

Technische Universität München
Institut für Energietechnik
Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen

Untersuchung eines überstöchiometrischen Brennverfahrens für einen kleinen stationären Zündstrahl-Gasmotor

Sebastian Zirngibl

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der
Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Prof. Dr. -Ing. Boris Lohmann

Prüfer: 1. Prof. Dr. -Ing. Georg Wachtmeister
2. Prof. Dr. -Ing. Frank Atzler,
Technische Universität Dresden

Die Dissertation wurde am 04. August 2020 bei der Technischen Universität München eingereicht
und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 03. Februar 2021 angenommen.

If you need inspiring words, don't do it.

E. MUSK

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am LEHRSTUHL FÜR VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN der TECHNISCHEN UNIVERSITÄT MÜNCHEN. An dieser Stelle möchte ich zunächst allen danken, die durch ihre Unterstützung zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben und insbesondere jenen die nachfolgend nicht namentlich erwähnt werden.

Mein erster und auch ein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr. -Ing. Georg Wachtmeister für das mir entgegengebrachte Vertrauen, die vielen anregenden Diskussionen und insbesondere die Freiheit bei der Gestaltung und Durchführung der vorliegenden Arbeit. Weiterhin danke ich Herrn Prof. Dr. -Ing. Frank Atzler der TECHNISCHEN UNIVERSITÄT DRESDEN für das große Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Koreferats sowie Prof. Dr. -Ing. Boris Lohmann (TUM) für die Leitung des Promotionsverfahrens und den Vorsitz bei der mündlichen Prüfung.

Den Teilnehmern des Arbeitskreises des Forschungsprojekts „Optimierter Verbrennungsmotor für landwirtschaftliche Biogas Mini-BHKW“ danke ich an dieser Stelle für die konstruktiven Diskussionen und das große Interesse am genannten Forschungsvorhaben. Die vorliegende Arbeit basiert zu einem großen Teil auf den in diesem Projekt erzielten Ergebnissen.

Für den zur Verfügung gestellten Versuchsmotor und die unkomplizierte Versorgung mit Versuchsteilen möchte ich mich bei der MOTORENFABRIK HATZ und stellvertretend bei Herrn Dr. -Ing. Simon Thierfelder bedanken. Bei Matthias Hochleitner, Gunter Wolf und Christian Kasbauer bedanke ich mich für die Unterstützung vor allem in der Zeit der ersten Inbetriebnahme des Versuchsmotors und bei Tobias Winter für die fruchtbaren Diskussionen im Rahmen der simulativen Untersuchungen. Seitens des LEHRSTUHL FÜR VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN bedanke ich mich besonders bei Christian Hödl für die tatkräftige Unterstützung bei allen den Motorprüfstand betreffenden Fragen und stellvertretend für die Mitarbeiter der lehrstuhleigenen Werkstatt bei Herrn Markus Weiß. Thomas Zimmer danke ich für die geduldige Unterstützung bei der Konzeptionierung des Versuchsaufbaus und vor allem der Prüfstandssteuerung und Messdatenerfassung. Daniel Koch danke ich für die reibungslose Zusammenarbeit beim abwechselnden Betrieb unserer Versuchsmotoren, die vielen fachlichen Diskussionen und den Einblick in die Welt „etwas“ höherdrehender Motoren. Frau Marita Weiler und Sonja Zeilhofer möchte ich an dieser Stelle für die organisatorische Unterstützung vielmals danken. Auch meinen Studenten danke ich für ihren jeweiligen Beitrag zum Forschungsprojekt.

Meinen Kolleginnen und Kollegen danke ich an dieser Stelle ausdrücklich für die schöne Zeit am LEHRSTUHL FÜR VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN auch abseits des fachlichen Alltags. Hervorheben möchte ich dabei Dr. -Ing. Johann Wloka und Dr. -Ing. Franz Xaver Schauer, die meine Begeisterung für die vielfältigen Themengebiete rund um den Verbrennungsmotor geweckt haben. Laura Baumgartner und Dr. -Ing. Sebastian Wohlgemuth danke ich nicht nur für die Betreuung meiner Masterarbeit, sondern vor allem auch dafür, dass ich meinen Weg am LVK fortsetzen konnte. Euch beiden an dieser Stelle vielen Dank für euren Einsatz und eure andauernde Unterstützung. Für die unzähligen gemeinsamen Stunden am LVK, die nicht immer nur fachlichen Gespräche und die inspirierenden Kaffeepausen danke ich Sebastian Rösler und Sebastian Schuckert vielmals. Meinem Bürokollegen Sebastian Rösler möchte ich an dieser Stelle zudem meinen tiefsten Dank für die gemeinsamen Jahre aussprechen, die mich nicht nur fachlich den einen oder anderen Schritt weiter gebracht haben.

Mein größter Dank gilt meiner Familie und vor allem meinen Eltern, die mir das Beschreiten meines bisherigen Lebensweges ermöglicht und erleichtert haben und mich bei allen Entscheidungen unterstützen. Katharina, dir danke ich für deine große Geduld.

München, im August 2020

Sebastian Zirngibl

Kurzfassung

Schlagwörter: Biogas, Gasmotor, Zündstrahl, phänomenologische Modellierung, Paketmodell, Piloteinspritzung, Motorprüfstand, Brennverfahren

Vor dem Hintergrund zunehmend dezentraler Strukturen der Energieversorgung behandelt die vorliegende Arbeit die Untersuchung eines Zündstrahl-Brennverfahrens für den Einsatz in überwiegend stationär betriebenen BHKW-Anwendungen. Hierbei wird Biogas als primärer Energieträger verwendet. Die effektive Motorleistung liegt bei etwa 20 kW. Besondere Randbedingungen stellen sowohl der vergleichsweise kompakte Brennraum (etwa 0,49 l) als auch der minimierte Zündölanteil (energetisch etwa 1 %) dar.

Für die fundierte Analyse des Zündstrahl-Brennverfahrens wird zunächst ein Ansatz zur mathematischen Beschreibung der Verbrennung erläutert. Der Modellansatz kombiniert im Wesentlichen eine quasidimensionale Paketmodellierung der Zündöleinspritzung mit einer phänomenologischen Modellierung der sich turbulent ausbreitenden hemisphärischen Flammenfront der Hauptverbrennung. Die Validierung des Modellierungsansatzes anhand experimentell ermittelter Vergleichsdaten weist schließlich die plausible Vorausberechnung der grundsätzlichen Phänomenologie des Zündstrahl-Brennverfahrens und vor allem des Entflammungsverhaltens nach. Beispielsweise Zylinderspitzenruck und integral freigesetzte Wärmemenge werden ebenfalls korrekt abgebildet.

Umfangreiche experimentelle Untersuchungen des Brennverfahrens stellen den Hauptteil der vorliegenden Arbeit dar. Im Mittelpunkt stehen zunächst die Charakterisierung des Einspritzsystems mittels optischer Analysen der Kleinstmengeneinspritzung und die detaillierte Auswertung der Einspritzverläufe. Die anhand der Ergebnisse identifizierte Einspritzstrategie basiert auf einem Einspritzdruck von 800 bar, bei dem sowohl ein minimaler energetischer Zündölanteil von etwa 1 % als auch eine zuverlässige Entflammung dargestellt werden können. Weiterhin werden der Einfluss der Brennraumgeometrie und das Zusammenspiel mit den strömungsmechanischen Effekten einer drallerzeugenden Ladeluftführung diskutiert. Vor allem der die Verbrennung beschleunigende Einfluss der aus dem Aufbruch der gerichteten Zylinderinnenströmung entstehenden Turbulenz zeigt sich hierbei in allen Phasen der Verbrennung. Aufgrund höherer Wandwärmeverluste kann jedoch kein wesentlicher Wirkungsgradvorteil identifiziert werden. Eine Betrachtung innermotorischer Maßnahmen zur Minimierung der Schadstoffemissionen zeigt schließlich einen vergleichsweise geringen Luftüberschuss in Kombination mit einer verschleppten Verbrennung als zielführend. Insgesamt muss dabei jedoch ein Wirkungsgradnachteil von etwa acht Prozentpunkten berücksichtigt werden.

Abstract

Keywords: Biogas, Gas Engine, Dual-Fuel, Phenomenological Modeling, Package Model, Pilot Injection, Engine Test Bed, Combustion Process

Considering increasingly decentralized energy supply structures, this research paper discusses the investigation of a dual-fuel pilot injection combustion process for the main application in stationary cogeneration units (CHP). Using biogas as the primary source of energy, the effective engine power is approximately 20 kW. Particular boundary conditions are the comparably small combustion chamber (approx. 0,49 l) as well as the minimized pilot injection quantity (energetically approx. 1 %).

First, for a profound analysis of the pilot injection combustion, the present work explains a mathematical description of the combustion process. The model essentially combines a quasi-dimensional package modelling for the pilot injection process with a phenomenological modelling of the hemispherically and turbulently spreading flame front of the main combustion. The validation of the model approach—based on experimentally determined data—finally proves the plausible prediction of the pilot injection combustion process characteristics as well as its specific ignition behavior. For example, the model also calculates in-cylinder peak pressure and released heat quantity correctly.

Extensive experimental investigations of the pilot injection combustion process represent the main part of the present thesis. At first, the focus is on the characterization of the injection system—by means of optical analyses of minimized injection quantities as well as detailed evaluations of the corresponding injection processes. The determined injection strategy is based on an injection pressure of 800 bar, allowing the energetic minimization of the pilot injection quantity to approximately 1 % and ensuring reliable ignition of the premixed main cylinder charge. Furthermore, the thesis discusses the influences of the combustion chamber's geometry as well as interactions with flow-mechanical effects of swirling flow patterns within the combustion chamber induced by the intake manifold's geometry. Especially the influence of turbulent kinetic energy—considerably accelerating the combustion—originating from the breakup of directed in-cylinder flow structures is evident throughout the combustion process. Increasing wall heat losses, however, compensate potential efficiency advantages. Finally, investigations of internal engine measures aiming to minimize pollutant emissions indicate that the combination of air-fuel ratios towards stoichiometric conditions and a delayed combustion allows the simultaneous decrease of both nitrogen oxides and unburned methane emissions. An efficiency disadvantage of about eight percentage points has to be taken into account, however.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Abkürzungen	III
1 Einleitung	1
1.1 Motivation und Zielsetzung	1
1.2 Biogas als Kraftstoff in motorischen Anwendungen	2
1.3 Vorgehensweise und Struktur der Arbeit	6
2 Kenntnisstand aus Forschung und Technik	7
2.1 Gasmotorische Brennverfahren in stationären Anwendungen	7
2.1.1 Untersuchungen des Zündstrahl-Brennverfahrens	10
2.1.2 Einordnung der vorliegenden Arbeit	17
2.2 Modellierung der diffusiven Dieselerbrennung	18
2.2.1 Phänomenologische Modellierungsansätze.....	19
2.2.2 Modellierung der Piloteinspritzung im Zündstrahl-Brennverfahren ...	31
2.2.3 Bewertung und Einordnung des Modellierungsansatzes	34
3 Entwicklungswerkzeuge und -methodik	35
3.1 Versuchsmotor 4H50TIC der MOTORENFABRIK HATZ	35
3.2 Motorprüfstand und Messtechnik	36
3.3 Versuchsmethodik und -durchführung	40
3.3.1 Berechnungen der Brenn- und Abgasanalyse	42
3.3.2 Berechnung und Beurteilung der Leistungsdaten	42
3.4 Simulations- und Auswertemethodik.....	43
3.4.1 Thermodynamische Analyse der Verbrennung	44
3.4.2 Dreidimensionale CFD-Modellierung	45
4 Phänomenologische Modellierung des Zündstrahl-Brennverfahrens	47
4.1 Mehrzoniger Modellansatz der Piloteinspritzung.....	47
4.1.1 Modellierung der paketspezifischen Teilprozesse	48
4.1.2 Thermodynamische Zustandsgrößen der Strahlpakete	55
4.2 Modellvorstellung der vorgemischten Hauptverbrennung	57
4.2.1 Beschreibung der Umsetzungsgeschwindigkeit	59
4.2.2 Erweiterung der Turbulenzmodellierung.....	61
4.3 Thermodynamische Integration der Paketzonen	62
4.4 Sensitivität der quasidimensionalen Diskretisierung.....	64

5	Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens	68
5.1	Grundsätzlicher Einsatzzweck des Brennverfahrens	68
5.2	Identifikation des relevanten Betriebsbereichs	69
5.3	Beschreibung des grundsätzlichen Betriebsverhaltens.....	72
5.4	Wesentliche Einflüsse auf das Zündstrahl-Brennverfahren	80
5.4.1	Definition der Einspritzstrategie	80
5.4.2	Einfluss des geometrischen Verdichtungsverhältnisses	89
5.4.3	Untersuchung der Kolben- bzw. Brennraumgeometrie	93
5.4.4	Zwischenfazit zur Untersuchung der Brennraumgeometrie	106
5.4.5	Einfluss des Drallniveaus auf den Ablauf der Verbrennung	107
5.5	Zusammenfassung der experimentellen Untersuchungen	114
5.5.1	Verhalten des Brennverfahrens in kleinem Brennraum	114
5.5.2	Möglichkeiten zur innermotorischen Emissionsminimierung	116
5.5.3	Zusammenfassung der Ergebnisse in einem Gesamtkonzept	119
6	Zusammenfassung und Ausblick	120
	Literaturverzeichnis	125
	Projektbezogene Studienarbeiten	161
	Publikationsliste	163

Formelzeichen und Abkürzungen

Lateinische Symbole

A	m^2	Fläche bzw. Querschnitt
A_G	–	Modellkonstante Brenngeschwindigkeit
b	mm	Bohrungsdurchmesser bzw. Breite
C_D	–	statischer Durchflussbeiwert Injektor
c_m	m/s	mittlere Kolbengeschwindigkeit
$C_{m,i}$	–	Modellkonstante Tropfenverdampfung ($i = 1,2,3$)
c_p	J/(kg K)	spezifische isobare Wärmekapazität
$C_{v,i}$	–	Modellkonstante Paketgeschwindigkeit ($i = 1,2,3$)
$C_{ZV,i}$	–	Modellkonstante Zündverzugszeit ($i = 1,2,3,4$)
d	μs	Bestromungsdauer (Einspritzung)
d	mm	Zylinderabstand
D	m	Durchmesser
$d m_{KS}$	mg/ms	Einspritzrate
$d Q_B$	J/°KW	Brennverlauf
e	–	Eulersche Zahl
Ex	–	Expansionsfaktor
h	kJ/kg	spezifische Enthalpie
h	mm	Hub, Ventilhub bzw. auch Öffnung
H_i	kJ/kg	Heizwert (früher H_u)
i	–	Anzahl
k	–	Anzahl (radiale Schichten Paketmodell)
k	m^2/s^2	turbulente kinetische Energie
$K_{[...]}$	–	Korrekturfaktoren (Turbulenzmodellierung)
K_F	–	Korrekturfaktor (Reaktionsgeschwindigkeit)
l	mm	Pleuellänge
L	m	Länge
L_{min}	kg/kg	stöchiometrischer Luftbedarf
m, \dot{m}	kg bzw. kg/h	Masse (Einspritzung auch mg) bzw. Massenstrom
m_B	mg	umgesetzte Kraftstoffmasse
M_d	N m	Drehmoment

Formelzeichen und Abkürzungen

m_L	mg	Verbrennungsluftmassenstrom
m_{ST}	–	Modellkonstante Brenngeschwindigkeit
n	–	Anzahl
n	U/min	Motordrehzahl
N	–	Anzahl (Kraftstofftropfen)
n_{ST}	–	Modellkonstante Brenngeschwindigkeit
Nu	–	Nußelt-Zahl
p	bar	Druck
P	kW	Leistung
p_{mi}	bar	indizierter Mitteldruck
Q	J	Wärmemenge (allgemein)
Q_B	J	freigesetzte Wärmemenge
r	m	Radius
Re	–	Reynolds-Zahl
s	m/s	Brenngeschwindigkeit
s	m	Strecke, Weg bzw. auch Distanz (hier mm)
Sh	–	Sherwood-Zahl
t	°KW v.OT	Bestromungsbeginn (Einspritzung)
t	s	Zeit bzw. Zeitschritt (ohne Einheit)
T	°C	Temperatur (ggf. auch K)
v	m/s	Geschwindigkeit
v'	m/s	turbulente Schwankungsgeschwindigkeit
V	m ³	Volumen (ggf. auch l)
w	–	Massenanteil
We	–	Weber-Zahl
z	–	Korrekturfaktor (Tropfenverdampfung)
Z	–	Zone (Diskretisierung)

Griechische Symbole

α_n	–	Drallzahl
Δ	–	Abweichung bzw. Differenz
ε	m ² /s ³	Dissipationsrate (turbulente kinetische Energie)
ε	–	Verdichtungsverhältnis (geometrisch)

η	–	Wirkungsgrad
κ	–	Isentropenexponent
λ	kW/(m K)	Wärmeleitfähigkeit
λ	–	Verbrennungsluftverhältnis
λ_1	–	Liefergrad
μ_V	–	Durchflusskoeffizient
π	–	Kreiszahl
ρ	kg/m ³	Dichte
σ	%	Standardabweichung
τ	–	charakteristische Zeitdauer
τ	%	relative Luftfeuchtigkeit
τ_L	s	char. Brenndauer eines Frischgaswirbels
φ	°KW	Kurbelwinkel
X	–	gravimetrischer Verbrennungsfortschritt (bspw. X_{05} , X_{50} oder X_{90})
ψ	–	Durchflussfunktion
ω	–	azentrischer Faktor

Indizes

0	Ruhezustand bzw. Umgebung
aus	Auslass (-kanal) bzw. ausströmen
AV	Auslassventil
BG	Brenngas
bu	Strahlaufbruch (engl.: <i>breakup</i>)
D	Düse bzw. Spritzloch (Injektor)
Diss	Dissipation
η_{\max}	Wirkungsgradmaximum (effektiv)
eff	effektiv
ein	Einlass (-kanal) bzw. einströmen
entr	Frischgasbeimischung (engl.: <i>entrainment</i>)
EV	Einlassventil
evap	Verdampfung (engl.: <i>evaporation</i>)
F	Flamme bzw. Flammenzone
FF	Flammenfront

Formelzeichen und Abkürzungen

fl	flüssig
Freig	Freigang (Kolben)
FZ	Frischgaszone (unverbrannt)
g	gasförmig
G	Gemisch
H	Hub
i	Laufvariable bzw. Komponente
imp	Wandaufprall (engl.: <i>impingement</i>)
In	Lufteinlass oder -ansaugung
ind	Indizierung bzw. indiziert
Inj	Einspritzung (engl.: <i>injection</i>)
k	Laufvariable (radial, Paketmodell)
krit	kritisch
ks	Kraftstoff bzw. unvollständige und unvollkommene Verbrennung
KS	Kraftstoff (flüssig)
L	Ladeluft bzw. laminar oder Verlust (engl.: <i>loss</i>)
m	empirischer Exponent (Verzögerung Paketgeschwindigkeit)
m	Masse bzw. mechanisch
max	maximal
min	minimal
mix	Mischung (engl.: <i>mixture</i>)
n	Laufvariable bzw. Anzahl
opt	optimal bzw. Optimum
ox	Oxidation
P	Paket bzw. Paketzone
pmax	Zylinderspitzenndruck
p _{mi}	indizierter Mitteldruck
Quetsch	Quetschbereich (Kolben)
Ref	Referenz
s	Grenzschicht (Tropfenverdampfung)
sat	gesättigt (engl.: <i>saturated</i>)
stat	stationär
T	turbulent

th	theoretisch
tip	Strahlfront
TL	(Abgas-) Turbolader
Tr	Tropfen
uv	unverbrannt
v	verbrannt bzw. (reale) Verbrennung
V	Ventil
w	Wand bzw. Wandwärmeübergang oder -verluste
W	Brennraumwand
ZV	Zündverzug
Zyl	Zylinder bzw. Brennraum

Akronyme

AGR	Abgasrückführung
AS	Schließzeitpunkt des Auslassventils (Auslass schließt)
AÖ	Öffnungszeitpunkt des Auslassventils (Auslass öffnet)
BD	Brenndauer (bezogen auf die Umsatzpunkte X_{05} und X_{90})
BHKW	Blockheizkraftwerk
CFD	Computational Fluid Dynamics
CH ₂ O	Formaldehyd (auch Methanal)
CH ₃ COOH	Essigsäure (Ethansäure)
CHP	Combined Heat and Power (Cogeneration)
CNG	Compressed Natural Gas
cRIO	CompactRIO (engl.: <i>Reconfigurable Input and Output</i>)
DF	Dual-Fuel
DVA	Druckverlaufsanalyse
EOI	End of Injection
ES	Schließzeitpunkt des Einlassventils (Einlass schließt)
EÖ	Öffnungszeitpunkt des Einlassventils (Einlass öffnet)
FID	Flammenionisationsdetektor
FPGA	Field Programmable Gate Array
FTIR	Fourier-Transformations-Infrarotspektrometer
KW	Kurbelwinkel
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
LPG	Liquefied Petroleum Gas
LVK	Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen

Formelzeichen und Abkürzungen

MCC	Mixing Controlled Combustion
MHC	Methan-Kohlenwasserstoffe
NDIR	Nichtdispersive Infrarottechnologie
NMHC	Nicht-Methan-Kohlenwasserstoffe
NO _x	Stickoxide (Sammelbezeichnung NO und NO ₂)
OT	Oberer Totpunkt
PLIF	Planar Laser-Induced Fluorescence
PSA	Pressure Swing Adsorption
PXI	PCI eXtensions for Instrumentation
RCCI	Reactivity Controlled Compression Ignition
RNG	Re-Normalisation Group
SESAM	System for Emission Sampling and Measurement
SMD	Sauterdurchmesser (engl.: <i>Sauter Mean Diameter</i>)
SOC	Start of Combustion
SOE	Start of Energizing
SOI	Start of Injection
THC	Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (engl.: <i>Total Hydrocarbons</i>)
TKE	Turbulente kinetische Energie
TUM	Technische Universität München
UT	Unterer Totpunkt
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
ZI	Zündintegral
ZV	Zündverzug
ZOT	Oberer Totpunkt der Verbrennung
ZZP	Zündzeitpunkt

1 Einleitung

Mit der zunehmenden Integration erneuerbarer Energien in die Stromversorgungsnetze sind enorme Herausforderungen, unter anderem bezüglich Lastabdeckung und Energiespeicherung, verbunden. Aufgrund der volatilen Verfügbarkeit von beispielsweise Photovoltaik und Windkraft muss die verbleibende Residuallast bisher auch weiterhin zu einem großen Teil durch konventionelle Kraftwerke abgedeckt werden. Saisonale und insbesondere über den einzelnen Tag verteilte Schwankungen könnten zukünftig jedoch durch einen dezentralen Ausbau der Energieversorgung mittels kleiner verteilter Biogas Blockheizkraftwerke (BHKWs) ausgeglichen werden. Intelligent vernetzt verstromen derartige Anlagen zwischengespeichertes Brenngas zur Abdeckung der Residual- und Spitzenlasten und entkoppeln somit die einzelnen Vorgänge der Energiewandlung. Die aufgrund der Kraft-Wärme-Kopplung (KWK) nutzbare Wärmeenergie kann zu einem gewissen Teil beispielsweise wiederum zur Biogaserzeugung oder zur Gebäudeheizung beziehungsweise als Prozesswärme in der industriellen Verfahrenstechnik genutzt werden. Zudem macht die zunehmende und effiziente Umsetzung biogener Abfallstoffe kleiner landwirtschaftlicher Einheiten einen noch überwiegend ungenutzten Anteil der potentiell aus Biomasse zu gewinnenden erneuerbaren Energie zugänglich.

Vor diesem Hintergrund werden verstärkt effiziente Gasmotoren im niedrigen Leistungsbereich benötigt. Hierbei bietet vor allem das Zündstrahl-Brennverfahren die Möglichkeit flexibel auf die vorhandene Gasversorgung zu reagieren. Auftretende Schwankungen in der Qualität des Brenngases können durch eine entsprechende Mengenanpassung des flüssigen Kraftstoffs ausgeglichen werden. Im Bedarfsfall ist wiederum auch ein rein dieselmotorischer Betrieb des Blockheizkraftwerks darstellbar.

1.1 Motivation und Zielsetzung

Aktuell besteht nur ein geringer Anreiz hocheffiziente Antriebsaggregate für mit Biogas betriebene Mini-BHKWs zu entwickeln. Entsprechend werden überwiegend leistungsreduzierte Varianten teils deutlich größerer Anlagen eingesetzt, wodurch potentiell vorhandene Wirkungsgradreserven ungenutzt bleiben und ein erhöhter Ausstoß an Schadstoffemissionen hingenommen werden muss. Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Gegenüberstellung verschiedener brennverfahrenstechnischer Möglichkeiten einerseits zur Maximierung der Ausnutzung vorhandener Energiequellen und andererseits zur innermotorischen Einhaltung derzeit geltender Emissionsgrenzwerte. Entsprechend dem vorrangigen Einsatzzweck liegt das Hauptaugenmerk dabei auf dem gasmotorischen Zündstrahl-

Betrieb. Sowohl auf theoretischen als auch auf umfangreichen experimentellen Untersuchungen des Zündstrahl-Brennverfahrens in einem kompakten Brennraum basierend, leistet die vorliegende Arbeit in diesem Zusammenhang einen wesentlichen Beitrag für die Integration zukünftig dezentraler Energieversorgungsstrukturen.

1.2 Biogas als Kraftstoff in motorischen Anwendungen

Wie eingangs bereits erwähnt stellt Biogas den primären Energieträger des in dieser Arbeit zu untersuchenden Zündstrahl-Brennverfahrens dar. Nachfolgend werden zunächst wesentliche Grundlagen der Biogaserzeugung basierend auf anaerober Fermentation und ergänzend technisch relevante Ansätze zur weiteren Aufbereitung des Biogases erläutert. Für eine detaillierte Beschreibung der erforderlichen chemischen und verfahrenstechnischen Grundlagen muss an dieser Stelle jedoch auf die entsprechende Fachliteratur (vgl. bspw. [31,42,81,144,352,356]) verwiesen werden.

Biogasgewinnung aus anaerober Fermentation

Organische Masse kann, unter Ausschluss von Sauerstoff (anaerob) und mit Beteiligung einer Vielzahl von Mikroorganismen, in Biogas umgewandelt werden. Das auf diese Weise entstehende Gasgemisch besteht überwiegend aus Methan (50 bis 75 %) und Kohlendioxid (25 bis 50 %). Vor allem in Abhängigkeit der eingesetzten Ausgangsstoffe enthält Biogas zudem geringe Mengen Wasserdampf, Stickstoff und Sauerstoff sowie Wasserstoff, Schwefelwasserstoff und Ammoniak (vgl. auch [42,144]). Die Ausgangsstoffe (Substrate) stammen hierbei überwiegend aus der Landwirtschaft (bspw. Nutztierhaltung und dem Anbau bzw. der Ernte nachwachsender Rohstoffe) sowie der weiterverarbeitenden Agrarindustrie und bestimmen maßgeblich die erreichbare Biogasausbeute und dessen Zusammensetzung. Weitere Einflussgrößen bezüglich Biogasmenge und dessen tatsächlicher Zusammensetzung liegen beispielsweise in der Verweilzeit der Substrate im Fermenter und dem dort vorherrschenden Temperaturniveau. Auf die technischen Unterschiede verschiedener Fermenterbauarten wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen und auf die eingangs genannte Fachliteratur verwiesen (vgl. bspw. auch [188,254]).

Die Biogasgewinnung aus anaerobem Abbau organischer Stoffe basiert im Wesentlichen auf vier Teilprozessen (vgl. auch Abbildung 1.1) welche im Fermenter sowohl räumlich als auch zeitlich annähernd parallel ablaufen.

1. Die **Hydrolyse** stellt den ersten Fermentationsschritt dar, wobei die komplexen Verbindungen des Substrats (bspw. Kohlenhydrate, Eiweiße und Fette) unter Anlagerung von Wasser in ihre niedermolekularen organischen Grundbausteine (bspw. Aminosäuren, Zucker und Fettsäuren) aufgespalten werden.

1.2 Biogas als Kraftstoff in motorischen Anwendungen

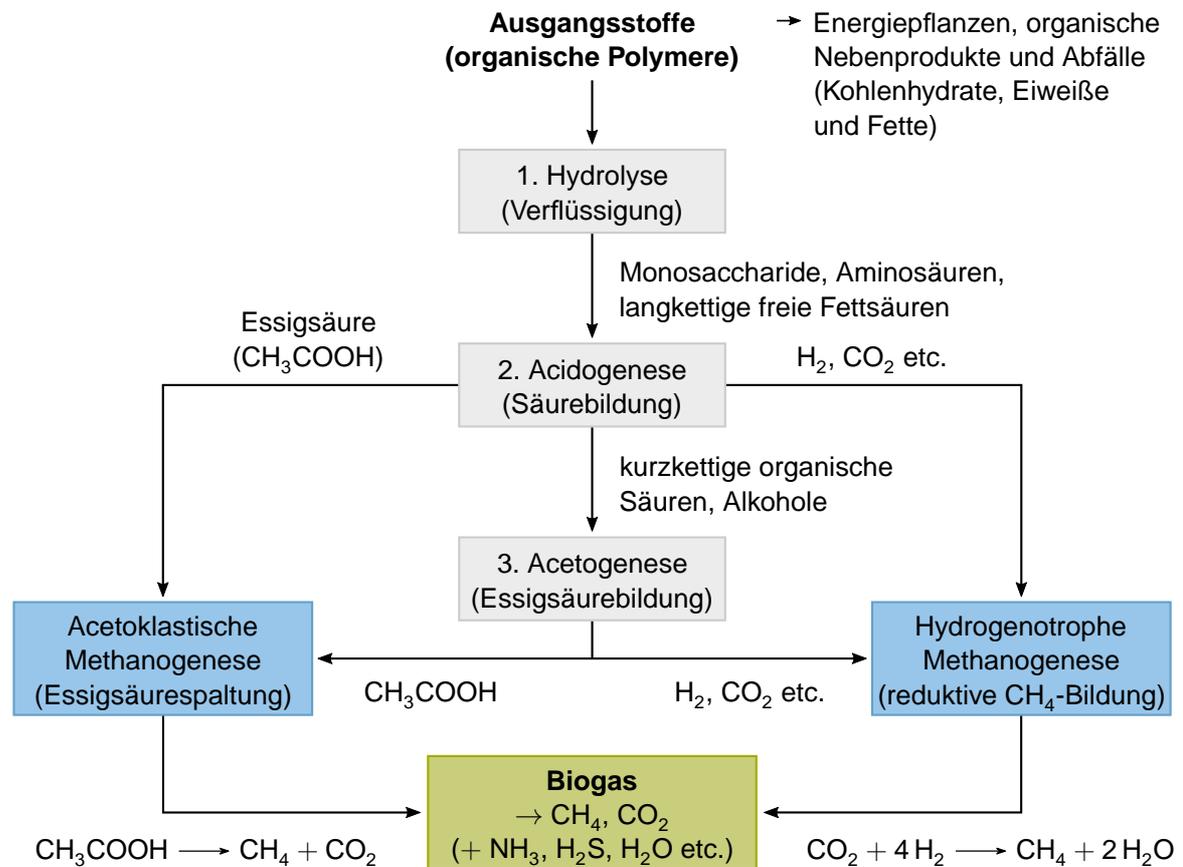


Abbildung 1.1: Vereinfachte Darstellung des anaeroben Fermentationsprozesses zur Biogasgewinnung sowie der in der Methanogenese ablaufenden chemischen Teilreaktionen in Anlehnung an [31,81,352].

Aufgrund der im Allgemeinen hohen Komplexität des Ausgangsmaterials bestimmt die Hydrolyse die Gesamtdauer des Fermentationsprozesses.

2. In der zeitgleich ablaufenden **Acidogenese** (Versäuerungsphase) werden die Hydrolyseprodukte unter anderem weiter zu niedermolekularen Fettsäuren und Alkoholen sowie Kohlendioxid und Wasserstoff, als Basisprodukte der nachfolgenden Methanbildung, abgebaut. Ein wesentlicher Einflussfaktor auf die Art der in diesem Teilschritt gebildeten Produkte ist hierbei die Konzentration des gebildeten Wasserstoffs.
3. Während der **Acetogenese** werden aus den niedermolekularen Säuren und Alkoholen wiederum Essigsäure, Kohlendioxid und Wasserstoff gebildet, wobei der Wasserstoffpartialdruck entsprechend ansteigt und folglich sowohl den Stoffwechsel der acetogenen Bakterien als auch die Methanbildung verlangsamt. Insgesamt besteht somit eine enge Wechselwirkung zwischen den

einzelnen Teilprozessen der Acetogenese und der nachfolgenden Methanogenese beziehungsweise den jeweiligen Organismengruppen.

4. Das den Energieinhalt des Biogases bestimmende Methan wird in der **Methanogenese** einerseits durch Essigsäurespaltung acetogenotropher Methanbakterien sowie andererseits der Methanisierung von Kohlendioxid und Wasserstoff durch hydrogenotrophe Mikroorganismen gebildet. Der exotherm ablaufende Prozess liefert zudem Reaktionsenergie beispielsweise für die Essigsäurebildung. Als wesentliche Produkte der Methanbildungsphase verbleiben, neben den oben genannten Spurengasen, schließlich Methan, Kohlendioxid und Wasser im Biogas.

Der als Gärrest bezeichnete Rückstand des Fermentationsprozesses besteht überwiegend aus schwer abbaubaren organischen Resten (bspw. Lignin und Zellulose) und weiteren anorganischen Stoffen (vor allem mineralische Reststoffe). Aufgrund der auch nach dem anaeroben Abbau noch enthaltenen Spurenelemente und Nährstoffe beziehungsweise dem hohen Stickstoffanteil kann der Gärrest als Düngemittel auf landwirtschaftlichen Flächen eingesetzt werden. Insbesondere zur Minimierung der durch Nachgärung entstehenden Methan- und Ammoniakemissionen müssen hierbei jedoch Lagerzeiten eingehalten und Lagerstätten gasdicht abgedeckt werden. [144,352]

Möglichkeiten zur Biogasaufbereitung

Parallel zur Methanogenese ablaufende Prozesse besitzen einen teils erheblichen Einfluss auf die Qualität des Biogases. Durch Sulfatreduzierung wird beispielsweise der in den Aminosäuren enthaltene Schwefel mithilfe von Wasserstoff zu Schwefelwasserstoff abgebaut. Der hierfür erforderliche Wasserstoff steht folglich nicht für die Methanisierung mit Kohlendioxid zur Verfügung, wodurch sich ein entsprechend geringerer Methananteil und damit Energieinhalt des Biogases ergibt. Zudem verkürzt Schwefelwasserstoff, in Abhängigkeit seiner endgültigen Konzentration, die Standzeiten der zur energetischen Verwertung des Biogases eingesetzten Verbrennungsmotoren zum Teil erheblich. [31]

Um die Standzeiten der beispielsweise in Blockheizkraftwerken verbauten Verbrennungsmotoren zu verlängern, wird das Rohbiogas im Allgemeinen zunächst von Partikeln gereinigt sowie entschwefelt (biologisch oder chemisch) und entfeuchtet. Die Trocknung basiert hierbei meist auf einer Abkühlung des Gases unter die Taupunkttemperatur, wobei die im Biogas enthaltene Feuchtigkeit auskondensiert und abgeschieden werden kann. Aufgrund der guten Wasserlöslichkeit wird hierbei bereits ein wesentlicher Teil des im Biogas enthaltenen Ammoniaks entfernt. Ein derartiger Aufbereitungszustand ermöglicht die lokale Verstromung des Biogases.

Für die Einspeisung in das Erdgasnetz sowie für die Verwendung als Kraftstoff muss das gewonnene Biogas zudem gesetzliche Anforderungen (bspw. DIN EN 16723-1 und -2) erfüllen. Neben reglementierter Schadgasanteile sind insbesondere ein Mindestmethan-gehalt und eine nicht zu unterschreitende Methanzahl zur Garantie einer Mindestklopffes-tigkeit einzuhalten. Vor allem durch die Abscheidung von Kohlendioxid (neben Sauerstoff und ggf. weiteren Spurengasen) können Methankonzentrationen von über 90 % erreicht werden, wobei das hierbei entstehende Biomethan grundsätzlich mit Erdgas vergleichba-re thermodynamische Eigenschaften aufweist (vgl. bspw. [96,204]). Technisch relevante Verfahren zur Kohlendioxidabscheidung sind vor allem die sogenannte Druckwechselad-sorption (engl.: *Pressure Swing Adsorption*, PSA), die Druckwasserwäsche, die physi-kalische und chemische Absorption mit organischen Lösungsmitteln sowie verschiedene Membran- oder Gaspermeationsverfahren. Kryogene Verfahren finden derzeit hingegen aufgrund hoher Investitionskosten und ihrem hohen energetischen Aufwand keine groß-technische Anwendung im Bereich der Biogasaufbereitung. Weiterführende Erläuterun-gen, vor allem der verfahrenstechnischen Grundlagen, sind wiederum den eingangs ge-nannten Literaturquellen sowie den Publikationen aktueller wissenschaftlicher Arbeiten (vgl. bspw. [12,83,107,300]) zu entnehmen.

Nachhaltigkeit der Biogasgewinnung und -verwertung

Durch das günstige Verhältnis zwischen Kohlenstoff- und Wasserstoffatomen führt die Verbrennung von Methan zu einem, verglichen mit konventionellen Kraftstoffen, geringe-ren Ausstoß an Kohlenstoffdioxiden. Zudem kann der offene Kohlendioxidkreislauf von fossilem Erdgas durch Substitution mit Biogas oder Biomethan geschlossen werden, wo-durch die biogenen gasförmigen Kraftstoffe einen erheblichen Beitrag zur Vermeidung von CO₂-Emissionen leisten können. Eine effektive Dekarbonisierung ist an dieser Stel-le jedoch nur unter Berücksichtigung der deutlich klimarelevanteren Methanemissionen möglich [191,316]. Insbesondere muss hierbei die gesamte Wertschöpfungskette ein-schließlich Transport, Lagerung und Silierung der Biomasse, der Anlagen- und Fermen-tationstechnik und der Gärrestlagerung betrachtet werden [137]. Auch die energetische Verwertung muss grundsätzlich eine vollständige Umsetzung des Biogases anstreben, kann jedoch, in einer ganzheitlichen Betrachtung, durch die Reduzierung der Methanmo-leküle zu Kohlenstoffdioxid bereits einen Vorteil erzielen [115].

Vor dem Hintergrund einer nachhaltigen Biogasgewinnung dürfen Quereinflüsse auf die Landwirtschaft, wie beispielsweise die Verteuerung von Ackerflächen durch den Anbau von Energiepflanzen, nicht außer Acht gelassen werden [13,162,201]. Entsprechend wird zukünftig insbesondere der Verwertung biogener Abfallstoffe beziehungsweise nicht in Konkurrenz zur Nahrungsmittelerzeugung stehender Energiepflanzen eine zunehmende Bedeutung zukommen (vgl. bspw. [44,95,222,271,298]).

1.3 Vorgehensweise und Struktur der Arbeit

Für eine fundierte Analyse des Zündstrahl-Brennverfahrens diskutiert die vorliegende Arbeit sowohl einen phänomenologischen Modellansatz zur mathematischen Beschreibung der Verbrennung als auch umfangreiche Komponenten- und Motorversuche.

Vor diesem Hintergrund fasst Kapitel 2 der Arbeit zunächst den für die Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens relevanten Kenntnisstand aus Forschung und Technik zusammen. Hierbei erfolgt zunächst eine grundsätzliche Charakterisierung gasmotorischer Brennverfahren in stationären Anwendungen sowie eine Abgrenzung des Zündstrahl-Betriebs zum Dual-Fuel- beziehungsweise dem sogenannten Substitutionsbetrieb. Anschließend werden wesentliche Untersuchungen des Zündstrahl-Brennverfahrens erläutert, verschiedene Modellierungsansätze der diffusiven Dieselerbrennung gegenübergestellt und der jeweilige Beitrag der vorliegende Arbeit eingeordnet.

Die für die Untersuchung des Brennverfahrens erforderlichen Entwicklungswerkzeuge und -methoden werden in Kapitel 3 beschrieben. Das Hauptaugenmerk liegt hierbei auf dem mess- beziehungsweise automationstechnischen Aufbau und dem Betrieb des entwickelten Motorprüfstands. Zudem werden die wesentlichen Grundzüge der angewandten Simulations- und Auswertemethoden erläutert. Anschließend behandelt Kapitel 4 die Erarbeitung eines phänomenologischen Modellierungsansatzes zur Vorausberechnung des Zündstrahl-Brennverfahrens. Neben der theoretischen Modellbeschreibung werden hierbei vor allem auch die Grundbedeutung des Modells und die Sensitivität gegenüber der quasidimensionalen Diskretisierung des Zündstrahls beschrieben. Die Validierung erfolgt schließlich anhand der Anwendung des Modellansatzes zur Vorausberechnung der in Kapitel 5 diskutierten Untersuchungen des Brennverfahrens. Wesentliche Schwerpunkte liegen an dieser Stelle, neben einer grundsätzlichen Beschreibung des Betriebsverhaltens, zunächst auf der Charakterisierung des Einspritzsystems vor dem Hintergrund darzustellender Kleinstmengeneinspritzungen. Weiterhin werden insbesondere der Einfluss der Brennraumgeometrie und das Zusammenspiel mit den strömungsmechanischen Effekten einer drallerzeugenden Ladeluftführung im Einlasskanal diskutiert. Kapitel 6 fasst schließlich die wesentlichen Ergebnisse der Arbeit zusammen.

2 Kenntnisstand aus Forschung und Technik

2.1 Gasmotorische Brennverfahren in stationären Anwendungen

Gasmotoren werden beispielsweise in der Energieversorgung, als Antrieb und zur Versorgung von Schiffen sowie als mechanischer Antrieb von Pumpen und Verdichtern eingesetzt. In Kombination mit verschiedenen fossilen sowie biologisch oder auch technisch erzeugten Brenngasen ergibt sich ein entsprechend vielfältiges Anforderungsprofil an das Verbrennungskonzept. Wie in Abbildung 2.1 dargestellt, kann eine grundsätzliche Charakterisierung der Konzepte hierbei anhand der Gaszumischung sowie der Art der Zündung des Brenngas/Luft-Gemisches erfolgen, wobei wiederum drei übergeordnete Konzepte unterschieden werden können. [221,340]

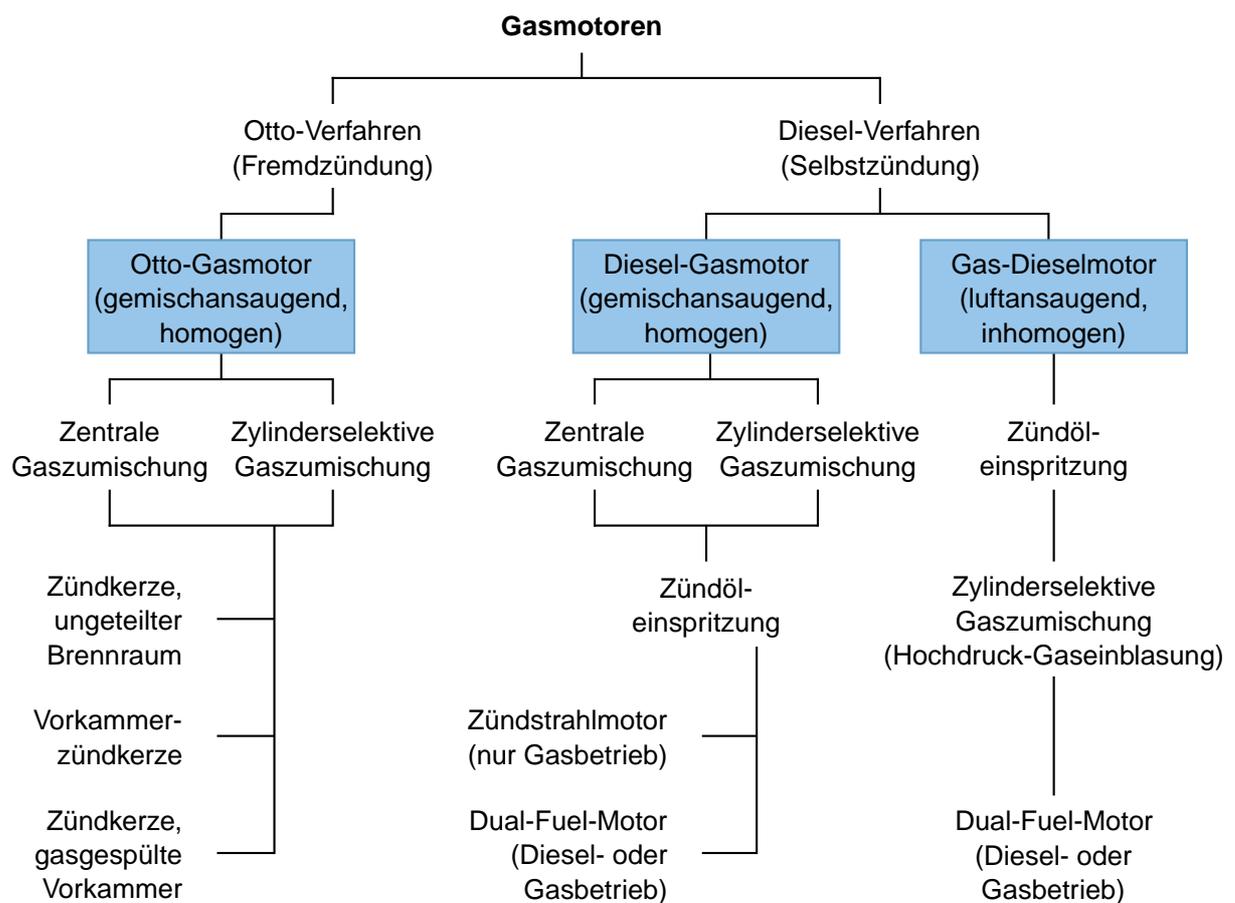


Abbildung 2.1: Einteilung gasmotorischer Brennverfahren entsprechend Gaszuführung und Art der Zündung des Brenngas/Luft-Gemisches nach [221].

Otto-Gasmotoren

Die nach dem Otto-Verfahren arbeitenden, meist aufgeladenen Gasmotoren zünden ein homogenes außerhalb des Brennraums gebildetes Gas/Luft-Gemisch. Bei zentraler Gemischbildung vor oder nach den Verdichterstufen wird hierbei ein vergleichsweise großes Volumen zündfähigen Gasgemisches vorgehalten. Das entsprechende Gefahrenpotential möglicher Rückzündungen in das Ansaugsystem kann mithilfe einer zylinderselektiven Gemischbildung durch Gaseinblasung direkt vor dem Einlassventil reduziert werden. Diese ermöglicht beispielsweise auch eine ebenfalls zylinderselektive Regelung des Verbrennungsluftverhältnisses, erfordert jedoch aufgrund der kurzen für die Gemischbildung zur Verfügung stehenden Zeit eine intensive und optimierte Gaseinblasung. Die für die Fremdzündung erforderliche Zündkerze kann bei steigendem spezifischem Zylindervolumen anhand einer Vorkammer vom Hauptbrennraum abgetrennt werden. Aus der Vorkammer austretende Fackelstrahlen führen schließlich zu einer im Brennraum verteilten Entflammung und entsprechend intensiven Umsetzung der Hauptladung. Besteht zudem die Möglichkeit das Vorkammervolumen mit Brenngas zu spülen, kann die Ladung gezielt lokal geschichtet werden. Die Entflammung der Zylinderfüllung wird durch die annähernd stöchiometrische Vorkammerverbrennung somit weiter intensiviert.

Diesel-Gasmotoren

Bei den auf dem Diesel-Verfahren basierenden Gasmotoren wird die Verbrennung des Gas/Luft-Gemisches durch die Selbstzündung eines direkt in den Brennraum eingespritzten Zündöls eingeleitet. Somit steht im Vergleich zur Zündkerzenzündung deutlich mehr Energie zur Entflammung des homogenen, meist mit deutlichem Luftüberschuss gebildeten, Gasgemisches zur Verfügung. Entsprechend können auch vergleichsweise schwache oder stark verdünnte Brenngase stabil verbrannt werden. Weiterhin können an dieser Stelle, je nach Anteil des flüssigen Kraftstoffs, Dual-Fuel- und Zündstrahlmotoren unterschieden werden. Erstere können sowohl als Zweistoff- als auch als reine Dieselmotoren betrieben werden und bieten folglich eine entsprechend höhere Kraftstoff-Flexibilität sowie das damit verbundene Potential zur Optimierung der Betriebskosten. Aufgrund der gegenläufigen Anforderungen beider Betriebsarten müssen bei den Dual-Fuel-Motoren jedoch insbesondere hinsichtlich der Schadstoffemissionen Nachteile in Kauf genommen werden [129,151,192,248]. Bei Zündstrahl- und Micro-Pilot-Verfahren dient das Zündöl hingegen ausschließlich als Zündquelle. Der Anteil des flüssigen Kraftstoffs ist auf die für den Motorstart beziehungsweise die erforderliche Zündölmenge bei Volllast begrenzt.

Gas-Dieselmotoren

Die nach dem Diesel-Verfahren arbeitenden Gasmotoren stellen insgesamt hohe Anforderungen an das Einspritzsystem des flüssigen Kraftstoffs. Insbesondere bei den Dual-Fuel-Motoren müssen entweder im Diesel- oder im Kleinstmengenbetrieb Kompromisse

eingegangen werden. Alternativ kommen Doppelinjektorkonzepte sowie spezielle sogenannte Wide Range Injektoren zum Einsatz, die in der Lage sind sowohl den Diesel- als auch den Kleinstmengenbetrieb stabil darzustellen [153,280]. Im Gegensatz zu den gemischansaugenden Brennverfahren müssen bei Verlagerung der Gemischbildung in den Brennraum sowohl eine zusätzliche Hochdruck-Gaseinblasung als auch die entsprechende Verdichtung des Brenngases (ca. 300 bis 350 bar) berücksichtigt werden. Brenngaseinblasung und Dieseleinspritzung können gegebenenfalls wiederum in einem einzelnen Injektor kombiniert werden. Die diffusive dieselmotorische Verbrennung läuft im Allgemeinen ohne klopfende Verbrennungsanomalien ab und ermöglicht somit die Verwertung zündwilliger Gase mit geringer Methanzahl ohne Anpassung der Verbrennungslage oder Leistungsabsenkung [340]. Die innere Gemischbildung ist jedoch tendenziell mit lokal unterstöchiometrischen Bereichen verbunden, was zu einem, im Vergleich zur vorgemischten ottomotorischen Verbrennung, höheren Emissionsniveau an Stickoxiden führt. Aktuell geltende Emissionsgrenzwerte sind anhand innermotorischer Maßnahmen entsprechend nur schwer einzuhalten. Die darstellbare Ladungsschichtung ermöglicht jedoch insbesondere die Verringerung der Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe.

Abgrenzung Dual-Fuel- bzw. Substitutionsbetrieb

Wie eingangs bereits erwähnt, liegt das Hauptaugenmerk der vorliegenden Arbeit auf der Untersuchung eines Zündstrahl-Brennverfahrens. Der auf die maximal nutzbare Wärmemenge bezogene Zündölanteil liegt entsprechend bei unter 5 %. Ein dem eigentlichen Sinn entsprechender Dual-Fuel-Betrieb bei dem die Ladeluft zunehmend durch Brenngas substituiert wird (vgl. auch Abbildung 2.1), wird nachfolgend nicht weiter berücksichtigt. Der Vollständigkeit halber werden an dieser Stelle jedoch die wesentlichen Eigenschaften des sogenannten Substitutionsbetriebs charakterisiert.

Insbesondere hinsichtlich der Einspritzung des flüssigen Kraftstoffs wird die Grundapplikation des Basismotors für den Dual-Fuel-Betrieb üblicherweise nicht, oder nur geringfügig angepasst. Auch die Brennraumgeometrie und insbesondere das Verdichtungsverhältnis werden in der Regel vom Grundmotor übernommen. Aufgrund der Klopfneigung des vorgemischten Brenngas/Luft-Gemisches können somit, bei unverändert hoher Verdichtung und annähernd gleicher Lage der Verbrennung, bis zu 60 % des flüssigen Kraftstoffs energetisch substituiert werden [1,2,10,72,302,340]. Einen ausführlichen Vergleich zwischen Diesel- und Dual-Fuel-Betrieb stellen beispielsweise Besch et al. [36] anhand der experimentellen Untersuchung verschiedener kommerzieller DF-Nachrüstätze vor. Die durchschnittliche Substitutionsrate identifizieren Besch et al. zwischen 20 und 45 %. Insgesamt zeigen die untersuchten Dual-Fuel-Betriebspunkte einen im Vergleich zum dieselmotorischen Betrieb geringeren effektiven Wirkungsgrad und einen entsprechenden Verbrauchsachteil (vgl. bspw. auch [11,26,183,242,247,252]). Der erhöhte spezifi-

sche Verbrauch kann im Allgemeinen größtenteils auf die nicht für den Zweistoffbetrieb optimierte Applikation des Grundmotors zurückgeführt werden. Zudem weist die Dual-Fuel-Verbrennung insbesondere bei niedriger spezifischer Motorlast einen geringeren Umsetzungs- beziehungsweise Verbrennungswirkungsgrad auf [27,75,145] und läuft mit zunehmender Gasbeimischung tendenziell instabiler ab [7,10,84,303,330,331,372]. Entsprechend verbleibt ein vergleichsweise hoher Anteil an Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen im Abgas (vgl. bspw. auch [8,58,61,132,151,205,247]). Letztere entstehen wiederum insbesondere im Feuersteg- und dem Quetschbereich zwischen Kolbenboden und Zylinderkopf [155,181] sowie durch Ablöschen der Flamme an der kalten Brennraumwand und dem in der Ventilüberschneidung in das Abgassystem überströmenden Gasgemisch. Die Kohlenwasserstoffemissionen bestehen entsprechend überwiegend aus vollständig unverbranntem Methan [69,192]. Eine vergleichsweise einfache, applikative Möglichkeit die Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe zu reduzieren besteht beispielsweise in der Aufteilung der Zündölmenge auf zwei einzelne Einspritzungen [15,212,213,237,243]. Das tatsächliche Potential zur Emissionsreduzierung ist hierbei jedoch entscheidend von der gewählten Einspritzstrategie hinsichtlich Mengenaufteilung und Wahl der Einspritzzeitpunkte abhängig. Mit zunehmender Brenngasbeimischung zeigt sich im Dual-Fuel-Betrieb schließlich sowohl ein Anstieg der Zündverzugszeit als auch eine Verlängerung der insgesamten Brenndauer [26,195,198,241,247,250,269,341,372]. Aufgrund der entsprechend langsameren und tendenziell kälteren Verbrennung kann das Rohemissionsniveau der Stickoxide somit grundsätzlich reduziert werden (vgl. bspw. auch [130,134,180,341]). Im Vergleich zum dieselmotorischen Betrieb können zudem die Partikelemissionen erheblich reduziert werden [48,113,192,308].

2.1.1 Untersuchungen des Zündstrahl-Brennverfahrens

Das eingangs anhand Abbildung 2.1 charakterisierte Zündstrahl-Brennverfahren wird seit geraumer Zeit sowohl experimentell als auch theoretisch untersucht und stetig weiterentwickelt. Die nachfolgenden Abschnitte geben anhand wesentlicher Beiträge einen grundsätzlichen Überblick über den aktuellen Kenntnisstand. Der Schwerpunkt liegt hierbei auf hohen Substitutionsraten ($> 90\%$) des flüssigen Kraftstoffs. Wesentliche Einflussgrößen sind insbesondere die Einspritzmenge oder die tatsächliche energetische Aufteilung beider Kraftstoffe sowie der Einspritzdruck und -zeitpunkt. Zudem bestimmen auch die Zusammensetzung oder Verdünnung des vorgemischten Brenngas/Luft-Gemisches das Betriebsverhalten sowie den grundsätzlich darstellbaren Betriebsbereich.

Zündölmenge bzw. Substitutionsrate

Verglichen mit den bereits beschriebenen Dual-Fuel-Anwendungen ist der energetische Anteil der Dieseleinspritzung zur Darstellung des Zündstrahl-Betriebs deutlich geringer. Dennoch stellt die eingespritzte Zündölmenge eine der wesentlichen Einflussgrößen auf

das Zündstrahl-Brennverfahren hinsichtlich Betriebs- und Emissionsverhalten dar. Insbesondere die Entflammung des angesaugten Brenngas/Luft-Gemisches wird hierbei von der Zündölmenge beeinflusst. Vor allem in den ersten Phasen der Wärmefreisetzung bis zum Übergang auf die vorgemischte Verbrennung zeigt die Minimierung der eingespritzten Kraftstoffmasse eine deutliche Verringerung der Brennrate [89,135,136,286,330]. Neben dem geringeren Energieinhalt werden überwiegend auch die im Wesentlichen von der Einspritzung abhängige Turbulenzintensität verringert sowie die diffusive Gemischbildung gehemmt. Die kürzere Strahlpenetration bedingt zudem eine Verkleinerung der initialen Flammenfront [279]. Rochussen et al. [286] zeigen in einer detaillierten Analyse der Dual-Fuel-Verbrennung an einem Einzylinder-Forschungsmotor (Diesel/Methan, 2,0 l Hubvolumen, Verdichtung 14,3:1), dass der Anteil der vorgemischten Verbrennung bei Reduzierung der Zündölmenge deutlich zunimmt. Der Pilotkraftstoff dient dabei lediglich der Entflammung des Brenngasgemisches und hat bereits zu Beginn der Verbrennung nur einen geringen Anteil an der insgesamten Wärmefreisetzung (vgl. auch [267]). Entsprechend der geringeren Verbrennungsintensität führt die Minimierung der Zündölmenge zur Verlängerung sowohl des Zündverzugs (ZV) als auch der gesamten Brenndauer [88,89,102,104,133,171,375].

Neben der Verzögerung des Entflammungsverhaltens ist die Reduzierung der Zündölmenge insbesondere in niedrigen Lastbereichen mit steigenden Abweichungen hinsichtlich Niveau und Lage des maximalen Brennraumdrucks und des indizierten Mitteldrucks aufeinanderfolgender Arbeitsspiele verbunden [3,153,267,279,288]. Wie auch im Dual-Fuel-Betrieb steigt somit das Rohemissionsniveau unverbrannter oder nur teilweise reagierter Abgasbestandteile. Das Entwicklungsziel besteht folglich in der Darstellung einer stabilen und schnellen Verbrennung. Hierbei werden jedoch oftmals Grenzen des vorhandenen Einspritzsystems erreicht. Kiesling und Redtenbacher et al. [153,279,280] zeigen in diesem Zusammenhang detaillierte Untersuchungen eines Wide Range Injektors. Vor allem bei sehr hohen Substitutionsraten ($> 95\%$) entfernt sich die frühestmögliche Lage des Verbrennungsschwerpunkts aufgrund des längeren Zündverzugs und der geringeren Umsetzungsgeschwindigkeit auch bei Anpassung des Einspritzzeitpunkts vom oberen Totpunkt, wodurch ein entsprechender Wirkungsgradnachteil zu berücksichtigen ist. Bei gleichem Einspritzzeitpunkt können die Stickoxidemissionen jedoch reduziert werden. Die von Redtenbacher et al. [279] vorgestellten Ergebnisse erlauben weiterhin eine Bewertung bei vergleichbarem Verbrennungsschwerpunkt. Der Vorteil hinsichtlich geringerer Stickoxidemissionen bleibt hierbei erhalten. Zudem zeigen die dargestellten Messdaten, einen etwas höheren Wirkungsgrad für Betriebspunkte mit höherer Substitutionsrate. Bei Minimierung der Zündölmenge und unter Berücksichtigung der Stickoxidemissionen identifizieren Kiesling et al. [153] ein Wirkungsgradoptimum für einen auf den Energiein-

halt bezogenen Dieselanteil im Bereich zwischen 1 und 3%. Eine weitere Reduzierung der direkt eingespritzten Kraftstoffmenge führt hierbei zu einer deutlichen Verschlechterung der Betriebsstabilität.

Durch die Minimierung der direkt eingespritzten Kraftstoffmenge wird schließlich auch die im monovalenten Dieselbetrieb vorhandene Kühlwirkung des flüssigen Kraftstoffs verringert. Außerdem ist die Anhebung des Lastpunkts im Zündstrahl-Betrieb nicht mehr von der Einspritzmenge abhängig. Insbesondere die Injektorspitze ist somit deutlich höheren Temperaturen ausgesetzt. Königsson et al. [158] zeigen hierbei eine lineare Abhängigkeit der Temperatur an der Injektorspitze von Verbrennungsschwerpunkt und -luftverhältnis. Die Einspritzmenge zeigt hingegen einen exponentiellen, ab etwa 70% Energieanteil signifikanten, Temperaturanstieg. Einen deutlichen Einfluss geringerer Einspritzdrücke auf die Temperatur der Injektorspitze stellen Königsson et al. jedoch nicht fest. Allerdings steigt tendenziell die Verkokungsneigung an den Spritzlöchern an [156].

Zeitpunkt der Zündöleinspritzung

Während der Einfluss auf die effektive Motorleistung in einem gewissen Bereich ausgeglichen werden kann, sind insbesondere Wirkungsgrad und Emissionsniveau maßgeblich von der Lage der Verbrennung abhängig. Wie eingangs bereits erwähnt, stellt die Zündöleinspritzung im Vergleich zur Zündkerzenzündung deutliche mehr Energie zur Entflammung der Zylinderfüllung zur Verfügung. Die chemischen Reaktionsmechanismen zur Entzündung des Zündöls werden hierbei jedoch maßgeblich vom Druck- und Temperaturniveau sowie der lokalen Gemischzusammensetzung im Brennraum beeinflusst. Die von Redtenbacher et al. [279] vorgestellten Untersuchungen (vgl. auch [207]) deuten an, dass die Frühverschiebung des Einspritzzeitpunkts bei Minimierung der Zündölmenge nicht weiter durch auftretende Verbrennungsanomalien begrenzt ist. Insbesondere das bei sehr frühen Einspritzungen deutlich geringere Temperaturniveau im Brennraum wirkt einer schnellen Selbstzündung des Zündöls jedoch entgegen. Entsprechend zeigt sich eine fortlaufende Verdünnung der Gemischwolke sowie im Allgemeinen eine deutliche Verlängerung des Zündverzugs [85,103,175,251,272,291,312,323]. Schließlich übersteigt die Verlängerung des Zündverzugs die Frühverschiebung der Einspritzung, wodurch sich eine frühestmögliche Schwerpunktlage ergibt (vgl. bspw. [87,207,279,348]). Bis zu dieser ist eine Intensivierung der Verbrennung und eine entsprechende Verkürzung der Brenndauer zu erkennen [20,134,157,304,312,339,348]. Aufgrund der intensiveren und auf einem höheren Temperaturniveau ablaufenden Verbrennung wird jedoch die Bildung von Stickoxiden begünstigt. Weiterhin zeigt die schnellere und heißere Verbrennung höhere Umsetzungsgrade des vorgemischten Brenngas/Luft-Gemisches und damit, insbesondere auch bei Erhöhung des Luftüberschusses [157], ein entsprechend geringeres Rohemissionsniveau unverbrannter Abgasbestandteile [1,6,20,88,134,288,330].

Ausgehend von der bereits charakterisierten frühestmöglichen Lage der Verbrennung, führt eine weitere Frühverschiebung der Einspritzung zu einer entsprechend späteren Schwerpunktlage. Die Verzögerung der Entflammung entspricht hierbei zunehmend der Phänomenologie reaktionsgesteuerter RCCI-Brennverfahren (engl.: *Reactivity Controlled Compression Ignition*) auf deren grundlegende Mechanismen an dieser Stelle nicht weiter eingegangen werden soll (vgl. bspw. [64,109,237,256,282,318–320]). Im Allgemeinen sind frühere Einspritzungen auch im Zündstrahl-Betrieb mit einer deutlich weiteren Strahlpenetration und somit ausgeprägteren Wandanlagerungseffekten verbunden (vgl. bspw. [135,296]). Die über den längeren Zündverzug fortschreitende Homogenisierung der eingespritzten Zündölmenge mit der Zylinderfüllung führt tendenziell zu einem vollständigeren Ausbrand insbesondere der Randbereich des Brennraums und ist dabei mit einem geringeren Emissionsniveau unverbrannter Kohlenwasserstoffe verbunden [85,339]. Wie bei sehr späten Einspritzungen kann jedoch auch bei entsprechend frühen Einspritzungen eine Zunahme der zyklischen Schwankungen festgestellt werden [135,175,207]. Diese ist wiederum mit einem höheren Emissionsanteil unvollständig reagierter Verbrennungsprodukte verbunden [103,272]. Da frühestmögliche und optimale Verbrennungslage nicht zwingend übereinstimmen, kann der optimale Verbrennungsschwerpunkt schließlich anhand verschiedener Einspritzzeitpunkte eingestellt werden. Einen ausführlichen Vergleich hierzu zeigen beispielsweise Song et al. [317]. Bei gleichem Verbrennungsschwerpunkt können anhand eines früheren Einspritzzeitpunkts sowohl die Stickoxid- als auch die Kohlenwasserstoffemissionen reduziert werden. Insbesondere aufgrund der vollständigeren Verbrennung zeigt sich zudem ein entsprechender Wirkungsgradvorteil (vgl. bspw. auch [103,279,312,348]).

Druckniveau der Zündöleinspritzung

Durch Anhebung des Einspritzdruckniveaus können im Allgemeinen eine tiefere Penetration des Einspritzstrahls in den Brennraum sowie ein feinerer Strahlauflbruch erzielt werden, was grundsätzlich zu einer besseren diffusiven Gemischbildung und Verbrennung führt [114,187,221]. Auch beim Zündstrahl-Brennverfahren können bei entsprechenden thermodynamischen Bedingungen im Brennraum somit insbesondere der Zündverzug verkürzt und die ersten Phasen der Verbrennung beschleunigt werden [46,47,70,153,290]. Ein höheres Druckniveau der Zündöleinspritzung führt zudem insgesamt zu einer intensiveren Verbrennung [48,87,207,243,286,288]. Aufgrund der schnelleren Umsetzung können somit tendenziell die Wirkungsgradverluste der realen Verbrennung reduziert werden [153]. Malin et al. [207] zeigen jedoch, dass die frühestmögliche Lage der Verbrennung durch den Einspritzdruck nicht wesentlich verschoben werden kann. Somit können durch die Anpassung des Einspritzdruckniveaus keine signifikanten Vorteile, beispielsweise hinsichtlich Wirkungsgrad oder Verbrennungsstabilität, erzielt werden.

Bei Einspritzungen deutlich vor dem Ende der Kompressionsphase reichen Druck- und Temperaturniveau im Brennraum nicht für eine zügige Entflammung des Zündöls aus. Auch die Reduzierung des Verdichtungsverhältnisses, beispielsweise zur Vermeidung klopfender Verbrennung, oder die Verdünnung der Zylinderfüllung durch rückgeführtes Abgas führen zu einer weiteren Verlängerung des Zündverzugs. Insbesondere bei hohen Einspritzdrücken und einem entsprechend feinen Strahlaufbruch kommt es folglich zu einer Verlängerung der Gemischbildungsphase und einer entsprechenden Homogenisierung der Gemischwolke [87,135]. Anhand optischer Tracer-PLIF Untersuchungen zeigen Sahoo et al. [294] bei Anhebung des Einspritzdrucks eine deutliche Erhöhung des lokalen Luftverhältnisses im Einspritzstrahl über den beispielsweise von Dec [62] charakterisierten Zündbereich der konventionellen Dieselerbrennung ($0,25 \leq \lambda \leq 0,5$), wobei die Zündverzugszeit ansteigt. Entsprechend nähert sich die Verbrennung phänomenologisch den reaktionsgesteuerten RCCI-Brennverfahren an. Die hingegen bei geringeren Einspritzdrücken vorhandenen Bereiche deutlich höherer Kraftstoffkonzentration zeigen insbesondere in den ersten Phasen der Verbrennung sehr hohe lokale Gastemperaturen. Bei gleicher Lage der Verbrennung kann folglich trotz der insgesamt geringeren maximalen Brennrate die Bildung der Stickoxidemissionen begünstigt werden [207,294].

Zusammensetzung bzw. Verdünnung der Zylinderfüllung

Neben der Zündöleinspritzung hat auch die Zusammensetzung der Zylinderfüllung, bestehend aus Brenn- und Frischgas sowie extern rückgeführtem Abgas (AGR), einen wesentlichen Einfluss auf den Ablauf der Verbrennung. Während der Energieinhalt im Brennraum bei Variation des Luftverhältnisses in Richtung stöchiometrischer Zusammensetzung annähernd konstant gehalten werden kann, erhöht sich insbesondere die laminare Brenngeschwindigkeit (vgl. bspw. [92,114,190,289]). Ausgehend von einer üblicherweise deutlich überstöchiometrischen Ladungszusammensetzung, führt eine Verringerung des Luftüberschusses somit zu einer entsprechenden Intensivierung der Verbrennung. Diese geht wiederum mit einer Verkürzung des Zündverzugs [102,104,148,195,214,236,339] sowie der insgesamten Brenndauer [102,136,151,299,304] einher. Zudem ist die intensivere, und entsprechend mit höheren Spitzentemperaturen verbundene, Verbrennung einerseits mit einem Anstieg der Stickoxidemissionen sowie andererseits mit einer Verringerung des Ausstoßes unvollständig verbrannter Abgasbestandteile verbunden (vgl. bspw. [3,88,136,146,157,312]). Letztere dominieren die Emissionscharakteristik insbesondere im Bereich des maximal darstellbaren Luftüberschusses, wobei sich eine zunehmende Verschlechterung des Zylinderausbrands zeigt [86,135,312,338,339]. Vor allem die von der schwachen Verbrennung nicht oder nur in Teilen erfassten Spalt- und Quetschbereiche des Brennraums tragen hierbei zum Gesamtausstoß unvollständig oxidierten Abgasbestandteile bei [155,157]. An einem optisch zugänglichen Forschungs-

motor zeigen Dronniou et al. [71], dass die Zündöleinspritzung die Verbrennung insbesondere in einem kleinen Brennraum in unmittelbarer Nähe der Brennraumwand einleitet. Bei höherem Luftüberschuss wird entsprechend vor allem auch das Zentrum des Brennraums gegebenenfalls nicht vollständig von der sich vergleichsweise langsam ausbreitenden Flammenfront erfasst. Die zunehmend unvollständige Ausnutzung des zur Verfügung stehenden Energieinhaltes führt, neben einer deutlichen Beeinträchtigung der Betriebsstabilität, schließlich zu einem entsprechenden Wirkungsgradnachteil. Abschließend sei an dieser Stelle angemerkt, dass eine weitere Absenkung des Luftverhältnisses auf unter 1,2 bis 1,3 wiederum zu einer deutlichen Verlängerung des Zündverzugs führt [148,195,214,236]. Ogawa et al. [244] identifizieren in diesem Bereich sogar eine überwiegend durch Zündaussetzer charakterisierte Betriebsgrenze.

Bei der eingangs erwähnten Gemischverdünnung anhand extern rückgeführtem Abgas zeigt sich aufgrund dessen höherer Wärmekapazität bereits über die Kompression ein geringeres Temperaturniveau im Brennraum. Der zusätzliche Inertgasanteil besitzt zudem einen verschleppenden Einfluss auf Entflammung und Verbrennung des Brenngas/Luft-Gemisches, wodurch insbesondere die Stickoxidemissionen deutlich reduziert werden können (vgl. bspw. [134,157,180,243,244,268,321,333,339]). Der darstellbare Betriebsbereich verkleinert sich tendenziell hinsichtlich maximalem Luftüberschuss. Zudem wird im Allgemeinen die Betriebsstabilität beeinträchtigt [157,331]. Die Emissionen unvollständig verbrannter Verbrennungsprodukte steigen grundsätzlich an, können jedoch vor allem in niedrigen Lastpunkten durch erneute Oxidation teilreagierter Spezies und Radikale gesenkt werden [5,7]. Wird die angesaugte Luftmenge nicht, beispielsweise über eine Anhebung des Ladedrucks, angepasst, ist die Abgasrückführung mit einer Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses verbunden. In gewissem Maße kann hierbei trotz steigender Brenngeschwindigkeit die Verbrennung verschleppt und das Rohemissionsniveau der Stickoxide reduziert werden. Der geringere Luftüberschuss verbessert zudem tendenziell den Zylinderausbrand, was zu geringeren Emissionen, beispielsweise der unverbrannten Kohlenwasserstoffe, führt [76].

Irreguläre bzw. klopfende Verbrennung

Die bisher diskutierten Betriebscharakteristika des Zündstrahl-Brennverfahrens sollen an dieser Stelle schließlich um einige Ausführungen zu auftretenden Verbrennungsanomalien ergänzt werden. Die im Allgemeinen unter dem Begriff der klopfenden Verbrennung zusammengefasste Phänomenologie stellt einen vielschichtigen Themenkomplex dar, welcher an dieser Stelle nur in seinen Grundzügen erläutert werden kann. Für weiterführende Erklärungen muss an dieser Stelle auf ausführlichere Zusammenfassungen (vgl. bspw. [114,147,221]) verwiesen werden.

Vereinfachend können im Motorbetrieb auftretende Verbrennungsanomalien hinsichtlich dem dominierenden Auslösungsmechanismus unterschieden werden [221]. Dieser kann einerseits aus einer unkontrollierten Fremdzündquelle (heiße Oberflächen an exponierten Bauteilen wie Zündkerzen oder Injektorspitzen, aber bspw. auch aufgeheizte Partikel und Ablagerungen) stammen. Andererseits kann die Entflammung auch über den reaktionskinetischen Weg erfolgen. Die klopfende Verbrennung zeigt sich schließlich durch hohe momentane Wärmefreisetzungsraten verbunden mit hohen alternierenden Druckgradienten und einem erhöhten Wärmeübergang zu den Brennraumwänden [147,149]. Insbesondere die hohen Druckgradienten sind mit entsprechend hohen Belastungen des Brennraums sowie des Triebwerks verbunden. Im Allgemeinen beschränkt die klopfende Verbrennung die geometrische Verdichtung und ohne weitere Anpassungen auch die darstellbare Vollast. Ist eine Anpassung der Schwerpunktlage erforderlich, so muss gegebenenfalls auch ein korrelierender Wirkungsgradnachteil berücksichtigt werden.

Durch die Zündöleinspritzung wird die Verbrennung bei den Dual-Fuel-Brennverfahren dem Spritzbild des Injektors entsprechend an einer Vielzahl einzelner Zündorte eingeleitet. Die einzelnen Flammenfronten vereinen sich schließlich über den Verlauf der Verbrennung, wodurch sich spätestens in der zweiten Hälfte der Verbrennung vereinfachend eine geschlossene Flammenfront ergibt. Felt und Steele [82] charakterisieren die klopfenden Verbrennungsanomalien im Dual-Fuel-Betrieb folglich als vergleichbar mit der Endgasverdichtung in fremdgezündeten Motoren. Das noch unverbrannte Brenngas/Luft-Gemisch wird hierbei von der sich ausbreitenden Flamme komprimiert, überschreitet gegebenenfalls lokal die erforderlichen Zündbedingungen und bildet gegenläufige Flammenfronten. Auch wenn aufgrund der an vielen Stellen im Brennraum beginnenden Verbrennung und den entsprechend kurzen Flammenwegen tendenziell nur eine geringe Gefahr der Endgasverdichtung besteht, zeigen sich insbesondere bei hohen spezifischen Motorlasten und Mitteldrücken auch im Zündstrahl-Betrieb klopfende Verbrennungsphänomene [56,103,171,175,311]. Daneben begünstigt insbesondere auch eine höhere Temperatur des angesaugten Gasgemisches die klopfende Verbrennung [134, 171,175,176,322,349]. Außerdem kann bei energetisch größeren Zündölmengen und Brennraumbedingungen welche grundsätzlich einen längeren Zündverzug begünstigen, insbesondere bei Verbrennungsbeginn ein sehr intensiver Druckgradient beobachtet werden [3,136,176,279,303,311]. Dieser ist jedoch eher der Phänomenologie der dieselmotorischen Verbrennung zuzuordnen und entspricht der schnellen Umsetzung über den Zündverzug aufbereiteter, leichtentzündlicher Kraftstoffanteile. Zur Vermeidung irregulärer Verbrennungsphänomene trägt vor allem die Klopfestigkeit des jeweiligen Brenngases [56,171,302], welche jedoch insbesondere mit steigendem Anteil höherwertiger Kohlenwasserstoffe abnimmt, sowie rückgeführtes Abgas bei [134,175].

2.1.2 Einordnung der vorliegenden Arbeit

Abschließend werden die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten und hauptsächlich in Kapitel 5 beschriebenen experimentellen Untersuchungen des Zündstrahl-Brennverfahrens eingeordnet und gegenüber den in Abschnitt 2.1 genannten Literaturquellen beziehungsweise Studien abgegrenzt. Zusammenfassend zeichnen sich die in Kapitel 5 diskutierten Prüfstandsversuche im Wesentlichen durch folgende spezifische Kernaspekte aus:

- biogener Primärenergieträger (Biogas),
- kompakter Brennraum (0,49 l Hubvolumen),
- minimierter Zündölanteil (energetisch etwa 1 %).

Entsprechend dem vorliegenden Kenntnisstand aus Forschung und Technik werden in den veröffentlichten Untersuchungen meist Erdgas oder Methan sowie CNG (engl.: *Compressed Natural Gas*) und LPG (engl.: *Liquefied Petroleum Gas*) als Brenngase verwendet. Biogas findet hingegen in nur wenigen Studien zur Untersuchung eines Zündstrahl-Brennverfahrens als Primärenergieträger Verwendung (vgl. bspw. [11,26,34,72,231,232]). Der oben genannte kompakte Brennraum kann als alleiniges Abgrenzungskriterium hingegen nicht gelten. Aufgrund der breiten Verfügbarkeit geeigneter Versuchsmotoren, beispielsweise aus dem Automobilbereich, sowie dem tendenziell geringeren Aufwand zur Inbetriebnahme eines geeigneten Versuchsaufbaus, werden vergleichsweise viele experimentelle Untersuchungen in ähnlich dimensionierten Brennräumen durchgeführt (vgl. bspw. [3,48,84,129,247,294,302,304,321]). Vor allem die Kombination aus kompaktem Brennraum und minimaler Zündölmenge ist aktuell noch weitestgehend unerforscht. Zwar erreichen einige der eingangs diskutierten Untersuchungen des Dual-Fuel- oder Substitutionsbetriebs Zündölanteile von etwa 10 % (vgl. bspw. [2,84,106,247]) sowie von etwa 5 % (vgl. bspw. [85,321]). Serrano et al. [304,305] minimieren in ihren Untersuchungen den energetischen Zündölanteil bei Volllast sogar auf etwas unter 1 %. Sie beschränken ihre Studien jedoch auf einzelne Betriebspunkte innerhalb des stöchiometrischen Betriebsbereichs, welcher in Verbindung mit moderaten Abgasrückführungsraten sowohl einen guten Umsetzungsgrad als auch geringe Stickoxidemissionen ermöglicht. Gezielte Untersuchungen des Brennverfahrens hinsichtlich den Einflüssen des Zeitpunkts sowie der Menge und dem entsprechenden Druckniveau der Zündöleinspritzung werden jedoch lediglich bei Ryu [290–292] detaillierter beschrieben. Die energetische Zündölmenge liegt hierbei im Bereich von 1 %. Allerdings wird, im Gegensatz zu den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen, der wesentliche Einfluss des Verbrennungsluftverhältnisses nicht explizit berücksichtigt.

2.2 Modellierung der diffusiven Dieselerverbrennung

Wie in Abschnitt 2.1 erläutert, wird die tatsächliche Betriebs- und Emissionscharakteristik des Zündstrahl-Brennverfahrens maßgeblich durch die Definition der Zündöleinspritzung bestimmt. Eine vollfaktorielle, rein experimentelle Untersuchung des Brennverfahrens ist in den meisten Fällen nicht zielführend und wird zunehmend durch simulative Voraussetzungen ergänzt beziehungsweise ersetzt. Aus diesem Grund liegt der Schwerpunkt des nachfolgenden Abschnitts auf den wesentlichen Modellansätzen zur mathematischen Beschreibung der diffusiven Dieselerverbrennung. Für eine detaillierte Diskussion aller in der Arbeitsprozessrechnung zu berücksichtigenden Untermodelle muss an dieser Stelle auf die entsprechende Fachliteratur (vgl. bspw. [114,221,264,326]) verwiesen werden.

Die einzelnen Modellansätze können nach Pischinger [264] grundsätzlich in nulldimensionale, ein- und mehrdimensionale sowie quasidimensionale Modellierungen eingeteilt werden. Erstere nehmen ein zu jeder Zeit ideal durchmischtes thermodynamisches System an. Die das System des Brennraums beschreibenden Größen hängen lediglich von der Zeit ab und sind folglich ortsunabhängig. Zur Beschreibung der Wärmefreisetzung werden üblicherweise empirische Ansätze, zumeist basierend auf den ursprünglich von Vibe formulierten Gleichungen (vgl. bspw. [90,344]) angewandt. Das dreidimensionale Strömungsfeld im Brennraum wird nicht weiter aufgelöst. Dennoch ermöglichen diese vergleichsweise einfachen, thermodynamischen Modelle eine energetisch korrekte Bewertung des Arbeitsprozesses bei sehr kurzen Berechnungszeiten. Eine detaillierte Betrachtung der Schadstoffbildung ist jedoch insbesondere in der Ein-Zonen-Modellierung nur begrenzt möglich. Heider [112] beschreibt hierfür einen empirischen Modellansatz zur Bestimmung der Temperaturdifferenz zwischen verbrannter und unverbrannter Zone. Krieger et al. [169] und später Hohlbaum [124] formulieren schließlich die Grundlage der heute etablierten Zwei-Zonen-Modellierung. Wird der Brennraum in mehr als zwei Zonen unterteilt, muss hinsichtlich der Art der Zoneneinteilung unterschieden werden. Hierbei kann einerseits die Gruppierung einzelner Stoffgruppen, wie beispielsweise Verbrennungsprodukten, Frischluft oder auch bereits aufbereitetem Gemisch, erfolgen (vgl. bspw. [97,98,246,309,355]). Andererseits kann auch der Einspritzstrahl in Zonen unterteilt werden in denen die einzelnen Prozesse der Zerstäubung, Gemischaufbereitung, Entflammung und Verbrennung beschrieben werden (vgl. Abschnitt 2.2.1). [327]

In ein- oder mehrdimensionalen Modellen hängen die das System des Brennraums beschreibenden Größen mindestens von einer Ortskoordinate ab. Als Beispiele sind einerseits eindimensionale Rohrströmungsmodelle, beispielsweise zur Abbildung des Ladungswechsels, sowie andererseits dreidimensionale CFD-Modelle (engl.: *Computational Fluid Dynamics*) zu nennen. Letztere teilen den Brennraum in eine Vielzahl finiter

Volumina ein, in denen die entsprechenden Erhaltungssätze zur Beschreibung des instationären turbulenten Strömungsfeldes gelöst werden. Die Genauigkeit der dreidimensionalen Berechnung ist durch die oftmals empirischen Untermodelle begrenzt. Aus der aufwendigen Diskretisierung sowie den erforderlichen Stabilitätskriterien resultieren zudem vergleichsweise lange Rechenzeiten.

Zwischen den null- und den mehrdimensionalen Modellen sind die quasidimensionalen Ansätze einzuordnen. Sie kombinieren im Allgemeinen die Vorteile schneller Rechenzeiten sowie der Auflösung lokaler Effekte im Brennraum und weisen somit ein sehr gutes Verhältnis aus Rechenaufwand und Ergebnisqualität auf. Im Gegensatz zur direkten Vorgabe eines rein empirischen Ersatzbrennverlaufs findet in diesen phänomenologischen Modellen eine tatsächliche Vorausberechnung der Verbrennungsrate in Abhängigkeit charakteristischer physikalischer und chemischer Größen statt. Je nach Detaillierungsgrad ist hierfür eine Vielzahl thermodynamischer Zonen erforderlich. Der nachfolgende Abschnitt gibt einen allgemeinen Überblick über die wesentlichen phänomenologischen Ansätze zur Modellierung der diffusiven Dieselerbrennung. Eine detailliertere Beschreibung erfolgt anschließend für den von Hiroyasu et al. [121,122] vorgestellten Paketansatz, auf dem das im Rahmen der vorliegenden Arbeit weiterentwickelte Prozessrechnungsmodell aufbaut.

2.2.1 Phänomenologische Modellierungsansätze

Eine der wesentlichen Herausforderungen phänomenologischer Modellansätze zur Beschreibung der diffusiven Dieselerbrennung besteht in der Berücksichtigung der heterogenen Struktur der Verbrennung. In verschiedensten Arbeitsgruppen wurde hierfür eine Vielzahl mehr oder weniger komplexer Modellierungsansätze entwickelt. Im Folgenden werden die wichtigsten Ansätze aufgeführt und ihre wesentlichen Eigenschaften charakterisiert. Für eine detailliertere Beschreibung der einzelnen Modellvorstellungen muss im Rahmen dieser Arbeit jedoch auf die entsprechenden Literaturquellen verwiesen werden. Auf weitere Ansätze zur Modellierung der homogenen Dieselerbrennung (vgl. bspw. [73,74,178,179,211,217]) wird an dieser Stelle nicht eingegangen.

Zeitskalenmodelle (Frequenzansatz)

In dem von Weisser et al. [354,355] vorgestellten Modellierungsansatz wird die Brennrate anhand zweier charakteristischer Zeitskalen berechnet. Die im Wesentlichen von der Reaktionskinetik und der Brennstoffverdampfung abhängende vorgemischte Verbrennung wird indirekt proportional zur Zündverzugszeit berechnet. Die anschließende Diffusionsverbrennung wird von der turbulenten Mischung zwischen aufbereitetem Kraftstoffdampf und Verbrennungsluft dominiert. Für die Berechnung der mittleren turbulenten Mischungsfrequenz, welche wiederum dem Kehrwert der turbulenten Zeitskala entspricht,

berücksichtigen Weisser et al. sowohl die über den Ladungswechsel als auch die durch die Einspritzung entstehende Turbulenz. Vereinfachend wird hierbei eine homogene Turbulenzverteilung im Brennraum angenommen. Die flüssige Phase des Einspritzstrahls wird anhand axialer Segmente diskretisiert, wobei der enthaltene Kraftstoff anhand eines mittleren Sauterdurchmessers (engl.: *Sauter Mean Diameter*, SMD) beschrieben wird. Der verdampfende Brennstoff sowie die entsprechende stöchiometrische Luftmenge werden einer sogenannten Gemischzone zugeführt. Mithilfe der charakteristischen Zeitskalen und der zur stöchiometrischen Umsetzung zur Verfügung stehenden Kraftstoffmasse kann schließlich die jeweilige Brennrate bestimmt werden.

Einen ähnlichen Ansatz formulieren auch Barba et al. [23,24]. Entgegen der stöchiometrischen Bilanzierung der bei Weisser et al. eingeführten Gemischzone berücksichtigen Barba et al. jedoch zusätzlich die kontinuierliche Verdünnung der Gemischwolke aufgrund diffusiver Durchmischung mit der umgebenden Verbrennungsluft. Zudem überarbeiten Barba et al. die Turbulenzmodellierung und berücksichtigen weiterhin eine einfache Abbildung auftretender Wandfilmeffekte. Der im Wandfilm angelagerte Brennstoff wird schließlich wiederum verzögert den Verbrennungstermen zugeführt. Eine weitere Modifikation des Ansatzes beschreiben Warth et al. [350,351]. Insbesondere wird hierbei auch der Turbulenzeinfluss der Verbrennung berücksichtigt. Der Schwerpunkt der Arbeit liegt jedoch auf der Modellierung der Entstehung von Stickoxid- und Rußemissionen.

Scheibenmodelle

Chmela et al. [54] stellen zunächst den im eigentlichen Sinne nulldimensionalen MCC-Ansatz vor (engl.: *Mixing Controlled Combustion*). Eine quasidimensionale Unterteilung des Brennraums wird nicht vorgenommen. Unter Berücksichtigung der im jeweiligen Zeitschritt verfügbaren unverbrannten Brennstoffmasse sowie der Dichte der turbulenten kinetischen Energie (TKE) wird die Verbrennungsrate allerdings nicht empirisch, sondern anhand charakteristischer Einflussgrößen berechnet. Die Turbulenzdichte wird aus der Kraftstoffeinspritzung und der mittleren turbulenten kinetischen Energie im Brennraum berechnet. Die Einspritzrate muss als Randbedingung vorgegeben werden. Eine genauere Modellierung der Verdampfung und des Zündverzugs sowie der vorgemischten Verbrennung wird zunächst nicht berücksichtigt.

In einer Überarbeitung ihres ursprünglichen Ansatzes formulieren Chmela et al. [55,262] die beispielsweise auch von Grill et al. [98] und Rether et al. [283,284] aufgegriffene Vorstellung eines sogenannten Scheibenmodells. In definierten Zeitschritten werden scheibenförmige, sich in den Brennraum ausbreitende Kontrollvolumina erzeugt, in denen sowohl flüssige als auch gasförmige Phasen des Kraftstoffs bilanziert werden. Anhand einer empirischen Verteilung des Luftverhältnisses kann die lokale Gemischzusammen-

setzung innerhalb des Einspritzstrahls bestimmt werden. Die über die Dauer des Zündverzugs erzeugten Kraftstoffscheiben bilden den vorgemischten Anteil der Verbrennung ab. Nach Verbrennungsbeginn erzeugte Scheiben werden, entsprechend ihrer jeweiligen axialen Position, anteilig den vorgegebenen Bereichen des Verbrennungsluftverhältnisses (vgl. Abbildung 2.2.a) zugeordnet. Im Gegensatz zum ursprünglichen MCC-Ansatz kann somit in jeder Scheibe, beziehungsweise den definierten Gemischbereichen, eine lokale turbulente kinetische Energie zur Berechnung der Brennrates bestimmt werden. Entsprechend ergeben sich in den einzelnen Diffusionsbereichen lokale Brennrates, welche in ihrer Summe wiederum die globale Umsatzrate beschreiben. Insbesondere zur Abbildung der Vorverbrennung ergänzt Rether [283] die Modellvorstellung um den von Barba et al. [23,24] formulierten Ansatz zur Berechnung der vorgemischten Dieselverbrennung. Im Gegensatz zur ursprünglichen Formulierung des Scheibenmodells wird somit die zusätzliche Verdünnung geringer Einspritzmengen berücksichtigt.

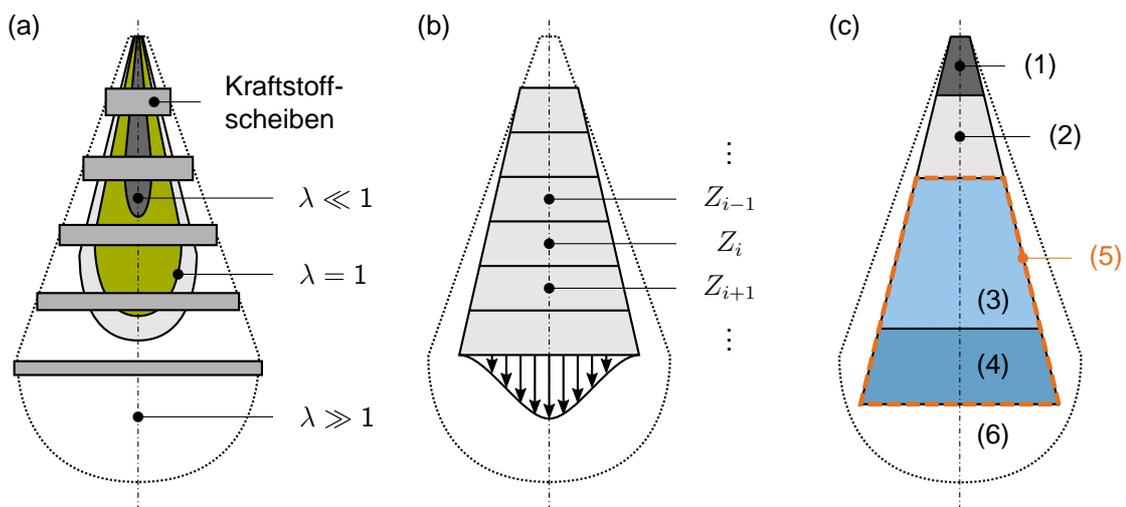


Abbildung 2.2: Axiale Diskretisierung der Kraftstoffeinspritzung nach Rether et al. (a), Kook et al. (b) und Maiboom et al. (c). Einzelabbildungen in Anlehnung an die jeweiligen Originalquellen ([284,165,206]).

Ansatz diskreter axialer Kontrollvolumina

Um den Einfluss der Brennraumdichte auf Penetration und Aufbruch des Einspritzstrahls zu charakterisieren, stellen Naber und Siebers [233] einen auf den Untersuchungen von Wakuri et al. [346] basierenden Modellansatz vor. Naber und Siebers nehmen hierbei vereinfachend eine über den Querschnitt des Einspritzstrahls gleichbleibende Geschwindigkeit an. Der als stationär betrachtete Einspritzstrahl weist zudem einen konstanten Strahlkegelwinkel auf. Anhand eines integralen Kontrollvolumens über die Strahlkeule, können Massen- und Impulserhaltung formuliert und das Geschwindigkeitsprofil entlang der Strahlachse bestimmt werden. Der von Naber und Siebers formulierte Ansatz bil-

det die Grundlage weiterer Modellvorstellungen, wobei das Kontrollvolumen des Einspritzstrahls zumeist weiter in einzelne axiale Bilanzierungsbereiche unterteilt wird [161, 164, 165, 203, 228, 229, 253]. Zudem wird in den meisten Fällen ein radiales Geschwindigkeitsprofil berücksichtigt (vgl. Abbildung 2.2.b). Zwischen den einzelnen Kontrollvolumina werden wiederum Massen- und Impulsaustausch formuliert. Aufgrund der axialen Diskretisierung können beispielsweise auch variable Einspritzraten berücksichtigt werden. Knox et al. [160] kombinieren schließlich den Ansatz von Naber und Siebers mit den von Musculus et al. [229, 230] vorgestellten Erweiterungen transienter Effekte nach Einspritzende. Zudem ergänzen Knox et al. in Anlehnung an Pickett et al. [260] den Einfluss chemischer Reaktionen auf die diffusive Mischung und Verbrennung des Kraftstoffs.

Auf dem Modellansatz von Naber und Siebers aufbauend, schlagen Maiboom et al. [206] eine Diskretisierung des Einspritzstrahls anhand sechs vordefinierter Zonen vor (vgl. Abbildung 2.2.c). Der Einspritzstrahl wird hierbei grundsätzlich in die Bereiche der flüssigen (1) und der gasförmigen (2) Phase unterteilt. In letzterer findet die Frischgasbeimischung aus der unverbrannten Zone (6) des Brennraums statt. Während der Verbrennung werden zudem die Zonen der vorgemischten (4) und diffusiven (3/5) Verbrennung gebildet. Der für die Bilanzierung innerhalb der einzelnen Zonen relevante thermodynamische Zustand des Brennraums wird vereinfachend bei Beginn der Kraftstoffeinspritzung berechnet und über die Dauer der Einspritzung als konstant betrachtet. Zudem vernachlässigen Maiboom et al. den Einfluss der Verbrennung auf die Strahlausbreitung.

Stationärer Gasstrahl

Basierend auf experimentellen Untersuchungen ordnen Chiu und Shahed [51, 306] die thermodynamischen Bedingungen im Brennraum bei Einspritzbeginn als im kritischen Bereich des Dieselmotors ein. Unter der Annahme einer somit direkt auf die Einspritzung folgenden Verdampfung, formulieren Chiu und Shahed schließlich einen auf der von Abramovich [9] vorgestellten Freistahltheorie basierenden Modellansatz. Die Einspritzung wird hierbei als stationärer einphasiger Gasstrahl beschrieben. Der auf seine Achse reduzierte Einspritzstrahl beinhaltet folglich keinen flüssigen Kern. Mithilfe empirischer Gleichungen können Strahlwinkel und Geschwindigkeitsprofil sowie die entsprechenden Kraftstoffkonzentrationen beschrieben werden. Das von Chiu et al. entwickelte Mischungsmodell (engl.: *Spray Mixing Model*) beinhaltet schließlich eine Diskretisierung des Einspritzstrahls entsprechend homogener Bereiche äquivalenter Kraftstoffkonzentration (vgl. Abbildung 2.3.a). Ein expliziter Einfluss der Verbrennung auf die Struktur des Einspritzstrahls wird nicht berücksichtigt.

Meguerdichian et al. [216] wählen einen mit dem von Chiu et al. vergleichbaren Ansatz, wobei der Einspritzstrahl wiederum über Bereiche äquivalenter Brennstoffmasse diskre-

tisiert wird. Die sich aus der Verteilung des Luftverhältnisses ergebende radiale Diskretisierung wird um die Unterteilung entsprechend einem vorgegebenen Geschwindigkeitsprofil beziehungsweise der Form der Strahlfront erweitert (vgl. Abbildung 2.3.b). Der Mischungsanteil der Kraftstoffmasse und die lokale Geschwindigkeit entlang der Strahlachse werden wiederum mithilfe empirischer Verteilungsfunktionen beschrieben. Zudem wird die radiale Verteilung der Kraftstofftröpfchengröße berücksichtigt, wodurch Bereiche äquivalenter Tröpfchengrößen identifizieren werden können.

Die grundsätzliche Modellvorstellung eines einphasigen Gasstrahls wird beispielsweise auch von Dent und Mehta [66] oder de Neef [235] aufgegriffen und bildet die Grundlage für eine Vielzahl vergleichbarer Ansätze (vgl. bspw. [79,124,218,220,258,293,358,374]). Die zumeist auf eine stöchiometrische Umsetzung begrenzte Verbrennungsrate wird wiederum als Funktion der Gemischbildungsrate beschrieben. Die momentane Verbrennungsrate kann somit anhand der im jeweiligen Zeitschritt die Zündgrenzen überschreitenden Kraftstoffmasse beschrieben werden. Schwächen der Modellierung werden insbesondere bei modernen Brennverfahren und erweiterten Betriebsbereichen erkennbar, sobald eine genauere Beschreibung der Zündverzugszeit erforderlich wird. Zudem stößt der Ansatz in vergleichsweise kleinen Brennräumen an Grenzen, wenn der als ungestört und stationär angenommene Gasstrahl die Wandflächen des Brennraums erreicht. Die Modellierung einer Interaktion zwischen Einspritzstrahl und Brennraumoberfläche ist aufgrund der fehlenden flüssigen Phase nur eingeschränkt möglich.

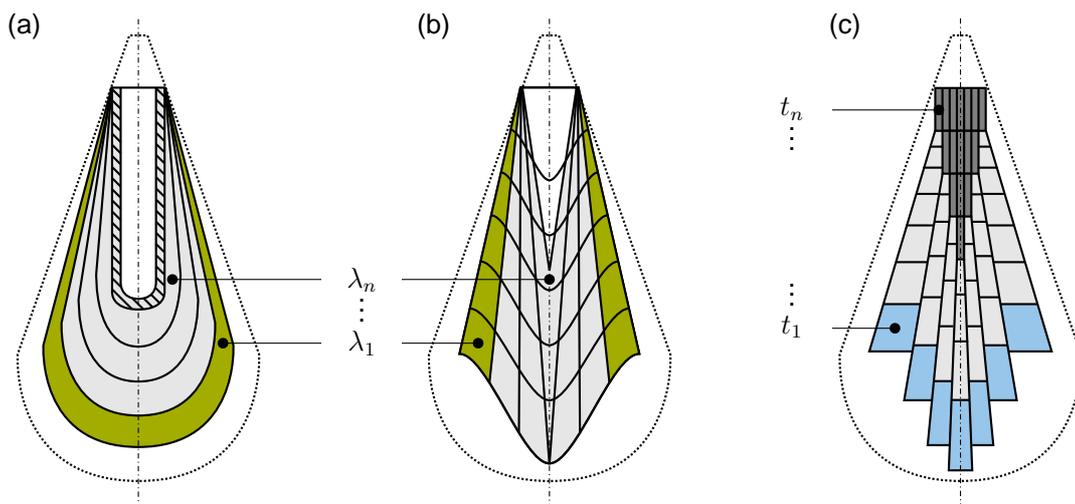


Abbildung 2.3: Weiterentwicklung der Diskretisierung der Kraftstoffeinspritzung im Gasstrahlmodell nach Chiu et al. (a) und Meguerdichian et al. (b) sowie im Paketmodell nach Hiroyasu et al. (c). Einzelabbildungen in Anlehnung an die jeweiligen Originalquellen ([51,216,121]).

Paketansatz

Einen für eine Vielzahl weiterer Modellentwicklungen als Grundlage dienenden Modellierungsansatz stellen Hiroyasu et al. [121,122] erstmals vor. In diesem sogenannten Paketansatz wird der Einspritzstrahl anhand einer Vielzahl ideal durchmischter thermodynamischer Zonen oder Pakete diskretisiert. Über den Einspritzverlauf werden axiale Paketschichten entsprechender Brennstoffmasse generiert. Diese Paketschichten werden, ausgehend von der Strahlachse, zudem in radialer Richtung weiter unterteilt. In ihrer Summe beschreiben die einzelnen Pakete schließlich den gesamten Einspritzstrahl (vgl. Abbildung 2.3.c). Entsprechend der Modellvorstellung stellt jedes Strahlpaket ein eigenständiges thermodynamisches System dar, in dem die Bilanzgleichungen formuliert werden können. Innerhalb der einzelnen Paketzonen werden anhand empirischer Ansätze die Abläufe des Strahlaufbruchs, der Mischung und Verdampfung sowie der Entflammung und Verbrennung abgebildet. Insbesondere wird die für die Kraftstoffverdampfung maßgebliche Frischluftbeimischung in das jeweilige Strahlpaket explizit berechnet. Infolge der einströmenden heißen Brennräume beginnt die anhand eines mittleren Tropfendurchmessers charakterisierte flüssige Phase innerhalb der Pakete zu verdampfen. Mit Überwindung der für jedes einzelne Paket berechneten Zündverzugszeit wird der in den Paketen enthaltene Brennstoff schließlich stöchiometrisch umgesetzt.

Ergänzend zur ursprünglichen Formulierung schlagen Hiroyasu et al. selbst einige Verbesserungen und Erweiterungen des Paketansatzes vor. Insbesondere die empirischen Gleichungen hinsichtlich Strahlaufbruch, Penetration und Tropfenverteilung [118,119] sowie der Einfluss einer drallbehafteten Zylinderinnenströmung und das Zusammenspiel zwischen Strahl-Wand-Interaktion und Frischgasbeimischung in die Paketzonen [123] stehen hierbei im Vordergrund. Die nachfolgenden Abschnitte erläutern ergänzend einen Auszug weiterer wesentlicher Erweiterungen des Paketansatzes.

1. Alternative Modellierung der Frischgasbeimischung

Aufgrund des dominierenden Einflusses auf Verdampfung und Entflammung sowie der anschließenden Umsetzung des eingespritzten Kraftstoffs ist die Modellierung der Frischgasbeimischung von besonderer Bedeutung. Üblicherweise wird die Gasbeimischung, wie ursprünglich von Hiroyasu et al. vorgeschlagen, anhand der Impulserhaltung der einzelnen Strahlpakete oder anhand der in jedem diskreten Zeitschritt bekannten Paketgeschwindigkeit berechnet. Basierend auf dem empirischen Zusammenhang zwischen Strahlpenetration und Frischgasbeimischung nach Ricou und Spalding [285], schlagen beispielsweise Payri et al. [257] einen vereinfachten Ansatz vor. Der Einspritzstrahl wird hierbei anhand eines, zum integralen Dichteverhältnis der flüssigen und gasförmigen Phase proportionalen, äquivalenten Durchmessers beschrieben. Der in den Kraftstoffstrahl eindringende integrale Frischgasmassenstrom kann schließlich als Quotient zwi-

schen Penetration und jenem äquivalenten Durchmesser bestimmt werden. Zudem wird ein Skalierungsfaktor der Beimischungsrate berücksichtigt. Ein expliziter Abstimmungsfaktor wird beispielsweise auch bei Cui et al. [59] und Meng et al. [219] eingeführt. Der bei Cui et al. experimentell zu bestimmende Faktor der Gasbeimischung ist hierbei explizit vom globalen Verbrennungsluftverhältnis abhängig.

Entgegen den bisher vorgestellten Modellansätzen verzichten Shenghua et al. [307] auf die explizite Formulierung der Strahlpenetration. Unter der Annahme, dass die einzelnen Strahlpakete die Geschwindigkeit der enthaltenen Kraftstofftropfen aufweisen, beschreiben Shenghua et al. die Beschleunigung einzelner Pakete. Durch numerische Integration können Geschwindigkeit und Eindringtiefe berechnet werden. Mit Beginn des Strahlauflbruchs wird die Frischgasbeimischung wiederum entsprechend der Impulserhaltung in jedem einzelnen Strahlpaket berechnet. Unter Verwendung der Impulserhaltung identifizieren Kouremenos et al. [167,168] jedoch eine um etwa 20 % unterschätzte Gasbeimischung. Realistische Mischungsraten können lediglich mithilfe einer übermäßigen Verzögerung der Strahlpakete erreicht werden, woraus wiederum entsprechende Abweichungen der Strahlpenetration resultieren. Aus diesem Grund schlagen Kouremenos et al. die Berechnung der Gasbeimischung anhand der aus Aufbruchwinkel und Strahlgeschwindigkeit bekannten Volumenänderung des Einspritzstrahls vor (vgl. bspw. auch [127]). Ebenfalls entgegen der ursprünglich formulierten Impulserhaltung der einzelnen Strahlpakete bestimmen Liu et al. [194] und Krishnan et al. [170,172–174] die Frischgasbeimischung direkt proportional zur Masse der unverbrannten Frischgaszone. Die Frischgasmasse wird den Paketen über eine charakteristische Zeitdauer vollständig beige-mischt. Die charakteristische Zeitdauer entspricht hierbei der erforderlichen Zeitspanne zum Erreichen einer definierten Eindringtiefe, welche wiederum nach einem Ansatz von Dent [65] berechnet wird. Die Aufteilung des insgesamt beige-mischten Frischgases auf die einzelnen Strahlpakete erfolgt entsprechend dem Ansatz von Bell et al. [35].

Insbesondere nach Ende der Einspritzung wird die Vermischung von Kraftstoff und den Einspritzstrahl umgebenden Brennraumgasen von turbulenten Mischungsprozessen dominiert. Sakaida et al. [295] berücksichtigen entsprechend einen zusätzlichen, zum Quadrat der mittleren Kolbengeschwindigkeit proportionalen, turbulenten Mischungsterm. Zusätzliche Turbulenzquellen, beispielsweise aus dem Aufbruch einer gerichteten Zylinderinnenströmung oder auch der Quetschströmung bei Annäherung des Kolbenbodens an den Zylinderkopf, werden nicht berücksichtigt. Zur vollständigen Beschreibung der Frischgasbeimischung berücksichtigen Sakaida et al. neben dem turbulenten Mischungsterm einen zweiten, zur Strahlgeschwindigkeit proportionalen Mischungsterm. Wie beispielsweise auch Sjerić et al. [313,314] erweitern Perini et al. [259] die quasidimensionale Modellierung um eine detailliertere Betrachtung der Turbulenz im Brennraum. Perini et al.

orientieren sich hierbei an dem von Poulos und Heywood [270] etablierten Modell einer Energiekaskade. Die turbulenten Schwankungen werden zu den mittleren Geschwindigkeiten zur Berechnung der Frischgasbeimischung, dem Strahlaufbruch und der Verdampfung aber auch dem Wärmeübergang (vgl. bspw. auch [276]) addiert, wobei ein entscheidender Einfluss auf den in die Strahlpakete eintretenden Frischgasmassenstrom festzustellen ist. Auch Eichmeier et al. [78] erweitern den ursprünglich vollständig auf der Impulserhaltung basierenden Ansatz der Gasbeimischung um ein einfaches, an die Arbeiten von Bargende [25] und Lämmle [202] angelehntes Turbulenzmodell. Eichmeier et al. orientieren sich an dieser Stelle auch an dem von Rajkumar et al. [273], wiederum in Anlehnung an Ikegami et al. [131], entwickelten Modell einer turbulenten Mischung. Als Turbulenzquellen berücksichtigen Rajkumar et al. neben der Zylinderinnenströmung und der Einspritzung auch die Verbrennung. Die noch in der Frischgaszone vorhandene Gasmasse wird den Paketen entsprechend einer turbulenten Zeitskala beigemischt. Bis zum Erreichen des Einspritzendes wird die Mischung ausschließlich von der Einspritzrate bestimmt. Hierbei berücksichtigen Rajkumar et al. jedoch auch einen aus einer Impulsbetrachtung abgeleiteten Abstimmungskoeffizienten.

2. Modellvorstellung der Kraftstoffeinspritzung

Die Entwicklung und Validierung des Paketansatzes stützen Hiroyasu et al. [122] auf die Ergebnisse experimenteller Untersuchungen an einem direkteinspritzenden Forschungsmotor mit einem Hubvolumen von 1,86 l und einem Verdichtungsverhältnis von 15:1. Der im Versuchsbetrieb verwendete Injektor besitzt insgesamt vier Spritzlöcher mit einem Durchmesser von jeweils 0,35 mm. Hiroyasu et al. berücksichtigen bei ihrer Modellvalidierung lediglich die Motordrehzahl, das Drallniveau sowie den Einspritzzeitpunkt. Xu und Hiroyasu et al. [367] ergänzen später eine genauere Modellierung des Einspritzsystems. Unter Berücksichtigung der hydraulischen Eigenschaften des Injektors, insbesondere in Bezug auf die Durchflusseigenschaften des Nadelsitzes und der Spritzlöcher, bestimmen Xu und Hiroyasu et al. den transienten Einspritzdruck direkt stromauf der Spritzlöcher. Als Randbedingung können der gemessene Kraftstoffdruck im Hochdruckspeicher oder alternativ eine detaillierte hydraulische Simulation des gesamten Einspritzsystems berücksichtigt werden. Xu und Hiroyasu et al. ergänzen schließlich auch die empirischen Gleichungen der Strahlpenetration um die Berücksichtigung der vom Nadelhub abhängigen Durchflusskennwerte. Eine vergleichbare Korrektur der empirischen Gleichungen um die Berücksichtigung der Durchflusskennwerte des Injektors wird beispielsweise auch von Jung et al. [141] vorgeschlagen. Somit kann das im Allgemeinen verbesserte Durchflussverhalten modernerer Einspritzsysteme abgebildet werden. Bei Jung et al. handelt es sich jedoch um global vorgegebene Durchflusskennwerte, welche nicht explizit vom Nadelhub abhängig sind.

Neben der Validierung ihres Modellansatzes untersuchen Hiroyasu et al. [122] im Rahmen einer Parameterstudie bereits den Einfluss des Einspritzprofils. Zur Bewertung alternativer Einspritzstrategien ergänzen Hountalas et al. [125,126] ihren auf der Arbeit von Rakopoulos et al. [275] basierenden Ansatz um die explizite Vorgabe des Einspritzprofils. Weiterhin berücksichtigen Hountalas et al. den über die Dauer der Einspritzung veränderlichen Einspritzdruck. Kraftstoffmenge und Geschwindigkeit werden entsprechend für jedes einzelne Strahlpaket berechnet. Kuleshov [177] berücksichtigt in einer seiner ersten Modellerweiterungen weiterhin den Einfluss geteilter Mehrfacheinspritzungen. Das Einspritzprofil wird jedoch vereinfachend als rechteckig oder trapezförmig angenommen. Auch Thoma [335] berücksichtigt in seiner Arbeit den Einfluss zusätzlicher Vor- oder Nacheinspritzungen. Thoma korrigiert hierfür das von Hiroyasu et al. vorgeschlagene empirische Strahleindringverhalten in Abhängigkeit der Einspritzmenge. Außerdem wird der Einfluss der Voreinspritzung bei der Berechnung der Zündverzugszeit der Haupteinspritzung berücksichtigt. Um den Einfluss des Einspritzprozesses auf die Gemischbildung und schließlich die Kraftstoffumsetzung ganzheitlich bewerten zu können, integrieren Chiatti et al. [49,50] den Paketansatz in die multiphysikalische Simulationsumgebung von LMS AMESIM. Mit der vollständigen Modellierung des Einspritzsystems können zudem über die Einspritzdauer auftretende dynamische Effekte berücksichtigt werden. Die erforderlichen Durchflusseigenschaften der einzelnen Bauteile und Komponenten leiten Chiatti et al. von entsprechenden dreidimensionalen CFD-Simulationen ab.

Durch Absenken des mittleren Temperaturniveaus im Brennraum, beispielsweise anhand einer geeigneten Einspritzstrategie oder Abgasrückführung, kann das Rohemissionsniveau insbesondere der Stickoxide und Partikel deutlich gesenkt werden. Im Allgemeinen müssen hierbei jedoch längere Zündverzugszeiten berücksichtigt werden. Die Verbrennung beginnt somit gegebenenfalls erst nach Einspritzende. Kook et al. [164,165] zeigen in diesem Zusammenhang eine signifikante Verstärkung der Frischgasbeimischung über die Dauer des Schließvorgangs des Injektors (vgl. bspw. auch [230]). Diese sogenannte Mischungswelle (engl.: *Entrainment Wave*) führt zu einer schnellen, nahezu vollständigen Verdampfung des Kraftstoffs an der Einspritzstrahlspitze, wodurch sich der flüssige Strahlkern deutlich verkürzt (engl.: *Liquid Length Recession*). Im Bereich der Injektorspitze stellen Kook et al. ebenfalls eine deutliche Erhöhung der Frischgasbeimischung fest (vgl. Abbildung 2.4). Die Entstehung und Verstärkung der Mischungswelle korreliert nach Kook et al. einerseits mit einem steigenden Temperaturniveau und andererseits auch mit einer zunehmenden Brennraumdicke. Zudem ist zwar die maximale Länge der flüssigen Phase unter stationären Bedingungen grundsätzlich vom Einspritzdruck unabhängig [164,310]. Eine Anhebung des Einspritzdruckniveaus bewirkt jedoch eine Beschleunigung der Mischungswelle und verstärkt folglich den Mischungsvorgang.

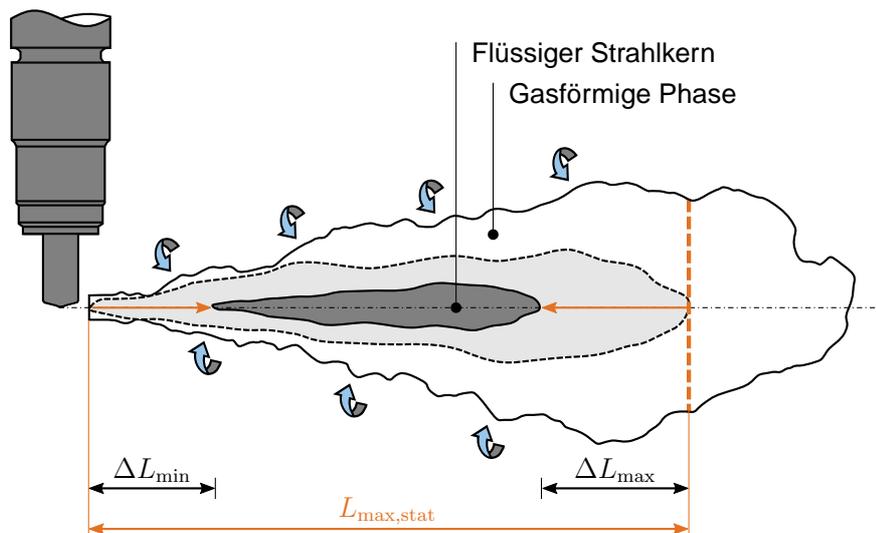


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung der Verkürzung des flüssigen Strahlkerns durch verstärkte Frischgasbeimischung nach Einspritzende. Abbildung in Anlehnung an die entsprechenden Originalquellen ([164,165]).

Weiterhin zeigen die numerischen Untersuchungen von Musculus und Kattke [229] eine Verstärkung der Mischungswelle bei kürzeren Schließzeiten des Injektors. Eine intensivere Mischungswelle, beispielsweise auch resultierend aus einem höheren Einspritzdruck, erhöht wiederum die Gasbeimischung beziehungsweise die lokale Gemischverdünnung. Entsprechend ist auch eine zunehmend unvollkommene Verbrennung festzustellen (vgl. bspw. auch [138,159,160,163]). Aufgrund der geringeren Penetration des flüssigen Strahlkerns können jedoch beispielsweise auch Kraftstoffanlagerungen an der Brennraumoberfläche reduziert werden. Moon et al. [226] stellen in ihren Untersuchungen keinen signifikanten Einfluss größerer Spritzlochdurchmesser auf die Länge des flüssigen Strahlkerns fest. Kook et al. [164] identifizieren diesen Einfluss wiederum erst bei deutlicher Anhebung des Temperaturniveaus sowie der Brennraumdichte. Zwar verlängert sich die maximale stationäre Länge der flüssigen Phase bei größeren Injektordüsen. Der erhöhte Strahlimpuls beschleunigt jedoch die Mischungswelle und verkürzt die Länge des Strahlkerns entsprechend. Sehr kurze Vor- und Nacheinspritzungen erreichen die stationäre Länge der flüssigen Phase im Allgemeinen nicht. Der flüssige Strahlkern dringt somit bis zur vollständigen Verdampfung weiter in den Brennraum ein [164]. Pickett et al. [261] halten zudem fest, dass die Länge des flüssigen Kerns sehr kurzer Einspritzungen im Wesentlichen von der Einspritzmasse (als Kombination aus Einspritzdruck und -dauer) abhängig ist. Weiterhin müssen im realen Motorbetrieb der Einfluss der voranschreitenden Kompression und die damit verbundene Erhöhung der Brennraumtemperatur berücksichtigt werden.

3. Modellierung der Strahl-Wand-Interaktion

Die Charakterisierung und mathematische Beschreibung der Interaktion zwischen dem flüssigen Kern des Einspritzstrahls und der Brennraumoberfläche stellt ein umfangreiches Forschungsfeld dar. Gegenstand zahlreicher Forschungsarbeiten sind hierbei sowohl grundlegende experimentelle Untersuchungen als auch die Formulierung komplexer, zumeist für den Einsatz in dreidimensionalen Umgebungen entwickelter, Modellierungsansätze (vgl. bspw. [22,186,245,281]). Für eine detaillierte Diskussion einzelner weiterführender Untersuchungen muss im Rahmen dieser Arbeit auf die entsprechenden Literaturquellen verwiesen werden (bspw. [17,21,187,287]). An dieser Stelle sollen lediglich die wesentlichen Modellansätze zur Berücksichtigung der Strahl-Wand-Interaktion in phänomenologischen Modellen beziehungsweise dem bereits beschriebenen Paketansatz genauer erläutert werden.

Durch die Berücksichtigung unverdampften Kraftstoffs innerhalb der Strahlpakete ermöglicht der Paketansatz eine detailliertere Modellierung auftretender Wandfilmeffekte. Entsprechend berücksichtigen Hiroyasu et al. [121] bereits die Interaktion zwischen Strahlpaketen und der Brennraumoberfläche. Nach dem Aufprall bewegen sich die Pakete hierbei vereinfachend tangential entlang der Brennraumwand. Eine Überschneidung mit benachbarten Einspritzstrahlen wird ausgeschlossen. Der Impuls der Strahlpakete wird durch den Aufprall reduziert, die Luftbeimischung entsprechend anhand eines konstanten Mischungsfaktors vergrößert. In nachfolgenden Weiterentwicklungen des Modellansatzes leiten Hiroyasu und Nishida [123] die Paketgeschwindigkeit nach Wandaufprall schließlich aus optischen Schlieren-Messungen ab. Die grundsätzliche Modellvorstellung der tangentialen Paketbewegung sowie der erhöhten Gasbeimischung nach Wandaufprall behalten Hiroyasu et al. jedoch bei (vgl. bspw. auch [32,37,126,140,238,257,328]). Dagegen orientiert sich der in der Forschungsgruppe um Kouremenos und Rakopoulos [127,167,168,276] entwickelte Modellansatz an der von Glauert [91] vorgestellten Beschreibung wandnaher Strömungen. Detaillierte Wandfilmeffekte werden hierbei nicht aufgelöst. Payri et al. [257] gehen beispielsweise von einer instantanen Zerstäubung der in den Paketen verbliebenen Kraftstofftropfen an der Brennraumoberfläche aus. Jung et al. [142] bestimmen anhand der auf die Wand auftreffenden Strahlpaketen lediglich den entstehenden Rohemissionsanteil unverbrannter Kohlenwasserstoffe.

Ein einfaches Wandfilmmodell berücksichtigt hingegen Bazari [32]. In Abhängigkeit der Weber-Zahl verbleibt ein Teil des flüssigen Kraftstoffs an der Brennraumoberfläche. Von der Wand abprallende Tropfen werden wiederum mit unveränderter Größe den ursprünglichen Paketen zugeordnet. Der zur Verdampfung des Wandfilms erforderliche Wärmeinput wird, entsprechend dem Verhältnis aus Wandfilmober- und Brennraumfläche, proportional zum globalen Wärmeübergang bestimmt. In Anlehnung an die experimentellen

Untersuchungen von Yarin und Weiss [371] ergänzen auch Sakaida et al. [295] den Paketansatz um ein einfaches Wandfilmmodell. Anhand der von Yarin und Weiss vorgestellten empirischen Zusammenhänge nacheinander auf einer Oberfläche aufprallender Tropfen beschreiben Sakaida et al. die Aufteilung der Flüssigphase zwischen abprallenden und aufbrechenden Tropfen sowie dem im Wandfilm verbleibenden Anteil. Die aus dem Wandfilm verdampfende Kraftstoffmasse wird jedoch nicht den ursprünglichen Paketen, sondern wiederum neu generierten Strahlpaketen zugeordnet.

Auch Thoma [335] berücksichtigt in seiner Arbeit die Entstehung eines Wandfilms. In Anlehnung an Liu et al. [199] macht Thoma den Übergang der Kraftstofftropfen in den Wandfilm von der Weber-Zahl ($We > 80$) abhängig. Basierend auf der wiederum von Hiroyasu et al. [118,120] formulierten Tropfendurchmesser- und schließlich die in den Wandfilm übergehende Tropfenmasse bestimmt werden. Die geometrische Ausbreitung des Wandfilms formuliert Thoma in Anlehnung an die Arbeit von Nagaoka et al. [234]. In Abhängigkeit der Eötvös-Zahl wird die Geometrie eines linsenförmigen Kraftstofffilms berechnet, die Thoma bei äquivalentem Durchmesser wiederum auf eine zylindrische Geometrie reduziert. Zudem berücksichtigt Thoma anhand einer idealisierten Omega-Mulde die Kolbenmuldenform, wodurch der Aufprallort des Kraftstoffstrahls eingegrenzt werden kann. Der Aufprallort wird jedoch nicht weiter in der Berechnung der Wandfilmgeometrie berücksichtigt. Das am Wandfilm entstehende Dampfnest diffundiert schließlich in die wandnahen Strahlpakete.

4. Interaktion zwischen den einzelnen Strahlpaketen

Die ursprünglich von Hiroyasu et al. [121] formulierten Modellannahmen schließen einen Massen- beziehungsweise Energie- und Wärmeaustausch zwischen den einzelnen Paketen explizit aus. In vielen Anwendungen des Modellansatzes wird diese vereinfachende Annahme übernommen. Insbesondere aufgrund des Einflusses auf die lokale Pakettemperatur, und damit auf die Berechnung der Ruß- und Stickoxidemissionen, ergänzt Bazari [32] die thermische Strahlung zwischen Paketen und Brennraumwand sowie zwischen einzelnen Paketzonen. Der konvektive Wärmeaustausch erfolgt anhand einer massengemittelten Betrachtung über die Summe der Strahlpakete. Eine Ergänzung des Paketansatzes um die Berücksichtigung des Wärmeübergangs der Pakete ist beispielsweise auch bei [50,59,78,168,173,194,219,273,307,329,355] zu finden.

Als wesentliche Erweiterung des Paketansatzes sieht Bazari jedoch auch einen Massenaustausch zwischen den einzelnen Strahlpaketen vor. Einflüsse der Zylinderinnenströmung sowie die Interaktion kollidierender Einspritzstrahlen, Wandaufprall oder auch Turbulenz verhindern ein gleichmäßiges Beimischen der Frischluft in die Paketzonen. Mit

dem Übergangspunkt der vollständigen Beimischung der Frischgaszone in die Strahlpakete überführt Bazari die gleichmäßige Frischgasbeimischung schließlich in einen willkürlichen Mischungsprozess zwischen den einzelnen Zonen. Auch Cui et al. [59] berücksichtigen die Interaktion zwischen den Strahlpaketen. Hierfür unterteilen Cui et al. den Brennraum in eine Frischgaszone, bereits vollständig verbrannte Zonen sowie die sogenannten Verbrennungszonen, welche neben Verbrennungsprodukten auch noch unverbrannten Kraftstoff enthalten können. Frischgas kann sowohl den unverbrannten als auch den verbrannten Zonen beigemischt werden. Weiterhin wird auch eine Beimischung aus den verbrannten in die unverbrannten Zonen berücksichtigt. Der modellierte Mischungsprozess ermöglicht schließlich eine genauere Bestimmung der Zusammensetzung der einzelnen Zonen sowie die Berechnung der entsprechenden Stoffdaten. Der von Cui et al. vorgeschlagene Ansatz wird beispielsweise auch von Meng et al. [219] berücksichtigt.

Insbesondere bei Anhebung der spezifischen Motorlast, oder im Allgemeinen bei abnehmendem Luftüberschuss, bedingt bereits eine geringe Überschätzung der Gasbeimischung eine lokale Konzentration des für die Kraftstoffumsetzung erforderlichen Sauerstoffs. Kwon et al. [182] modellieren hierzu beispielsweise einen zusätzlichen Gasaustausch zwischen benachbarten Paketzonen. Pötsch et al. [265,266] erweitern die Modellvorstellung um einen indirekten Massenaustausch zwischen den Strahlpaketen. Vollständig umgesetzte Pakete werden hierbei einer verbrannten Zone zugeführt, wobei verbleibender Restsauerstoff wiederum bei der Frischgasbeimischung berücksichtigt und noch nicht oder nur teilweise umgesetzten Zonen zugeführt werden kann.

2.2.2 Modellierung der Piloteinspritzung im Zündstrahl-Brennverfahren

Wie in Abschnitt 2.1 bereits erläutert, wird die Hauptverbrennung der vorgemischten Zylinderfüllung im Zündstrahl-Brennverfahren durch die direkte Einspritzung eines Zündöls eingeleitet. Ein entscheidender Bestandteil der Modellierung dieses Brennverfahrens besteht somit in der Abbildung der im Allgemeinen in zwei Stufen ablaufenden, sowohl vorgemischte als auch diffusive Anteile beinhaltenden, Verbrennung des Zündöls und der Zylinderfüllung. In vergleichsweise einfachen Modellansätzen wird diese zweistufige Wärmefreisetzung beider Brennstoffe mithilfe eines überlagerten, ebenfalls mehrstufigen Vibe-Ersatzbrennverlaufs beschrieben (vgl. bspw. [28,208,368,369]). Eine weitere Diskretisierung des Brennraums anhand thermodynamischer Zonen ist hierbei nicht zwingend erforderlich. Liu und Karim [196,197] stellen hingegen einen auf insgesamt fünf Zonen (vgl. Abbildung 2.5.a) basierenden Ansatz vor, welcher in seinen Grundzügen wiederum von Abd Alla et al. [4] übernommen wird. Neben den unverbrannten Zonen beider Brennstoffe und den verbrannten Zonen der diffusiven und der vorgemischten Verbrennung, führen Liu und Karim weiterhin eine sogenannte Reaktionszone ein. Ins-

besondere bei niedrigen Lasten und zunehmendem Luftüberschuss kann anhand dieser Reaktionszone eine Verlangsamung der Verbrennung abgebildet werden. Entsprechend dem Modellansatz wird lediglich die Umsetzung des Zündöls mithilfe eines, in Anlehnung an Miyamoto et al. [225] formulierten, zweiteiligen Vibe-Ersatzbrennverlaufs beschrieben. Außerdem hängt auch die im Entflammungsbereich, welcher sowohl bereits verdampften Kraftstoff als auch einen Teil des Brenngas/Luft-Gemisches beinhaltet, beginnende vorgemischte Verbrennung im Wesentlichen von der Umsetzung des Zündöls ab. Die in Anlehnung an Karim et al. [150,152] in drei Schritten ablaufende Verbrennung des gasförmigen Kraftstoffs wird anhand eines Reaktionsmechanismus (157 Elementarreaktionen und 38 Spezies, vgl. [150]) beschrieben, wodurch auch während der Kompression ablaufende Vorreaktionen und entstehende Zwischenprodukte berücksichtigt werden können. Detaillierte Reaktionsmechanismen werden zur Abbildung der vorgemischten Hauptverbrennung beispielsweise auch von Pirouzpanah et al. [263] oder Eichmeier et al. [78] angewandt.

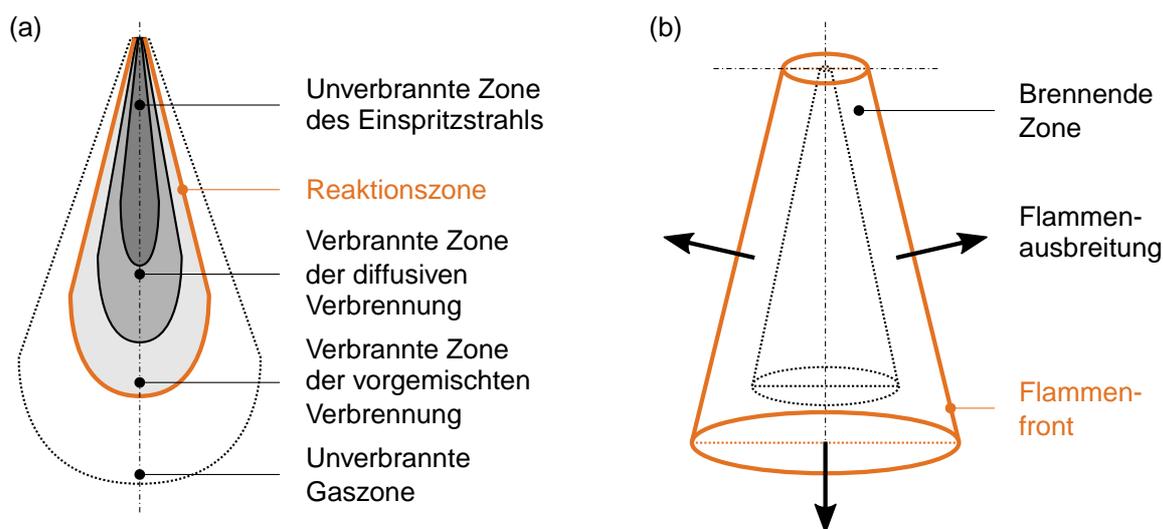


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung der Modellvorstellungen nach (a) Liu und Karim sowie (b) Hountalas und Papagiannakis zur Modellierung des Zündstrahl-Brennverfahrens. Einzelabbildungen in Anlehnung an die jeweiligen Originalquellen ([197,249]).

In einem der ersten phänomenologischen Ansätze zur Modellierung des Zündstrahl-Brennverfahrens machen Mathur und Thyagarajan et al. [210,336] die Umsetzung des eingespritzten Zündöls von dessen integraler Aufbereitungsrate abhängig, welche wiederum in Anlehnung an Whitehouse und Way [359] berechnet wird. Die Wärmefreisetzung des vorgemischten Brenngases korreliert mit der in Anlehnung an Dent et al. [66] beziehungsweise ursprünglich Ricou et al. [285] formulierten Erfassung der unverbrann-

ten Zylinderladung. Hountalas und Papagiannakis [127–129,249] beschreiben hingegen ein Zwei-Zonen-Modell, in dem die Flammenzone der Oberfläche des Einspritzstrahls entspricht (vgl. Abbildung 2.5.b). Der in den als einphasig gasförmig betrachteten Einspritzstrahl eintretende Massenstrom unverbrannter Frischgase wird anhand der Volumenänderung des Strahls beschrieben und bestimmt weiterhin die Brennrate der Zylinderfüllung. Unter Berücksichtigung lokaler Bedingungen wird die Wärmefreisetzung innerhalb der brennenden Zone des Gasstrahls zunächst anhand eines exponentiellen Ansatzes nach Arrhenius (vgl. bspw. [114]) beschrieben. Im Anschluss an die vollständige Umsetzung des über die Dauer des Zündverzugs aufbereiteten flüssigen Kraftstoffs sowie beigemischtem Brenngas wird die Wärmefreisetzung des Pilotkraftstoffs durch die wiederum an Whitehouse und Way angelehnte integrale Aufbereitungsrate beschrieben.

Mit der Annahme einer von der Erfassung der unverbrannten Zylinderfüllung abhängigen Wärmefreisetzung des Brenngas/Luft-Gemisches, ist die analytische Beschreibung der Flammenfrontfläche von wesentlicher Bedeutung. Unter Verwendung des Paketansatzes beschreiben Krishnan et al. [173,174] die Flammenfläche anhand der integralen Oberfläche der Strahlpakete. Um die Flammenfront aufrechtzuerhalten werden die Pakete hierbei erst nach Abschluss der lokalen Umsetzung und Unterschreiten einer Pakettemperatur von 1900 K der verbrannten Zone hinzugefügt. Die lokale Verbrennung innerhalb der Paketzone wird anhand eines Ein-Schritt-Mechanismus nach Westbrook und Dryer [357] abgebildet. Die turbulente Erfassung der vorgemischten Zylinderladung wird hingegen anhand des von Tabaczynski et al. [332] vorgestellten Ansatzes beschrieben und zur Darstellung eines realistischeren Zylinderausbrands um ein exponentielles Abklingverhalten erweitert. Johnson et al. [140] berücksichtigen ebenfalls ein exponentielles Abklingen der Wärmefreisetzung. Das von der turbulenten Flamme erfasste Brennraumvolumen wird jedoch nicht den Strahlpaketen, sondern einer brennenden Zone zugefügt, anhand derer wiederum die Flammenfrontfläche beschrieben wird. Der Inhalt der Strahlpakete wird, wie auch bei Nishida und Hiroyasu [238], stöchiometrisch umgesetzt.

Taritas et al. [334] erweitern schließlich den von Pötsch et al. [266] vorgestellten Paketansatz zur Vorausberechnung eines Zündstrahl-Brennverfahrens. Die Wärmefreisetzung des Brenngas/Luft-Gemisches basiert hierbei auf dem von North und Santavicca [239] vorgestellten Ansatz einer turbulenten Flammenfront. Zudem wird die Turbulenzmodellierung nach Sjerić et al. [313,314] berücksichtigt. Die stöchiometrische Umsetzung innerhalb der Strahlpakete wird anhand tabellierter Zeitskalen (zwischen 10 und 90 % der Wärmefreisetzung) einer homogenen Mischung aus *n*-Heptan, Methan und Luft modelliert und ist durch die maximale chemische Umsatzrate begrenzt. Als wesentliche Erweiterung des Modellansatzes kann die Berücksichtigung multipler Flammenfronten, ausge-

hend von der Oberfläche jeder einzelnen Strahlkeule, festgehalten werden. Mit Beginn der Entflammung wird die Flammenzone mit dem jeweiligen Strahlvolumen und entsprechender Oberfläche initialisiert. Die einzelnen Flammenfronten werden bei Kontakt mit der Brennraumboberfläche oder bei Überschneidung einzelner Flammenfronten entsprechend zusammengefasst.

2.2.3 Bewertung und Einordnung des Modellierungsansatzes

Der in Kapitel 4 der vorliegenden Arbeit vorgestellte Modellansatz zur Beschreibung des Zündstrahl-Brennverfahrens basiert im Wesentlichen auf dem von Hiroyasu et al. vorgestellten Paketansatz. Im Vordergrund der Modellbildung steht hierbei nicht nur die reine Vorausberechnung der charakteristischen Motorbetriebsdaten sowie der Druck- und Brennverläufe. Wie in diesem Abschnitt 2.2 ausführlich beschrieben, steht hierfür eine Vielzahl deutlich einfacherer Modellansätze zur Verfügung, welche bei ausreichender Datengrundlage zur Abstimmung und einer entsprechenden Wahl der Modellparameter eine hinreichend genaue Vorausberechnung des motorischen Betriebsverhaltens ermöglichen. Der wesentliche Nutzen des deutlich komplexeren quasidimensionalen Paketansatzes liegt vielmehr in der detaillierteren Abbildung der zwischen dem Beginn der Zündöleinspritzung und der Entflammung des vorgemischten Brenngas/Luft-Gemisches ablaufenden Prozesse. Insbesondere ermöglicht dies eine fundierte Untersuchung des Zünd- und Entflammungsverhaltens des eingespritzten Kraftstoffs in Abhängigkeit der für den Motorbetrieb wesentlichen Betriebsgrößen aus Lage des Verbrennungsschwerpunkts sowie dem globalen Verbrennungsluftverhältnis.

Schwächen des gewählten Modellierungsansatzes stellen vor allem die vergleichsweise einfachen Beschreibungen einzelner Phänomene, wie beispielsweise der Strahlpenetration und der damit verbundenen Frischgasbeimischung, dar. Die quasidimensionale Diskretisierung des Einspritzstrahls erfordert zudem vergleichsweise lange Rechenzeiten. Zudem ist die Bedatung einer Vielzahl an Modellkonstanten und -parametern erforderlich, wobei gegebenenfalls vorhandene physikalische Abhängigkeiten zwischen den einzelnen phänomenologischen Untermodellen nicht explizit berücksichtigt werden.

3 Entwicklungswerkzeuge und -methodik

3.1 Versuchsmotor 4H50TIC der MOTORENFABRIK HATZ

Als Versuchsträger für die experimentelle Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens wird ein 4H50TIC Industriedieselmotor der MOTORENFABRIK HATZ eingesetzt. Der wassergekühlte Vierzylinder-Viertaktmotor besitzt eine doppelt gekühlte externe Abgasrückführung und ist serienmäßig abgasturboaufgeladen. Für eine von der Aufladeparameteristik des Serienturboladers unabhängige Untersuchung des Brennverfahrens wird der verbauten Turbolader entfernt und der Versuchsmotor am Motorprüfstand extern über einen Schraubenverdichter mit Ladeluft versorgt. Der abgasseitig normalerweise durch die Turbine entstehende Gegenruck wird mithilfe einer Abgasklappe entsprechend einem vorgegebenen theoretischen Turboladerwirkungsgrad eingeregelt. Weiterhin verfügt der Versuchsmotor über ein BOSCH Common Rail Einspritzsystem mit einem maximalen Einspritzdruck von 1800 bar. Die exzentrisch zur Zylinderachse positionierten konventionellen Magnetventil-Injektoren besitzen sieben, auf die ebenfalls exzentrische Kolbenmulde ausgerichtete, Spritzlöcher (vgl. auch Abschnitt 5.4.1) und sind im Serienkennfeld mit Einspritzdruckniveaus zwischen etwa 450 und 1800 bar bedatet. Die in einem Arbeitsspiel eingespritzte und auf bis zu drei Einzeleinspritzungen aufgeteilte Kraftstoffmenge liegt in der Basisapplikation des Versuchsträgers zwischen insgesamt etwa 3,5 bis 44,5 mg. Weitere Eckdaten des Motors sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst. Die aufgelisteten Ventilsteuerzeiten beziehen sich hierbei auf einen Ventilhub von 0,3 mm.

Tabelle 3.1: Eckdaten des für die experimentelle Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens verwendeten Versuchsträgers HATZ 4H50TIC.

Kurbeltrieb und Brennraum

Zylinderzahl	$i_{Zyl} = 4$
Hubvolumen (gesamt)	$V_H = 1,951 \text{ l}$
Hub	$h = 88 \text{ mm}$
Bohrung	$b = 84 \text{ mm}$
Zylinderabstand	$d = 91 \text{ mm}$
Pleuellänge	$l = 141,5 \text{ mm}$
Verdichtungsverhältnis (geometrisch)	$\varepsilon = 17:1$

Ventiltrieb

Ventile pro Zylinder (hydraulischer Ausgleich)	$i_V = 2$
Maximalhub Auslassventil	$h_{AV,max} = 9,0 \text{ mm}$
Auslass öffnet	AÖ = 130 °KW nach ZOT
Auslass schließt	AS = 377 °KW nach ZOT
Maximalhub Einlassventil	$h_{EV,max} = 7,1 \text{ mm}$
Einlass öffnet	EÖ = 364 °KW nach ZOT
Einlass schließt	ES = 575 °KW nach ZOT

Für den Betrieb mit gasförmigen Brennstoffen werden keine wesentlichen Anpassungen, wie beispielsweise der Austausch der Ventile oder der Ventilsitzringe, am Versuchsträger vorgenommen. Lediglich die am Serienmotor verbauten und vergleichsweise weit in den Brennraum eindringenden Glühkerzen werden, insbesondere vor dem Hintergrund der in Abschnitt 5.4.3 beschriebenen Untersuchungen der Brennraumgeometrie, durch eigens gefertigte Verschlusssteile ersetzt. Die für den Gasbetrieb erforderlichen Systembausteine des Versuchsaufbaus werden in nachfolgendem Abschnitt 3.2 beschrieben.

3.2 Motorprüfstand und Messtechnik

Abbildung 3.1 stellt einen schematischen Überblick der wesentlichen Systembausteine des Motorprüfstands und insbesondere der für den Versuchsbetrieb erforderlichen Messstellen und Regelgrößen dar. Weitere Messstellen, einerseits zur Konditionierung der Medienkreise und Überwachung des Motorbetriebs sowie andererseits zur Bedatung und Validierung der Simulationsmodelle, sind an dieser Stelle der Übersichtlichkeit halber nicht eingezeichnet. Zur Bestimmung der Systemdrücke werden WIKA Druckmessumformer (Typ S-20) mit geeigneten Messbereichen verwendet. Medientemperaturen werden mithilfe von Mantelthermoelementen (Typ K) erfasst. Für die stationäre Untersuchung einzelner Betriebspunkte ist der Versuchsmotor über eine elastische Gelenkwelle mit einem Asynchronmotor verbunden und wird drehzahl geregelt betrieben. Die Drehzahlregelung erfolgt hierbei über den Frequenzumrichter der Asynchronmaschine. Das Motormoment wird abtriebseitig mithilfe eines HBM Drehmomentaufnehmers (Typ T10F) gemessen.

Wie in Abschnitt 3.1 bereits erwähnt, wird der Motor über einen externen Schraubenverdichter mit Ladeluft versorgt. Anhand eines angesteuerten Domdruckreglers kann hierbei ein definiertes Druckniveau eingeregelt werden. Zur Regelung der Ladelufttemperatur kommt ein wassergekühlter Ladeluftkühler zum Einsatz, wobei die entsprechende Kondi-

tionierung des Wasserkreises eine präzise Temperaturregelung ($\pm 0,2\text{ °C}$) im gesamten Betriebsbereich des Versuchsmotors ermöglicht. Um vor allem saisonal eine definierte Konditionierung der Ladeluft und somit eine entsprechende Vergleichbarkeit der Messergebnisse zu erzielen, ist zudem ein Kältetrockner in den Luftpfad integriert. Die in der Ladeluft verbleibende relative Feuchtigkeit von etwa 5% wird anhand eines eigens kalibrierten Taupunktsensors (CS INSTRUMENTS, Typ FA 415) überwacht und in feuchteabhängigen Berechnungen, insbesondere der Abgaszusammensetzung (vgl. Abschnitt 3.3), berücksichtigt. Die insgesamt über den Motor strömende Luftmasse wird schließlich mit ei-

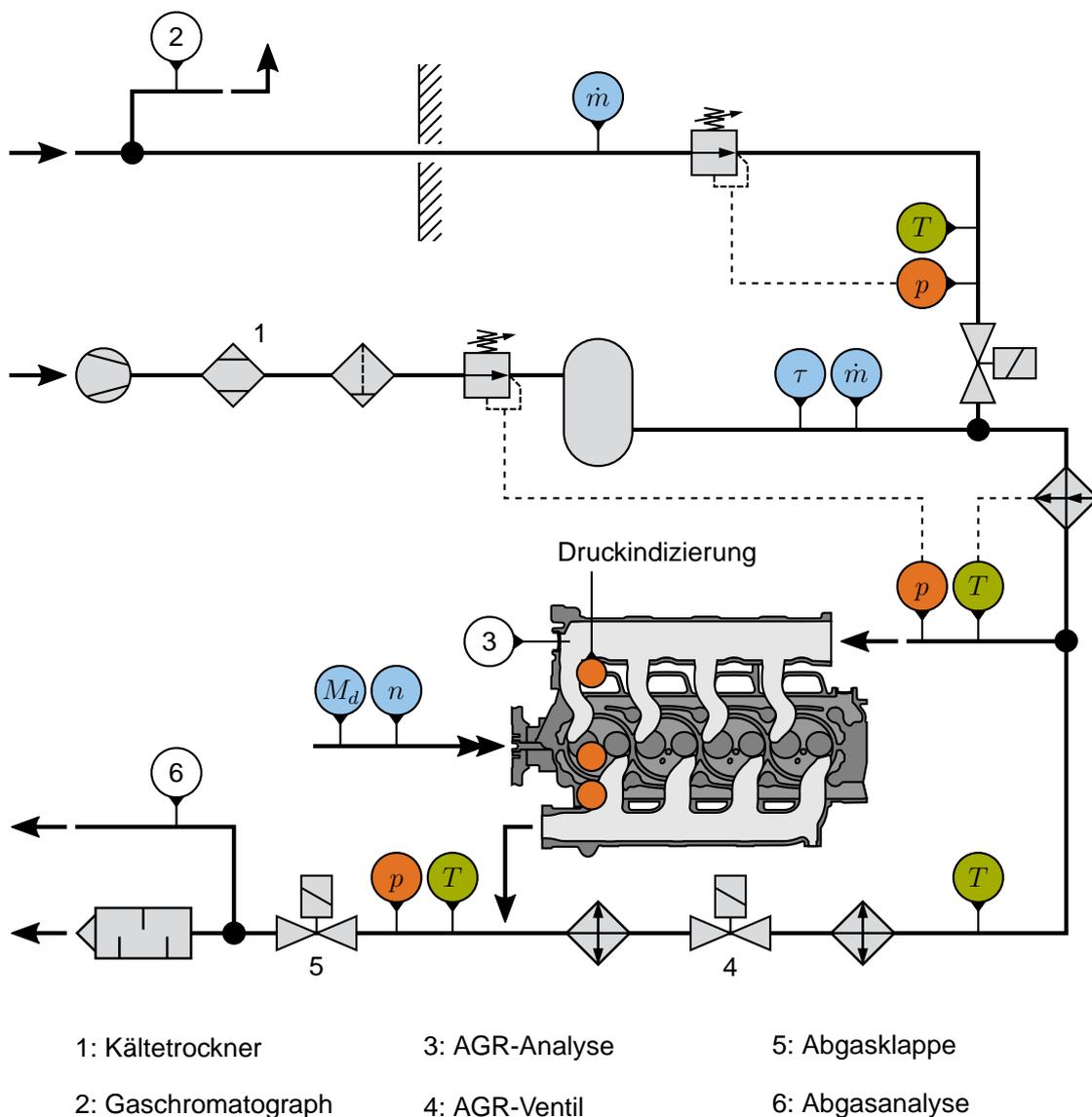


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung der wesentlichen Systembausteine des Motorprüfstands sowie der für den Versuchsbetrieb erforderlichen Messstellen und Regelgrößen.

nem HITACHI Heißfilm-Luftmassenmesser (Typ AFH60-37) bestimmt. Ergänzend sei an dieser Stelle angemerkt, dass die Temperaturniveaus der motorinternen Schmieröl- und Kühlmittelkreise über ein bei etwa 80 °C öffnendes Thermostat (vollständige Öffnung bei etwa 95 °C) geregelt werden. Das motorinterne Kühlmittelsystem wird im Versuchsaufbau lediglich um einen konstant mit Frischwasser durchströmten Plattenwärmetauscher zur Wärmeabfuhr ergänzt. Die Motoraustrittstemperatur des Kühlmittels liegt entsprechend bei $82,0 \pm 0,5$ °C. Der Schmierölkreis hat, bei einem mittleren Überdruck von etwa 3,6 bar im Bereich der Hauptgalerie, ein Temperaturniveau in der Ölwanne von $89,0 \pm 1,0$ °C.

Wie bereits zu Beginn der vorliegenden Arbeit erläutert, stellt Biogas den primären Energieträger des zu untersuchenden Zündstrahl-Brennverfahrens dar. Für die in Kapitel 5 beschriebenen Versuchsreihen wird ein Vergleichsbrenngas, bestehend aus Erdgas und zugemischtem Kohlendioxid (Klasse 2.5), mit ähnlichen thermodynamischen Eigenschaften verwendet. Das aus dem Versorgungsnetz der Stadtwerke München entnommene Erdgas hat einen mittleren volumetrischen Methananteil von annähernd 96 %. Zudem sind etwa 2,5 % Ethan und 0,5 % Stickstoff enthalten. Das in einem Gasmischer erzeugte Vergleichsbrenngas wird wiederum in einer Bypassleitung anhand eines, entsprechend der zu erwartenden Gaszusammensetzung kalibrierten, ABB Gaschromatographen (Typ NGC8206, Trägergas Helium) analysiert. Die Chromatographie des Gasgemisches in zwei separaten Analysensäulen identifiziert einzelne Kohlenwasserstoffbestandteile bis einschließlich Pentan (C_5H_{12}). Schwerere Kohlenwasserstoffverbindungen werden entsprechend zusammengefasst (C_6+). Zudem werden die Volumenanteile von Kohlendioxid und Stickstoff identifiziert. Ein im Erdgas enthaltener Anteil an Wasserstoffmolekülen wird nicht erkannt. Die Einblasung des gasförmigen Kraftstoffs erfolgt schließlich auf einem Überdruckniveau von etwa 7,5 bar direkt vor dem Ladeluftkühler, wobei ein HEINZMANN Gasmischer (Typ GM50) mit Venturi-geformtem Einsatz und entsprechend geringem Druckverlust verwendet wird. Der Brenngasmassenstrom wird über vier gleichmäßig versetzt angesteuerte BOSCH CNG-Einblaseventile (Typ EV-1.3) eingeregelt und anhand eines auf dem Coriolis-Effekt basierenden EMERSON Massendurchflusssensors (Typ CMF010M) erfasst. Bei einem Messbereich bis maximal 30 kg/h liegt der Auslegungspunkt des Sensors bei 10 kg/h. Die Nullpunktstabilität beträgt 2 g/h. Eine optionale Schleimengenenkorrektur wird nicht berücksichtigt.

Als Flüssigkraftstoff beziehungsweise Zündöl wird handelsüblicher Tankstellendiesel verwendet. Die Verbrauchsmessung wird im Rahmen dieser Arbeit anhand einem auf einer SARTORIUS Präzisionswaage (Typ ENTRIS 4202) basierenden Wägesystem realisiert. Die Auflösung des Messsystems beträgt 0,01 g, wobei die spezifizierte Standardabweichung bei unter $\pm 0,01$ g und die Linearitätsabweichung bei unter $\pm 0,03$ g liegt. Interne Mittelwertberechnungen der Präzisionswaage sind deaktiviert.

Die in Abbildung 3.1 schematisch eingezeichnete Analyse der Abgaszusammensetzung fasst verschiedene Messsysteme zusammen. Zur Abgasanalyse wird das Rohabgas zunächst unverdünnt stromab der Abgasklappe entnommen und den Analysatoren zugeführt. Um Kondensation zu vermeiden werden sowohl die Schlauchleitungen als auch die zur Entnahme erforderlichen Membranpumpen und Keramikfilter auf etwa 180 °C geheizt. Zudem wird die Bestimmung der reglementierten Schadstoffemissionen an dieser Stelle um eine auf der Fourier-Transformation basierenden Variante der Infrarotspektroskopie ergänzt, wobei die Konzentrationen von bis zu 25 vorkalibrierten Gasen beziehungsweise Gasmolekülen identifiziert werden können. Insbesondere im Rahmen der in Kapitel 5 diskutierten Versuchsreihen ist die genauere Aufteilung der Kohlenwasserstoff- und Stickoxidemissionen von vorrangigem Interesse. Zudem kann im vorliegenden Versuchsaufbau anhand eines photoakustischen Messsystems die zeitlich aufgelöste Emission von Rußpartikeln beziehungsweise elementarem Kohlenstoff analysiert werden. Die wesentlichen Gerätetypen und Messprinzipien sind in Tabelle 3.2 zusammengefasst.

Tabelle 3.2: Zusammenfassung der zur Analyse der Abgaszusammensetzung verwendeten Messprinzipien und Gerätetypen.

HORIBA Mexa 7170H		
O ₂	Magnetopneumatisch	→ trocken
CO und CO ₂	NDIR-Spektroskopie	→ trocken, kalt
NO _x	Chemilumineszenz	→ trocken, beheizt
THC	Flammenionisation	→ feucht, Kalibrierung auf Propan (C ₃ H ₈)
HORIBA VIA-510 Analysator		
CO ₂	NDIR-Spektroskopie	→ zylinderselektive AGR-Analyse
AVL SESAM 4 FTIR		
bspw. CH ₄ und CH ₂ O sowie NO und NO ₂	FTIR-Spektroskopie	
AVL 483 Micro Soot Sensor		
Ruß	Photoakustik	→ elementarer Kohlenstoff, Verdünnung 2:1

Schließlich umfasst der Versuchsaufbau ein umfangreiches Mess- und Automatisierungssystem zur Erfassung relevanter Systemzustände sowie zur Ansteuerung externer Messtechnik (Gaschromatographie, Abgasanalyse etc.) und zur Regelung der Medienkreise. Softwareseitig basieren sowohl die Messdatenerfassung als auch das Automatisierungssystem auf einer am LEHRSTUHL FÜR VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN entwickelten und in LABVIEW programmierten modularen Codestruktur. Der auf einem PXI-System ausgeführte Programmcode ist sowohl mit zeit- als auch mit kurbelwinkelbasierter Messtechnik ausgestattet. Erstere zeichnet Messgrößen mit einer Abtastrate von 10 Hz auf und stellt diese in einem Messdatensatz als gleitende, über eine Dauer von zehn Sekunden gebildete, Mittelwerte zur Verfügung. Die kurbelwinkelbasierte Messtechnik umfasst im Wesentlichen die in Abbildung 3.1 angedeutete Indiziermesstechnik, bestehend aus zwei piezoresistiven Absolutdrucksensoren (KISTLER, Typ 4045A, 0 bis 5 bar, Auswerteeinheit Typ 4603) sowie einer wassergekühlten Zylinderdruck-Sonde (KISTLER, Typ 6043ASP, bis max. 250 bar(g), Auswerteeinheit Typ 5011). Der Abgleich des relativen Zylinderdrucks wird, bezogen auf den indizierten Einlassdruck, arbeitsspielindividuell (200 °KW vor ZOT) berücksichtigt. Die Abtastung erfolgt kurbelwinkelsynchron anhand eines berührungslosen magnetischen Inkrementalgebers mit einer Auflösung von 0,1 °KW. Insgesamt werden in einem Messdatensatz die Indiziermessdaten sowie abgeleitete skalare Kenngrößen fünfzig aufeinanderfolgender Arbeitsspiele abgespeichert.

Die Ansteuerung des Common Rail Einspritzsystems erfolgt über einen in ETAS INCA parametrierbaren Datenstand des HATZ Seriensteuergeräts. Im Versuchsbetrieb können somit das Einspritzdruckniveau, Beginn und Dauer der Injektorbestromung sowie die Position des AGR-Ventils direkt vorgegeben werden. Alle die Einspritzung betreffenden Korrekturfunktionen des Steuergeräts sind hierbei deaktiviert. Die Gaseinblaseventile werden über einen auf einem FPGA-Baustein programmierten und auf einem cRIO-System mit kommerziellen Endstufen (NATIONAL INSTRUMENTS, Typ 9758) ausgeführten Code angesteuert.

3.3 Versuchsmethodik und -durchführung

Aufgrund der vergleichsweise geringen thermischen Masse ist eine Vorkonditionierung des Forschungsmotors vor Beginn des Versuchsbetriebs nicht erforderlich. Im Anschluss an die Kalibrierung der Abgasmesstechnik kann der Motor über die Asynchronmaschine auf Drehzahl gebracht werden. Die Verbrennung wird zunächst im reinen Dieselbetrieb gestartet. Anschließend wird die Brenngaszufuhr freigegeben und stufenweise erhöht, wobei die eingespritzte Zündölmenge entsprechend reduziert werden kann. In einem definierten Referenzpunkt (vgl. Tabelle 3.3) wird der Versuchsmotor schließlich über die

Dauer von etwa einer Stunde betrieben. In dieser Zeit erreichen Medienkreise und Bauteile Betriebstemperatur. Zudem werden die Messtechnik überprüft und insbesondere die Leistungs- und Emissionscharakteristik mit bereits gemessenen Referenzpunkten verglichen. Der gewählte Referenzpunkt wird über den gesamten Versuchsbetrieb nach etwa zehn Messpunkten erneut angefahren. Systematische Abweichungen und Fehler im Versuchsaufbau können somit frühzeitig erkannt und ausgeschlossen werden.

Tabelle 3.3: Definition des über den Versuchsbetrieb wiederholend gemessenen Betriebspunkts zur Beurteilung von Abweichungen im Versuchsaufbau.

Betriebs- und Leistungsgrößen

Ladedruck	$p_L = 1,300 \pm 0,005 \text{ bar}$
Ind. Mitteldruck	$p_{mi} = 10,0 \pm 0,1 \text{ bar}$
Turboladerwirkungsgrad (theoretisch)	$\eta_{TL} = 50 \pm 1 \%$

Definition der Zündöleinspritzung

Einspritzdruck	$p_{Inj} = 1000 \text{ bar}$
Bestromungsbeginn	$t_{Inj} = 12 \text{ }^\circ\text{KW v.OT}$
Bestromungsdauer	$d_{Inj} = 140 \mu\text{s}$

Während sich im Referenzpunkt ein dem konstanten Ladedruck und der zur Darstellung des angegebenen indizierten Mitteldrucks erforderlichen Brenngasmasse entsprechender Luftüberschuss einstellt, werden die tatsächlichen Versuchspunkte bei vergleichbarem Verbrennungsluftverhältnis gemessen. Neben den in Tabelle 3.3 spezifizierten Toleranzen der wesentlichen Betriebsgrößen wird für den Luftüberschuss im Rahmen der vorliegenden Arbeit eine maximale Abweichung vom einzustellenden Sollwert von $\pm 0,5 \%$ akzeptiert.

Um ein möglichst stationäres Betriebsverhalten zu bewerten werden die zu vermessenden Betriebspunkte bis zum Erreichen eines eingeschwungenen Zustands gehalten, in dem die wesentlichen Betriebsgrößen lediglich um ihren gleitenden Mittelwert oszillieren. Neben den bereits genannten Kenngrößen werden hierbei insbesondere Abgas- und Zylinderkopftemperaturen sowie NO_x - und THC-Emissionen sowie gegebenenfalls die AGR-Rate berücksichtigt. Zur grundsätzlichen Charakterisierung der Stabilität des Motorbetriebs werden ein Grenzwert bezüglich der Standardabweichung des Zylinderspitzenendrucks von 5% beziehungsweise bezüglich der Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks von 1% definiert.

3.3.1 Berechnungen der Brenn- und Abgasanalyse

Basierend auf der in Abschnitt 3.2 beschriebenen Gaschromatographie können wesentliche Kenngrößen des Vergleichsbrenngases berechnet werden. Hierzu zählen vor allem der stöchiometrische Luftbedarf (trocken) und der nach ISO 6976 berechnete Heizwert. Insbesondere für die nach Brettschneider [43] implementierte Berechnung des Verbrennungsluftverhältnisses können die zu berücksichtigenden Atomverhältnisse des Kraftstoffs (H/C bzw. O/C) bestimmt werden. Bei der auf der Abgasanalyse beruhenden Bestimmung des Luftverhältnisses werden zudem alle in die Berechnung eingehenden Abgasspezies anhand der im Versuchsaufbau erfassten relativen Feuchtigkeit der Ladeluft auf einen ebenfalls feuchten Abgasmassenstrom bezogen (vgl. Amtsblatt L229 der Europäischen Union). Weiterhin wird die in der Berechnung berücksichtigte Kohlenwasserstoffkonzentration mit der Anzahl der in jedem THC-Molekül gemessenen Kohlenstoffatome korrigiert (Faktor 3, Kalibrierung des FID mit Propan).

Die reglementierten Abgaskonzentrationen werden im Rahmen der vorliegenden Arbeit entsprechend der „Technischen Anleitung zur Reinhaltung der Luft“ (kurz: TA Luft, Neufassung von 2002) berechnet. Hierbei wird ein Bezugssauerstoffgehalt im Abgas von 5 % angewandt. Als Richtwerte zur Bewertung der in Kapitel 5 diskutierten Untersuchungen werden die für stationäre Zündstrahl-Motoren (sog. Anlagen der Nummer 1.4) definierten Emissionsgrenzwerte berücksichtigt. Diese für Anlagen mit einer Feuerungswärmeleistung von ≥ 3 MW geltenden Grenzwerte verschärfen zwar die grundsätzlich einzuhaltenen Werte der in dieser Arbeit betrachteten Versuchsanlage, halten entsprechend jedoch eine Reserve für zukünftige Anpassungen der Emissionsvorschriften vor.

Wie eingangs bereits erwähnt und in Abbildung 3.1 dargestellt, ermöglicht der entworfene Versuchsaufbau einen Teil des Abgasmassenstroms extern erneut der Verbrennungsluft zuzuführen. Die Berechnung der entsprechenden AGR-Rate basiert im Rahmen der vorliegenden Arbeit auf einer rein volumetrischen Betrachtung. Die im Sammelvolumen des Versuchsmotors gemessene Kohlendioxidkonzentration wird hierbei sowohl um den in der Umgebungsluft enthaltenen CO_2 -Anteil (etwa 380 ppm) als auch um den über den Brenngasmassenstrom der Ladeluft zugemischten Anteil (volumetrisch etwa 3 bis 4 %) korrigiert.

3.3.2 Berechnung und Beurteilung der Leistungsdaten

Aufgrund der für das Zündstrahl-Brennverfahren charakteristischen Verbrennung zweier Kraftstoffe mit deutlich voneinander abweichenden physikalischen und chemischen Eigenschaften, muss insbesondere der für die Berechnungen des spezifischen Verbrauchs und Wirkungsgrads erforderliche Kraftstoffmassenstrom energetisch korrigiert werden. Der gemessene Zündölmassenstrom wird hierfür entsprechend dem Verhältnis beider

Heizwerte gewichtet. Der Heizwert des flüssigen Dieselkraftstoffs wird an dieser Stelle mit 42,6 MJ/kg als konstant angenommen. Weiterhin wird anhand der Massenanteile beider Kraftstoffe auch der für die Wirkungsgradberechnung erforderliche mittlere Heizwert bestimmt.

Abschließend sei angemerkt, dass im Rahmen dieser Arbeit auf eine Berücksichtigung einerseits der Standardbezugsbedingungen und andererseits der zulässigen Korrektur des experimentell ermittelten Kraftstoffverbrauchs gemäß ISO 3046-1 verzichtet wird. Somit sind insbesondere die in Kapitel 5 dargestellten Wirkungsgrade mit den tatsächlichen Messdaten konsistent. Für stationäre BHKW-Anwendungen wird die ISO 3046-1 in erster Linie zur Normierung der Leistungsangaben und Wirkungsgrade auf eine vom tatsächlichen Aufstellort unabhängige Bezugsbasis angewandt. Die in der Praxis oftmals berücksichtigte Korrektur des gemessenen Kraftstoffverbrauchs von 5 % führt zu einer Anhebung des Wirkungsgradniveaus um etwa zwei bis drei Prozentpunkte.

3.4 Simulations- und Auswertemethodik

Neben der im nachfolgenden Kapitel 4 als ergänzendes Entwicklungswerkzeug erarbeiteten phänomenologischen Modellierung des Zündstrahl-Brennverfahrens zur Vorausberechnung des tatsächlichen Betriebsverhaltens, umfassen die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Simulationsmethoden weitere Modellansätze unterschiedlicher Modellierungstiefe. Einerseits kommen hierbei detaillierte eindimensionale Modelle zur Druckverlaufsanalyse (DVA) zum Einsatz. Die Auslegung der turbulenten Zylinderinnenströmung und der Brennraumgeometrie basiert hingegen auf dreidimensionalen CFD-Modellen.

Unabhängig von ihrer jeweiligen Modellierungstiefe beziehen sich sämtliche im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Simulationsmethoden und -modelle auf das in Abbildung 3.2 anhand eines entsprechenden Volumenmodells dargestellte Simulationsgebiet. Die Systemgrenze umfasst hierbei das gesamte Volumen der Ladungswechselkanäle zwischen Ladeluftsammler und Abgaskrümmen sowie den Brennraum. Die in Abbildung 3.1 schematisch eingezeichneten Messstellen der Niederdruckindizierung liegen hierbei auf der skizzierten Systemgrenze und stellen wesentliche Bedatungsgrößen aller Simulationsmodelle dar. Wie auch die indizierten Zylinderdruckverläufe werden die Druckverläufe an der Systemgrenze als gemittelte Verläufe der fünfzig aufgezeichneten Arbeitsspiele an die Modelle übergeben. Weitere explizit zur Modellbedatung eingeplante Messstellen umfassen einerseits die Frisch- und Abgastemperaturen an der Systemgrenze sowie andererseits verschiedene relevante Bauteiltemperaturen am Zylinderkopf. Zudem wird das Temperaturniveau der Zylinderlaufbuchse im Bereich des oberen und des unteren Totpunkts der Kolbenkrone erfasst.

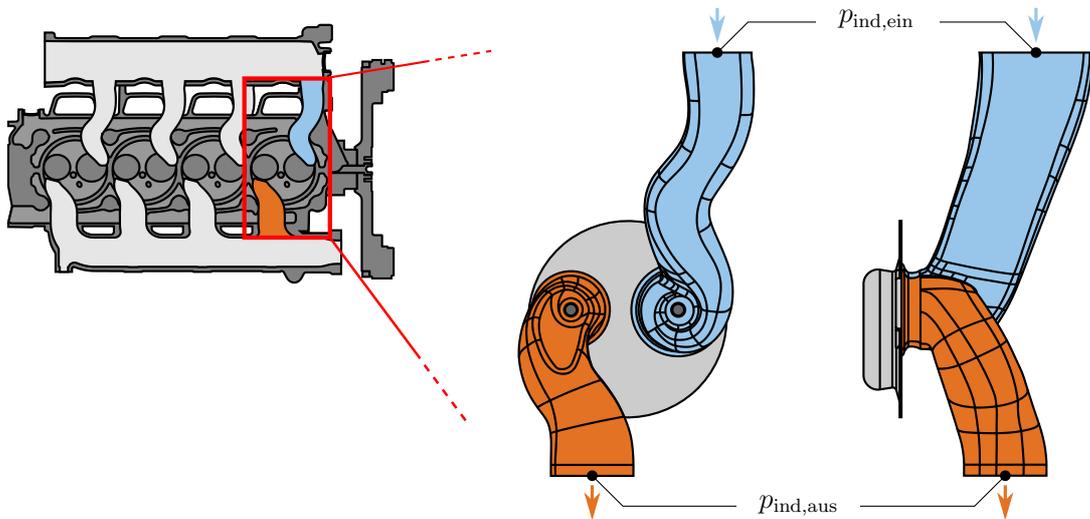


Abbildung 3.2: Volumenmodell des in Ansätzen verschiedener Modellierungstiefen berücksichtigten Simulationsgebiets (dargestellt am indizierten Zylinder des Versuchsmotors).

3.4.1 Thermodynamische Analyse der Verbrennung

Das DVA-Modell zur Verbrennungsanalyse ist in der Simulationsumgebung GT-POWER von GAMMA TECHNOLOGIES (Version 7.5.0) aufgebaut und ermöglicht neben der energetischen Analyse des Verbrennungsablaufs auch eine eindimensionale Betrachtung des Ladungswechsels. Aufgrund des lediglich mit zwei Ventilen, bedatet mit eigens vermessenen Hubkurven und entsprechenden Durchflusskoeffizienten, ausgestatteten Zylinderkopfs ist der grundsätzliche Modellaufbau vergleichsweise einfach. Hervorzuheben ist an dieser Stelle jedoch, dass an der einlassseitigen Systemgrenze die, unter Berücksichtigung des vorgemischten Verbrennungsluftverhältnisses sowie der chromatografischen Analyse des Brenngases, vollständige Zusammensetzung des Frischgasgemisches vorgegeben wird. Insbesondere wird hierbei auch der in der verdichteten Ladeluft verbliebene und an der Verbrennung teilnehmende Wasseranteil erfasst. Das Zylindermodell berücksichtigt schließlich eine auf Woschni (vgl. bspw. [221,264]) zurückgehende Formulierung des Wärmeübergangs. Die grundsätzliche Verbrennungscharakteristik entspricht der einer vorgemischten Verbrennung.

Wie hinlänglich bekannt, kann anhand des aus der Druckverlaufsanalyse ermittelten zeitlichen Verlaufs der durch die Verbrennung umgesetzten Kraftstoffmasse sowie der der Verbrennung insgesamt zur Verfügung stehenden Brennstoffmasse ein Summenbrennverlauf bestimmt werden. Ohne weitere Normierung kann der Summenbrennverlauf als Indikator des Umsetzungsgrads verstanden werden. Seine zeitliche Ableitung stellt wiederum den Brennverlauf dar. Insbesondere im Rahmen der in Kapitel 5 diskutierten Un-

tersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens beziehen sich die wesentlichen Kenngrößen des Summenbrennverlaufs auf die Umsatzpunkte von 5 % und 90 % (X_{05} bzw. X_{90}). Der Zündverzögerung beschreibt entsprechend die Dauer zwischen Einspritzbeginn und dem 5 %-Umsatzpunkt. Die Brenndauer entspricht der Zeitspanne zwischen dem 5 %- und dem 90 %-Umsatzpunkt.

Neben der thermodynamischen Analyse des Brennverlaufs ermöglicht die Druckverlaufsanalyse weiterhin eine Quantifizierung der einzelnen Wirkungsgradverluste. Nach Abschluss der eigentlichen DVA werden hierfür, innerhalb der Simulationsumgebung, weitere Simulationsläufe zur Detaillierung des Arbeitsprozesses gestartet. Die Berechnungen berücksichtigen hierbei lediglich den Ausschnitt des Arbeitsspiels zwischen dem Schließzeitpunkt des Einlassventils und dem Öffnungszeitpunkt des Auslassventils. Jeder einzelne der zusätzlich berechneten Zyklen basiert auf dem jeweils zu quantifizierenden Wirkungsgradverlust entsprechender Annahmen. Das theoretische Wirkungsgradmaximum wird unter der Vorgabe einer vollständigen, adiabaten und instantan im oberen Totpunkt stattfindenden Verbrennung berechnet. Die in Kapitel 5 diskutierten Wirkungsgradanalysen berücksichtigen die folgenden Teilverluste:

- Unvollständige und unvollkommene Verbrennung (kurz: $\Delta\eta_{ks}$),
- Reale Verbrennung (kurz: $\Delta\eta_v$),
- Wandwärmeverluste (kurz: $\Delta\eta_w$) sowie
- Ladungswechselverluste.

Die Differenz des indizierten und des effektiven Wirkungsgrads quantifiziert zudem den aus mechanischen Verlusten resultierenden Wirkungsgradverlust. Weiterführende beziehungsweise ergänzende Erklärungen insbesondere der theoretischen Grundlagen der detaillierten Verlustanalyse sind entsprechenden Arbeiten sowie der Fachliteratur zu entnehmen (vgl. bspw. [77,221,264,353,361,364])

3.4.2 Dreidimensionale CFD-Modellierung

Die 3D-CFD-Simulationsmodelle zur Berechnung der Zylinderinnenströmung sind in der Simulationsumgebung STAR-CD von CD-ADAPCO (Version 4.24) aufgebaut und basieren auf dynamischen Netzstrukturen des gesamten Brennraums. Auf eine detaillierte Modellierung der Zündölspritzung sowie der Entflammung und Verbrennung beider Kraftstoffe wird im Rahmen dieser Arbeit verzichtet. Die Bewertung alternativer Brennraumgeometrien (vgl. Abschnitt 5.4.3) erfolgt ausschließlich anhand charakteristischer Eigenschaften des turbulenten Strömungsfeldes.

Aufgrund der durch den flachen Zylinderkopf vergleichsweise einfachen Brennraumgeometrie kann durch Verschneidung zuvor erstellter zwei- und dreidimensionaler Diskretisierungsvorlagen (engl.: *Templates*) mit der Oberfläche des Simulationsgebietes ein entsprechend einfaches strukturiertes Rechengitter erzeugt werden. Bei einer maximalen Kantenlänge der Volumenelemente von etwa 1 mm wird der Brennraum mit ungefähr 100 000 Zellen im oberen Totpunkt diskretisiert. Einschließlich der Ladungswechselkanäle umfasst das Rechengitter etwa 400 000 (OT) bis 650 000 (UT) Zellen. Die Verdichtung wird bei der Vernetzung der Brennraumgeometrie auf ein für alle Varianten konsistentes Verhältnis von 17:1 definiert. Auch wenn die konstruierten Volumenmodelle bereits das dem Verdichtungsverhältnis entsprechende Kompressionsvolumen aufweisen, können somit anhand einer geringfügigen Anpassung des minimalen Abstands zwischen Kolbenkrone und Brennraumdach aus der Vernetzung resultierende Abweichungen ausgeglichen werden.

Schließlich wird im Vernetzungsprozess der in Abschnitt 5.4.3 diskutierten Brennraumformen lediglich die Kolbengeometrie getauscht. Vor allem im Bereich des Einlassventils bleibt das Rechengitter somit weitestgehend unverändert und ermöglicht einen entsprechend aussagekräftigen Vergleich der turbulenten Zylinderinnenströmung. Wesentliche Modellvereinfachungen betreffen weiterhin vor allem die Vernachlässigung der um wenige Millimeter in den Brennraum eindringenden Injektorspitze sowie das nicht genauer modellierte Feuerstegvolumen. Zur Modellierung der turbulenten kinetischen Energie wird ein RNG k- ϵ Modell berücksichtigt, welches eines der im Bereich der Ladungswechselsimulationen etablierten Modelle darstellt (vgl. bspw. [108,184,370]).

4 Phänomenologische Modellierung des Zündstrahl-Brennverfahrens

Das vorliegende Kapitel erläutert die Weiterentwicklung eines phänomenologischen Modellansatzes zur mathematischen Beschreibung des Zündstrahl-Brennverfahrens. Der in die lehrstuhleigene Simulationsumgebung zur Arbeitsprozessrechnung MDYN implementierte Ansatz ergänzt hierbei die bereits beschriebenen und zur experimentellen Untersuchung des Brennverfahrens (vgl. Kapitel 5) angewandten Entwicklungswerkzeuge. In seinen Grundzügen basiert der Ansatz auf der von Walther [347] erarbeiteten Modellvorstellung. Walther orientiert sich hierbei wiederum an dem von Auer [19] entwickelten Vorgehen zur Modellierung gasmotorischer Brennverfahren in geteilten Brennräumen. Die physikalischen Teilprozesse der Zündöleinspritzung werden mithilfe einer an die Modellvorstellung von Hiroyasu et al. [121,122] angelehnten, quasidimensionalen Paketmodellierung abgebildet. Die vorgemischte Hauptverbrennung basiert wiederum auf der turbulenten Ausbreitung einer hemisphärischen Flammenfront (vgl. bspw. [19,38,332]). Als Schnittstelle zwischen den beiden Modellansätzen übergibt Walther lediglich den Zündzeitpunkt an das Hauptverbrennungsmodell, wodurch mit Überwindung des Zündverzugs die sogenannte Zündkeimphase der vorgemischten Verbrennung eingeleitet wird. Im weiteren Verlauf der Verbrennung wird von einer zunächst laminaren auf eine schließlich vollturbulente Ausbreitung der hemisphärischen Flammenfront übergegangen. Das Brennraumvolumen wird entsprechend einer zweizonigen Modellvorstellung in eine verbrannte und eine unverbrannte Zone unterteilt. Die beiden Brennraumzonen sind wiederum durch eine unendlich dünne und masselos modellierte Flammenfrontzone getrennt.

4.1 Mehrzoniger Modellansatz der Piloteinspritzung

Wie in Abschnitt 2.2.1 beschrieben, wird der Einspritzstrahl bei dem ursprünglich von Hiroyasu et al. [121,122] vorgestellten Paketansatz in eine Vielzahl einzelner Zonen oder Pakete unterteilt, die in ihrer Summe wiederum den gesamten Strahl beschreiben. Jedes einzelne Strahlpaket stellt hierbei ein eigenständiges thermodynamisches System dar, in dem die entsprechenden Bilanzgleichungen formuliert und gelöst werden können. Weiterhin werden die grundlegenden physikalischen Teilprozesse, wie beispielsweise Strahlauflbruch, Frischgasbeimischung und Zerstäubung (vgl. auch Abbildung 4.1), innerhalb der Systemgrenzen der einzelnen Pakete modelliert. Das im Rahmen dieser Arbeit gewählte Vorgehen zur Implementierung des Paketansatzes geht, wie eingangs bereits erwähnt, auf die Arbeit von Walther [347] zurück. Walther orientiert sich hierbei wiederum

überwiegend an dem von Stiesch et al. [325,329] vorgestellten Modellierungsansatz der dieselmotorischen Verbrennung. Über die Einspritzdauer werden kontinuierlich Strahlpakete generiert, welche den Einspritzstrahl sowohl in axialer als auch in radialer Richtung diskretisieren. Unabhängig von der Düsenanzahl des jeweiligen Injektors wird vereinfachend nur eine einzelne Strahlkeule berücksichtigt. Während somit weiterhin Einflüsse der Zylinderinnenströmung auf die Strahlausbreitung abgebildet werden können, wird insbesondere die Interaktion zwischen den Einspritzstrahlen vernachlässigt. Zudem werden Stoff- und Energieaustauschvorgänge zwischen den einzelnen Strahlpaketen vernachlässigt.

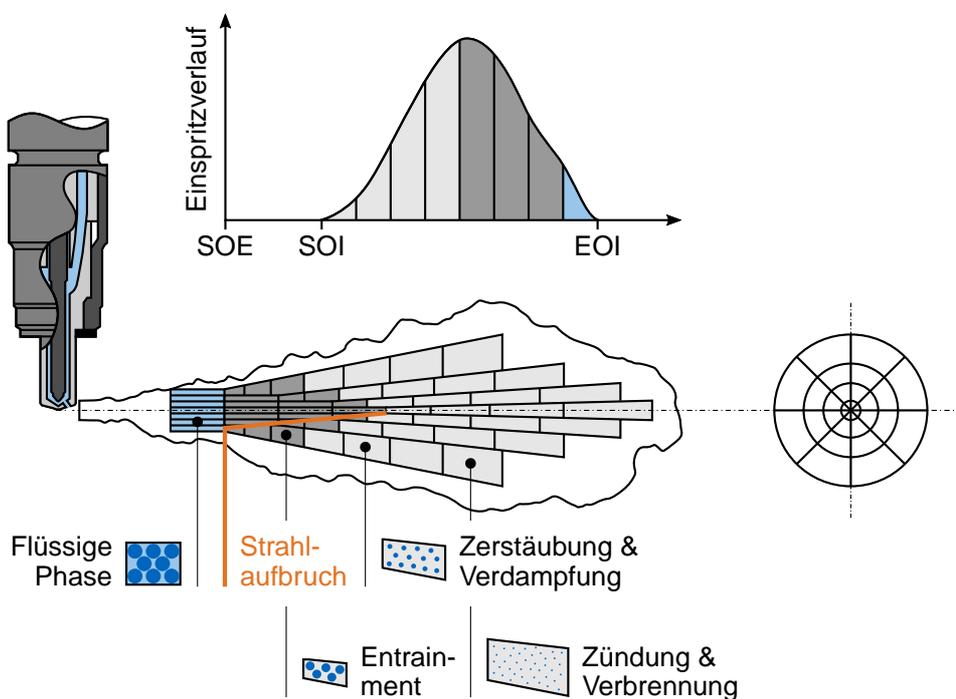


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung der Diskretisierung des Einspritzstrahls unter Berücksichtigung gemessener Einspritzverläufe. Zusammenfassende Darstellung in Anlehnung an [121].

4.1.1 Modellierung der paketspezifischen Teilprozesse

Entsprechend der schematischen Darstellung in Abbildung 4.1 beginnt nach Ablauf einer charakteristischen Zeitdauer der Strahlaufruch der flüssigen Phase der Zündölspritzung. Basierend auf einem Impulserhaltungsansatz wird den Paketen ab diesem Zeitpunkt Frischgas aus der unverbrannten Zone des Brennraums beigemischt, wodurch sich die Gasphase des Pakets erwärmt und die Verdampfung der Kraftstofftropfen einsetzt. In Abhängigkeit der Druck- und Temperaturbedingungen sowie dem Verbrennungsluftverhältnis im Strahlpaket wird mithilfe eines Ein-Schritt-Mechanismus die Zündverzugszeit

berechnet. Mit Überwindung dieser Zündverzugszeit beginnen wiederum Entflammung und Umsetzung der Paketgasphase. Im Folgenden werden die wesentlichen Grundlagen und Ergänzungen des Modellierungsansatzes sowie der Modellierung der einzelnen physikalischen Teilprozesse erläutert.

Strahlausbreitung und -zerfall

Wie in Abschnitt 2.2.1 bereits erwähnt, hat die Modellierung der Strahlpenetration einen bedeutenden Einfluss auf die Frischgasbeimischung in die einzelnen Strahlpakete und somit auf die Berechnung der weiteren paketspezifischen Teilprozesse. Die in der quasi-dimensionalen Modellierung etablierten Ansätze zur Beschreibung der Strahlpenetration sind im Allgemeinen Funktionen der Druckdifferenz über den Injektor, dem Spritzlochdurchmesser sowie der Brennräumdicke (vgl. bspw. [16,65,68,105,111,233,346]). Die Berechnung der Strahlausbreitung basiert im Rahmen dieser Arbeit im Wesentlichen auf dem von Hiroyasu et al. [121] ursprünglich formulierten Ansatz. Beispielsweise Delacourt et al. [63] validieren diesen auch bei deutlich höheren Einspritzdrücken bis 2500 bar sowie über einen weiten Bereich der Brennräumdicke. Eine detailliertere Modellierung sehr kurz nach Einspritzbeginn auftretender Effekte [166,233,297,373] sowie transienter Erscheinungen deutlich nach Einspritzende (vgl. bspw. [193] und Abschnitt 2.2.1) wird aufgrund der dem Zündstrahl-Brennverfahren entsprechenden Beschränkung auf Kleinstmengeneinspritzungen nicht weiter berücksichtigt. Auch der im Allgemeinen die Penetration verkürzende Einfluss der Verdampfung (vgl. bspw. [65,227,233]) wird entsprechend vernachlässigt.

Die erforderliche Austrittsgeschwindigkeit eines Strahlpakets wird nach dem Gesetz von Bernoulli anhand der Druckdifferenz über die Einspritzdüse sowie der Kraftstoffdichte beschrieben (vgl. Gleichung 4.1). Zur Berechnung der Druckdifferenz wird an dieser Stelle vereinfachend der gemessene Kraftstoffdruck im Hochdruckspeicher berücksichtigt. Wie bei dem nach Gleichung 4.2 berechneten Strahlaufbruch werden die ursprünglich von Hiroyasu et al. formulierten Zusammenhänge in einer generalisierten Form nach Jung und Assanis [141] implementiert. Dies ermöglicht insbesondere auch die Berücksichtigung höherer Durchflusskennwerte C_D moderner Injektoren.

$$v_0 = C_D \cdot \left(\frac{2 \cdot \Delta p_D}{\rho_{KS,fl}} \right)^{1/2} \quad (4.1)$$

Gemäß der Modellvorstellung besitzt der Einspritzstrahl zunächst einen zusammenhängenden flüssigen Strahlkern. Die entlang der Strahlachse generierten Paketschichten beinhalten vor dem Strahlaufbruch insgesamt eine dem gemessenen Einspritzverlauf entsprechende Kraftstoffmasse (vgl. Abbildung 4.1), welche wiederum gleichmäßig auf die Strahlpakete der jeweiligen axialen Paketschicht aufgeteilt wird. Auf der Strahlachse

kann der Zeitpunkt des Strahlaufbruchs (engl.: *Breakup Time*) nach Gleichung 4.2 berechnet werden. Aufgrund der zunehmenden Wechselwirkung des Einspritzstrahls mit der umgebenden Gasphase wird zudem eine lineare Korrektur der Aufbruchzeit in radialer Richtung (Index k) nach Gleichung 4.3 berücksichtigt.

$$t_{bu} = 4,351 \cdot \frac{\rho_{KS,fl} \cdot D_D}{C_D^2 \cdot \sqrt{\rho_{Zyl} \cdot \Delta p_D}} \quad (4.2)$$

$$t_{bu,k} = t_{bu} \cdot \left(1 - \frac{k-1}{k_{max}}\right) \quad (4.3)$$

Mit dem Strahlaufbruch geht schließlich eine Verzögerung der Strahlpakete einher. Die entsprechende Geschwindigkeit der Strahlfront wird nach Gleichung 4.4 in Anlehnung an Arai et al. [14] berechnet. Die im ursprünglichen Ansatz von der Quadratwurzel der relativen Paketzeit t abhängige Formulierung wird an dieser Stelle um die empirische Korrektur für kleine Einspritzmengen nach Thoma [335] erweitert (Exponent m in Gleichung 4.4). Gravimetrisch kleinere Piloteinspritzungen werden hierbei entsprechend dem geringeren Anfangsimpuls des Einspritzstrahls deutlich stärker abgebremst. Die sich radial verstärkende Wechselwirkung des Einspritzstrahls mit der umgebenden Zylinderfüllung wird anhand eines exponentiellen Zusammenhangs abgebildet (vgl. Gleichung 4.5).

$$v_{tip} = 1,48 \cdot \left(\frac{\Delta p_D \cdot D_D^2}{\rho_{Zyl}}\right)^{1/4} \cdot t^m \quad (4.4)$$

$$v_{tip,k} = v_{tip} \cdot \exp(-0,0386 \cdot (k-1)^2) \quad (4.5)$$

$$v_{i,k} = C_{v,1} \cdot v_{tip,k} \cdot \left(1 + \left(\frac{i-1}{i_{max}-1}\right)^{C_{v,2}} \cdot \frac{t_{inj}}{C_{v,3}}\right) \quad (4.6)$$

Außerdem wird der von Stiesch et al. [325,329] beschriebene sogenannte Windschatten-Effekt berücksichtigt (vgl. Gleichung 4.6). Pakete im Windschatten der Strahlfront werden hierbei nach beginnendem Strahlaufbruch weniger stark durch Interaktion mit der Zylinderfüllung abgebremst.

Gemischbildung und Brennstoffverdampfung

Mit einsetzendem Strahlaufbruch beginnt die Frischgasbeimischung (engl.: *Entrainment*) in die Strahlpakete. Hierbei werden neben der im Brennraum vorhandenen Frischluft anteilig auch verbrannte Gasanteile sowie extern zugemischtes Brenngas berücksichtigt. Die Beimischung basiert hierbei, wie ursprünglich von Hiroyasu et al. vorgeschlagen, auf der Impulserhaltung der Strahlpakete. Das Produkt aus momentaner Paketmasse und Paketgeschwindigkeit bleibt somit konstant. Innerhalb der Pakete werden die weiter

aufbrechenden Kraftstofftropfen anhand eines mittleren Sauterdurchmessers charakterisiert. Bei bekanntem Paketvolumen kann somit die entsprechende Tropfenanzahl innerhalb der einzelnen Strahlpakete abgeschätzt werden. Entgegen der ursprünglichen Beschreibung bei Hiroyasu et al. wird an dieser Stelle jedoch wie auch bei Stiesch et al. die Berechnung des Sauterdurchmessers nach Elkotb [80] berücksichtigt.

Basierend auf dem von Borman et al. [39,40] vorgestellten Tropfenverdampfungsmodell beginnt mit der Frischgasbeimischung auch die Verdampfung der noch flüssigen Kraftstofftropfen. Unter Berücksichtigung der lokalen thermodynamischen Bedingungen im jeweiligen Strahlpaket kann der konvektive Wärmeübergang zwischen Gasphase des Pakets und dem als ideal kugelförmig betrachteten Tropfen anhand der Nußelt-Zahl Nu bestimmt werden. Der Korrekturfaktor z berücksichtigt hierbei das sich verändernde Grenzschichtverhalten an der Tropfenoberfläche bei gleichzeitig auftretendem Wärme- und Stoffaustausch, wodurch sich der tatsächliche Wärmestrom reduziert.

$$\frac{dQ_{Tr}}{dt} = \pi \cdot SMD \cdot \lambda_s \cdot (T_P - T_{Tr}) \cdot \frac{z}{e^z - 1} \cdot Nu \quad (4.7)$$

$$z = \frac{c_{p,g}}{\pi \cdot SMD \cdot \lambda_s \cdot Nu} \cdot \frac{dm_{Tr}}{dt} \quad (4.8)$$

Die Verdampfung des flüssigen Pilotkraftstoffs wird hauptsächlich von Diffusionsprozessen zwischen Tropfenoberfläche und der Gasphase des jeweiligen Strahlpakets bestimmt (vgl. Gleichung 4.9). Wird die kritische Temperatur des flüssigen Kraftstoffs vor dessen vollständiger Verdampfung erreicht, findet kein weiterer konvektiver Wärmetransport statt. Der nach dem Phasenwechsel gasförmige Kraftstoff vermischt sich entsprechend durch weitere Diffusionsprozesse mit der Gasphase des Strahlpakets. Die Diffusion des überkritischen Kraftstoffdampfes wird hierbei vereinfachend nach Constien [57] berechnet (vgl. Gleichung 4.10).

$$\frac{dm_{Tr}}{dt} = -\pi \cdot SMD \cdot C_{m,1} \cdot \rho_s \cdot \ln \left(\frac{p_{Zyl}}{p_{Zyl} - p_{KS,g,sat}} \right) \cdot Sh \quad (4.9)$$

$$\frac{dm_{Tr}}{dt} = -\pi \cdot SMD \cdot C_{m,2} \cdot \left(\frac{p_{Zyl}}{100} \right)^{C_{m,3}}, T_{Tr} > T_{KS,krit} \quad (4.10)$$

Die Stoffwerte an der Grenzschicht (Index s) werden, wie von Borman et al. [39,40] vorgeschlagen, als Mittelwerte zwischen gesättigtem Dampf und der Gasphase des Strahlpakets berechnet. Die in den Gleichungen 4.7 und 4.8 berücksichtigte Nußelt-Zahl Nu sowie die in Gleichung 4.9 eingehende Sherwood-Zahl Sh werden anhand der von Ranz und Marshall [277] vorgeschlagenen Ansätze berechnet. Zur Bestimmung der Reynolds-Zahl Re wird, wie von Nishida und Hiroyasu [123,238] vorgeschlagen, angenommen,

dass die Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Gasphase innerhalb des Strahlpakets etwa 30 % der momentanen Paketgeschwindigkeit entspricht. Aus der Energiebilanz des Tropfens kann somit schließlich dessen Temperaturänderung bestimmt werden.

$$\frac{dT_{\text{Tr}}}{dt} = \frac{1}{m_{\text{Tr}} \cdot c_{p,\text{Tr}}} \cdot \left(\frac{dQ_{\text{Tr}}}{dt} + \frac{dm_{\text{Tr}}}{dt} \cdot \Delta h_{\text{KS,evap}} \right) \quad (4.11)$$

Neben dem konvektiven Wärmeübergang wird hierbei auch die Enthalpie des verdampfenden Kraftstoffs berücksichtigt. Ein Energieaustausch der Kraftstofftropfen durch Wärmestrahlung wird an dieser Stelle vernachlässigt.

Modellierung des Zündverzugs

Die chemische Zündverzugszeit wird im Rahmen dieser Arbeit anhand eines einfachen Ein-Schritt-Mechanismus berechnet. Der auf Basis einer Arrhenius-Gleichung formulierte Modellansatz geht ursprünglich auf die Arbeit von Wolfer [365] zurück. In der phänomenologischen Modellierung der Dieselerbrennung wird die momentane Zündverzugszeit meist als Funktion von Brennraumdruck und -temperatur sowie dem Verbrennungsluftverhältnis beschrieben. Das Luftverhältnis korreliert hierbei mit der Wahrscheinlichkeit lokaler Gemischnester innerhalb der erforderlichen Zündgrenzen [18,117].

Unter den Anforderungen einfacher Parametrierbarkeit und einem weiten Anwendungsbereich entwickelt Walther in seiner Arbeit einen Modellansatz zur Berechnung der Zündverzugszeit des Zündstrahl-Brennverfahrens. Walther stützt seine Untersuchungen hierbei auf umfangreiche numerische Berechnungen anhand eines detaillierten *n*-Heptan Reaktionsmechanismus in CHEMKIN. Der auf der Arbeit von Curran et al. [60] basierende Mechanismus berücksichtigt neben Methan auch die Reaktionspfade von Propan sowie Kohlenstoffdioxid, Wasser- und Stickstoff. Walther ergänzt die Formulierung der chemischen Zündverzugszeit schließlich um den Einfluss des bereits verdampften Kraftstoffs. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird jedoch lediglich der globale, von der tatsächlichen Verdampfung unabhängige Anteil des Pilotkraftstoffs w_{KS} berücksichtigt (vgl. Gleichung 4.12).

$$\tau_{\text{ZV}} = C_{\text{ZV},1} \cdot \lambda_{\text{P}}^{-1} \cdot p_{\text{Zyl}}^{-C_{\text{ZV},3}} \cdot w_{\text{KS}}^{-C_{\text{ZV},4}} \cdot \exp\left(\frac{C_{\text{ZV},2}}{T_{\text{P}}}\right) \quad (4.12)$$

$$\int_0^t \frac{1}{\tau_{\text{ZV}}} dt \geq 1 \quad (4.13)$$

Aufgrund der sich über die Zündverzugszeit ändernden Druck- und Temperaturrandbedingungen sowie der von der Frischgasbeimischung abhängigen Zusammensetzung der Strahlpakete wird die inverse Zündverzugszeit in einem sogenannten Zündintegral (ZI)

nach Livengood und Wu [200] aufsummiert. Weiterhin sind die bei dem im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Zündstrahl-Brennverfahren relevanten Einspritzzeiten deutlich kürzer als die entsprechenden Zündverzugszeiten. Bei Brennbeginn sind Strahlaufbruch sowie Frischgasbeimischung und Verdampfung der Kraftstofftropfen somit in allen Strahlpaketen abgeschlossen beziehungsweise ähnlich weit vorangeschritten. Entsprechend beginnen Entflammung und Wärmefreisetzung des in den Paketen enthaltenen gasförmigen Kraftstoffs vereinfachend in allen Paketzonen, sobald die Bedingung des Zündintegrals (vgl. Gleichung 4.13) im ersten Strahlpaket erfüllt wird.

Wärmefreisetzung der Piloteinspritzung

Wie eingangs bereits erwähnt, vernachlässigt Walther in seinem Modellansatz die Berücksichtigung der innerhalb der Strahlpakete freigesetzten Wärme. Lediglich die Zündverzugszeit beziehungsweise der Beginn der Verbrennung werden dem Hauptverbrennungsmodell zur Umsetzung der vorgemischten Zylinderfüllung übergeben. Trotz der geringen energetischen Menge der Piloteinspritzung wird dieser, insbesondere in den ersten Phasen der Wärmefreisetzung relevante, Anteil an der gesamten Wärmefreisetzung im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht vernachlässigt. Ohne genauerer Betrachtung der chemischen Teilreaktionen wird der im jeweiligen Strahlpaket aufbereitete Kraftstoffdampf vereinfachend unter stöchiometrischen Bedingungen in nur einem Schritt zu Kohlenstoffdioxid und Wasserdampf oxidiert.

In Anlehnung an das von Stiesch et al. [325,329] beschriebene Vorgehen wird die Brennrate anhand des strengsten dreier Kriterien bestimmt. Die Oxidationsrate im Paket ist hierbei entweder durch die aufbereitete Kraftstoffmenge (vgl. Gleichung 4.14) oder die für die stöchiometrische Umsetzung des Kraftstoffdampfs erforderliche Luftmenge (vgl. Gleichung 4.15) begrenzt. Zudem wird die von Nishida und Hiroyasu [238] beschriebene maximale chemische Umsetzungsrate vorgemischter Flammen berücksichtigt (vgl. Gleichung 4.16).

$$\frac{d m_{B,P,ox}}{d t} = \min \left[\frac{m_{KS,P,g}}{\Delta t} + \left| \frac{d m_{Tr}}{d t} \right| \cdot N_{Tr,P} + \left| \frac{d m_{entr}}{d t} \right| \cdot w_{BG}, \quad (4.14)$$

$$\frac{m_{L,P}}{L_{min,P} \cdot \Delta t} + \left| \frac{d m_{entr}}{d t} \right| \cdot \frac{(1 - w_{BG})}{L_{min,P}}, \quad (4.15)$$

$$5 \cdot 10^{10} \cdot \rho_{mix}^2 \cdot w_{KS,P,g} \cdot w_{O_2,P}^5 \cdot \exp \left(-\frac{12000}{T_P} \right) \cdot V_P \quad (4.16)$$

Die einzelnen Terme der Gleichungen berücksichtigen hierbei die lokale Zusammensetzung des brennbaren Gasgemisches bestehend aus Kraftstoffdampf und den Strahlpaketen beigemischttem Brenngas. Unter Berücksichtigung des unteren Heizwerts $H_{i,P}$ der

Paketgasphase kann schließlich die freigesetzte Wärmemenge innerhalb eines Strahlpakets berechnet werden. Die insgesamt freigesetzte Wärme aller Paketzonen des einzelnen Einspritzstrahls ergibt sich schließlich entsprechend aus der Summe der lokalen Wärmefreisetzungsraten in den Paketen.

$$\frac{dQ_B}{dt} = \sum_P \frac{dQ_{B,P}}{dt} \quad (4.17)$$

$$= \sum_P \frac{dm_{B,P,ox}}{dt} \cdot H_{i,P} \quad (4.18)$$

Interaktion des Einspritzstrahls mit der Brennraumwand

Insbesondere in vergleichsweise kleinen Brennräumen kann auch bei geringer Zündölmenge eine Interaktion des Einspritzstrahls mit der Brennraumwand nicht ausgeschlossen werden. Wie in Abschnitt 2.2.1 erläutert, ermöglicht der Paketansatz grundsätzlich die Berücksichtigung auftretender Wandfilmeffekte. Der im Rahmen der vorliegenden Arbeit implementierte Modellansatz geht auf die Arbeit von Thoma [335] zurück. Hierbei werden vereinfachend lediglich zwei Aufprallszenarien berücksichtigt, wobei ein Kraftstofftropfen entweder von der Brennraumwand abprallt oder an ihr haften bleibt und einen entsprechenden Wandfilm bildet. Eine genauere Modellierung weiterer Szenarien, wie beispielsweise ein weiteres Aufbrechen der Tropfen nach Abprall oder direkt an der Brennraumwand (vgl. bspw. [22,189,366]), wird an dieser Stelle nicht berücksichtigt.

Das Aufprallverhalten der Tropfen ist von einer Vielzahl an Einflussgrößen abhängig [22], kann jedoch vereinfachend anhand der Weber-Zahl eingeordnet werden. Liu et al. [199] identifizieren hierbei eine Weber-Zahl von 80 als charakteristisch für den Übergang zunächst abprallender Kraftstofftropfen ($We \leq 80$) in den Wandfilm. Die erforderliche Größenverteilung der Tropfen wird anhand des innerhalb der Strahlpakete berechneten Sauterdurchmessers sowie einer von Hiroyasu et al. [118,120] empirischen ermittelten Exponentialfunktion beschrieben (vgl. Gleichungen 4.19 und 4.20).

$$f(D_{Tr}) = \frac{b^4}{6} \cdot D_{Tr}^3 \cdot \exp(-b \cdot D_{Tr}) \quad (4.19)$$

$$b = \frac{3}{SMD} \quad (4.20)$$

Unter der Annahme, dass die Tropfen innerhalb eines Strahlpakets die gleiche Geschwindigkeit, Dichte und Oberflächenspannung aufweisen, kann aus der charakteristischen Weber-Zahl ein entsprechender Übergangsdurchmesser berechnet werden. Die in den Wandfilm übergehende Kraftstoffmasse kann somit anhand des bei dem identifizierten

Übergangsdurchmesser beginnenden Integrals der Größenverteilung bestimmt werden. Im Durchmesser kleinere Tropfen werden reflektiert und bleiben tropfenförmig im Paket enthalten. Zur Bestimmung der freien Weglänge der Strahlpakete bis zum Wandaufprall wird der Querschnitt der Brennraumoberfläche anhand abschnittsweise definierter Funktionen beschrieben. Unter Berücksichtigung der Kolbenposition können somit die Schnittpunkte zwischen Brennraumoberfläche und den Trajektorien der einzelnen Strahlpakete bestimmt werden. Eine zusätzliche Diskretisierung des Einspritzstrahls in Umfangsrichtung (vgl. auch Abbildung 4.1) ermöglicht zudem die Unterscheidung zwischen Ober- und Unterseite der Strahlkeule und erlaubt eine genauere Berechnung der in den Wandfilm übergehenden Kraftstoffmasse. Die Geometrie und insbesondere die Dicke des Wandfilms werden, wie auch bei Thoma [335], in Anlehnung an die Arbeiten von Nagaoka und Xiong et al. [234,366] beschrieben. Hierbei wird in Abhängigkeit der Eötvös-Zahl die Geometrie eines linsenförmigen Kraftstofffilms berechnet und bei äquivalentem Durchmesser auf eine zylindrische Form vereinfacht. Energie- und Massenbilanz des Wandfilms entsprechen in ihren Grundzügen den Bilanzen an den Kraftstofftropfen innerhalb der Strahlpakete. Der aus dem Wandfilm verdampfende Kraftstoffanteil wird wiederum den wandnahen Paketen zugeführt. Die sich durch den Wandaufprall deutlich verringernde Geschwindigkeit der Strahlpakete wird schließlich in Anlehnung an Hiroyasu und Nishida [123,238] berechnet.

$$v_{P,W} = 0,25 \cdot \frac{s_{\text{imp}}}{t_{\text{imp}}^{0,25}} \cdot t^{-0,75} \quad (4.21)$$

4.1.2 Thermodynamische Zustandsgrößen der Strahlpakete

Wie die grundlegenden Teilprozesse der Einspritzung werden auch die thermodynamischen Zustandsgrößen der Strahlpakete unter Berücksichtigung der lokalen Zusammensetzung, bestehend aus bereits verdampftem Zündöl sowie beigemischtem Frischgas, individuell für jedes einzelne Paket berechnet. Da in den Paketen lediglich die vergleichsweise geringe Zündölmenge sowie der beigemischte Brenngasanteil umgesetzt werden, wird an dieser Stelle jedoch auf eine Berücksichtigung der Verbrennungsprodukte verzichtet. Die grundsätzlichen Berechnungsschritte orientieren sich wiederum an der von Stiesch et al. [325,329] beschriebenen Vorgehensweise.

Flüssiger Pilotkraftstoff und Phasenübergang

Insbesondere zur Bestimmung des mittleren Sauterdurchmessers und die Berechnung der Temperaturänderung der einzelnen Kraftstofftropfen (vgl. Gleichung 4.11), sind Dichte und spezifische Wärmekapazität des flüssigen Kraftstoffs erforderlich. Wie von Stiesch empfohlen wird an dieser Stelle auf das von Lee und Kesler [185] erstellte, grundsätzlich stoffunabhängige Tabellenwerk zurückgegriffen. Anhand der reduzierten Drücke und

Temperaturen im jeweiligen Strahlpaket sowie des azentrischen Faktors des Vergleichskraftstoffs ($\omega_{C_{14}H_{30}} = 0,581$) können somit die Stoffeigenschaften des flüssigen Kraftstoffs bestimmt werden. Da insbesondere die reduzierte Pakettemperatur den angegebenen Temperaturbereich der von Lee und Kesler aufgestellten Tabellen übersteigen kann, wird an dieser Stelle zudem eine einfache lineare Extrapolation der Tabellen berücksichtigt.

Die von der Tropfentemperatur abhängige Berechnung des Sättigungsdampfdrucks des flüssigen Pilotkraftstoffs geht auf die Arbeit von Kneer [154] zurück (vgl. Gleichung 4.22). Zudem wird die Verdampfungsenthalpie unter Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit zwischen Siedepunkt und kritischem Punkt angenähert.

$$p_{KS,g,sat} = \exp\left(9,9407 - \frac{4326,1}{T_{Tr} - 91,1096}\right) \cdot 10^2 \quad [\text{kPa}] \quad (4.22)$$

Gasförmiger Pilotkraftstoff und Mischung mit beigemischttem Frischgas

Innerhalb der Strahlpakete werden bereits verdampfter Pilotkraftstoff und beigemischttes Frischgas vereinfachend als ideale Gase betrachtet. Die spezifischen Volumina können somit direkt aus dem Gasgesetz bestimmt werden. Für die Berechnung der spezifischen Wärmekapazität des Brennstoffdampfes wird die von Stiesch abgeleitete Näherungsfunktion basierend auf den Tabellenwerten von Vargaftik [342] verwendet. Durch Integration der spezifischen Wärmekapazität über die jeweilige Pakettemperatur (ausgehend von einer Referenztemperatur bei 298,15 K) kann schließlich auch die lokale spezifische Enthalpie des verdampften Kraftstoffs berechnet werden. Bei der Berechnung der dynamischen Viskosität orientiert sich Stiesch an den im VDI-Wärmeatlas enthaltenen Berechnungsvorschriften. Die spezifische Wärmeleitfähigkeit geht hierbei auf die Formulierungen von Bromley [45] zurück. Zudem wird bei der Berechnung der spezifischen Wärmeleitfähigkeit die von Stiel und Thodos [324] formulierte Druckabhängigkeit für typische Bedingungen im Brennraum berücksichtigt.

Die Stoffeigenschaften der vollständig vermischten Gasphase innerhalb der Pakete werden schließlich entsprechend der jeweiligen Anteile an Frischgas und Brennstoffdampf unter Berücksichtigung der Mischungsregeln nach Wassiljeva [343] berechnet. Die hierbei erforderlichen Korrekturfaktoren werden für die spezifische Wärmeleitfähigkeit nach Mason und Saxena [209] und für die dynamische Viskosität entsprechend analog nach Wilke [360] berücksichtigt.

Frisch- und Abgas der Brennraumzonen

Der Vollständigkeit halber wird an dieser Stelle ergänzend auf die Berechnung der Stoffeigenschaften innerhalb der Brennraumzonen eingegangen, welche unter anderem auch die Stoffwerte des beigemischtten Frischgases darstellen. Wie auch bei Auer und Walther

werden die spezifischen Enthalpien sowie die individuellen Gaskonstanten der Brennraumzonen im Rahmen dieser Arbeit anhand des von Grill [97,98,100,101] vorgestellten, nichtlinearen Komponentenansatzes in Abhängigkeit von Druck, Temperatur und dem Verbrennungsluftverhältnis berechnet. Das universelle Modell zur Berechnung der kalorischen Daten eignet sich insbesondere zur Modellierung beliebiger, auch gasförmiger, Kraftstoffe bei bekanntem Verhältnis der Kohlen-, Wasser- und Sauerstoffatome. Die für den Polynomansatz zur Berechnung der Gleichgewichtskonstanten (Einfriertemperatur bei 1600 K) erforderlichen Koeffizienten werden an dieser Stelle nach McBride et al. [215] für Kohlendioxid, Stickstoff und Sauerstoff sowie die Kohlenwasserstoffe von Methan bis Butan hinterlegt. Auch der von Grill et al. weiterentwickelte Algorithmus zur Partialdruckbestimmung wird an dieser Stelle berücksichtigt.

4.2 Modellvorstellung der vorgemischten Hauptverbrennung

Die von Walther [347] beschriebene Modellvorstellung der vorgemischten Hauptverbrennung geht, wie eingangs bereits erwähnt, im Wesentlichen auf den von Auer [19] entwickelten Ansatz zur Modellierung gasmotorischer Brennverfahren in geteilten Brennräumen zurück. Auer orientiert sich hierbei überwiegend an dem von Blizard und Keck [38] vorgeschlagenen Entrainmentmodell, wie es beispielsweise auch bei Lämmle [202] implementiert ist. Zudem berücksichtigt Auer die bei Lämmle erwähnten und auf Hires und Tabaczyński et al. [116,332] zurückgehenden Erweiterungen bezüglich des in die Flammezone eintretenden Frischgasmassenstroms. Ein weiterer wesentlicher Teilaspekt bei der Modellierung der Hauptverbrennung ist die geometrische Beschreibung der Flammenfrontfläche (vgl. auch Abschnitt 4.2.1). Die als ideal hemisphärisch modellierte Flammenfront der vorgemischten Verbrennung beschreibt hierbei die Oberfläche der sich mit turbulenter Brenngeschwindigkeit in die unverbrannte Brennraumzone ausbreitenden Flamme (vgl. bspw. [38,110,114,202]). Entsprechend der Kontinuitätsbedingung gilt nach Gülder [93,94] hierbei der in Gleichung 4.23 dargestellte Zusammenhang zwischen den entsprechenden laminaren und turbulenten Oberflächen und Brenngeschwindigkeiten.

$$A_L \cdot s_L = A_T \cdot s_T \quad (4.23)$$

Wie in der Detailansicht in Abbildung 4.2 dargestellt, kommt es mit zunehmender Turbulenzintensität ($v'/s_L > 1$, mit v' als mittlere Schwankungsgeschwindigkeit) aufgrund der Interaktion der Flamme mit kleinskaligen turbulenten Wirbeln der Zylinderinnenströmung zur Faltung der laminaren Flammenfront. Die in der sogenannten Flamelet-Vorstellung als Kollektiv laminarer Flammenfronten beschriebene turbulente Flammenfront [33,264] stellt entsprechend die mittlere Oberfläche der sich ausbreitenden Flamme dar.

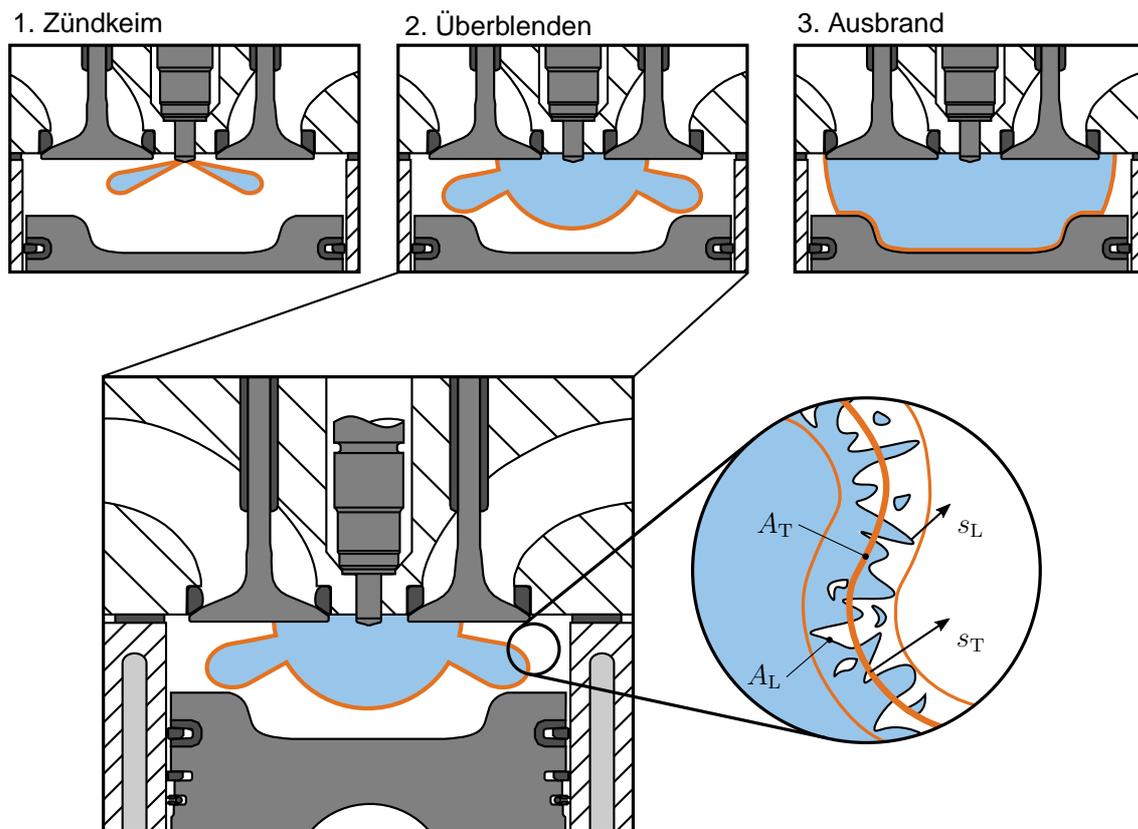


Abbildung 4.2: Schematische Darstellung der drei Phasen der vorgemischten Hauptverbrennung entsprechend den Modellvorstellungen von Auer [19] und Walther [347]. Im Detail: Flamelet-Hypothese der turbulenten Ausbrandphase in Anlehnung an Pischinger [264].

Im Anschluss an die in den Strahlpaketen implementierte Identifikation des Zündzeitpunkts (ZZP, vgl. Abschnitt 4.1.1) erfolgt die Einleitung der vorgemischten Hauptverbrennung des Brenngas/Luft-Gemisches. Wie in Abbildung 4.2 dargestellt, kann der zeitliche Verlauf der Hauptverbrennung hierbei grundsätzlich in drei Phasen eingeteilt werden. Die von der keulenförmigen, an der charakteristischen Geometrie der Einspritzstrahlen angelehnten, Flammenfrontfläche dominierte Zündkeimphase weist zunächst eine konstante Umsetzungsgeschwindigkeit entsprechend einer initialen Zündkeimdauer auf. In Anlehnung an den von Auer berücksichtigten initialen Zündkeimdurchmesser wird hierfür die initiale Länge der Strahlkeule vorgegeben, woraus deren Volumen sowie die entsprechende Zündkeimmasse bestimmt werden können. Weiterhin wird, entgegen der von Walther beschriebenen Modellierung, zugunsten der numerischen Stabilität auf die Berechnung eines dynamischen Strahlwinkels (bspw. nach [14,67,118,281]) verzichtet. In Übereinstimmung mit den in Abschnitt 5.4.1 dargestellten optischen Untersuchungen der Piloteinspritzung wird an dieser Stelle ein konstanter Öffnungswinkel des Einspritzstrahls

vorgegeben. Im weiteren Verlauf der Verbrennung wird die weiter anwachsende keulenförmige Oberfläche linear auf die hemisphärische Flammenoberfläche übergeblendet. Mit Abschluss des Überblendvorgangs beginnt die vollturbulente Verbrennung der vorgemischten Zylinderfüllung, die ab einem volumetrischen Umsetzungsgrad von 85 % schließlich um ein einfaches exponentielles Ausbrennen des Brennraums ergänzt wird.

4.2.1 Beschreibung der Umsetzungsgeschwindigkeit

Die Wärmefreisetzung in der vorgemischten Hauptverbrennung ist maßgeblich von der Massenbilanz der Flammenzone abhängig und wird entsprechend sowohl vom Erfassen des unverbrannten Zylindergemisches durch die Flammenfront ($\frac{d m_{\text{ein}}}{dt}$) als auch dem Abbrennen der Ladung in der Flammenzone ($\frac{d m_{\text{aus}}}{dt}$) bestimmt.

$$\frac{d m_{\text{ein}}}{dt} = \rho_{\text{uv}} \cdot A_{\text{FF}} \cdot s_{\text{T}} \cdot Ex \quad (4.24)$$

$$\frac{d m_{\text{aus}}}{dt} = K_{\text{F}} \cdot \frac{m_{\text{F}}}{\tau_{\text{L}}} \quad (4.25)$$

Zur Berechnung der in die Flammenfront eintretenden Frischgasmasse ist die eingangs bereits beschriebene turbulente Flammenfrontoberfläche A_{FF} erforderlich. Da die Flammenfrontfläche lediglich eine Funktion der Kolbenposition und des erfassten Volumens darstellt, kann auf die Berechnung der Oberfläche zur Laufzeit der Simulation verzichtet und auf ein vorab erstelltes Kennfeld zurückgegriffen werden. Unter der Annahme der hemisphärischen Flammenausbreitung beschreibt dieses Kennfeld die Flammenoberfläche in Abhängigkeit von Kolbenposition und dem von der Verbrennung erfassten Brennraumvolumen. Letzteres setzt sich hierbei aus dem Volumen der verbrannten Zone sowie dem Volumen der Flammenzone zusammen und beschreibt somit den äußeren Rand der Flamme. Zur Berechnung der tatsächlichen Flammenoberfläche nutzt Auer in Anlehnung an Heywood [114] eine scheibenförmige Diskretisierung des Brennraums. Jedes diskrete Scheibenvolumen wird hierbei im allgemeinen Fall in zwei entsprechende Segmente unterteilt für welche wiederum Oberfläche und Volumen berechnet werden können. Auf diese Weise können vergleichsweise einfache Kolbenmulden abgebildet werden.

Um auch Flammenfronten komplexerer Kolbengeometrien beschreiben zu können, wird im Rahmen dieser Arbeit ein alternativer Ansatz verwendet. Brennraum und Hemisphäre werden als binäre *.stl-Dateien eingelesen und hierbei mithilfe von Dreieckselementen diskretisiert. Es erfolgt die Verschneidung beider Geometrien wobei vollständig außerhalb der Hemisphäre liegende Elemente der Brennraumoberfläche nicht weiter berücksichtigt werden. Die Oberfläche der verschnittenen Hemisphäre wird schließlich über einen gewichteten Mittelwert einer überschätzten (alle Eckpunkte des Dreieckselements außerhalb der Brennraumoberfläche) und einer unterschätzten (mindestens ein Eckpunkt

außerhalb) Fläche dargestellt. Zudem wird eine adaptive Verfeinerung an den Schnittkanten berücksichtigt. Das Volumen der verschnittenen Hemisphäre wird vereinfachend aus der Projektion ihrer Dreieckselemente auf die Oberfläche des Kolbens abgeleitet, wobei das Volumen zwischen übereinanderliegenden Elementen in Prismen zerlegt wird. Somit können auch unterschrittene Geometrien abgebildet werden. Der gewichtete Mittelwert eines über- und eines unterschätzten Volumens stellt schließlich das ermittelte Volumen der verschnittenen Hemisphäre dar. Entgegen der für das in Abschnitt 4.1 beschriebene Paketmodell geltenden Annahme einer zentralen Injektorposition wird bei der Erstellung der Flammenfrontkennfelder die tatsächliche, leicht exzentrische Lage des Injektors im Brennraum des Versuchsträgers berücksichtigt. Entsprechend wird ein gleichzeitiges Auftreffen der Flammenfront über den gesamten Umfang des Brennraums und somit ein unrealistisch schnelles Ablöschen der Flamme vermieden (vgl. auch [19,99,347]).

Weiterhin wird die in Gleichung 4.24 berücksichtigte turbulente Brenngeschwindigkeit s_T nach einem Ansatz von Gülder [93,94], unter Berücksichtigung der ursprünglich identifizierten Modellkonstanten ($A_G = 0,62$, $n_{ST} = 0,5$ und $m_{ST} = 0,25$) berechnet. Die zur Berechnung der turbulenten Reynolds-Zahl Re_T wiederum erforderliche dynamische Viskosität wird nach Sutherland (vgl. bspw. [139,202]) bestimmt. Hierfür wird das Brenngas/Luft-Gemisch vereinfachend als ideale Mischung aus Methan und Kohlenstoffdioxid sowie Stickstoff und Sauerstoff betrachtet.

$$s_T = s_L \cdot \left(1 + A_G \cdot \left(\frac{v'}{s_L} \right)^{n_{ST}} \cdot Re_T^{m_{ST}} \right) \quad (4.26)$$

Die erforderliche laminare Flammgeschwindigkeit kann schließlich als eine Funktion der Gemischzusammensetzung sowie des Drucks und der Temperatur bestimmt werden. Hierfür werden die von Witt und Griebel [362] beschriebenen und von Liao et al. [190] um den Einfluss vorhandener Restgasbestandteile erweiterten Ansätze verwendet. Auer weist hierbei die Anwendbarkeit des Gesamtansatzes anhand reaktionskinetischer Berechnungen (GRI-MECH 3.0 Reaktionsmechanismus, vgl. [315]) auch außerhalb des ursprünglich validierten Anwendungsbereichs nach. Weiterhin werden an dieser Stelle die von Auer identifizierten empirischen Skalierungsfaktoren zur Korrektur der laminaren Brenngeschwindigkeit verschiedener Gasmischungen berücksichtigt.

In Anlehnung an Heywood [114] und Lämmle [202] berücksichtigt Auer bei der Berechnung des in die Flammenzone eintretenden Massenstroms \dot{m}_{ein} zudem einen sogenannten Expansionsfaktor (vgl. Gleichung 4.27). Dieser beschreibt in Abhängigkeit des gravimetrischen Fortschritts der Verbrennung X die Ausdehnung der verbrannten Brennraumzone aufgrund des Dichteunterschieds zwischen verbrannter und unverbrannter Füllung. Die Flammenfrontgeschwindigkeit wird somit um die Ausbreitungsgeschwindigkeit

der verbrannten Zone ergänzt. Ein von Walther eingeführter Skalierungsfaktor der Brenngeschwindigkeit über die Dauer der turbulenten Startphase wird an dieser Stelle hingegen vernachlässigt. Aufgrund der aus der Piloteinspritzung resultierenden, vergleichsweise hohen Turbulenzintensität wird bereits zu Beginn der Verbrennung die turbulente Brenngeschwindigkeit berücksichtigt. Entsprechend werden insbesondere auch in den ersten Phasen der Verbrennung Turbulenzeinflüsse abgebildet.

$$Ex = \frac{\rho_{uv}/\rho_v}{(\rho_{uv}/\rho_v - 1) \cdot X + 1} \quad (4.27)$$

Die Wärmefreisetzungsrate der Hauptverbrennung wird schließlich anhand der aus der Flammenzone in die verbrannte Zone des Brennraums übergehenden Masse an Verbrennungsprodukten (vgl. Gleichungen 4.25 und 4.28) berechnet. Die charakteristische Brenndauer eines Frischgaswirbels τ_L kann hierbei aus der Größe eines äquivalenten Wirbels mit einem der Taylor-Mikrolänge entsprechenden Durchmesser sowie der laminaren Brenngeschwindigkeit berechnet werden (vgl. auch [19,97,114]). Die zur Berechnung der Taylor-Mikrolänge erforderliche dynamische Viskosität wird wiederum, wie bereits beschrieben, nach Sutherland bestimmt.

$$\frac{dQ_B}{dt} = \frac{dm_{aus}}{dt} \cdot H_{i,G} \quad (4.28)$$

4.2.2 Erweiterung der Turbulenzmodellierung

Die Turbulenzmodellierung basiert auf einer Mittelwertbetrachtung des gesamten Brennraums, wodurch folglich keine Unterscheidung zwischen verbrannter und unverbrannter Zone erfolgt [202]. Sowohl der Massenstrom der Verbrennungsprodukte ins Verbrannte als auch das in die Flammenfront einströmende Frischgas sind von der Turbulenzintensität im Brennraum abhängig. Für das Zündstrahl-Brennverfahren ist hierbei insbesondere die Berücksichtigung der aus der Kraftstoffeinspritzung entstehenden turbulenten kinetischen Energie erforderlich, deren Niveau im rein dieselmotorischen Betrieb um etwa zwei Größenordnungen über dem der übrigen Terme der Turbulenzgleichung liegt (vgl. bspw. [53,325]). Wie von Walther [347] vorgeschlagen, wird auch im Rahmen dieser Arbeit ein beispielsweise bei Barba [23] oder Chmela et al. [52] zu findender Ansatz (vgl. Gleichung 4.29) in Abhängigkeit der momentanen Einspritzrate sowie der insgesamt eingespritzten Menge des flüssigen Kraftstoffs implementiert.

Zur Bestimmung der aus dem Ladungswechsel resultierenden turbulenten kinetischen Energie wird vereinfachend ein an den Arbeiten von Jungbluth und Noske [143,240] angelehnter Ansatz zur Berechnung der turbulenten kinetischen Energie zum Schließzeitpunkt des Einlassventils (ES) berücksichtigt. Der in Gleichung 4.30 enthaltene Abstim-

mungsparameter wird entsprechend dem aus einer dreidimensionalen CFD-Ladungswechselsimulation (vgl. Tabelle 4.1 sowie Abschnitt 5.4.3) identifizierten massengemittelten Turbulenzniveau gewählt.

$$\frac{d k_{\text{Inj}}}{d t} = K_{\text{Inj}} \cdot \frac{v_{\text{Inj}}^2}{2 \cdot m_{\text{Inj}}} \cdot \frac{d m_{\text{Inj}}}{d t} \quad (4.29)$$

$$k_{\text{ES}} = K_{\text{In}} \cdot \left(\frac{c_m \cdot D_{\text{Zyl}}^2 \cdot \lambda_l}{n_{\text{EV}} \cdot D_{\text{EV}} \cdot h_{\text{EV,max}}} \right)^2 \quad (4.30)$$

Weiterhin werden die Änderungsraten der turbulenten kinetischen Energie resultierend aus Verdichtung und Quetschströmung berücksichtigt, wobei insbesondere letztere auf einen von Bargende [25] vorgestellten Ansatz zurückgeht (vgl. auch [202]). Aufgrund der gerichteten Strömungsvorgänge aus dem Quetschspalt in die Kolbenmulde wird die Quetschströmung erst nach Erreichen des oberen Totpunkts der Verbrennung (ZOT) berücksichtigt. Das mit der Expansion beginnende Rückströmen der zuvor verdrängten Zylinderfüllung bringt hierbei eine vergleichsweise hohe Turbulenzintensität mit sich. Die Berücksichtigung der Dissipationsrate vervollständigt schließlich die Turbulenzgleichung.

4.3 Thermodynamische Integration der Paketzone

Die Modellbeschreibung abschließend wird die thermodynamische Integration der Strahlpakete erläutert, welche im Wesentlichen mit den von Stiesch [325] beschriebenen thermodynamischen Bilanzgleichungen übereinstimmt. Entsprechend werden im folgenden Abschnitt lediglich die wesentlichen Ergänzungen des vorliegenden Modellansatzes beschrieben. Hierbei werden insbesondere auch die bei der thermodynamischen Modellierung üblichen Annahmen (vgl. bspw. auch [114,221]) übernommen.

- Der Brennraumdruck wird als ortsunabhängig betrachtet.
- Innerhalb der Zonen wird ein homogener Zustand angenommen.
- Wärme- und Stofftransporte zwischen den Paketen werden vernachlässigt.
- Blowby-Strömungen über die Kolbenringe werden vernachlässigt.

Ergänzende Erklärungen und Herleitungen können den Arbeiten von Stiesch [325] und Thoma [335] entnommen werden. Die Berechnung der thermodynamische Zustandsgrößen innerhalb der Strahlpakete ist bereits in Abschnitt 4.1.2 beschrieben.

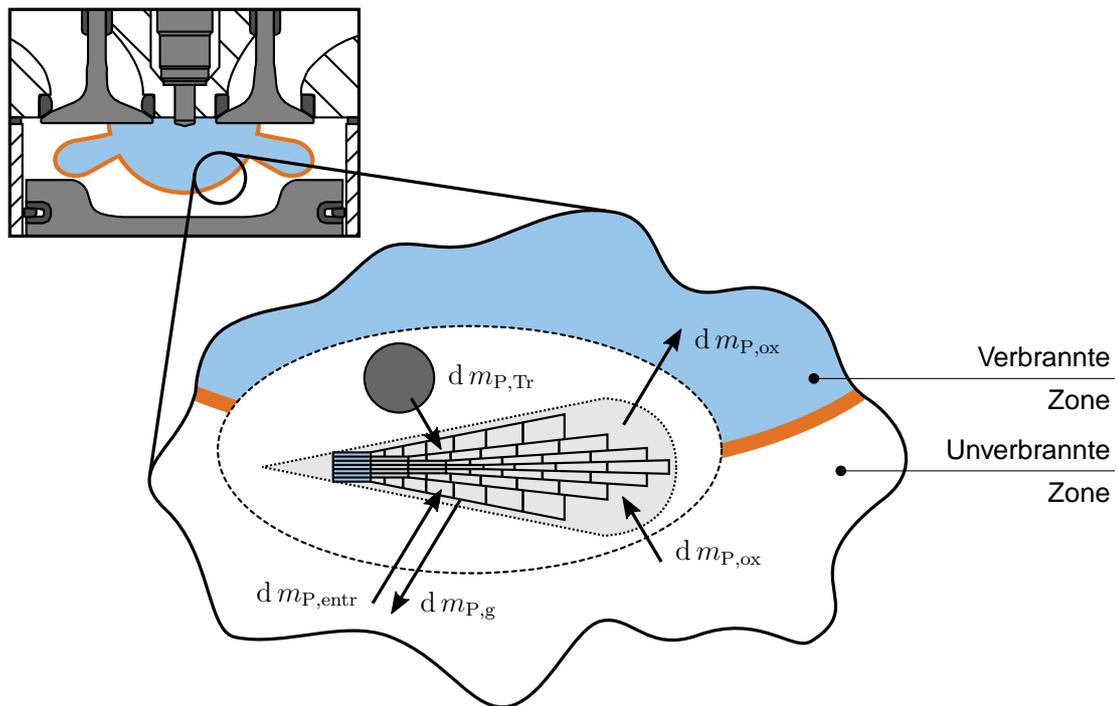


Abbildung 4.3: Schematische Darstellung der thermodynamischen Integration der Paketzonen sowie der für die Massenbilanz der Frischgaszone (vgl. Gleichung 4.31) erforderlichen Stoffströme.

Die Paketzonen werden nicht explizit in den Massen- und Energiebilanzen des Brennraums berücksichtigt. Wie in Abbildung 4.3 dargestellt, werden die einzelnen Pakete für eine energetisch vollständige Betrachtung deshalb, auch unter Berücksichtigung der tatsächlichen Anzahl der Einspritzstrahlen des Injektors, zu einer Pseudo-Zone innerhalb der unverbrannten Frischgaszone zusammengefasst. Die Massenbilanz der unverbrannten Zone (vgl. Gleichung 4.31) muss entsprechend angepasst werden.

$$\frac{dm_{FZ}}{dt} = - \sum \frac{dm_{P,entr}}{dt} + \sum \frac{dm_{P,g}}{dt} - \underbrace{\left(\frac{dm_{B,P,ox}}{dt} + \frac{dm_{L,P,ox}}{dt} \right)}_{\text{nach SOC}} \quad (4.31)$$

Die Änderung der Paketgasmasse ($dm_{P,g}$) resultiert einerseits aus der Frischgasbeimischung ($dm_{P,entr}$) und andererseits aus der Verdampfung der flüssigen Kraftstofftropfen ($dm_{P,Tr}$). Entsprechend Gleichung 4.31 wird der Frischgaszone demnach lediglich der zunehmende gasförmige Anteil des Zündöls zugefügt. Mit Beginn der Verbrennung werden der unverbrannten Brennraumzone schließlich die innerhalb der Pakete umgesetzte Brennstoffmasse sowie die zur stöchiometrischen Umsetzung erforderliche Luftmasse entzogen. Die Energiebilanzen der Frischgaszone sowie der einzelnen Strahlpakete

können somit entsprechend den bei Stiesch beschriebenen Herleitungen aufgestellt und die Änderungsraten der Zonentemperaturen, unter Berücksichtigung der modifizierten Massenbilanz, formuliert werden. Der Wandwärmeübergang der Strahlpakete zur Brennraumwand wird aufgrund der geringen Zündölmengen vernachlässigt.

4.4 Sensitivität der quasidimensionalen Diskretisierung

Die Definition der Modellkonstanten der in diesem Kapitel erläuterten Gleichungen zur Beschreibung der Zündöleinspritzung sowie der vorgemischten Hauptverbrennung basiert im Wesentlichen auf den bereits genannten Arbeiten von Auer, Stiesch und Walther. Insbesondere die Konstanten der Paketgeschwindigkeit und der Tropfenverdampfung werden hierbei ohne weitere Anpassungen von Stiesch [325] übernommen. Aufgrund der Integration experimentell ermittelter Einspritzprofile und der entsprechenden Berücksichtigung der hydraulischen Eigenschaften des Einspritzsystems (vgl. auch Abbildung 4.1) ist jedoch eine erneute Abstimmung des Zündverzugsmodells erforderlich. Zudem wird die Hauptverbrennung erst ab einem Umsatz von 5 % der eingespritzten Zündölmenge eingeleitet und innerhalb der Strahlpakete ein initialer Anteil verdampften Kraftstoffs von 10 % berücksichtigt. Die Parametrierung des Zündverzugsmodells weicht im Vergleich zur Arbeit von Walther [347] entsprechend ab. Die in Tabelle 4.1 zusammengefasste und für die Referenzgeometrie des Versuchsmotors gültige Definition der Modellkonstanten muss zudem insbesondere bei der in Abschnitt 5.4 diskutierten Variation der Brennraumgeometrie angepasst werden, worauf an entsprechender Stelle genauer eingegangen wird. Bei der Bedatung des Turbulenzmodells wird schließlich lediglich der Skalierungsfaktor der Dissipation angepasst ($K_{\text{Diss}} = 0,12$).

Ein wesentlicher Freiheitsgrad des quasidimensionalen Modellansatzes liegt in der Wahl der Paketanzahl beziehungsweise der Diskretisierung des Einspritzstrahls. Die axiale Unterteilung ist meist von der Zeitschrittweite der Simulation abhängig und geht hauptsächlich in die Berechnung der individuellen Paketgeschwindigkeit ein (vgl. Gleichung 4.6). Vor allem auf Strahlaufbruch und Zündverzug sowie schließlich die integrale Wärmefreisetzung und den Brennraumdruckverlauf ist jedoch kein nennenswerter Einfluss festzustellen. Folglich wird im Rahmen dieser Arbeit zu jedem zweiten Zeitschritt der Simulation eine neue axiale Paketschicht generiert, wodurch über die vergleichsweise kurzen Zündöleinspritzungen zwischen acht und zwölf axiale Paketschichten erzeugt werden. Bezüglich der radialen Paketanzahl finden sich in der Literatur verschiedene Diskretisierungsansätze. Stiesch unterteilt den Einspritzstrahl in fünf radiale Schichten (vgl. bspw. auch [140,259,266,276,307,334]). Feinere Diskretisierungen sind beispielsweise bei Krishnan,

Tabelle 4.1: Übersicht der Modellkonstanten der in Abschnitt 4.1 und 4.2 aufgeführten grundlegenden Gleichungen zur Modellierung der Zündöleinspritzung und der vorgemischten Hauptverbrennung.

Einspritzmodell und Kraftstoffverdampfung				
C_D	0,5	Gl. 4.1 und Gl. 4.2	→	Durchflusskoeffizient des Injektors (statischer Mittelwert)
$C_{v,1}$	1,0	Gl. 4.6		
$C_{v,2}$	0,5	„		
$C_{v,3}$	0,008	„		
$C_{m,1}$	$4,5 \cdot 10^{-7}$	Gl. 4.9		
$C_{m,2}$	0,018	Gl. 4.10	}	Tropfenverdampfung, wenn $T_{Tr} > T_{KS,krit}$
$C_{m,3}$	-1,1	„		
Zündung bzw. Zündverzug				
$C_{ZV,1}$	0,0006	Gl. 4.12		
$C_{ZV,2}$	7050	„	→	Gasarten vgl. Walther [347]
$C_{ZV,3}$	1,055	„		
$C_{ZV,4}$	0,1	„		
Hauptverbrennung und Turbulenzmodell				
K_F	22	Gl. 4.25	→	Reaktionsgeschwindigkeit der Flammenzone
K_{Inj}	0,5	Gl. 4.29		
K_{In}	0,000 85	Gl. 4.30	→	turbulente kinetische Energie bei Schließen der Einlassventile

Meng, oder Rao et al. [172,219,278] zu finden. Rakopoulos et al. [274] berücksichtigen zudem eine lineare Verknüpfung zwischen radialer und axialer Paketanzahl (Faktor 2), wodurch sich eine entsprechend feine Diskretisierung ergibt. Hiroyasu et al. [121] implementieren ursprünglich zehn radiale Paketschichten, verringern die Auflösung schließlich jedoch auf drei Schichten [123].

Innerhalb einer axialen Paketschicht wird die Geschwindigkeit der einzelnen Strahlpakete mit zunehmendem Abstand zur Strahlachse exponentiell verringert (vgl. Gleichung 4.5), wodurch sich die Frischgasbeimischung entsprechend der geforderten Impulserhaltung

4 Phänomenologische Modellierung des Zündstrahl-Brennverfahrens

deutlich erhöht. Zudem wird die Strahlaufbruchszeit zu den peripheren Paketen des Einspritzstrahls hin linear korrigiert (vgl. Gleichung 4.3). Der Einfluss der maximalen radialen Paketanzahl auf die Strahlaufbruchszeit ist in Abbildung 4.4 (oben links) für verschiedene Einspritzzeitpunkte oder Zylinderdruckniveaus dargestellt. Eine Erhöhung der radialen Auflösung von zwei auf sechs Pakete zeigt eine Verringerung der Aufbruchszeit um 33 %, wobei die absolute Differenz bei etwa 0,1 °KW und somit im Bereich der numerischen Zeitschrittweite liegt. Der ebenfalls in Abbildung 4.4 (oben rechts) dargestellte, deutlich steilere Verlauf des Zündintegrals bei Erhöhung der radialen Paketanzahl ist somit überwiegend der auf die Paketmasse bezogenen und zunehmenden Frischgasbeimischung zuzuschreiben. Der entsprechend schnellere Anstieg des lokalen Luftverhältnisses sowie die höheren Pakettemperaturen in Verbindung mit einer schnelleren Tropfenverdampfung führen schließlich zur deutlichen Verkürzung des Zündverzugs.

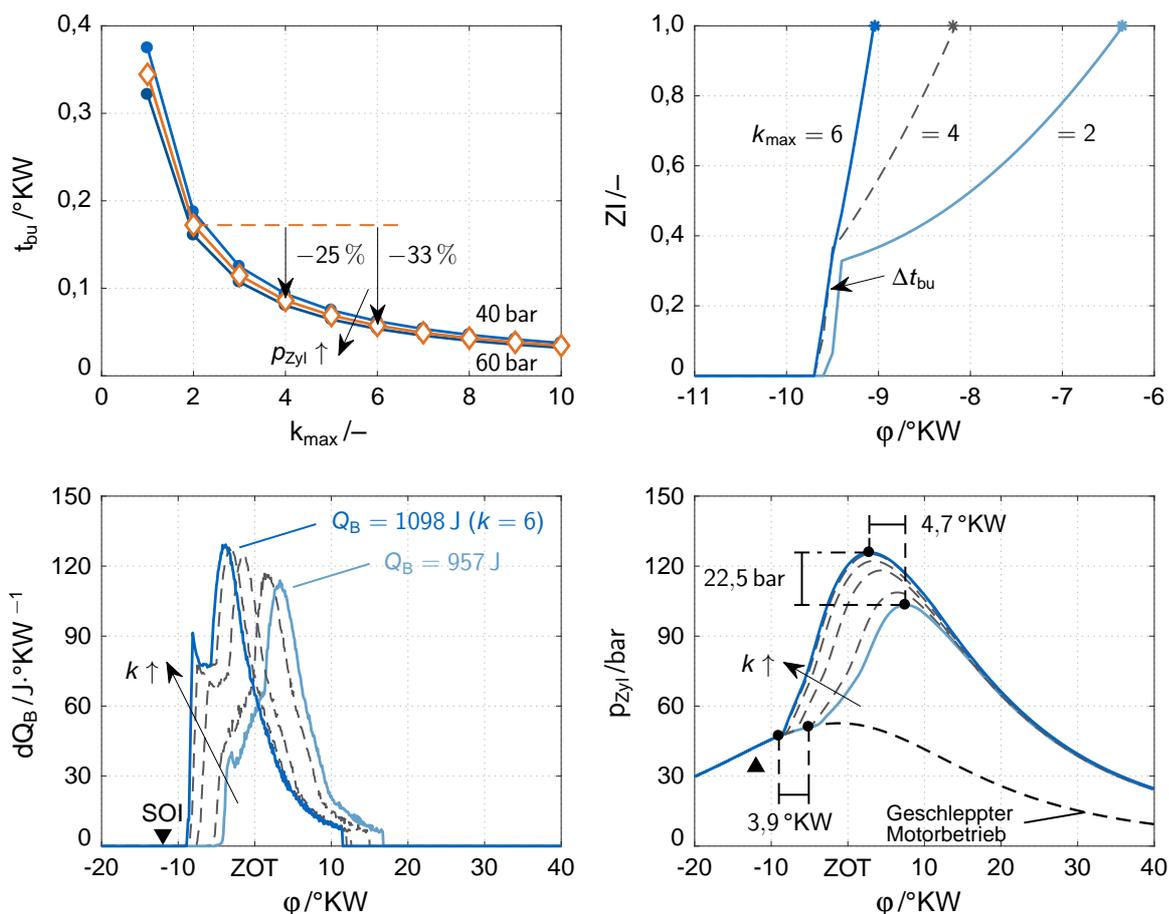


Abbildung 4.4: Einfluss der maximalen radialen Paketanzahl auf Strahlaufbruch und Zündverzug (oben) sowie Brennrate und Zylinderdruckverlauf (unten) bei gleichem Einspritzbeginn ($12 \text{ } ^{\circ}\text{KW}$ v.OT) und unveränderten Modellkonstanten.

Werden die Modellkonstanten (insbesondere $C_{ZV,1}$, vgl. Gleichung 4.12) zur Berechnung der Zündverzugszeit nicht angepasst, bedingt der kürzere Zündverzug bei Erhöhung der maximalen radialen Paketanzahl eine Frühverschiebung und somit eine entsprechend deutliche Intensivierung der Verbrennung. Wie ebenfalls in Abbildung 4.4 (unten rechts) dargestellt, steigt der maximale Zylinderdruck hierbei um etwas über 22 bar. Das Druckmaximum verschiebt sich um annähernd 5°KW in Richtung des oberen Totpunkts. Ohne weitere Anpassung des Zylinderausbrands ist zudem eine Abweichung der insgesamt freigesetzten Wärmemenge von etwa 15 % festzustellen (vgl. Abbildung 4.4, unten links). Der resultierende indizierte Mitteldruck konvergiert mit zunehmender Paketanzahl gegen einen Grenzwert (vgl. bspw. auch [141]), was jedoch hauptsächlich auf die exponentielle Korrektur der radialen Paketgeschwindigkeit zurückzuführen ist. Wird die Modellkonstante des Zündverzugs angepasst (hier: $0,0006 \leq C_{ZV,1} \leq 0,0093$), können die Abweichungen hinsichtlich Brennrate und Zylinderdruckverlauf, und somit auch der Einfluss der radialen Diskretisierung des Einspritzstrahls, nahezu vollständig ausgeglichen werden (vgl. Abbildung 4.5).

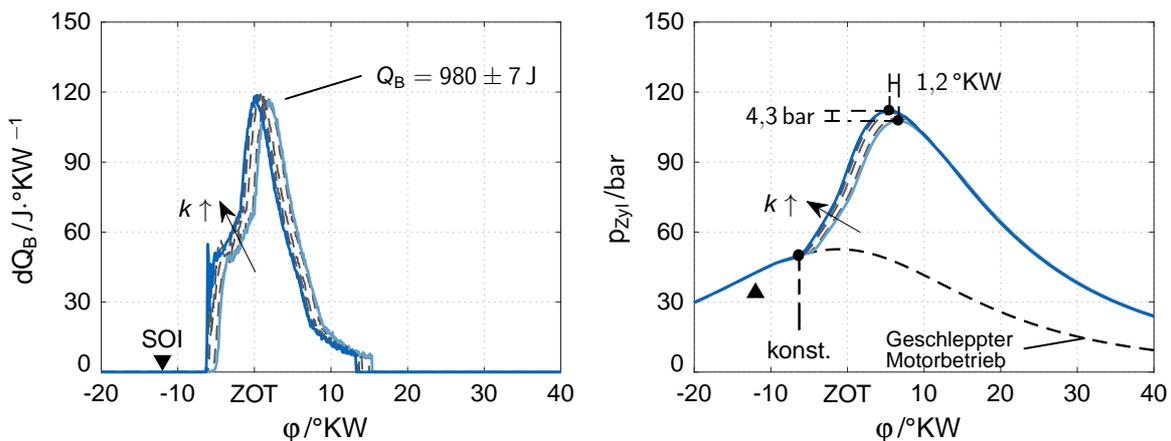


Abbildung 4.5: Einfluss der radialen Paketanzahl auf Wärmefreisetzung (links) und Brennraumdruck (rechts) bei gleichem Einspritzbeginn (12°KW v.OT) und angepassten Modellkonstanten (annähernd konstanter Zündverzug).

Wie eingangs des Kapitels bereits erwähnt, stellt die phänomenologische Modellierung ein ergänzendes Entwicklungswerkzeug für die in Kapitel 5 diskutierten Untersuchungen des Zündstrahl-Brennverfahrens dar. Für die Vorausberechnung relevanter Betriebspunkte werden hierbei, in Anlehnung an Hiroyasu und Nishida [123], drei radiale Paketschichten berücksichtigt.

5 Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens

In Verbindung mit den ergänzenden Entwicklungswerkzeugen und -methoden ermöglichen der in Kapitel 3 beschriebene Versuchsaufbau und vor allem der in Kapitel 4 erarbeitete phänomenologische Modellansatz die fundierte Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens. In den nachfolgenden Abschnitten werden zunächst der darstellbare Betriebsbereich sowie das grundsätzliche Betriebsverhalten des Brennverfahrens im kleinen Brennraum erläutert (vgl. Abschnitte 5.2 und 5.3). Nach der Charakterisierung des Einspritzsystems und der entsprechenden Definition der in den weiteren Untersuchungen angewandten Einspritzstrategie (vgl. Abschnitt 5.4.1), wird der Einfluss der Brennraumgeometrie (vgl. Abschnitte 5.4.2 und 5.4.3) und das Zusammenspiel mit der Ladeluftführung im Einlasskanal diskutiert (vgl. Abschnitt 5.4.5). Das Kapitel abschließend werden innermotorische Maßnahmen zur Minimierung der durch die Verbrennung entstehenden Schadstoffemissionen betrachtet (vgl. Abschnitt 5.5.2). Hierbei wird insbesondere auch der zu berücksichtigende Wirkungsgradnachteil quantifiziert. Sofern nicht entsprechend gekennzeichnet, sind die in den nachfolgenden Abbildungen dargestellten Messpunkte und -reihen hinsichtlich indiziertem Mitteldruck und globalem Luftverhältnis direkt miteinander vergleichbar. Bewertungen bei vergleichbarem Verbrennungsschwerpunkt werden zur Veranschaulichung des Emissionsverhaltens entsprechend dargestellt.

5.1 Grundsätzlicher Einsatzzweck des Brennverfahrens

Der vorrangige Einsatzzweck des zu untersuchenden Zündstrahl-Brennverfahrens liegt, wie zu Beginn der Arbeit bereits charakterisiert, in einer stationären BHKW-Anwendung. Als primärer Energieträger soll Biogas verwertet werden. Für den Versuchsbetrieb, und insbesondere für die in den nachfolgenden Abschnitten diskutierten experimentellen Untersuchungen des Brennverfahrens, wird das in Kapitel 3 beschriebene Vergleichsbrenngas, bestehend aus Erdgas und Kohlenstoffdioxid (volumetrisches Mischungsverhältnis von 60:40), verwendet. Die angestrebte elektrische Generatorleistung liegt bei 20 kW, wodurch sich eine darzustellende effektive Zylinderleistung von etwas über 5 kW ergibt. Die Motordrehzahl liegt, wie auch bei den nachfolgend dargestellten Untersuchungen, entsprechend der europäischen Netzfrequenz bei 1500 U/min. Wie in Abschnitt 2.1.2 erläutert, können die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen insbesondere durch den geringen energetischen Zündölanteil sowie den weiten Variationsbereich des Verbrennungsluftverhältnisses von bisherigen Arbeiten abgegrenzt werden. Zudem wird das Zündstrahl-Brennverfahren auf einen mit etwa 0,49 l vergleichsweise kleinen Brennraum angewandt.

5.2 Identifikation des relevanten Betriebsbereichs

Unter Zuhilfenahme des in Kapitel 4 beschriebenen phänomenologischen Modellierungsansatzes wird in einem ersten Schritt das grundsätzliche Betriebsverhalten des Brennverfahrens am Versuchsträger untersucht. Abbildung 5.1 zeigt hierfür zunächst die Vorausberechnung der Wärmefreisetzungsraten und Brennraumdruckverläufe bei Variation der Brenngasmasse sowie einen Vergleich mit entsprechenden experimentellen Daten. Um einen weiten Variationsbereich und insbesondere auch einen stabilen Motorbetrieb in den Randbereichen zu ermöglichen, beträgt der energetische Anteil der Zündöleinspritzung, bei einem Einspritzdruckniveau von 1000 bar, etwa 4 %. Der Verbrennungsschwerpunkt ist in allen Punkten vergleichbar und liegt bei annähernd 5 °KW n.OT. Aufgrund des an dieser Stelle konstanten absoluten Ladedruckniveaus von 1,3 bar, ist bei der dargestellten Variation der vorgemischten Brenngasmasse eine entsprechende Änderung des Verbrennungsluftverhältnisses ($\lambda = 1,55$ bis $1,93$, vgl. auch Abbildung 5.1, unten rechts) zu berücksichtigen.

Wie im oberen Teil der Abbildung 5.1 zu erkennen, ermöglicht das phänomenologische Modell eine weitestgehend korrekte Vorausberechnung der Druck- und Brennverläufe. Insbesondere die ersten Phasen der Verbrennung, einschließlich der Entflammung des eingespritzten Kraftstoffs und dem Übergang der Zündölverbrennung auf die schließlich vollturbulente Umsetzung des vorgemischten Brenngas/Luft-Gemisches, werden hierbei treffend abgebildet. Aufgrund deutlich erkennbarer Unterschiede in der Berechnung des Zylinderausbrands beziehungsweise des Verbrennungsendes, weicht die insgesamt freigesetzte Wärmemenge im Mittel jedoch um bis zu 10 % ab. Die Zylinderdruckverläufe zeigen hingegen Differenzen der berechneten Druckmaxima von unter 2 %, wobei insbesondere die Druckgradienten in den einzelnen Phasen der Verbrennung sowie die Lage des maximalen Zylinderdrucks korrekt vorausberechnet werden. Schwächen der Modellierung sind wiederum insbesondere in der Vorausberechnung des Zylinderausbrands zu erkennen, wobei aufgrund der Abweichungen im Bereich des Verbrennungsendes sowie tendenziell überschätzter Wandwärmeverluste hier deutlich geringere Brennraumdruckniveaus berechnet werden.

Grundsätzlich zeigen die in Abbildung 5.1 dargestellten Wärmefreisetzungsraten für die Variation der Brenngasmasse erwartungsgemäß eine mit höherer spezifischer Motorleistung beziehungsweise geringerem Luftüberschuss einhergehende Intensivierung der Verbrennung. Bei etwa gleichem Brennende ist somit eine insgesamt deutlich schnellere Umsetzung des vorgemischten Brenngas/Luft-Gemisches festzustellen, wobei sich die Brenndauer von 16,5 auf 13,5 °KW verringert (vgl. auch Abbildung 5.1, unten rechts). Die entsprechend bei höheren maximalen Brennraumtemperaturen ablaufende Verbren-

5 Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens

nung ist folglich mit einem deutlichen Anstieg der Stickoxidemissionen verbunden. Wie im linken Teil der Abbildung 5.2 zu erkennen, gleicht sich der Einfluss der Brenngasmasse beziehungsweise der spezifischen Motorleistung auf die Stickoxidemissionen bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis jedoch weitestgehend aus.

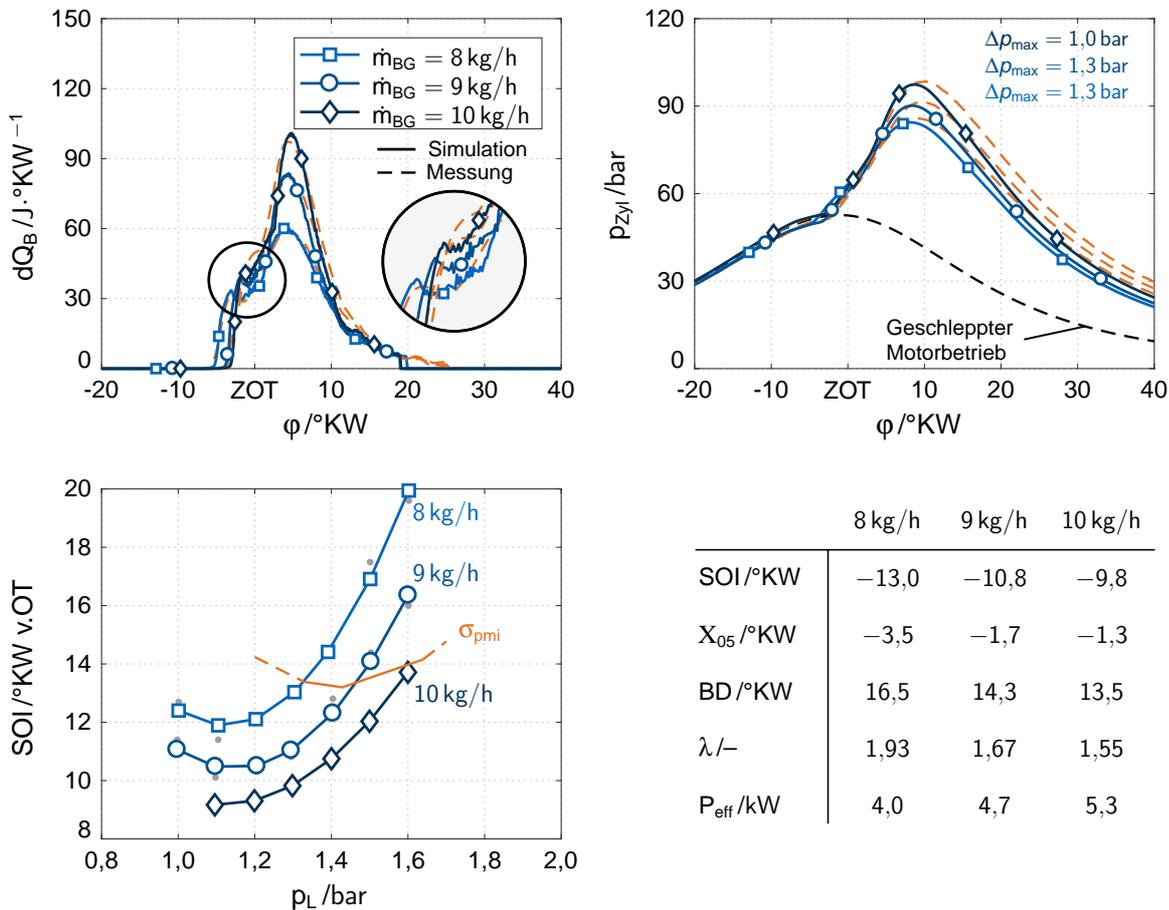


Abbildung 5.1: Oben: Simulierte und experimentelle Wärmefreisetzungsraten (links) und Brennraumdruckverläufe (rechts) bei Variation der Brenngasmasse. Unten: Für die konstante Verbrennungslage erforderliche Einspritzzeitpunkte (links) und Zusammenfassung wesentlicher Kenngrößen.

Zur Darstellung des konstanten Verbrennungsschwerpunkts ist eine Anpassung des Bestromungsbeginns der Injektorspule, im Folgenden vereinfachend auch als Einspritzzeitpunkt oder SOI bezeichnet, in Abhängigkeit sowohl des Ladedrucks als auch der Brenngasmasse erforderlich (vgl. auch Abbildung 5.1, unten links). Hierbei ist, insbesondere bei den geringeren Brenngasmassenströmen, eine Umkehr des erforderlichen Einspritzzeitpunkts bei Absenkung des Ladedruckniveaus zu erkennen, wobei die zunehmende Brenngaskonzentration beziehungsweise der abnehmende Sauerstoffanteil der Zylinderfüllung die Entzündung des eingespritzten Zündöls erschweren. Zudem sinkt die Kom-

pressionsendtemperatur dem geringeren Ladedruckniveau entsprechend um etwa 20 K. Insgesamt muss somit ein längerer Zündverzug berücksichtigt und, trotz zunehmender Brenngeschwindigkeit, ein früherer Einspritzzeitpunkt eingestellt werden. Abbildung 5.1 zeigt weiterhin die in Abschnitt 3.3 als Stabilitätsgrenze festgelegte maximale Abweichung des indizierten Mitteldrucks aufeinanderfolgender Arbeitsspiele. Diese wird bei Erhöhung der Brenngasmasse zwar erst bei deutlich höherem Ladedruck jedoch vergleichbarem Verbrennungsluftverhältnis erreicht (vgl. Abbildung 5.3, rechts). Mit Überschreiten der Stabilitätsgrenze beziehungsweise einem Luftverhältnis von etwa 2,0 ist zudem ein deutlicher Anstieg der THC-Emissionen zu erkennen (vgl. Abbildung 5.2, rechts), wobei der aufzulösende Entwicklungskonflikt zwischen Stickoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen deutlich wird.

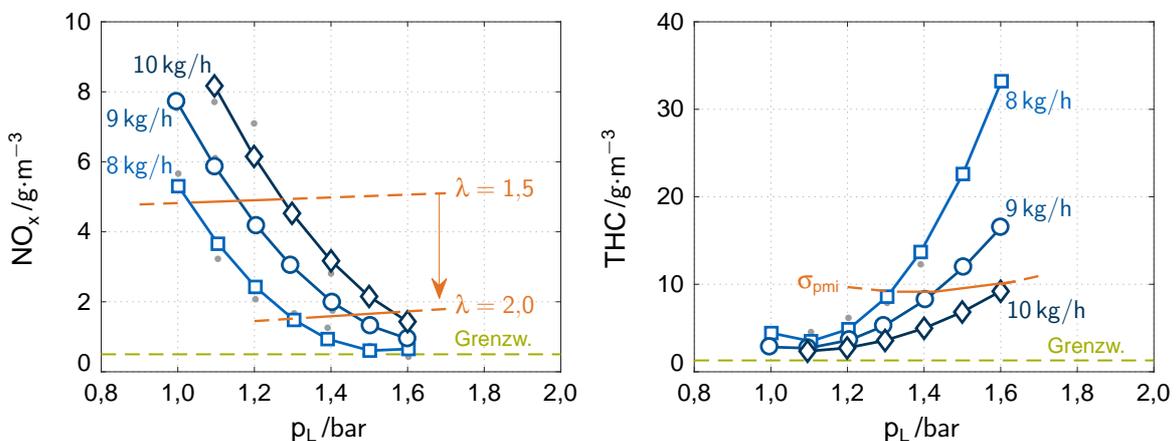


Abbildung 5.2: Rohemissionen der Stickoxide und unverbrannten Kohlenwasserstoffe bei Variation der Brenngasmasse und des absoluten Ladedruckniveaus (konstanter Verbrennungsschwerpunkt).

Schließlich zeigt Abbildung 5.3 die Darstellbarkeit der in Abschnitt 5.1 charakterisierten Leistungsanforderung. Wie im linken Teil der Abbildung zu erkennen, wird die angestrebte Zylinderleistung ab einem indizierten Mitteldruck von annähernd 10 bar, auch über den ausgedehnten Variationsbereich des Verbrennungsluftverhältnisses (rechts), erreicht. Ergänzend ist in Abbildung 5.3 der Einfluss der Variation des Luftverhältnisses auf den indizierten Mitteldruck, einerseits anhand der Brenngasmasse ($\Delta p_{mi} = 1,6$ bar) sowie andererseits anhand der Luftmasse ($\Delta p_{mi} = 0,3$ bar), dargestellt. Hierbei wird deutlich, dass insbesondere bei der Variation des Luftverhältnisses anhand der Brenngasmasse ein erheblicher Einfluss auf den Mitteldruck berücksichtigt werden muss. Bei den nachfolgend diskutierten Untersuchungen werden entsprechend sowohl Brenngasmasse als auch Ladedruckniveau zur Variation des Luftverhältnisses angepasst, wobei der indizierte Mitteldruck im Rahmen der Regelungsgüte konstant gehalten werden kann.

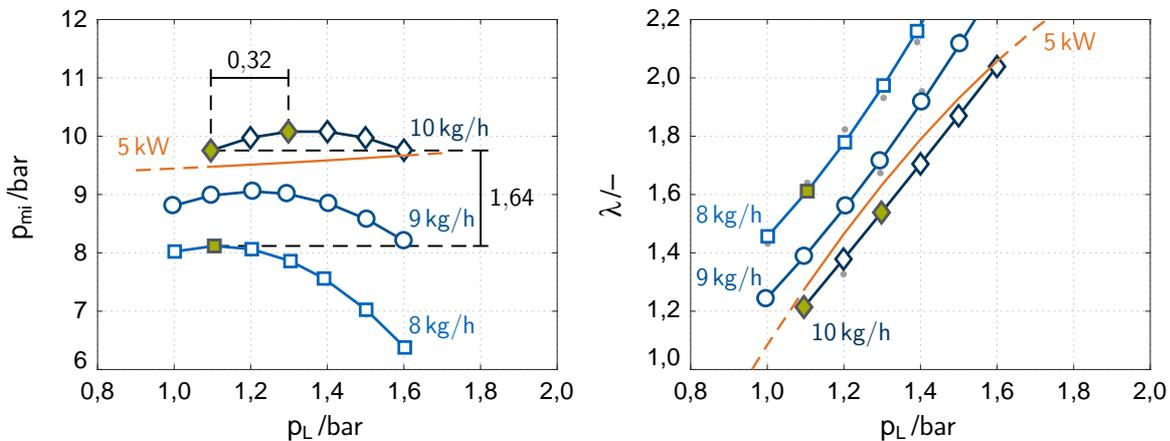


Abbildung 5.3: Darstellbarer Betriebsbereich hinsichtlich indiziertem Mitteldruck und Luftverhältnis bei Variation der Brenngasmasse und des absoluten Ladedruckniveaus (konstanter Verbrennungsschwerpunkt).

5.3 Beschreibung des grundsätzlichen Betriebsverhaltens

In Übereinstimmung mit der oben beschriebenen Identifikation des Betriebsbereichs wird das im nachfolgenden Abschnitt diskutierte grundsätzliche Betriebsverhalten bei einer Motordrehzahl von 1500 U/min sowie einem indizierten Mitteldruck von 10 bar untersucht. Um einen weiten Variationsbereich darstellen zu können, beträgt der energetische Anteil der Zündöleinspritzung wiederum etwa 4 %. Das Einspritzdruckniveau liegt bei 1000 bar. Abbildung 5.4 zeigt die Vorausberechnung des Betriebsverhaltens bei Variation des Einspritzzeitpunkts sowohl in einem für weitere Untersuchungen relevanten Einspritzbereich (oben) als auch in den Randbereichen des darstellbaren Betriebskennfelds (unten). Das globale Verbrennungsluftverhältnis liegt exemplarisch bei 1,5.

Der Vergleich der in Abbildung 5.4 dargestellten Wärmefreisetzungsraten zeigt zunächst eine über die gesamte Variation des Einspritzzeitpunkts zuverlässige Vorausberechnung des Zündverzugs. Zwar gehen die berechneten und gemessenen Zündverzugszeiten mit Frühverschiebung der Einspritzung tendenziell auseinander, die maximale Abweichung liegt jedoch lediglich bei etwa 0,6 °KW. Vor allem im engeren Variationsbereich des Einspritzzeitpunkts zwischen 16 und 8 °KW v.OT werden sowohl Lage als auch Niveau der maximalen Brennrate treffend abgebildet, wodurch das Modell insbesondere eine realistische Vorausberechnung des Verbrennungsschwerpunkts ermöglicht. An den Rändern des darstellbaren Betriebsbereichs werden zwar die Phasen der Verbrennung zwischen Entflammung des Zündöls und dem Übergang auf die vollturbulente Umsetzung des vorgemischten Brenngas/Luft-Gemisches korrekt vorausberechnet. Insbesondere Lage und

Niveau der vorausgerechneten Brennraten weichen jedoch teils deutlich von den experimentellen Daten ab. Vor allem bei sehr späten Einspritzzeitpunkten sind zunehmende Schwächen in der Vorausberechnung des Zylindersausbrands zu erkennen. Hinsichtlich der Zylinderdruckverläufe (rechts) zeigt sich eine maximale Abweichung des berechneten Spitzendrucks von etwa 2 %, wobei vor allem auch die Druckgradienten und die Lage der Druckmaxima im Rahmen der bereits genannten Abweichungen der Brennraten korrekt abgebildet werden. Wie auch bei den in Abschnitt 5.2 dargestellten Vergleichen zwischen Vorausberechnung und Messung, zeigt sich in den späten Phasen der Verbrennung eine deutliche Unterschätzung des Brennraumdrucks.

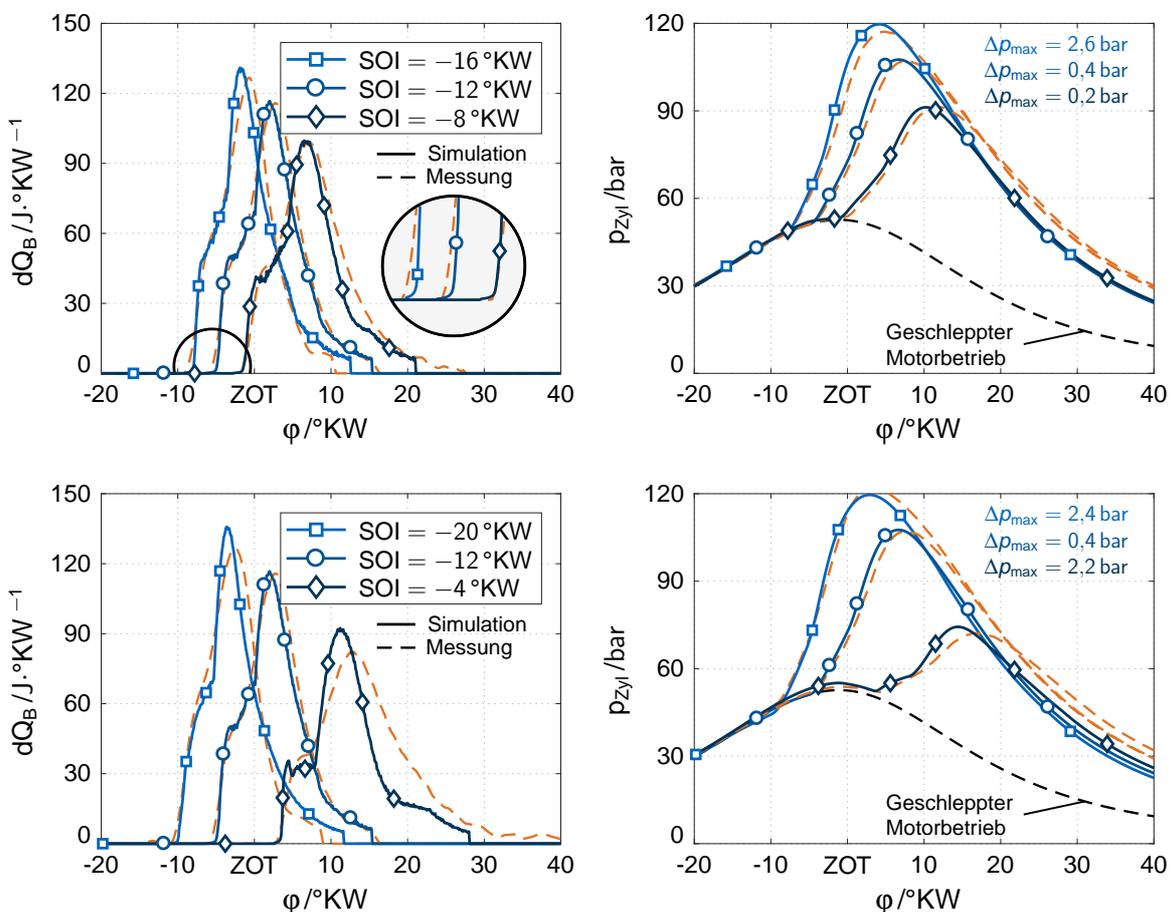


Abbildung 5.4: Vergleich der Simulations- und Messergebnisse hinsichtlich Brennraten (links) und Zylinderdruckverläufen (rechts) bei Variation des Einspritzzeitpunkts und konstantem Luftverhältnis ($\lambda = 1,5$).

Die Vorausberechnung der Brennraten und Druckverläufe für die Variation des Verbrennungsluftverhältnisses ist in Abbildung 5.5 dargestellt. Wie anhand der Zylinderdruckverläufe über die Kompressionsphase zu erkennen ist, wird hierbei der absolute Ladedruck zur Erhöhung des Luftüberschusses angehoben (von 1,30 auf 1,63 bar). Zudem wird die

5 Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens

vorgemischte Brenngasmasse zum Ausgleich der zunehmend unvollkommenen Verbrennung angepasst (vgl. auch Abbildung 5.7). Die dargestellten Betriebspunkte weisen somit wiederum einen konstanten indizierten Mitteldruck von 10 bar auf. Entsprechend dem zunehmenden Luftüberschuss verringert sich die Brenngeschwindigkeit, wodurch sich die Lage des Verbrennungsschwerpunkts vom oberen Totpunkt entfernt und sich die insgesamt Brenndauer verlängert. Insbesondere verzögert sich auch der Übergang von der Verbrennung des eingespritzten Zündöls auf die vorgemischte Hauptverbrennung. Die zunehmend in zwei Teilen ablaufende Verbrennung wird durch den phänomenologischen Modellansatz grundsätzlich treffend abgebildet. Vor allem werden auch Lage und Niveau der maximalen Brennraten korrekt vorausberechnet. Die deutliche Verzögerung des Brennendes bei hohem Luftüberschuss wird jedoch tendenziell unterschätzt. Die Abweichungen der integral freigesetzten Wärmemenge liegen schließlich bei ungefähr 5%. Bezüglich der Zylinderdruckverläufe ist festzuhalten, dass die Verbrennung aufgrund des höheren Ladedrucks bereits auf einem höheren Druckniveau beginnt. Trotz der deutlich geringeren maximalen Brennraten wird somit ein annähernd gleiches Spitzendruckniveau erreicht. Insgesamt werden die Druckverläufe korrekt vorausberechnet, wobei jedoch wiederum die bereits genannte Unterschätzung des Brennraumdruckniveaus im Zylinderausbrand festzustellen ist.

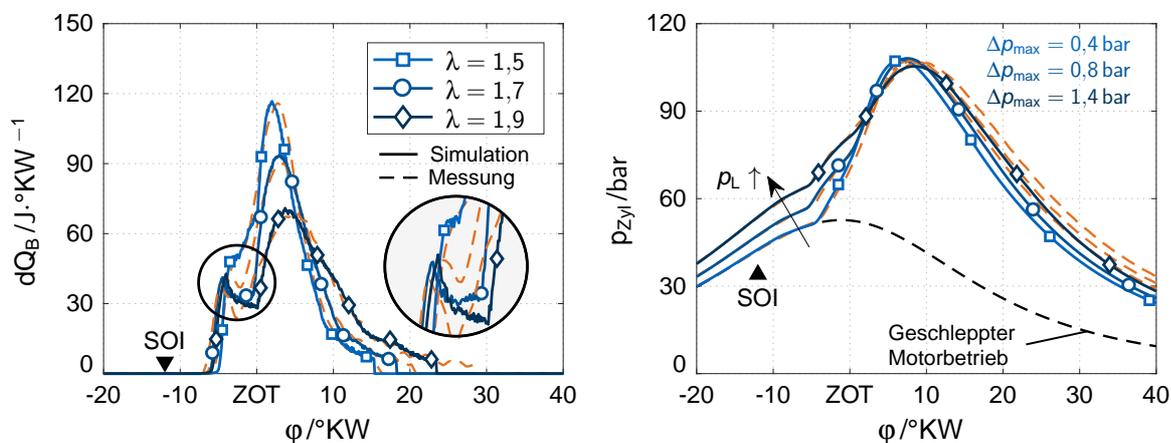


Abbildung 5.5: Vorausberechnung der Wärmefreisetzungsraten und Zylinderdruckverläufe bei Variation des globalen Verbrennungsluftverhältnisses (SOI konstant bei 12°KW v.OT).

Bezüglich des Einflusses des Luftverhältnisses auf die Dauer des Zündverzugs kann mithilfe der phänomenologischen Vorausberechnung an dieser Stelle keine eindeutige Aussage getroffen werden. Entsprechend zeigt Abbildung 5.6 die detaillierte Analyse der Verbrennung anhand einer experimentellen Variation des Luftverhältnisses (links) sowie des Einspritzzeitpunkts (rechts). Bei Verringerung des Luftüberschusses beziehungsweise

Erhöhung des vorgemischten Brenngasanteils zeigt sich, überwiegend aufgrund des entsprechend geringeren Sauerstoffanteils zur Entflammung des Zündöls, eine eindeutige Verlängerung des Zündverzugs. Ein entsprechender Verzug der Entflammung ist auch bei sehr späten beziehungsweise noch ausgeprägter bei sehr frühen Einspritzzeitpunkten zu erkennen. Aufgrund des geringeren Fortschritts der Kompression liegt hierbei ein um etwa 50 bis 70 K geringeres Temperaturniveau im Brennraum vor. Die Selbstzündung des Zündöls verzögert sich somit entsprechend. Der weitere Verlauf der Verbrennung bis zu ihrem Schwerpunkt verlangsamt sich auf der einen Seite bei Erhöhung des Luftüberschusses aufgrund der insgesamt geringeren Brenngeschwindigkeit. Auf der anderen Seite ist auch bei einer späteren Zündöleinspritzung eine Entfernung der Schwerpunktlage vom oberen Totpunkt zu erkennen. Hierbei verschiebt sich ein zunehmender Anteil der Verbrennung in die Expansionsphase, was eine weitere Verschleppung der Verbrennung mit sich bringt. Hinsichtlich des Zylindersausbrands verstärken sich die genannten Effekte teils deutlich. Somit ist in Verbindung mit einem hohen Luftüberschuss insbesondere bei einer späten Verbrennungslage eine erhebliche Verlängerung der Brenndauer festzustellen.

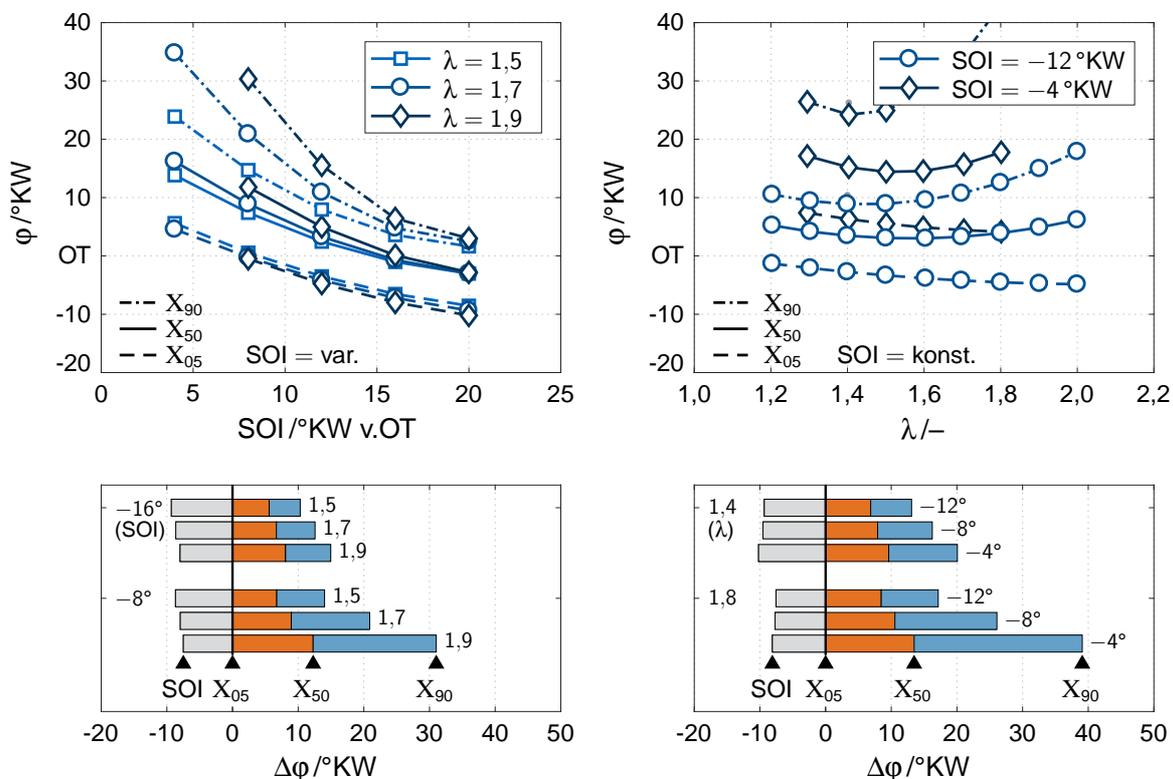


Abbildung 5.6: Detaillierte Analyse der Verbrennung bei Variation des globalen Verbrennungsluftverhältnisses (links) und des Zeitpunkts der Zündöleinspritzung (rechts).

5 Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens

Das Emissionsverhalten bei Variation des Luftverhältnisses und des Einspritzzeitpunkts ist in Abbildung 5.7 dargestellt. Hinsichtlich der Stickoxidemissionen (links) ist grundsätzlich zu erkennen, dass das Emissionsniveau zunächst bei einer früheren Lage der Verbrennung sowie einem geringeren Luftüberschuss deutlich ansteigt. Jedoch geht auch bei vergleichbarem Verbrennungsschwerpunkt (eingezeichnet bei 0 und bei 8 °KW n.OT) eine Absenkung des Luftverhältnisses mit einem deutlichen Anstieg der Stickoxidemissionen einher. Die THC-Emissionen sind hingegen vor allem im stabilen Betriebsbereich beziehungsweise bei moderatem Luftüberschuss (bis maximal etwa $\lambda = 1,7$) annähernd unabhängig von der tatsächlichen Lage der Verbrennung. Bei weiterer Erhöhung des Luftüberschusses und insbesondere deutlich späteren Einspritzzeitpunkten beziehungsweise Schwerpunktlagen der Verbrennung ist neben der oben beschriebenen längeren Brenndauer schließlich auch ein erheblicher Anstieg der Kohlenwasserstoffemissionen zu erkennen.

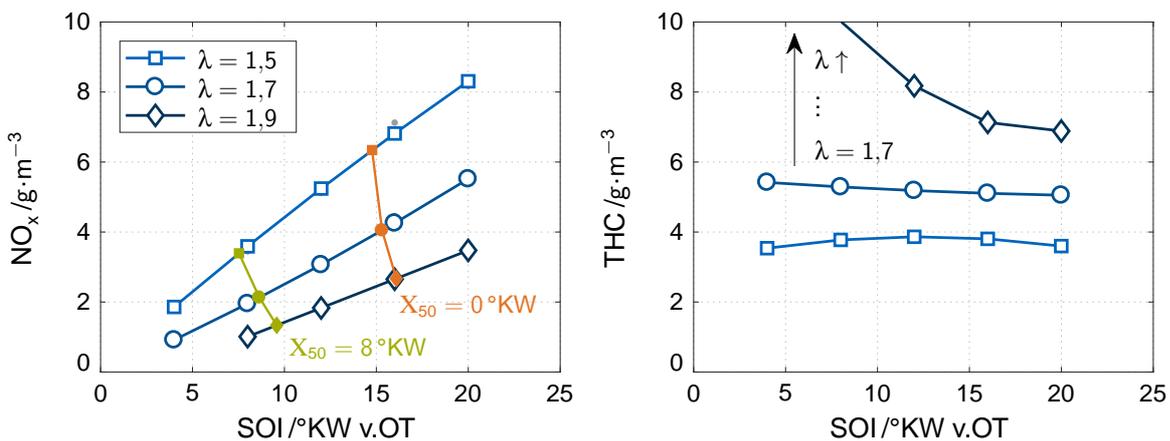


Abbildung 5.7: Stickoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen bei Variation des Luftverhältnisses und des Einspritzzeitpunkts (energetischer Zündölanteil etwa 4 %, Einspritzdruck 1000 bar).

Wie in Kapitel 3 beschrieben, verfügt der Versuchsmotor über die Möglichkeit gekühltes Abgas extern rückzuführen und dem Brenngas/Luft-Gemisch beizumischen. Zur Darstellung des erforderlichen Druckgefälles zwischen Abgas- und Ladeluftseite muss hierbei der angenommene theoretische Turboladerwirkungsgrad des externen Aufladesystems auf 40 % verringert werden. Um die Wirkung der Abgasrückführung auf die Verbrennung von dem des Verbrennungsluftverhältnisses zu entkoppeln, werden zudem das absolute Ladedruckniveau sowie die Brenngasmasse nachgeregelt. Insbesondere bei höheren Abgasrückführungsraten muss somit eine dem maximalen Ladedruck entsprechende Verkleinerung des Betriebsbereichs berücksichtigt werden. Der Einspritzzeitpunkt liegt nachfolgend konstant bei 12 °KW v.OT (Zündöleinspritzung: 4 % bei 1000 bar, s. o.).

Abbildung 5.8 (links) detailliert den Einfluss der Abgasrückführung auf die Verbrennung. Vor allem aufgrund der steigenden Gemischtemperatur zeigt sich bei Erhöhung der AGR-Rate eine Verkürzung der Zündverzugszeit. Zudem begünstigt die zunehmende Konzentration teilreagierter Spezies die Entflammung des eingespritzten Kraftstoffs. Im weiteren Verlauf der Verbrennung zeigt sich schließlich eine zunehmende Verschleppung der vorgemischten Hauptverbrennung sowie eine entsprechende Verlängerung des Zylinderausbrands. Im rechten Teil der Abbildung 5.8 sind die zugehörigen Temperaturverläufe bei einem Luftverhältnis von 1,5 dargestellt. Die geringere Brenngeschwindigkeit sowie die höhere Wärmekapazität des rückgeführten Abgases zeigen sich bereits bei einem volumetrischen AGR-Anteil von 6 % in einer um etwa 90 K geringeren Spitztemperatur, wodurch vor allem das Emissionsniveau der Stickoxide sinkt (vgl. auch Abbildung 5.9). Im unteren rechten Teil der Abbildung ist schließlich der grundsätzliche Einfluss der Abgasrückführung auf den Motorwirkungsgrad dargestellt. Tendenziell kann hier ein um etwa einen halben Prozentpunkt geringeres Wirkungsgradniveau identifiziert werden, wenn gleich die absoluten Differenzen nahe am Bereich der Messgenauigkeit liegen.

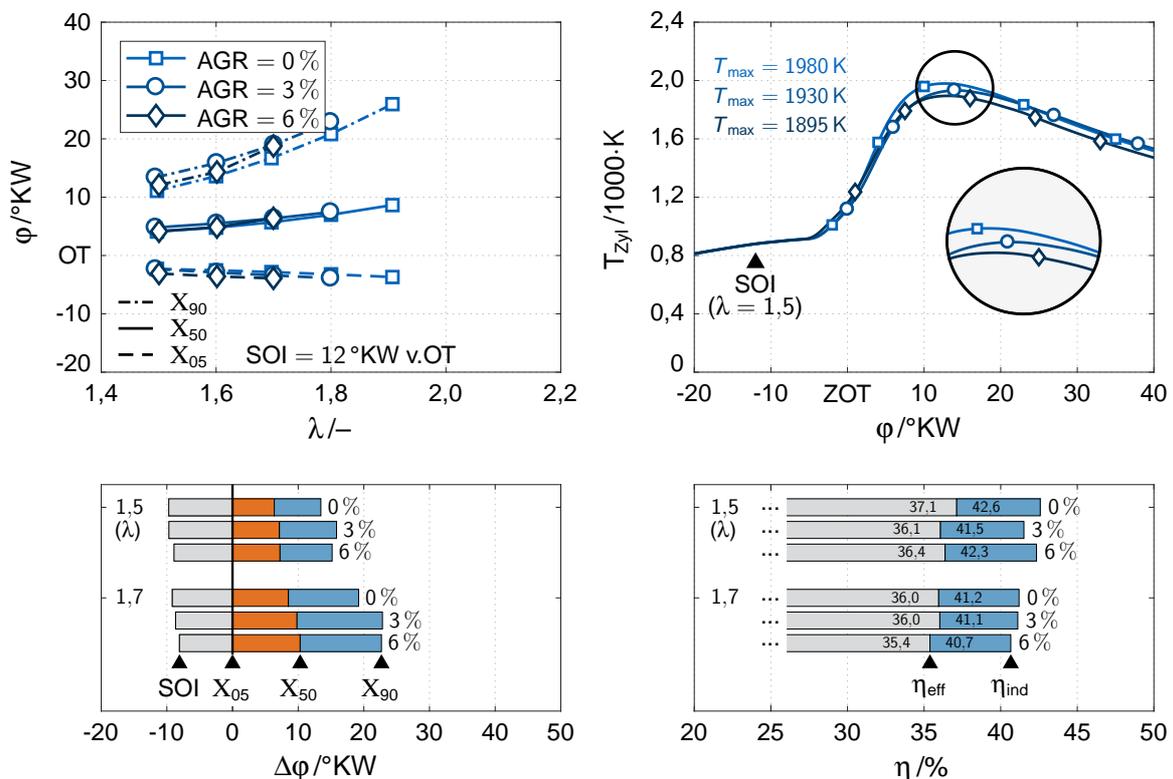


Abbildung 5.8: Links: Analyse der Verbrennung bei Variation der AGR (Einspritzzeitpunkt bei 12°KW v.OT). Rechts: Temperaturverläufe (konstantes Verbrennungsluftverhältnis von 1,5) und Einfluss der Abgasrückführung auf indizierten und effektiven Wirkungsgrad.

5 Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens

Hinsichtlich dem grundsätzlichen Emissionsverhalten zeigt Abbildung 5.9, wie oben bereits angedeutet, zunächst eine deutliche Reduzierung der Stickoxidemissionen bei zunehmender Abgasrückführung und konstantem Luftverhältnis. Bei gleicher Lage der Verbrennung ist diese Tendenz sogar bei abnehmendem Luftüberschuss erkennbar. Hierbei ist insbesondere kein wesentlicher Einfluss auf die THC-Emissionen festzustellen. Bei gleichem Luftverhältnis und Zumischung rückgeführten Abgases wird die Umsetzung der Zylinderfüllung hingegen zunehmend unvollständig, wodurch die, wie oben charakterisiert (vgl. auch Abbildung 5.7), zunächst vom Einspritzzeitpunkt unabhängigen Kohlenwasserstoffemissionen auch bei moderatem Luftüberschuss bereits erheblich ansteigen. Neben dem grundsätzlichen Emissionsverhalten stellt Abbildung 5.9 auch einen prinzipiellen Vergleich der Ladungsverdünnung anhand externer Abgasrückführung oder der Erhöhung des Luftüberschusses dar. Dabei ist zu erkennen, dass die Stickoxidemissionen aufgrund der durch den maximalen Ladedruck gegebenen Betriebsgrenze mithilfe der Abgasrückführung deutlich weiter reduziert werden können als bei Erhöhung des Luftüberschusses. Darüber hinaus zeigt der Vergleich bei konstanten Stickoxidemissionen (bspw. 2 g/m^3) einen deutlich geringeren Anteil unverbrannter Kohlenwasserstoffe bei Zumischung rückgeführten Abgases.

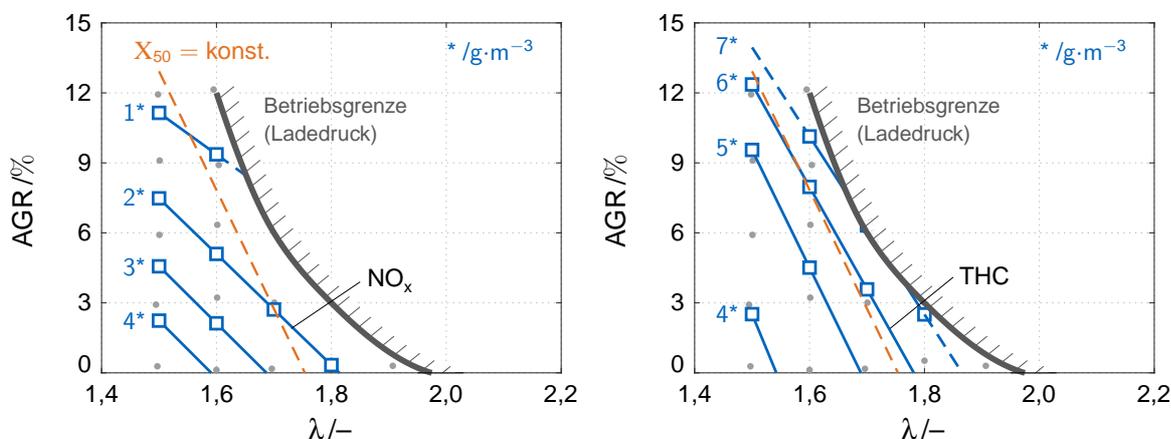


Abbildung 5.9: Emissionsverhalten hinsichtlich der Stickoxid- (links) und THC-Emissionen (rechts) bei Variation der Abgasrückführung sowie des Verbrennungsluftverhältnisses.

Zum Abschluss der Einordnung des grundsätzlichen Betriebsverhaltens wird der Einfluss der Brenngaszusammensetzung untersucht. Hierbei wird der dem Erdgas zugemischte Volumenanteil an Kohlenstoffdioxid verringert, wodurch sich die thermodynamischen Eigenschaften des Brenngases entsprechend verändern. Insbesondere zeigen sich hierbei sowohl eine deutliche Erhöhung des Heizwerts als auch ein Anstieg des stöchiometrischen Luftbedarfs (beides etwa 60 %). Bei gleichem indizierten Mitteldruck und Verbren-

5.3 Beschreibung des grundsätzlichen Betriebsverhaltens

nungsluftverhältnis ergibt sich somit insgesamt ein entsprechend geringerer spezifischer Verbrauch. Der verringerte Inertgasanteil zeigt sich zudem in einer etwas höheren laminaren Brenngeschwindigkeit. Abbildung 5.10 stellt hierzu auf der linken Seite die entsprechende Analyse der Verbrennung dar.

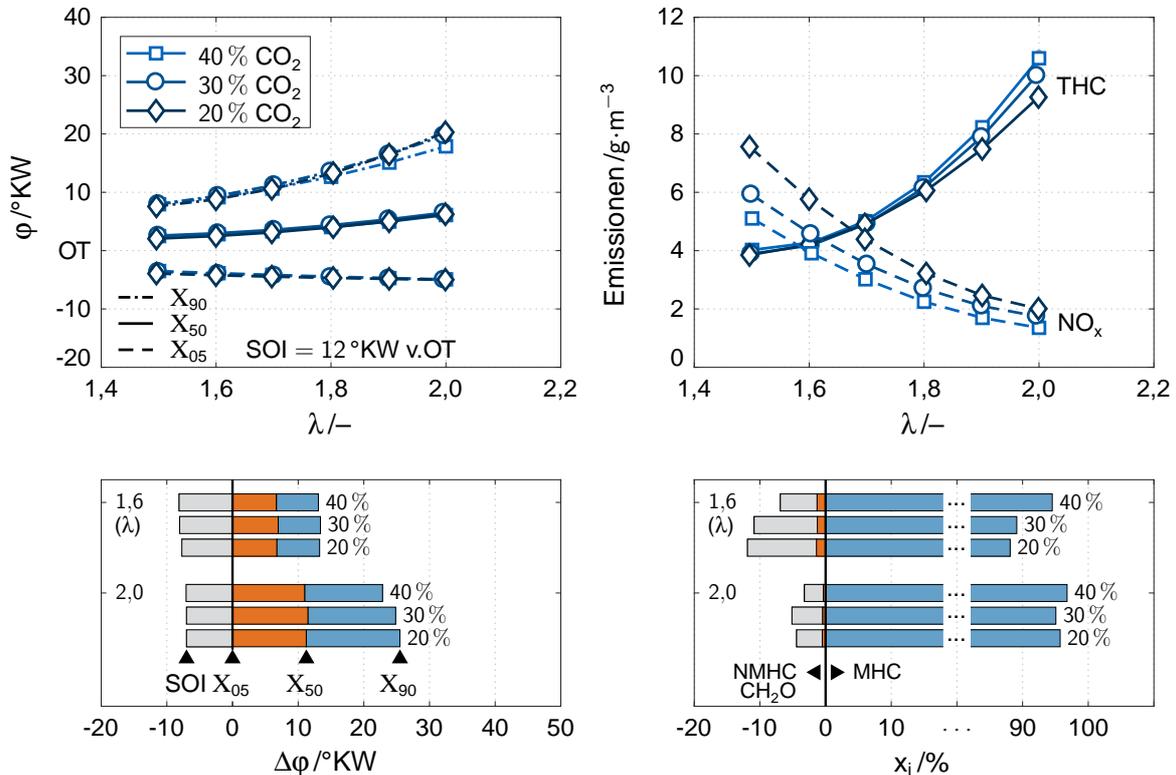


Abbildung 5.10: Variation der Gaszusammensetzung. Links: Detaillierte Analyse der Verbrennung. Rechts: Grundsätzliches Emissionsverhalten (oben) und detaillierte Betrachtung der Kohlenwasserstoffemissionen (unten).

Hinsichtlich Zündverzögerung und Lage des Verbrennungsschwerpunkts ist hierbei kein wesentlicher Einfluss des Inertgasanteils festzustellen. Der Zylinderausbrand ist vor allem bei höherem CO₂-Anteil geringfügig schneller. Die nahezu identische Schwerpunktlage der Verbrennung ermöglicht zudem eine aussagekräftige Beurteilung des Emissionsverhaltens in Abhängigkeit des Verbrennungsluftverhältnisses. Hierbei zeigt sich bei Verringerung der CO₂-Zumischung ein über den gesamten Variationsbereich des Luftverhältnisses deutlich höheres Niveau der Stickoxidemissionen. Bei gleichem Energieinhalt der mit den unterschiedlich zusammengesetzten Brenngasen gebildeten Zylinderfüllung ergibt sich auf der einen Seite zwar eine annähernd gleiche Wärmekapazität der Füllung. Der höhere Inertgasanteil verringert auf der anderen Seite jedoch das Temperaturniveau der chemischen Reaktionen, was folglich zu geringeren Stickoxidemissionen führt. Die THC-Emissionen sind, wie oben bereits beschrieben (vgl. Abbildung 5.7), bis zu einem

vergleichsweise hohen Verbrennungsluftverhältnis von etwa 1,8 nahezu unabhängig von der tatsächlichen Gaszusammensetzung. Bei weiterer Erhöhung des Luftüberschusses zeigt sich schließlich für höhere CO₂-Anteile ein stärkerer Anstieg der Kohlenwasserstoffemissionen.

Ergänzend ist in Abbildung 5.10 (unten rechts) schließlich eine genauere Aufteilung der THC-Emissionen dargestellt. Hierbei wird deutlich, dass insbesondere bei Anhebung des Luftverhältnisses ein wesentlicher beziehungsweise zunehmender Anteil der Kohlenwasserstoffemissionen aus gänzlich unverbranntem Methan besteht. Mit Verringerung des dem Brenngas beigemischten CO₂-Anteils geht tendenziell ein Anstieg der bereits teilreagierten Kohlenwasserstoffe einher. Ergänzend sind an dieser Stelle auch die Formaldehydemissionen (CH₂O) dargestellt. Hierbei zeigt sich, ohne genauerer Analyse der Einflüsse aus der Lage der Verbrennung oder auch der Schadräume des Brennraums (vgl. bspw. [29,30,223,224]), eine überwiegende Abhängigkeit vom globalen Luftüberschuss, oder wie von Vlachos et al. [345] beschrieben vom massengemittelten Temperaturniveau im Brennraum. Ein wesentlicher Einfluss der Brenngaszusammensetzung kann nicht identifiziert werden.

5.4 Wesentliche Einflüsse auf das Zündstrahl-Brennverfahren

5.4.1 Definition der Einspritzstrategie

Wie in Abschnitt 2.1.1 zusammengefasst, haben neben dem Einspritzzeitpunkt auch die insgesamt eingespritzte Kraftstoffmenge sowie das Druckniveau der Zündöleinspritzung einen wesentlichen Einfluss auf das Zündstrahl-Brennverfahren. Die in Abschnitt 5.3 bereits diskutierte Variation des Einspritzzeitpunkts ergänzend, wird im Rahmen der Charakterisierung des Einspritzsystems zunächst eine entsprechende Variation der Zündölmenge und des Einspritzdruckniveaus vorausberechnet. Das Verbrennungsluftverhältnis beträgt hierbei in allen Betriebspunkten 1,5.

Abbildung 5.11 (oben) zeigt die genannte Variation der eingespritzten Zündölmenge bei einem konstanten Einspritzdruckniveau von 1000 bar. Entsprechend der variierenden Einspritzmenge wird die vorgemischte Brenngasmasse zur Darstellung eines konstanten indizierten Mitteldrucks angepasst. Während die Variation der Zündölmenge zunächst nur einen geringen Einfluss auf den Zündverzug andeutet, ist vor allem eine Intensivierung der Hauptverbrennung zu erkennen. Insbesondere die Erhöhung des lokalen Kraftstoffanteils und der somit zur Entflammung der Zylinderfüllung zur Verfügung stehenden Zündenergie führen zu einer schnelleren Verbrennung. Zudem ist die Vergrößerung der Einspritzmenge mit einer höheren turbulenten kinetischen Energie sowie einer Auswei-

tion der initialen Flammenfront verbunden (vgl. Abschnitt 2.1.1), wodurch die Umsetzung des Brenngas/Luft-Gemisches zusätzlich beschleunigt wird. Im rechten oberen Teil der Abbildung sind weiterhin die entsprechenden Zylinderdruckverläufe dargestellt. Die hierbei mit der Erhöhung der Zündölmenge und der folglich intensiveren Verbrennung ansteigenden Druckgradienten sowie das um etwas mehr als 5 bar ansteigende Spitzendruckniveau werden von der Vorausberechnung treffend abgebildet. Auch die Verschiebung des Druckmaximums in Richtung des oberen Totpunkts ist in den Simulationsergebnissen zu erkennen. Die insgesamt über die Dauer der Verbrennung freigesetzte Wärmemenge wird um deutlich weniger als 5 % unterschätzt.

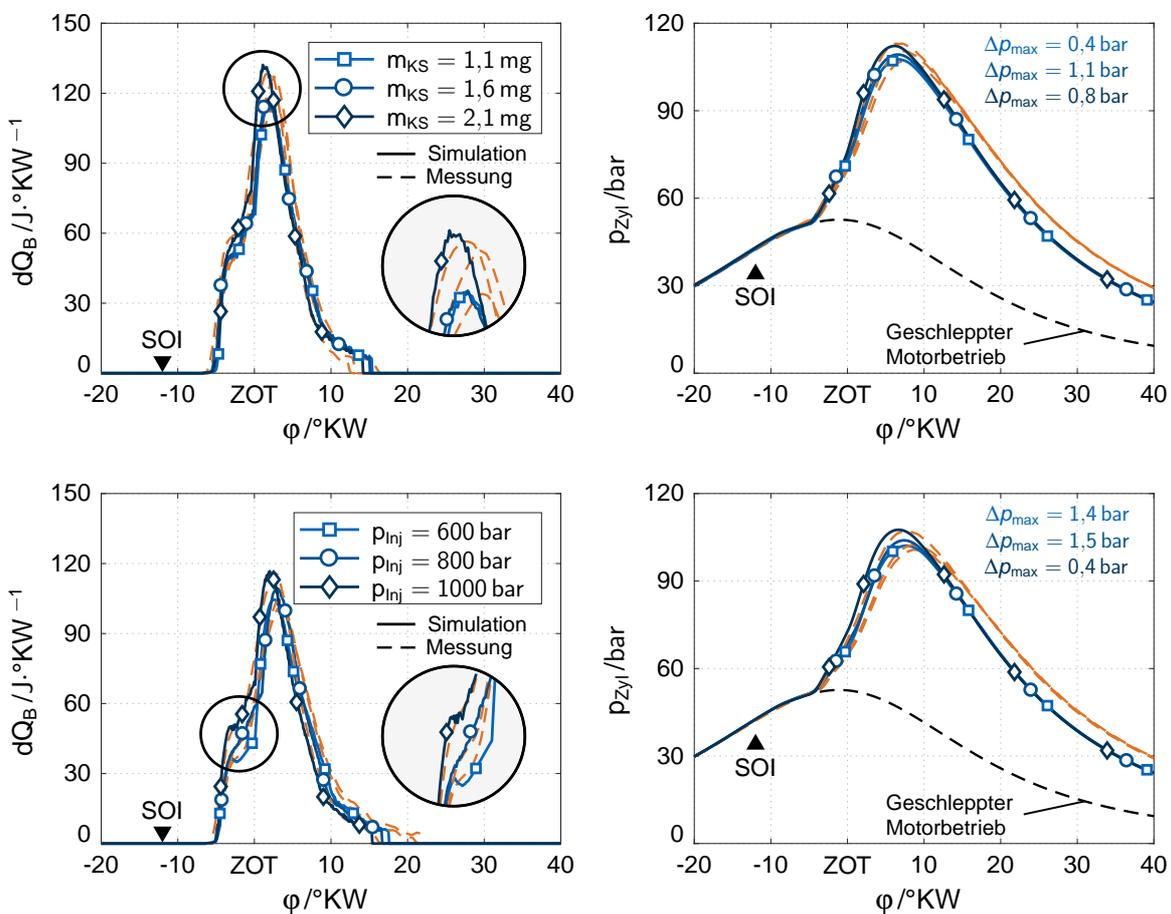


Abbildung 5.11: Simulierte und experimentelle Brennraten und Druckverläufe bei Variation der Zündölmenge (oben) und des Einspritzdrucks (unten).

Der untere Teil der Abbildung 5.11 zeigt die Variation des Einspritzdruckniveaus. Um den Einfluss des Druckniveaus von der eingespritzten Zündölmenge zu entkoppeln, wird die Bestromungsdauer entsprechend auf $175 \mu s$ (600 bar) und $155 \mu s$ (800 bar) angepasst. Mit steigendem Einspritzdruck ist wiederum, insbesondere im ersten Teil beziehungsweise

noch vor dem Übergang auf die vorgemischte Hauptverbrennung, eine Intensivierung der Verbrennung zu erkennen. Die schnellere Umsetzung ist an dieser Stelle auf den feineren Strahlaufbruch und der entsprechend schnelleren Aufbereitung des Zündöls zurückzuführen. Die phänomenologische Vorausberechnung zeigt zudem eine Vergrößerung der initialen Erfassung unverbrannter Zylinderfüllung. Der Modellansatz bildet sowohl die intensivere Verbrennung als auch die steigende maximale Brennrate und die entsprechenden Auswirkungen auf den Zylinderdruckverlauf ab. Der Zylinderausbrand und das Brennende werden hingegen teils deutlich unterschätzt, wodurch sich insbesondere hinsichtlich der insgesamt freigesetzten Wärmemenge eine Abweichung von etwa 10 % ergibt. Wie auch bei der Variation der Zündölmenge werden jedoch die wesentlichen Effekte bezüglich der Wärmefreisetzung und den resultierenden Zylinderdruckverläufen durch den phänomenologischen Modellierungsansatz korrekt wiedergegeben.

Der Vollständigkeit halber sei an dieser Stelle angemerkt, dass das implementierte Wandfilmmodell bei den in diesem Abschnitt berücksichtigten Variationen der Zündöleinspritzung insgesamt nur einen unwesentlichen Einfluss auf die Simulationsergebnisse bezüglich Wärmefreisetzung und Brennraumdruck zeigt. Sofern eine Interaktion der geringen und schnell verbrennenden Zündölmenge mit der Brennraumwand auftritt, wird die Paketgeschwindigkeit deutlich verringert und die Frischgasbeimischung entsprechend verstärkt (vgl. Gleichung 4.21). Insgesamt wird somit ein größerer Anteil des vorgemischten Brenngas/Luft-Gemisches innerhalb der Strahlpakete umgesetzt. Insbesondere bei den am Referenzbrennraum des Versuchsmotors durchgeführten Untersuchungen können die Wandfilmeffekte schließlich vernachlässigt werden.

Um das arbeitsspielindividuelle Einspritzverhalten bei Minimierung der Zündölmenge zu charakterisieren und die Auswirkungen auf den tatsächlichen Motorbetrieb einzuordnen, erfolgt an dieser Stelle eine genauere Untersuchung des Einspritzsystems. Der obere Teil der Abbildung 5.12 zeigt hierzu den schematischen Versuchsaufbau zur Untersuchung des Einspritzverlaufs in Abhängigkeit von Bestromungsdauer und Druckniveau. Wie auch im Motorbetrieb wird der Injektor aus einem den gewünschten Einspritzdruck vorhaltenden Hochdruckspeicher versorgt und entsprechend der Bestromungsprofile des Motorsteuergeräts angesteuert. Die Einspritzung erfolgt in ein Rohrleitungsvolumen, wobei der Gegendruck innerhalb der Rohrwendel mithilfe eines Kolbenspeichers auf 45 bar geregelt wird und somit annähernd den Zylinderdrücken im Bereich der Zündöleinspritzung entspricht. Der beispielsweise von Schuckert et al. [301] beschriebene und auf das von Bosch [41] vorgestellte Messverfahren zurückgehende Versuchsaufbau ermöglicht schließlich die Bestimmung des Einspritzgesetzes anhand eines in der Rohrleitung gemessenen Druckverlaufs. Die erforderliche Schallgeschwindigkeit des Kraftstoffs kann wiederum aus der Laufzeit der von der Einspritzung ausgelösten Druckwelle durch die an

beiden Enden mit einer hochaufgelösten Druckmessung ausgestatteten Rohrleitung bestimmt werden. Die Untersuchungen werden am Injektor des im Versuchsbetrieb druck-indizierten Zylinders durchgeführt, wobei ebenfalls fünfzig einzelne aufeinanderfolgende Einspritzungen aufgezeichnet werden.

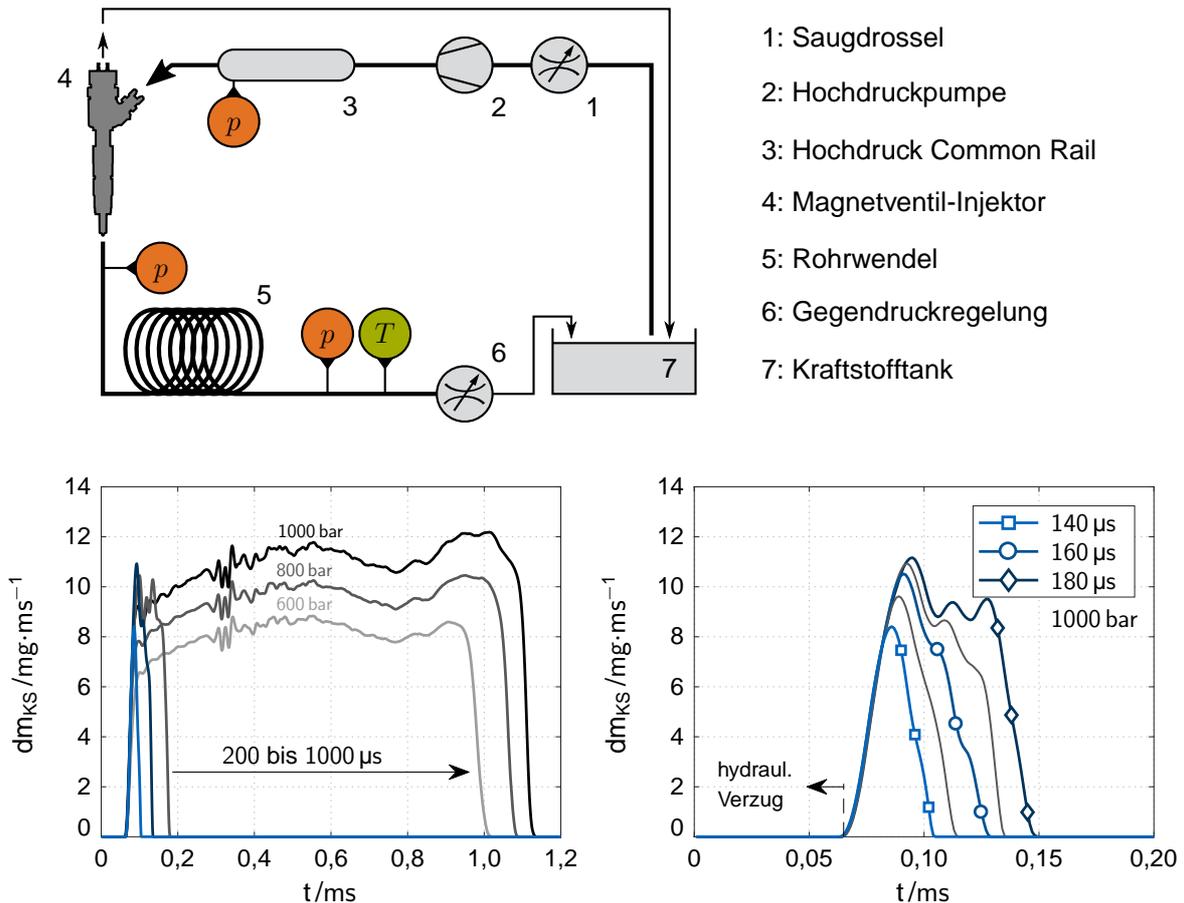


Abbildung 5.12: Charakterisierung des Einspritzsystems anhand einer Vermessung der Einspritzverläufe. Oben: Schematische Darstellung des hydraulischen Versuchsaufbaus. Unten: Gemessene Einspritzverläufe in Abhängigkeit der Bestromungsdauer und des Einspritzdrucks.

Abbildung 5.12 (unten) zeigt charakteristische Einspritzverläufe für verschiedene Bestromungszeiten und Einspritzdrücke. Hierbei ist zunächst ein annähernd konstanter hydraulischer Verzug zu erkennen. Lediglich eine deutliche Verringerung des Einspritzdrucks auf etwa 400 bar (nicht dargestellt) zeigt eine nennenswerte Verlängerung der Verzugszeit. Zudem weisen die fünfzig aufeinanderfolgenden Einspritzungen bei allen untersuchten Kombinationen aus Ansteuerdauer und Einspritzdruck eine geringe Standardabweichung des Einspritzbeginns auf ($< 5\%$). Die Absenkung des Einspritzdruckniveaus führt erwartungsgemäß zu einer ebenfalls geringeren maximalen Einspritzrate. Im Gegensatz

zum Einspritzbeginn zeigt sich hierbei jedoch ein deutlich früherer und etwas verzögerter Schließvorgang des Injektors. Die Verkürzung der Bestromungsdauer bei gleichem Druckniveau zeigt, bis etwa 200 μs , keinen wesentlichen Einfluss auf die maximale Einspritzrate. Entsprechend der kürzeren Ansteuerzeit verkürzt sich lediglich die insgesamt Einspritzdauer. Zudem zeigen die ersten Untersuchungen des Einspritzsystems, dass sich bei den für die Zündöleinspritzung relevanten Ansteuerzeiten von unter 200 μs insbesondere bei geringeren Einspritzdrücken kein stationärer Durchfluss des Injektors ausbilden kann. Die Einspritzungen weisen somit ein zunehmend ballistisches Verhalten auf, bei dem die Düsenadel ihre definierte Endposition nicht einnimmt.

Abbildung 5.13 (oben links) zeigt die aus der Kombination von Bestromungsdauer und Einspritzdruck resultierenden Einspritzmengen. Bei Absenkung des Druckniveaus ist dabei zunächst eine Verlängerung der minimal darstellbaren Ansteuerzeiten zu erkennen, wobei kürzere Bestromungszeiten das zuverlässige Öffnen des Injektors wesentlich beeinträchtigen. Die eingespritzte Kraftstoffmenge kann lediglich für einen Einspritzdruck bis etwa 800 bar auf einen energetischen Anteil von 1 bis 2 % reduziert werden. Ein Energieanteil von etwa 4 % kann hingegen über einen weiten Druckbereich dargestellt werden. Ergänzend zeigt der obere rechte Teil der Abbildung anhand der entsprechenden Standardabweichungen die Reproduzierbarkeit der eingespritzten Kraftstoffmenge. Hierbei ist eine eindeutige Abhängigkeit vom Einspritzdruckniveau zu erkennen, wobei insbesondere bei geringeren Einspritzdrücken deutliche Abweichungen der eingespritzten Kraftstoffmasse einzelner Einspritzungen festzustellen sind. Ein wesentlicher Einfluss der Bestromungsdauer kann an dieser Stelle nicht identifiziert werden. Weiterhin zeigt Abbildung 5.13 neben der Reproduzierbarkeit der Einspritzmenge die sich ergebenden Auswirkungen auf die Stabilität des Motorbetriebs (unten links, $\lambda = 1,5$). Insbesondere die Standardabweichungen des Zylinderspitzen drucks steigen bei Reduzierung des Druckniveaus sowie einer Verkürzung der Einspritzdauer an. Bei gleicher Einspritzmasse oder gleichem energetischen Zündölanteil kann jedoch nur ein geringer Einfluss auf die Betriebsstabilität festgestellt werden. Zudem sind die Standardabweichungen vergleichsweise gering und liegen deutlich unterhalb der in Kapitel 3 definierten Stabilitätsgrenzen des Versuchsbetriebs. Trotz der ansteigenden Abweichungen der Kraftstoffeinspritzung liegt somit keine wesentliche Verschlechterung der Betriebsstabilität vor. Insbesondere zeigt sich an dieser Stelle auch keine wesentliche Beeinträchtigung des Motorbetriebs durch den oben charakterisierten ballistischen Betrieb des Injektors.

Abschließend ist in Abbildung 5.13 (unten rechts) der grundsätzliche Einfluss der Zündölmenge auf die THC- und Rußemissionen bei verschiedenen Einspritzdruckniveaus und wiederum konstantem Verbrennungsluftverhältnis ($\lambda = 1,5$) dargestellt. Hierbei kann kein wesentlicher Einfluss der Einspritzmenge oder des Einspritzdruckniveaus auf die Kohlen-

5.4 Wesentliche Einflüsse auf das Zündstrahl-Brennverfahren

wasserstoffemissionen identifiziert werden. Wie bereits in Abschnitt 5.3 beschrieben, ist ein wesentlicher Anstieg des Emissionsniveaus insbesondere mit einem zunehmenden Luftüberschuss verbunden. Bezüglich der Ruß- beziehungsweise Partikelemissionen ist ebenfalls kein eindeutiger Einfluss der eingespritzten Kraftstoffmenge festzustellen. Die in Abbildung 5.13 mit einem konstanten Faktor von 10 skalierten Messwerte befinden sich hierbei bereits im Bereich der Nachweisgrenze des Messsystems.

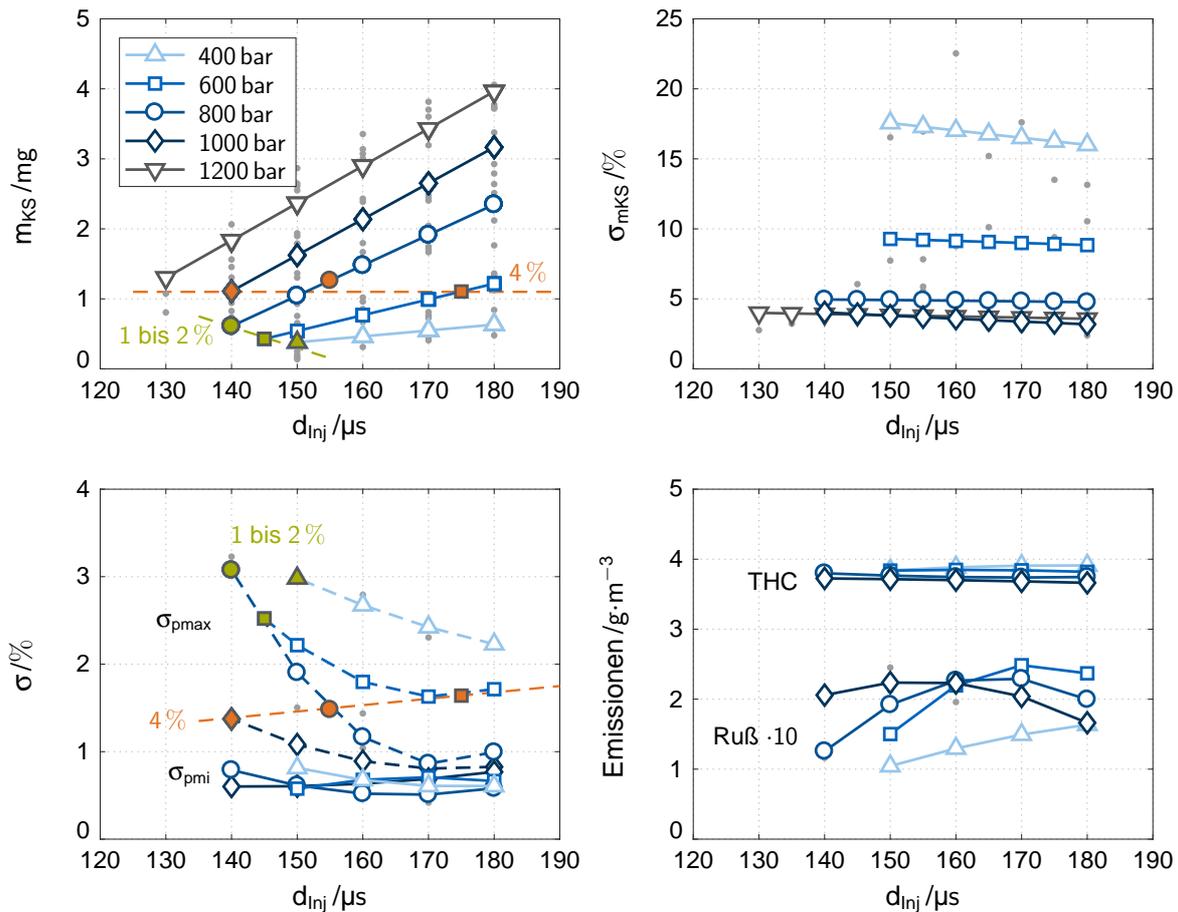


Abbildung 5.13: Oben: Untersuchung der darstellbaren Einspritzmengen und Einordnung der Reproduzierbarkeit. Unten: Einfluss der Mengenvariation auf Betriebsstabilität und charakteristische Schadstoffemissionen (SOI konstant bei 12 °KW v.OT).

Um den Einfluss der Zündölmenge und des Druckniveaus der Kraftstoffeinspritzung auf den Ablauf der Verbrennung zu bewerten, erfolgt basierend auf optischen Aufnahmen des Strahlaufbruchs zunächst eine ergänzende Charakterisierung des Entflammungsverhaltens. Zur genaueren Untersuchung des Einspritzvorgangs wird hierfür eine für optische Aufnahmen zugängliche Einspritzkammer verwendet (vgl. auch [363,378]). Zwar wird der Einfluss der Kraftstoffverdampfung hierbei vernachlässigt, die Dichte des mit Stickstoff

5 Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens

gefüllten Kammervolumens entspricht jedoch charakteristischen Brennraumdrücken in der Nähe des oberen Totpunkts. Der Injektor wird achskongruent zur Kamera (Bildfrequenz 20 kHz, Belichtungszeit $1/56\text{ k s}$) ausgerichtet. Die Bildbelichtung erfolgt über zwei seitlich angeordnete, bildsynchron auslösende Blitzlampen. Zur Identifikation der Strahlkeule wird ein Schwellenwert weißer Pixel von 4 % angewandt.

Abbildung 5.14 zeigt den Ablauf des Einspritzvorgangs für die einem energetischen Kraftstoffanteil von ungefähr 4 % entsprechende Einspritzmenge und Druckniveaus im Bereich von 600 bis 1000 bar. Wie eindeutig zu erkennen ist, dringt der Einspritzstrahl bei der notwendigerweise längerer Bestromungsdauer trotz des um 400 bar geringeren Einspritzdrucks deutlich weiter in das Kammervolumen ein. Dabei zeigt sich anhand der höheren Lichtintensität jedoch auch eine wesentlich höhere Dichte des Strahlkerns, was bei gleicher Kraftstoffmenge auf einen entsprechend schlechteren Aufbruch des Einspritzstrahls schließen lässt. Trotz der unter Brennraumbedingungen zu berücksichtigenden Verdampfung des Zündöls sind im Motorbetrieb schließlich Bereiche mit einer sehr hohen lokalen Kraftstoffkonzentration zu erwarten, wodurch wiederum mehr Zeit für die Bildung eines zündfähigen Gemisches berücksichtigt werden muss. Eine detaillierte Analyse der Verbrennung ist in Abbildung 5.15 sowohl für einen energetischen Zündölanteil von ungefähr 4 % (links) als auch für einen Energieanteil von 1 bis 2 % (rechts) darge-

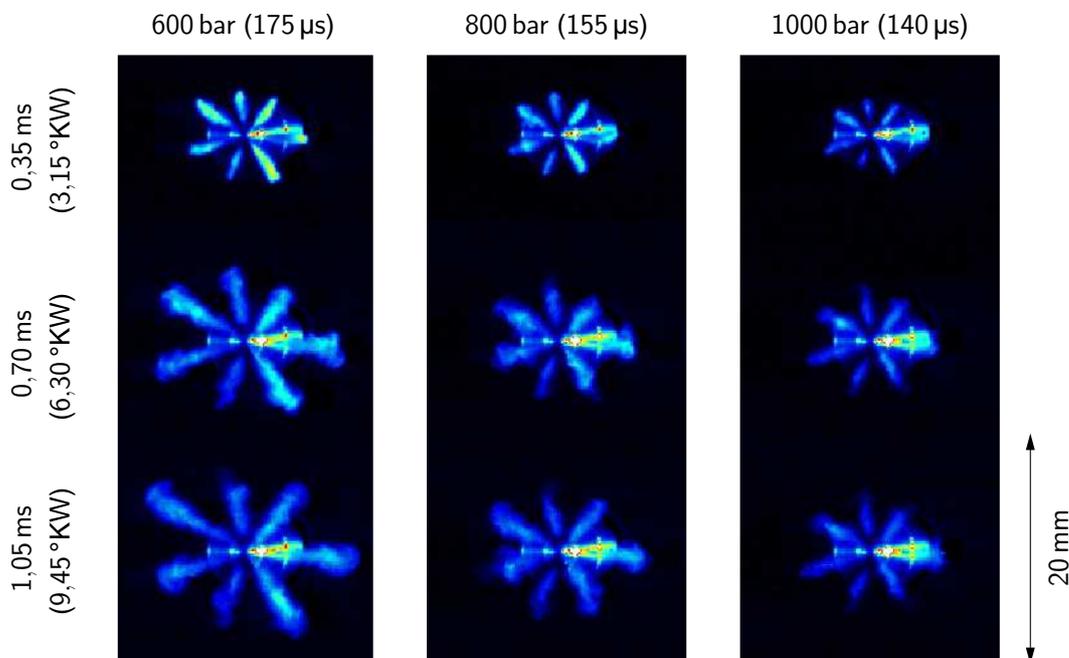


Abbildung 5.14: Ablauf des Einspritzvorgangs für einen Energieanteil von 4 % und Druckniveaus zwischen 600 und 1000 bar. Bezug der Zeitskala auf den Beginn der Injektoransteuerung (angen. Motordrehzahl: 1500 U/min).

stellt. Bei gleicher Einspritzmenge ist hierbei, insbesondere bei geringerem Energieanteil der Zündölspritzung, ein deutlicher Anstieg der Zündverzugszeiten mit Verringerung des Einspritzdrucks zu erkennen. Auch im weiteren Verlauf der Verbrennung zeigt die Absenkung des Druckniveaus eine eindeutige Verzögerung der Kraftstoffumsetzung mit teils wesentlich späteren Schwerpunktlagen und einem erheblich längeren Zylinderausbrand. Schließlich ermöglicht Abbildung 5.15 auch einen grundsätzlichen Vergleich des Verbrennungsablaufs bei gleichem Einspritzdruck (bspw. 600 oder 800 bar) und verschiedenen Zündölanteilen. Hierbei ist bei geringerem Energieanteil der Zündölspritzung ebenfalls eine deutliche Verschleppung sowohl der Entflammung als auch der gesamten Verbrennung zu erkennen.

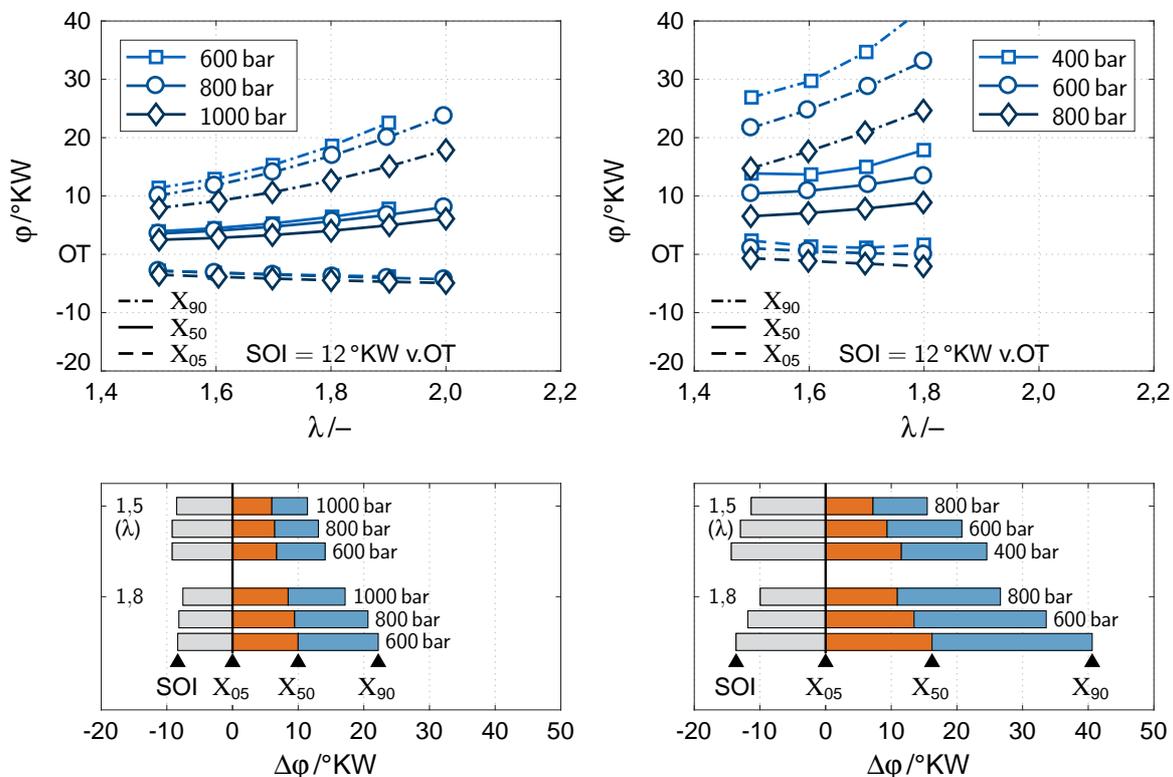


Abbildung 5.15: Detaillierte Analyse der Verbrennung für einen energetischen Zündölanteil von 4 % (links) bzw. etwa 1 bis 2 % (rechts) in Abhängigkeit der entsprechenden Druckniveaus.

Zur Auswahl eines für die nachfolgenden Untersuchungen der Brennraumgeometrie geeigneten Einspritzdruckniveaus sind in Abbildung 5.16, wiederum für verschiedene Energieanteile und Druckniveaus der Zündölspritzung, die Wirkungsgrade (oben) und die Schadstoffemissionen hinsichtlich unverbrannter Kohlenwasserstoffe und Stickoxide (unten) dargestellt. Das Verbrennungsluftverhältnis liegt bei 1,6, da bei dieser Zusammensetzung der Zylinderfüllung globale Wirkungsgradmaxima der einzelnen Variationen in

5 Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens

Abhängigkeit des Einspritzzeitpunkts identifiziert werden können. Insbesondere bei minimiertem Energieanteil und geringem Einspritzdruck ist bei späten Einspritzungen aufgrund der ebenfalls späten Lage der Verbrennung sowie der zunehmend unvollständigen Umsetzung des Brenngas/Luft-Gemisches ein deutlicher Wirkungsgradverlust festzustellen. Insgesamt zeigen sich jedoch sehr ähnliche Wirkungsgradniveaus, wobei der maximal erzielbare effektive Wirkungsgrad bei etwas über 37 % liegt.

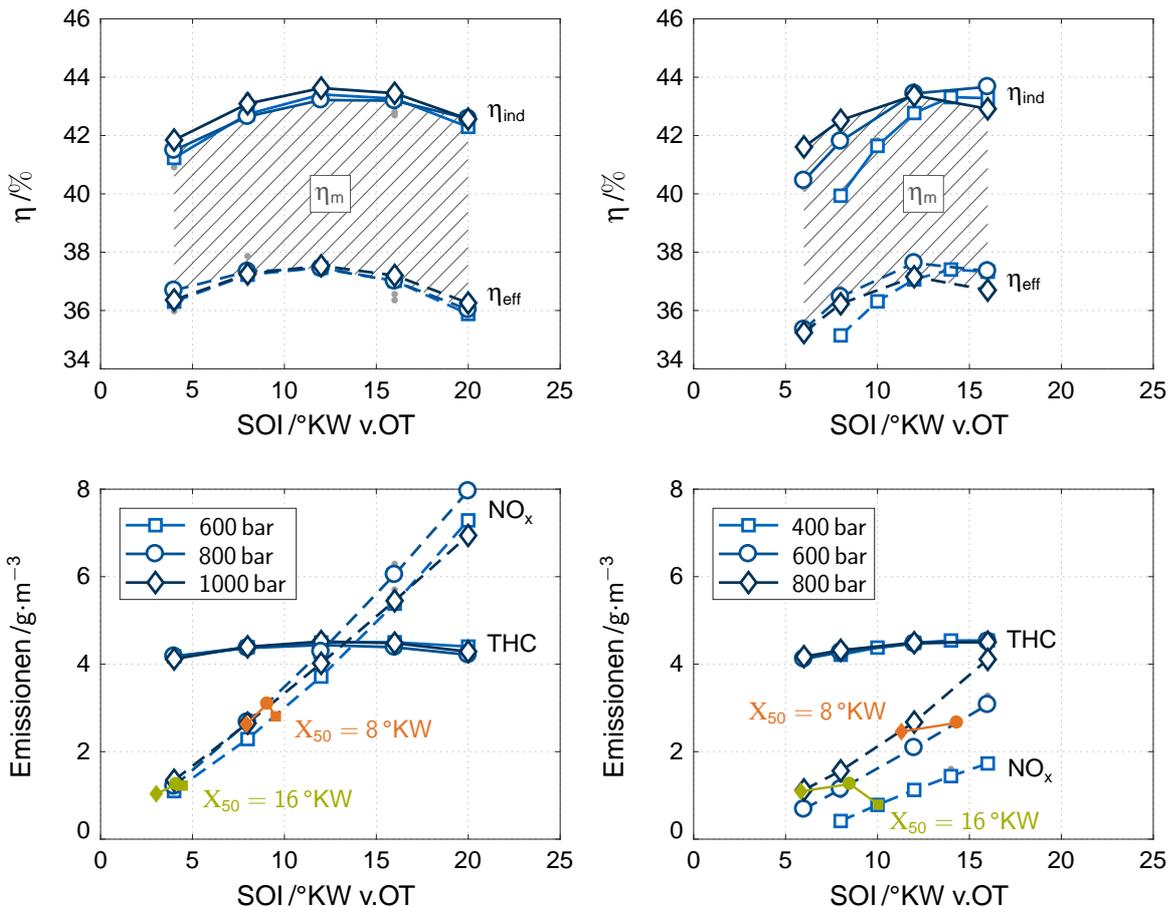


Abbildung 5.16: Vergleich der indizierten und effektiven Wirkungsgrade (oben) sowie der charakteristischen Emissionsniveaus (unten) zur Definition des Druckniveaus der Zündölspritzung (Energieanteil der Einspritzung bei etwa 4 % (links) bzw. 1 bis 2 % (rechts)).

Hinsichtlich der Kohlenwasserstoffemissionen kann für das in Abbildung 5.16 gezeigte Luftverhältnis von 1,6 und den entsprechenden Versuchsbedingungen innerhalb des stabilen Betriebsbereichs kein nennenswerter Einfluss der Zündölspritzung identifiziert werden. Die Stickoxidemissionen werden hingegen wesentlich von der tatsächlichen Verbrennungslage beeinflusst. Bei vergleichbarer Lage des Verbrennungsschwerpunkts zeigt sich für einen energetischen Zündölanteil von etwa 4 % ein tendenziell geringfügiger

Anstieg des Emissionsniveaus mit sinkendem Einspritzdruck. Bei minimaler Einspritzmenge gehen die Stickoxidemissionen hingegen mit Absenkung des Druckniveaus etwas zurück, wobei die Wahl der Schwerpunktlage jedoch zunehmend begrenzt ist. Insbesondere in Verbindung mit der zuverlässigeren Entflammung sowie der deutlich schnelleren Umsetzung der vorgemischten Zylinderfüllung empfiehlt sich somit eine Maximierung des Einspritzdruckniveaus. Da ein Energieanteil im Bereich von 1 bis 2 % bei einem Druckniveau von 1000 bar aufgrund der begrenzten minimalen Ansteuerdauer des Injektors nicht darstellbar ist, wird für die nachfolgenden Untersuchungen der Brennraumgeometrie ein Einspritzdruck von 800 bar gewählt. Zur anwendungsspezifischen Minimierung der für den Motorbetrieb erforderlichen Zündölmenge kann das Druckniveau jedoch reduziert werden.

5.4.2 Einfluss des geometrischen Verdichtungsverhältnisses

Einer der wesentlichen Freiheitsgrade des Brennverfahrens besteht in der Wahl des geometrischen Verdichtungsverhältnisses. Anhand einer vergleichsweise einfachen topfförmigen Kolbenmuldengeometrie (vgl. Abbildung 5.17) wird nachfolgend der grundsätzliche Einfluss der Verdichtung untersucht. Ausgangspunkt ist das Verdichtungsverhältnis des Grundmotors von 17:1, wobei zur Darstellung des jeweils erforderlichen Kompressionsvolumens lediglich die Kolbenmuldentiefe angepasst wird. Insbesondere der kegelstumpfförmige Muldenkragen sowie die Fasen am Einlauf der Kolbenmulde werden hierbei nicht verändert. Auch der im weiteren Verlauf als Kolbenfreigang bezeichnete Ab-

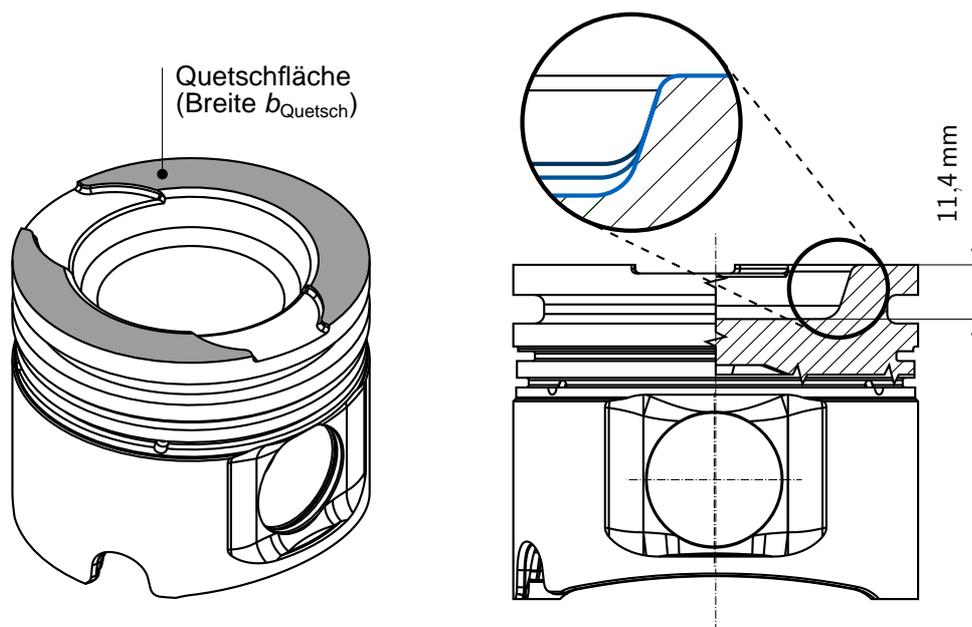


Abbildung 5.17: Variation des geometrischen Verdichtungsverhältnisses anhand der Tiefe einer einfachen topfförmigen Kolbenmulde.

5 Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens

stand zwischen Kolbenkrone und Zylinderkopf im oberen Totpunkt (etwa 0,8 mm) wird nicht verändert, wodurch bei allen Kolbenvarianten ein ähnlicher Einfluss der Quetschströmung auf die Verbrennung zu erwarten ist (vgl. auch Abschnitt 5.4.3). Weiterhin bleibt auch das Kolbenringpaket unverändert. Bei vergleichbarem Feuerstegvolumen ist somit kein wesentlicher Einfluss der Spalt- und Schadräume des Brennraums auf die Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe zu erwarten.

Für die Vorausberechnung des Betriebsverhaltens bei Variation des geometrischen Verdichtungsverhältnisses müssen die für den Wandwärmeübergang relevanten Geometriedaten des Brennraums angepasst werden. Außerdem werden die für das im vorherigen Abschnitt 5.4.1 identifizierte und in den nachfolgenden Untersuchungen des Brennverfahrens angewandte Einspritzdruckniveau von 800 bar vermessenen Einspritzverläufe bedatet. Aufgrund der somit berücksichtigten Veränderung des hydraulischen Verzugs bei verringertem Einspritzdruckniveau werden keine weiteren Anpassungen in der Bedatung des Paketmodells vorgenommen. Im Hauptverbrennungsmodell muss aufgrund der tendenziell langsameren Verbrennung die Modellkonstante der Reaktionsgeschwindigkeit der Flammenzone verringert werden ($K_F = 11$). Die entsprechende Vorausberechnung der Brennraten und Druckverläufe bei Variation des Verdichtungsverhältnisses ist schließlich in Abbildung 5.18 dargestellt. Das Verbrennungsluftverhältnis beträgt wiederum 1,5. Der Einspritzzeitpunkt liegt konstant bei 12 °KW v.OT.

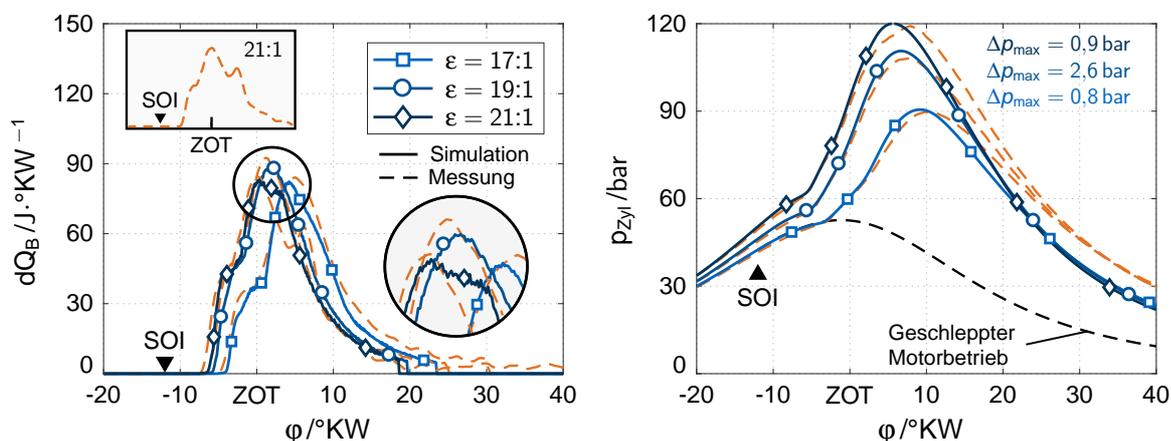


Abbildung 5.18: Vergleich simulierter und experimenteller Brennraten (links) und Zylinderdruckverläufe (rechts) bei Variation des geometrischen Verdichtungsverhältnisses ($\lambda = 1,5$, SOI = 12 °KW v.OT).

Wie in Abbildung 5.18 (links) zu sehen, weicht die vorausberechnete Entflammung des eingespritzten Zündöls von den experimentellen Daten ab. Die Verzögerung des Brennbeginns beträgt hierbei maximal etwa 0,8 °KW, wobei sich auch der weitere Brennverlauf

entsprechend verschiebt. Vor allem die Übergänge zwischen Zündölverbrennung und Einleitung der vorgemischten Hauptverbrennung werden jedoch, wie auch Lage und Niveau der maximalen Brennraten, treffend vorausberechnet. Bei der höchsten im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Verdichtung von 21:1 ist, von den bereits beschriebenen Schwächen in der Vorausberechnung des Zylinderausbrands abgesehen, eine signifikante Abweichung zwischen simulierter und anhand experimenteller Daten ermittelter Wärmefreisetzung zu erkennen. Im Wesentlichen unabhängig von Einspritzzeitpunkt, Zündölmenge oder globalem Luftverhältnis zeigen die Motorversuche hierbei das Auftreten einer unkontrollierten, nicht vom Erfassen durch die Flammenfront ausgelösten, Oxidation unverbrannter Zylinderfüllung (vgl. auch obere Detailansicht Abbildung 5.18, links). Die dargestellte Verbrennungsanomalie kann vom phänomenologischen Modellansatz nicht vorausberechnet werden und beeinträchtigt zudem die nachfolgend diskutierte thermodynamische Analyse der Verbrennung. Bezüglich der Zylinderdruckverläufe werden vor allem die mit der Anhebung des Verdichtungsverhältnisses verbundenen steileren Druckgradienten vor Erreichen des Druckmaximums korrekt wiedergegeben. Auch die Frühverschiebung der Druckmaxima in Richtung des oberen Totpunkts ist in den Simulationsergebnissen zu erkennen, wobei die tatsächliche Lage des maximalen Brennraumdrucks um etwa 1 bis 2 °KW zu nahe am oberen Totpunkt berechnet wird. Die maximale Abweichung der Zylinderspitzendrücke beträgt etwa 2 %.

Abbildung 5.19 zeigt auf der linken Seite eine detaillierte Analyse der Verbrennung bei Variation des Verdichtungsverhältnisses. Bereits über die Kompressionsphase ist die Anhebung der Verdichtung grundsätzlich mit einem schnelleren Druckanstieg und einem entsprechend höheren Temperaturniveau im Brennraum verbunden. Somit ist auch über den gesamten Variationsbereich des Luftverhältnisses eine deutliche Verkürzung der Zündverzugszeit festzustellen. Während sich bei Erhöhung der Verdichtung auf 19:1 erwartungsgemäß eine auch über die gesamte Brenndauer schnellere Umsetzung der Zylinderfüllung zeigt, wird die thermodynamische Analyse der Verbrennung bei einer Verdichtung von 21:1 aufgrund der oben beschriebenen Verbrennungsanomalie erheblich beeinträchtigt. Die dargestellten Ergebnisse sind somit bezüglich der Verdichtung von 21:1 nur bedingt vergleichbar. Weiterhin ist in Abbildung 5.19 (rechts) eine detaillierte Analyse der jeweiligen Wirkungsgradniveaus dargestellt. Wie auch bei der Identifikation der Einspritzstrategie in Abschnitt 5.4.1 liegt das Luftverhältnis bei 1,6, wobei globale Wirkungsgradmaxima der einzelnen Brennraumvarianten identifiziert werden können. Vor allem bei den maximalen indizierten Wirkungsgraden kann kein wesentlicher Einfluss der Verdichtung festgestellt werden. Aufgrund der mit der Verdichtung zunehmenden mechanischen Verluste ergeben sich jedoch insbesondere bei einem Verdichtungsverhältnis von 21:1 geringere effektive Wirkungsgrade. Eine genauere Analyse der

5 Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens

einzelnen Wirkungsgradverluste zeigt zudem, dass der mit einer Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses verbundene Anstieg des theoretischen Wirkungsgrads insbesondere aufgrund deutlich höherer Wandwärmeverluste verringert wird. Die Wandwärmeverluste steigen wiederum einerseits durch das höhere Temperaturniveau im Brennraum an. Andererseits ergibt sich bei Anhebung des Verdichtungsverhältnisses ein zunehmend ungünstiges Verhältnis aus Brennraumoberfläche und -volumen, wodurch sich die Wandwärmeverluste ebenfalls erhöhen. Die entsprechend der kürzeren Brenndauer geringeren Wirkungsgradverluste der realen Verbrennung werden dabei deutlich überkompensiert. Insgesamt sind somit für die Verdichtungsverhältnisse von 17:1 und 19:1 annähernd übereinstimmende effektive Wirkungsgradniveaus festzustellen.

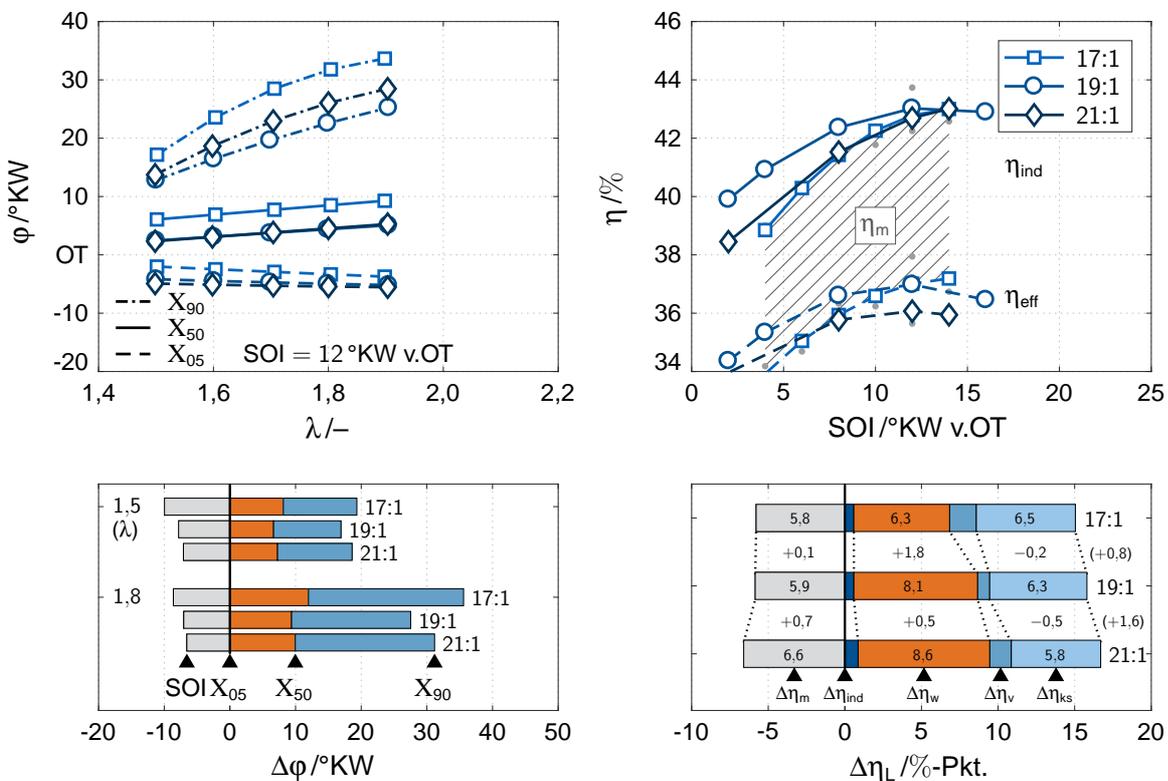


Abbildung 5.19: Detaillierte Analyse der Verbrennung (links) sowie der Wirkungsgrade und Verluste (rechts, $\lambda = 1,6$ bzw. $\text{SOI} = 12^{\circ}\text{KW v.OT}$) bei Variation des geometrischen Verdichtungsverhältnisses.

Abbildung 5.20 zeigt den Einfluss des geometrischen Verdichtungsverhältnisses auf die THC- und Stickoxidemissionen. Das Luftverhältnis liegt wiederum bei 1,6. Bei dem in Abschnitt 5.4.1 identifizierten Einspritzdruckniveau von 800 bar werden hierbei sowohl ein energetischer Zündölanteil von etwa 4 % (links) als auch ein Energieanteil von 1 bis 2 % (rechts) berücksichtigt. Die THC-Emissionen korrelieren auch an dieser Stelle überwiegend mit dem im Brennraum vorhandenen Luftüberschuss und sind sowohl vom Zeit-

punkt als auch der Menge der Zündöleinspritzung weitestgehend unabhängig. Aufgrund des Einflusses auf das Temperaturniveau im Brennraum ergibt sich aus der Variation des Verdichtungsverhältnisses jedoch ein erheblicher Einfluss auf das Emissionsniveau der Stickoxide. Insbesondere zeigt sich bei gleichem Einspritzzeitpunkt eine annähernde Verdoppelung der Rohemissionen. Auch bei gleicher Lage der Verbrennung sind ohne ausgeprägte Abhängigkeit vom energetischen Anteil der Zündöleinspritzung sowohl ein höheres Temperaturniveau als auch ein entsprechender Anstieg der Stickoxidemissionen festzustellen. Da die Erhöhung der Verdichtung einerseits keinen wesentlichen Wirkungsgradvorteil erkennen lässt, andererseits jedoch ein höheres Emissionsniveau an Stickoxiden berücksichtigt werden muss, wird das Verdichtungsverhältnis des Grundmotors nicht weiter angehoben. Die nachfolgend beschriebenen Untersuchungen der Kolben- beziehungsweise Brennraumgeometrie erfolgen somit bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 17:1.

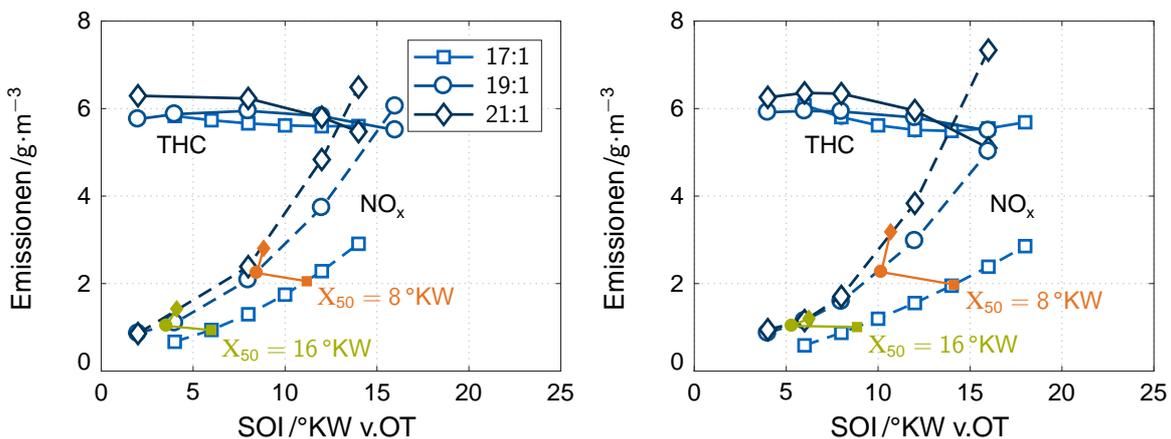


Abbildung 5.20: Emissionsniveaus hinsichtlich THC und Stickoxiden bei Variation der Verdichtung und unterschiedlichen energetischen Zündölanteilen (links etwa 4%, rechts 1 bis 2%) sowie einem Luftverhältnis von 1,6.

5.4.3 Untersuchung der Kolben- bzw. Brennraumgeometrie

Neben dem Verdichtungsverhältnis hat vor allem die Brennraumgeometrie, aufgrund des flachen Zylinderkopfs im Wesentlichen durch die Kolbenform definiert, einen erheblichen Einfluss auf den Brennverlauf und somit auf die darstellbare Wirkungsgrad- und Emissionscharakteristik des Brennverfahrens. Die bei den bereits diskutierten Untersuchungen des Zündstrahl-Brennverfahrens eingesetzte phänomenologische Vorausberechnung des Betriebsverhaltens ist an dieser Stelle nicht anwendbar. Zum einen ist das implementierte Wandfilmmodell nicht in der Lage die erhebliche Interaktion des Einspritzstrahls mit der Kolbenoberfläche einiger der nachfolgend diskutierten Geometrievarianten abzubilden. Zum anderen verfolgt die Auslegung weiterer Kolbenvarianten das Ziel eines

gezielten Aufbruchs der drallbehafteten Zylinderströmung in turbulente kinetische Energie. Anhand des vergleichsweise einfachen Turbulenzmodells des Modellansatzes kann das Zusammenspiel aus Aufbruch der Drallströmung in Turbulenz und dem entsprechenden Einfluss auf die Verbrennung nicht charakterisiert werden. Um dennoch eine aussagekräftige Bewertung der einzelnen Brennraumgeometrien durchführen zu können, werden diese zunächst mithilfe dreidimensionaler CFD-Simulationen des Ladungswechsels modelliert und schließlich anhand charakteristischer Ausprägungen des Strömungsfeldes verglichen. Der Modellaufbau entspricht hierbei dem in Abschnitt 3.4.2 beschriebenen Vorgehen. Insbesondere die erforderlichen Druck- und Temperaturrandbedingungen werden von einem am Versuchsträger vermessenen Referenzpunkt übernommen. Die Gemischtemperatur am Einlass beträgt hierbei $60\text{ }^{\circ}\text{C}$, die Abgastemperatur $370\text{ }^{\circ}\text{C}$. Das absolute Ladedruckniveau liegt bei 1,2 bar.

Abbildung 5.21 vergleicht wesentliche Kenngrößen des turbulenten Strömungsfeldes der Seriengeometrie des Versuchsträgers und einer topfförmigen Referenzgeometrie. Die Ergebnisse stellen hierbei entsprechend der Massenanteile der diskreten Kontrollvolumina gebildete Mittelwerte dar. Unabhängig von der tatsächlichen Kolbenform ist gegen Ende der Kompression eine deutliche Zunahme der Drallintensität zu erkennen. Das makroskopische Strömungsfeld der dargestellten Varianten stimmt hinsichtlich des mittleren Geschwindigkeits- und Drallniveaus weitestgehend überein. Über den Verlauf der Kompression zeigt die topfförmige Geometrie ein deutlich höheres Turbulenzniveau, welches im Bereich der Zündöleinspritzung entsprechend stärker dissipiert. Insbesondere im Zentrum des Brennraums (Kontrollvolumen um die Injektorspitze, Radius 20 mm) weist die topfförmige Geometrie aufgrund der deutlich homogeneren räumlichen Verteilung der TKE jedoch ein durchweg etwas höheres Turbulenzniveau auf.

Am Beispiel der bereits beschriebenen vergleichsweise einfachen topfförmigen Kolbengeometrie verdeutlicht Abbildung 5.22 den grundsätzlichen Einfluss der Kolbenkrone beziehungsweise des Quetschbereichs, wobei sowohl die Variation des Kolbenfreigangs (oben) als auch der Quetschfläche (unten, vgl. auch Abbildung 5.17) berücksichtigt wird. Grundsätzlich zeigt sich sowohl bei einer Vergrößerung des Freigangs als auch bei einer Verkleinerung der Quetschfläche eine deutliche Abschwächung der Quetschströmung in Richtung der Kolbenmulde, welche vorrangig an einer Absenkung des mittleren Drallniveaus zu erkennen ist. Insbesondere bei einer schmalen Kolbenkrone und einer entsprechend kleinen Quetschfläche zeigt sich somit auch ein wesentlich geringeres Geschwindigkeitsniveau im Brennraum. Die in Abbildung 5.21 (unten rechts) dargestellte räumliche Verteilung der Turbulenz wird durch die Variation des Kolbenfreigangs nicht beeinflusst. Das Niveau der turbulenten kinetischen Energie skaliert somit nahezu linear mit der Vergrößerung des minimalen Abstands zwischen Kolbenkrone und Zylinderkopf.

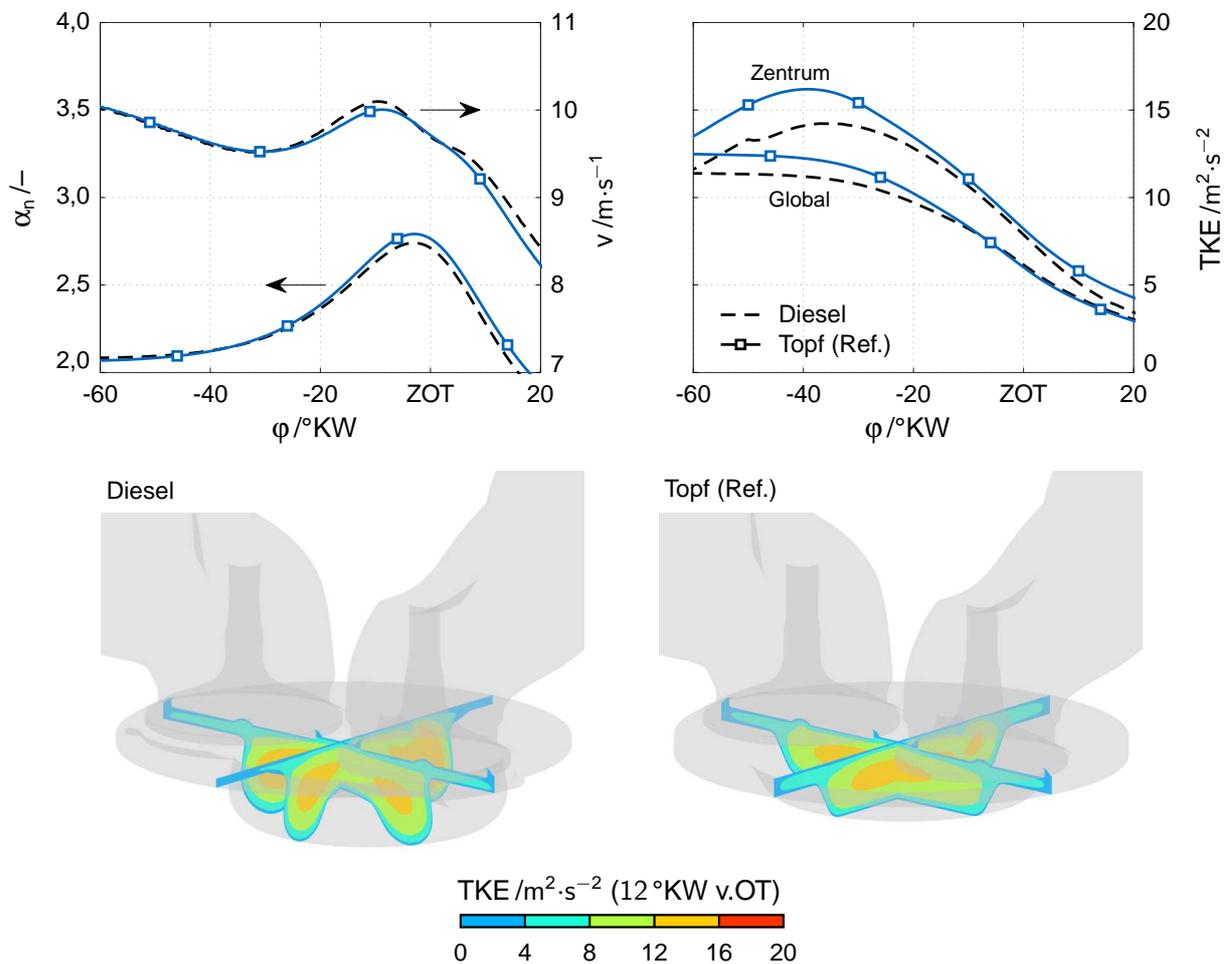


Abbildung 5.21: Charakteristische Kenngrößen des turbulenten Strömungsfeldes der Seriengeometrie des Versuchsträgers und einer topfförmigen Referenzgeometrie.

Bei konstantem Verdichtungsverhältnis muss sowohl bei der Variation des Freigangs als auch bei der Variation der Quetschfläche die Kolbenmuldentiefe angepasst werden. Bei gleichbleibendem Flankenwinkel des Muldenkragens (vgl. auch Abbildung 5.17) erfordert die Variation der Quetschfläche zudem eine Anpassung des mittleren Muldendurchmessers. Das höhere Geschwindigkeitsniveau korreliert an dieser Stelle wiederum mit einem deutlichen Anstieg des Niveaus der turbulenten kinetischen Energie. Bei einer Vergrößerung der Quetschfläche stellt die deutlich tiefere Kolbenmulde jedoch tendenziell einen unvorteilhaften Brennraum dar. Hier werden die Zündöleinspritzung und schließlich auch die Ausbreitung der Flamme bereits frühzeitig gestört. Zudem ist aufgrund des ungünstigeren Verhältnisses aus Oberfläche und Volumen (A/v) des Brennraums ein Anstieg der Wandwärmeverluste zu erwarten.

5 Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens

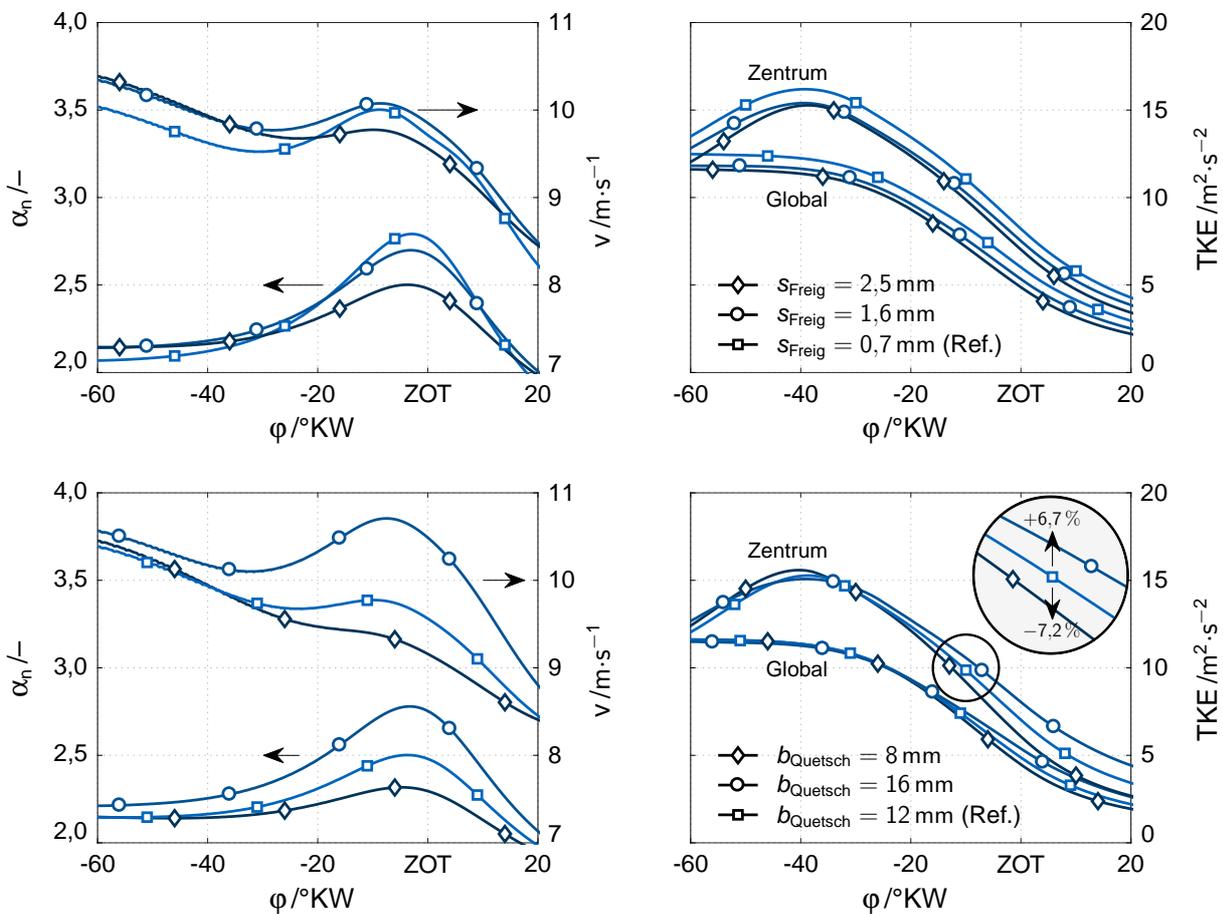


Abbildung 5.22: Kenngrößen des Strömungsfeldes bei Variation des Kolbenfreigangs (oben) und der Quetschfläche (unten) eines topfförmigen Kolbens.

Weiterhin stellt Abbildung 5.23 ausgewählte Brennraumtopologien gegenüber. Hierbei ist einerseits eine hinsichtlich dem Verhältnis aus Oberfläche und Volumen des Brennraums optimierte linsenförmige Variante dargestellt. Bei konstantem Kolbenfreigang können die Wandwärmeverluste entsprechend verringert werden. Die Quetschfläche muss im Vergleich zur topfförmigen Referenz jedoch deutlich verkleinert werden. Zudem ist eine auf Turbulenzerzeugung ausgelegte Kolbenvariante dargestellt (vgl. auch Abbildung 5.25.b). Die um die Zylinderachse rotierende Drallströmung wird hier anhand von Strömungskanten innerhalb der Kolbenmulde gezielt gestört und in kleinskalige Wirbel aufgebrochen. Folglich kann die Faltung der Flammenfront (vgl. bspw. auch Abbildung 4.2) beschleunigt und eine schnellere und vollständigere Umsetzung des vorgemischten Biogas/Luft-Gemisches auch bei hohem Luftüberschuss erzielt werden. Der Kolbenfreigang stimmt wiederum mit jenem der Referenz überein. Auch die Quetschfläche ist vergleichbar mit jener der Referenz.

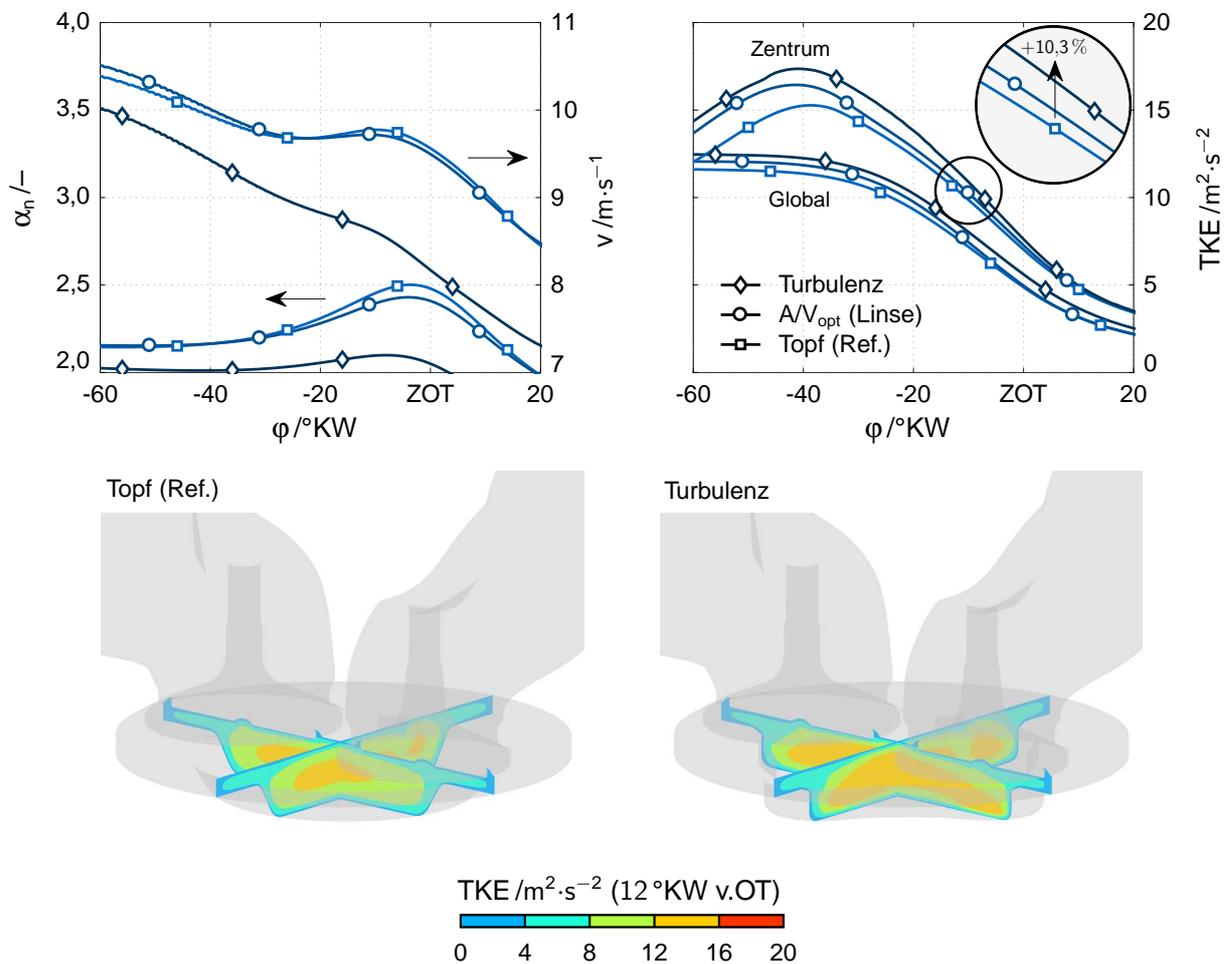


Abbildung 5.23: Oben: Kenngrößen des Strömungsfeldes bei Variation der Brennraumtopologie. Unten: Räumliche Verteilung der TKE bei einer topfförmigen (links) und einer zur Turbulenzerzeugung ausgelegten (rechts) Kolbenvariante.

Vor allem im Bereich der Zündöleinspritzungen zeigen die Kenngrößen des turbulenten Strömungsfeldes keinen wesentlichen Unterschied zwischen topfförmiger Referenzgeometrie und der bezüglich dem A/v -Verhältnis optimierten linsenförmigen Kolbenform. Ein größerer Einfluss der Brennraumtopologie wird hingegen bei der zur Turbulenzerzeugung optimierten Kolbengeometrie sichtbar. Geschwindigkeits- und Drallniveau im Zylinder liegen hierbei bereits über dem Verlauf der Kompression deutlich unterhalb der Referenz. Zudem ist die charakteristische Intensivierung der Drallströmung gegen Ende der Kompression wesentlich schwächer. Die um die Zylinderachse rotierende Strömung wird folglich zu einem erheblichen Teil in kleinskalige Wirbel aufgebrochen, wodurch das TKE-Niveau entsprechend um etwa 10 % ansteigt. Im unteren rechten Teil der Abbildung 5.23

5 Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens

ist zudem zu erkennen, dass die vergleichsweise weiche Form der Strömungskanten (vgl. auch Abbildung 5.25.b) einen Zerfall der Zylinderinnenströmung auf der Kolbenoberfläche verhindert. Die Strömung wird in Richtung des Brennraumzentrums umgelenkt wo sie durch Kollision der einzelnen Stromlinien zerfällt.

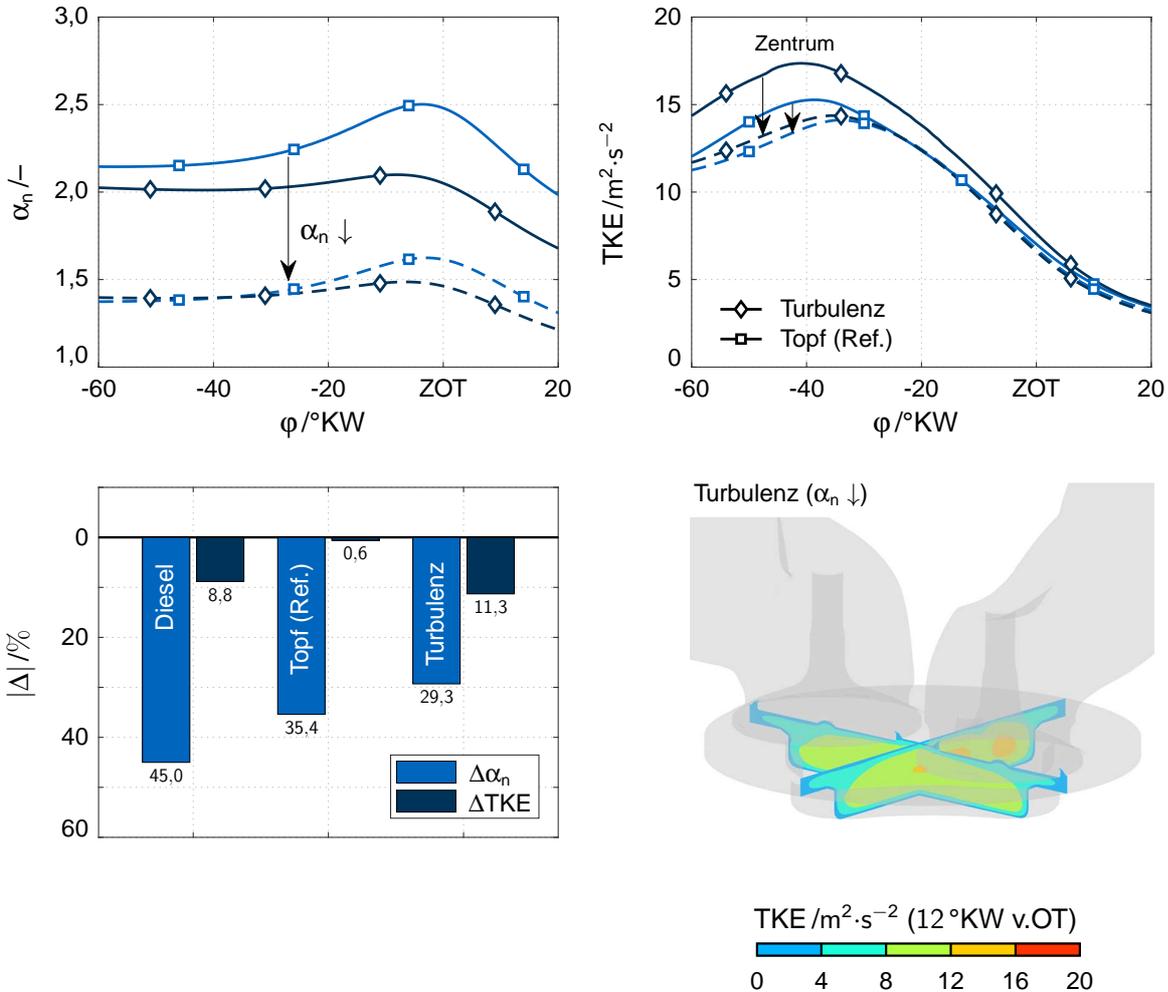


Abbildung 5.24: Einfluss der Drallintensität auf das Turbulenzniveau im Brennraum. Oben: Kenngrößen des Strömungsfeldes. Unten: Bewertung der einzelnen Brennraumformen (links) und räumliche Verteilung der turbulenten kinetischen Energie bei reduziertem Drall (rechts).

Das Zündstrahl-Brennverfahren ist aufgrund des geringen Diffusionsanteils an der Verbrennung weit weniger von einer intensiven Rotation der Zylinderströmung abhängig. Aus diesem Grund wird ergänzend der Einfluss der Drallintensität auf das Turbulenzniveau im Brennraum untersucht. Hierzu wird die für den Dieselmotor typische Drallkante im Volumenmodell des Einlasskanals modifiziert (vgl. auch Abschnitt 5.4.5). Der Einfluss des deutlich geringeren Drallniveaus auf das Niveau der turbulenten kinetischen Energie ist in

Abbildung 5.24 (oben) dargestellt. Wie eindeutig zu erkennen, weist insbesondere die auf Turbulenzerzeugung ausgelegte Kolbenform eine ausgeprägte Abhängigkeit von der Intensität der rotierenden Strömung auf. Vor allem im Bereich der Zündöleinspritzung ist die topfförmige Geometrie bezüglich der Turbulenzerzeugung hingegen nahezu unabhängig vom globalen Geschwindigkeitsfeld. Wie im unteren Teil der Abbildung 5.24 zu erkennen, zeigt die explizit mit Strömungskanten versehene Kolbengeometrie bei Absenkung des Drallniveaus eine Verringerung des Turbulenzniveaus um etwas über 11 %. Hinsichtlich der Steigerung der turbulenten kinetischen Energie bietet die aufwändige Kolbengeometrie somit keinen Vorteil gegenüber den übrigen Kolbenformen, auch wenn sich die Turbulenz weiterhin homogen im gesamten Brennraum verteilt (vgl. Abbildung 5.24, unten rechts).

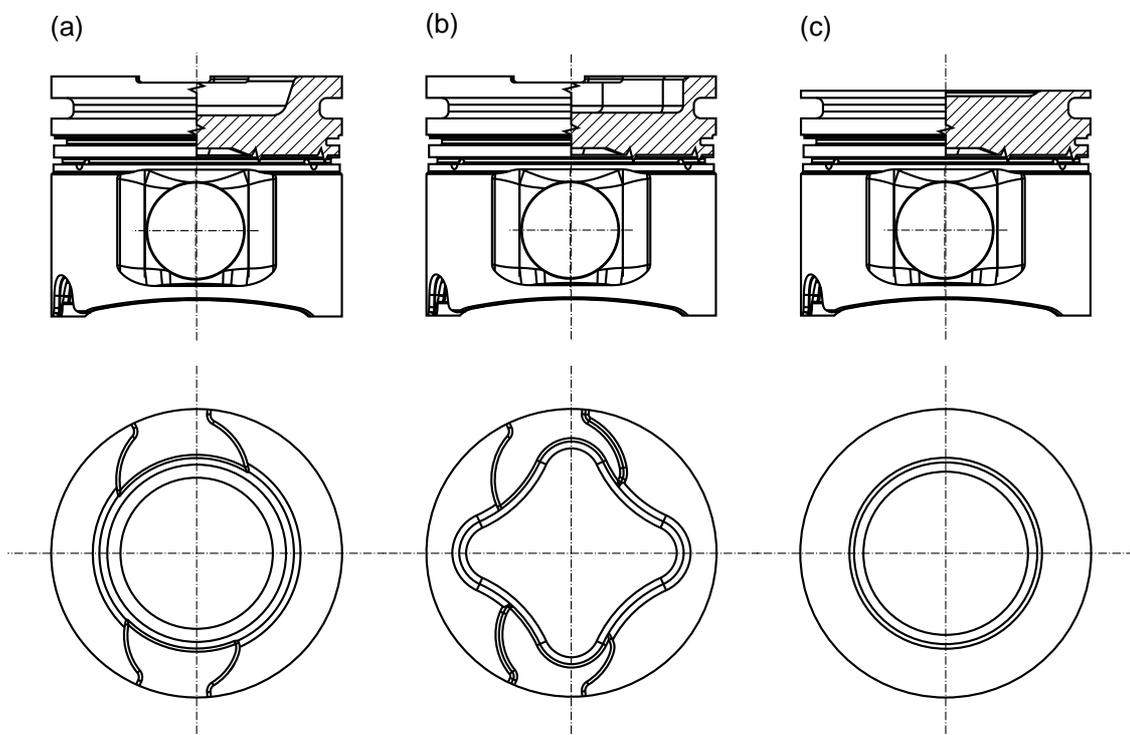


Abbildung 5.25: Darstellung der neben der Seriengeometrie des Versuchsträgers experimentell untersuchten Kolbengeometrien.

Zusammenfassend kann an dieser Stelle festgehalten werden, dass hinsichtlich der Maximierung der turbulenten kinetischen Energie der Zylinderfüllung eine Kombination aus geringem Kolbenfreigang und einer mit Strömungskanten versehenen Kolbenmulde zielführend ist. Das Drallniveau kann durch die Drallkante im Einlasskanal variiert werden und lässt anhand der dargestellten Simulationsergebnisse, insbesondere bei vergleichsweise einfachen symmetrischen Brennräumen, auf keine wesentlich nachteiligen Aus-

5 Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens

wirkungen auf die Verbrennung schließen. Basierend auf der beschriebenen simulativen Vorauswahl werden nachfolgend die in Abbildung 5.25 dargestellten Kolbengeometrien experimentell untersucht. Alle Geometrien verfügen hierbei über eine zentrisch angeordnete Kolbenmulde. Der Kolbenfreigang orientiert sich bei den Varianten (a) und (b) am Freigang des Serienkolbens des Versuchsträgers und beträgt etwa 0,7 mm. Als Ergänzung wird eine weitere Variante (c) mit deutlich vergrößertem Kolbenfreigang (+4,25 mm) beziehungsweise entsprechend verkleinertem Feuerstegvolumen berücksichtigt. Anhand des somit annähernd scheibenförmigen Brennraums wird die Möglichkeit zur Verbesserung des Zylindersausbrands und entsprechend zur Verringerung der im Schadvolumen des Feuerstegs entstehenden Kohlenwasserstoffemissionen untersucht.

Die ausgewählten Kolbenvarianten werden nachfolgend hinsichtlich des Ablaufs der Verbrennung sowie ihrer Wirkungsgrad- und Emissionscharakteristik jeweils mit der Seriegeometrie des Versuchsträgers verglichen. Das Druckniveau der Zündöleinspritzung liegt, wie in Abschnitt 5.4.1 diskutiert, bei 800 bar. Der energetische Anteil der Zündöleinspritzung beträgt zur Darstellung breiterer Variationsbereiche 4 %. Abbildung 5.26 (links)

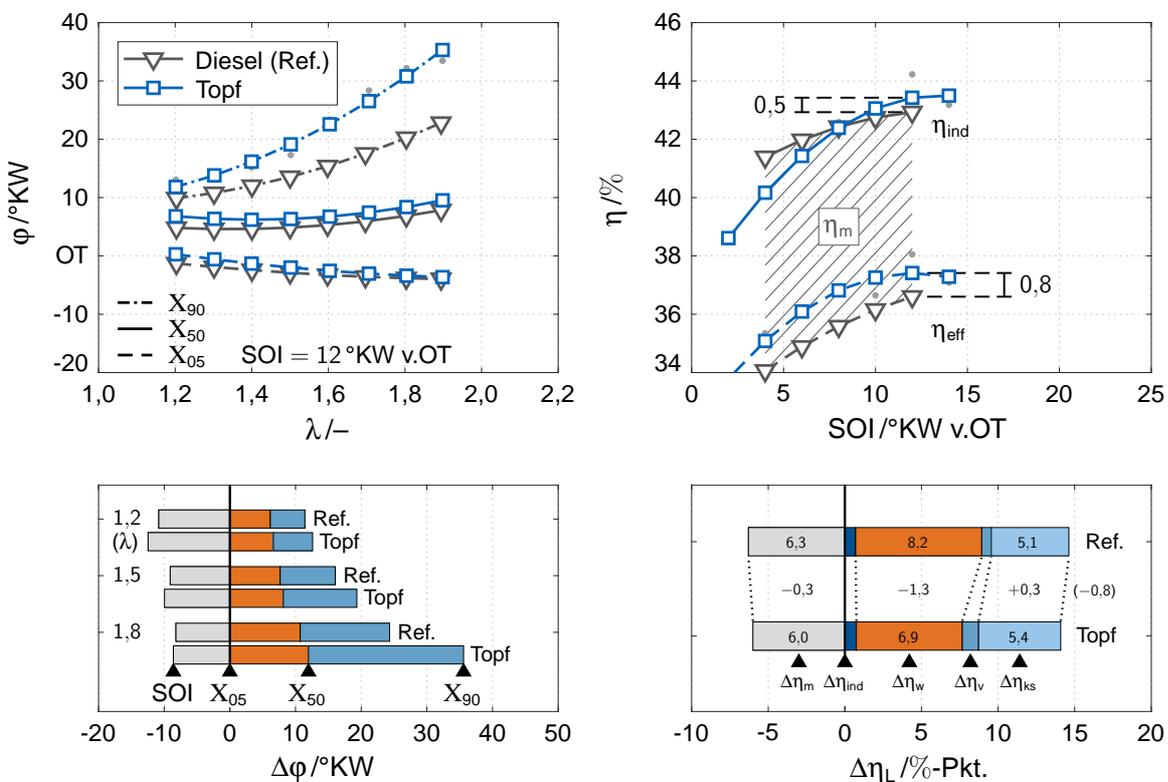


Abbildung 5.26: Detaillierte Analyse der Verbrennung (links) sowie der Wirkungsgrade und Verluste (rechts, $\lambda = 1,5$ bzw. SOI = 12 $^{\circ}\text{KW}$ v.OT) der topfförmigen Kolbenvariante (energetischer Zündölanteil 4 %, 800 bar).

zeigt zunächst die detaillierte Analyse der Verbrennung für die topfförmige Kolbenvariante. Wie eindeutig zu erkennen ist, weist die topfförmige Geometrie über den gesamten Variationsbereich des Luftverhältnisses einen längeren Zündverzug auf. Der weitere Verlauf der Verbrennung benötigt im Vergleich zur Referenzgeometrie des Versuchsmotors ebenfalls mehr Zeit. Insbesondere bei zunehmendem Luftüberschuss zeigt sich zudem eine wesentliche Verlängerung des Zylindersausbrands. Das global maximale Wirkungsgradniveau kann sowohl bei der Referenzgeometrie als auch bei der topfförmigen Kolbenvariante bei einem Luftverhältnis von 1,5 identifiziert werden. Wie im rechten Teil der Abbildung 5.26 zu erkennen ist, liegt das Niveau des effektiven Wirkungsgrads trotz der im topfförmigen Brennraum längeren Brenndauer über den gesamten Variationsbereich des Einspritzzeitpunkts um etwa einen Prozentpunkt über dem der Referenz. Der Wirkungsgradvorteil ist an dieser Stelle im Wesentlichen auf die aufgrund des günstigeren A/V -Verhältnisses deutlich geringeren Wandwärmeverluste zurückzuführen.

Abbildung 5.27 stellt die Rohemissionsniveaus der betrachteten Brennraumgeometrien gegenüber. Grundsätzlich zeigen die dargestellten Varianten hierbei sehr ähnliche Emissionscharakteristiken, welche wiederum die bereits diskutierten Abhängigkeiten von Luftverhältnis und Lage der Verbrennung aufweisen. Aufgrund der oben genannten geringeren Wandwärmeverluste und dem damit verbundenen höheren Temperaturniveau im Brennraum, zeigt die topfförmige Kolbenvariante bezüglich der Stickoxidemissionen sowohl bei frühen als auch bei späteren Schwerpunktlagen ein entsprechend höheres Emissionsniveau. Zudem sind in den Bereichen in denen die Einspritzstrahlen mit der zentrischen Kolbenmulde interagieren lokale Temperaturspitzen zu erwarten, welche die

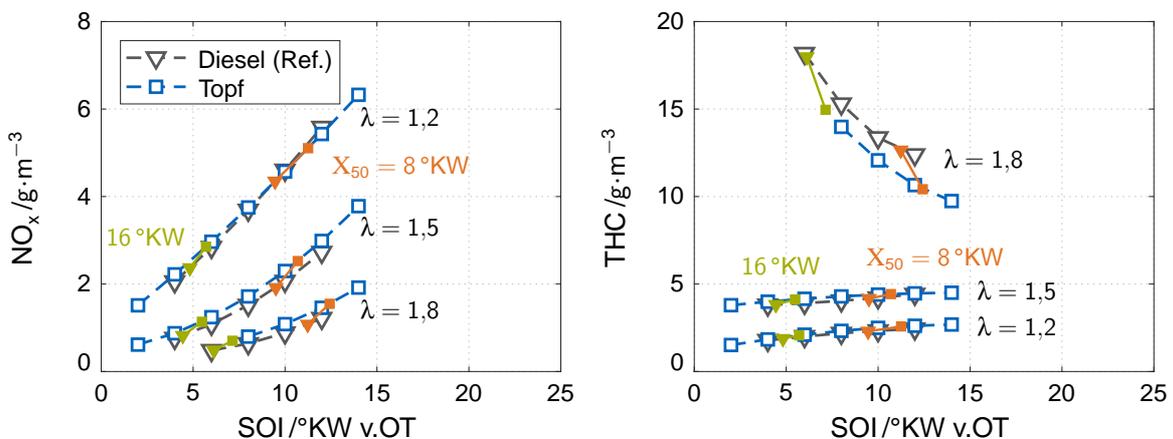


Abbildung 5.27: Stickoxid- und THC-Emissionsniveaus der topfförmigen Kolbenvariante in Abhängigkeit des Einspritzzeitpunkts und des Verbrennungsluftverhältnisses.

5 Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens

Stickoxidbildung begünstigen. Auf das Niveau der THC-Emissionen ist vor allem im stabilen Betriebsbereich, in etwa bis zu einem Luftverhältnis von 1,5, kein Einfluss der topfförmigen Kolbengeometrie festzustellen. Bei weiterer Erhöhung des Luftüberschusses wird der Zylinderausbrand jedoch weniger stark an der im topfförmigen Brennraum deutlich schwächer ausgeprägten Einlaufkante der Kolbenmulde gestört. Der bessere Ausbrand des sich in der Expansionsphase öffnenden Quetschbereichs ist schließlich mit geringeren Kohlenwasserstoffemissionen verbunden.

Wie in Abschnitt 4.2.2 erwähnt, übersteigt der Anteil der aus der Kraftstoffeinspritzung im rein dieselmotorischen Betrieb resultierenden turbulenten kinetischen Energie das der übrigen Terme der Turbulenzformulierung um bis zu zwei Größenordnungen. Die experimentelle Untersuchung einer auf Turbulenzerzeugung ausgelegten Kolbenform ermöglicht an dieser Stelle eine genauere Bewertung des Einflusses der aus dem Aufbruch der drallbehafteten Zylinderinnenströmung entstehenden Turbulenz und insbesondere auch eine Einordnung gegenüber dem aus der Zündöleinspritzung resultierenden Turbulenzniveau. Wie in Abbildung 5.28 dargestellt, führt der erzwungene Zerfall der Zylinderströ-

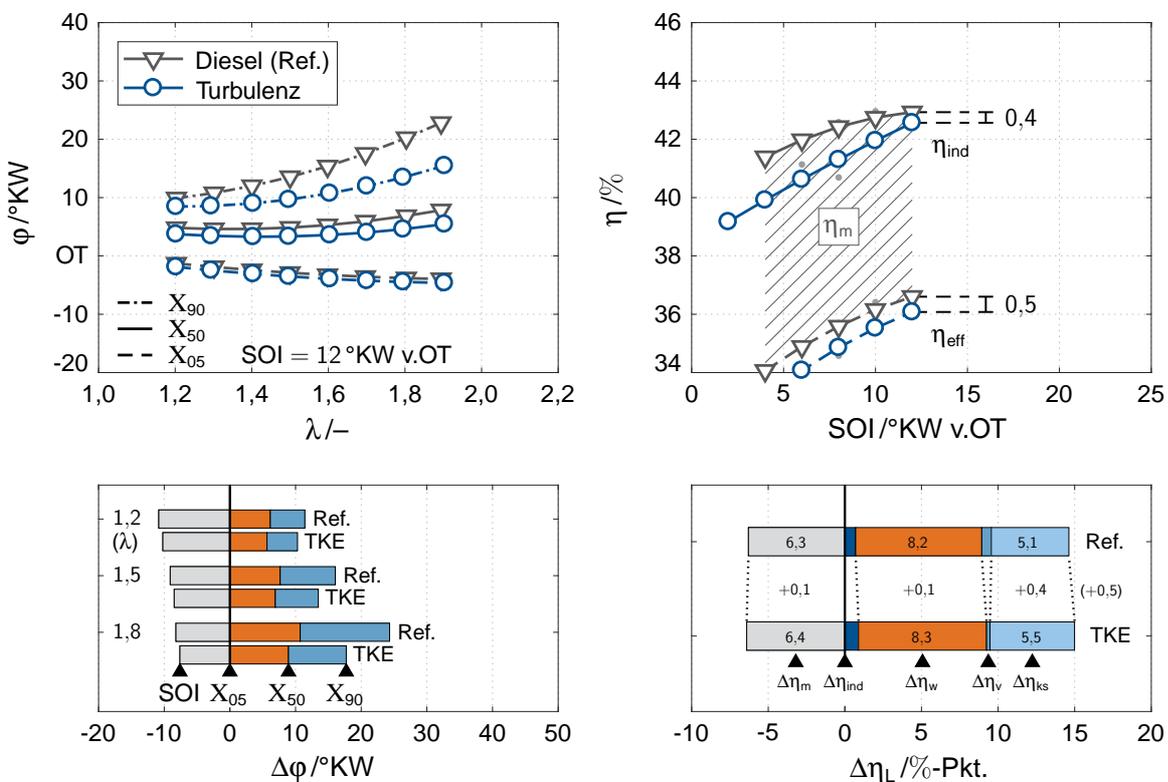


Abbildung 5.28: Detaillierte Analyse der Verbrennung (links), Wirkungsgrade und Verluste (rechts, $\lambda = 1,5$ bzw. $\text{SOI} = 12^{\circ}\text{KW v.OT}$) des Turbulenzerzeugung ausgelegten Kolbens (Zündöl 4 %, 800 bar).

mung in kleinskalige Wirbel innerhalb der Kolbenmulde zu einer merklichen Beschleunigung der gesamten Verbrennung. Vor allem bei hohem Luftüberschuss ist dies auch an einem im Vergleich zur Referenzgeometrie des Versuchsmotors wesentlich schnelleren Ausbrand zu erkennen. Das im gesamten Brennraum höhere Turbulenzniveau führt demnach zu einer deutlich schnelleren Umsetzung der vorgemischten Füllung. Das globale Wirkungsgradmaximum liegt wiederum bei einem Luftverhältnis von 1,5. Ein Wirkungsvorteil kann für die Turbulenzgeometrie trotz der deutlich kürzeren Brenndauer jedoch nicht identifiziert werden. Die geringeren Verluste der realen Verbrennung werden hierbei durch etwas höhere Wandwärmeverluste und vor allem einer unvollständigeren Verbrennung kompensiert.

Ein Vergleich der Emissionscharakteristiken beider Kolbenvarianten ist in Abbildung 5.29 dargestellt. Bei gleichem Beginn der Zündölspritzung ist bei der auf Turbulenzerzeugung ausgelegten Kolbenform ein über den gesamten Variationsbereich des Einspritzzeitpunkts höheres Stickoxidemissionsniveau erkennbar. Bei gleicher Schwerpunktlage der Verbrennung zeigt die Turbulenzgeometrie bei höherem Luftüberschuss hingegen eine geringere Stickoxidkonzentration im Abgas. Wie in Abbildung 5.28 (links) dargestellt, wird die schnellere Umsetzung vor allem im letzten Teil der Verbrennung und somit bei einem bereits niedrigeren Temperaturniveau deutlich. Die insgesamt schnellere Oxidation der vorgemischten Zylinderfüllung führt folglich zu keiner wesentlichen Anhebung des maximalen Temperaturniveaus beziehungsweise einer entsprechenden Begünstigung der Stickoxidbildung. Bis zu einer deutlichen Anhebung des Luftüberschusses zeigt die Turbulenzgeometrie, sowohl bei gleichem Einspritzzeitpunkt als auch bei gleichem

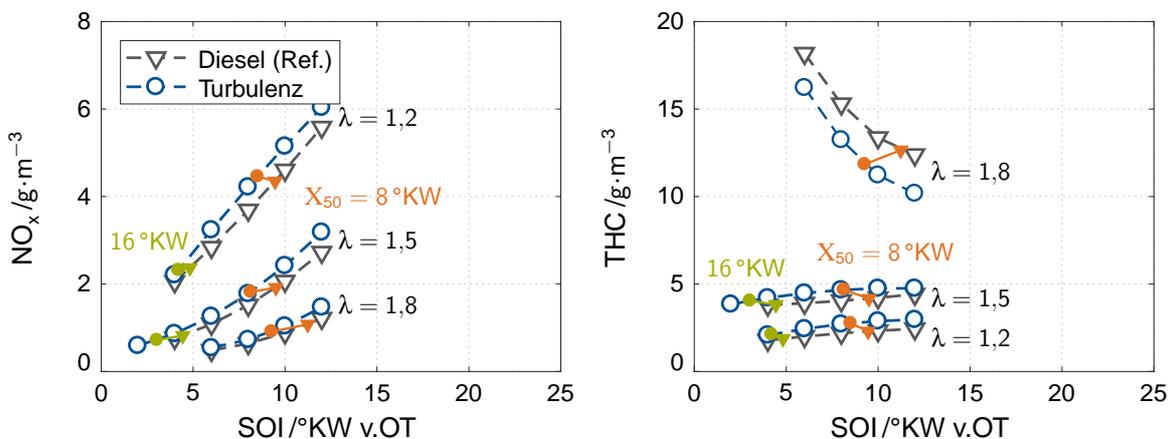


Abbildung 5.29: Stickoxid- und THC-Emissionsniveaus der auf Turbulenzerzeugung ausgelegten Brennraumgeometrie in Abhängigkeit des Einspritzzeitpunkts und des Verbrennungsluftverhältnisses.

5 Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens

Verbrennungsschwerpunkt, hingegen ein etwas höheres Emissionsniveau unverbrannter Kohlenwasserstoffe. Entsprechend der steigenden Wirkungsgradverluste der unvollständigen Verbrennung wird ein vollständiger Ausbrand des Brennraums vor allem aufgrund des ungleichförmigen Quetschbereichs (vgl. auch Abbildung 5.25.b) erschwert. Bei deutlich höherem Luftüberschuss ist die Beschleunigung des Zylinderausbrands hingegen mit einer bis zum Ablöschen der Flamme vollständigeren Umsetzung der Zylinderfüllung verbunden.

Die bereits diskutierten Brennraumgeometrien zeigen, dass vor allem aufgrund der vorgemischten Zylinderfüllung eine primäre Herausforderung in der Minimierung der durch die Schadvolumina des Brennraums begünstigten Kohlenwasserstoffemissionen besteht. Anhand der in Abbildung 5.25.c dargestellten Variante eines scheibenförmigen Brennraums wird an dieser Stelle der Einfluss des Quetsch- und Feuerstegvolumens genauer untersucht. Aufgrund der lediglich zur genauen Einstellung des Verdichtungsverhältnisses vorhandenen Kolbenmulde muss hierbei jedoch eine intensive Interaktion der Zündöleinspritzung mit der Kolbenoberfläche berücksichtigt werden. Die Beeinträchtigung des

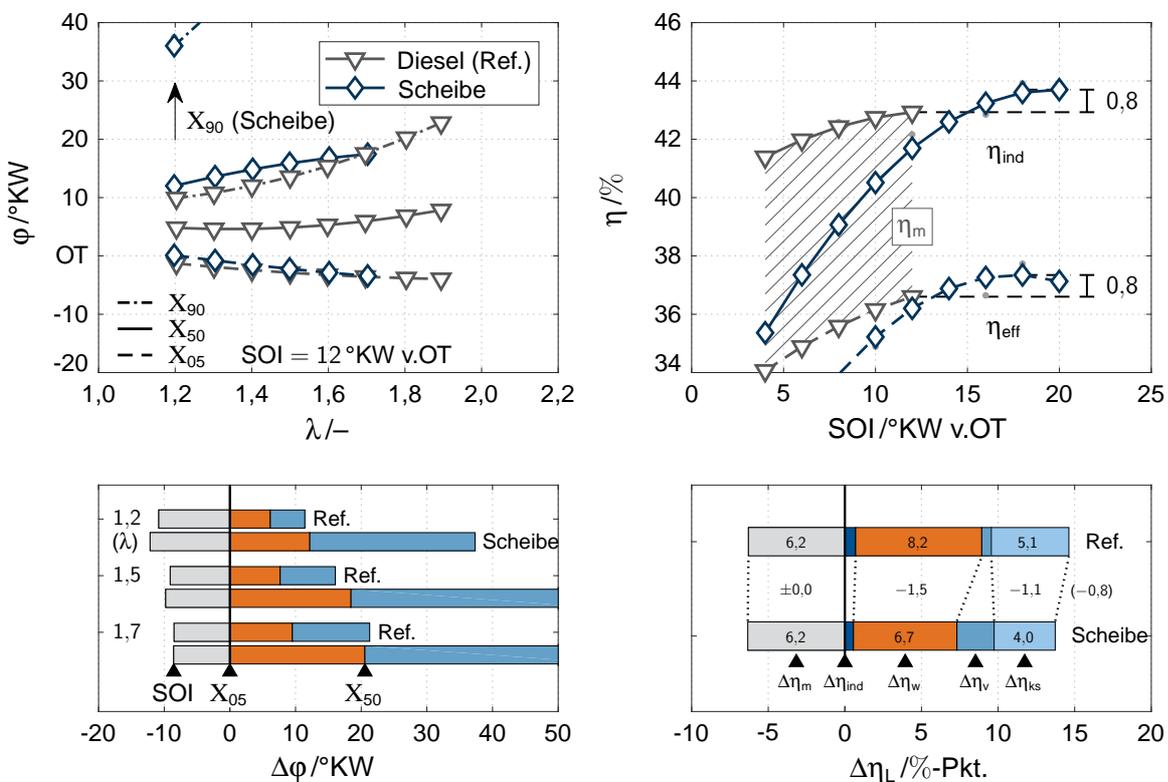


Abbildung 5.30: Verbrennung, Wirkungsgrade und Verluste in einem scheibenförmigen Brennraum mit vergrößertem Kolbenfreigang (energetischer Zündölanteil 4 %, 800 bar).

Strahlaufbruchs ist entsprechend mit einem leichten Anstieg der Ruß- und Partikelemissionen verbunden. Abbildung 5.30 (links) zeigt den detaillierten Vergleich des Verbrennungsablaufs. Insbesondere der Zündverzug weist hierbei, trotz der oben genannten Beeinträchtigung der Zündöleinspritzung, lediglich eine geringfügige Verlängerung auf. Im weiteren Verlauf muss hingegen eine erhebliche Verzögerung der Verbrennung festgestellt werden, wobei der Verbrennungsschwerpunkt der scheibenförmigen Kolbenvariante in etwa im Bereich des Brennendes der Referenzgeometrie des Versuchsträgers liegt. Eine genauere Analyse der vom Fortschritt der Verbrennung abhängigen Flammenfrontoberfläche (vgl. auch Abschnitt 4.2.1) zeigt, dass die Ausbreitung der Flamme in axialer Richtung des Zylinders frühzeitig durch den Zylinderkopf sowie die Kolbenoberfläche gestört wird. Die Flammenausbreitung wird somit etwas vereinfachend auf eine radiale Ausbreitung bei deutlich geringerer Oberflächenvergrößerungsrate reduziert. Im rechten Teil der Abbildung 5.30 ist wiederum ein Vergleich der maximal erzielbaren Wirkungsgrade dargestellt. Trotz der erheblichen Verlängerung der Verbrennung zeigt die scheibenförmige Kolbengeometrie ein etwas höheres Wirkungsgradmaximum. Im Vergleich zu den bisherigen Brennraumvarianten liegen die Einspritzzeitpunkte entsprechend der unterschiedlichen Brenndauern weiter auseinander. Zudem beträgt das Luftverhältnis für den scheibenförmigen Brennraum lediglich 1,4. Eine genauere Betrachtung der Wirkungsgradverluste zeigt aufgrund des kompakten Brennraums eine deutliche Reduzierung der Wandwärmeverluste. Auch die Verluste der unvollkommenen Verbrennung können reduziert werden. Die Wirkungsgradverluste aus der realen Verbrennungsdauer steigen hingegen erwartungsgemäß an. Insgesamt verbleibt gegenüber der Referenzgeometrie des Versuchsträgers jedoch ein Wirkungsgradvorteil.

Die Emissionscharakteristik des scheibenförmigen Brennraums ist in Abbildung 5.31 dargestellt. Bezüglich der Stickoxidemissionen ist bei gleichem Verbrennungsluftverhältnis eine deutliche Verschiebung der Kurven in Richtung früherer Einspritzzeitpunkte festzustellen. Bei vergleichbarem Verbrennungsschwerpunkt kann verglichen mit der Referenzgeometrie lediglich bei geringem Luftüberschuss eine Verringerung der Stickoxidemissionen festgestellt werden. Mit zunehmendem Luftüberschuss führen die deutlich geringeren Wandwärmeverluste (vgl. auch Abbildung 5.30) wiederum zu einem leichten Anstieg der Stickoxidemissionen. Die Kohlenwasserstoffemissionen können im scheibenförmigen Brennraum unter nahezu allen Betriebsbedingungen reduziert werden, was auch in Verbindung mit den bereits diskutierten Wirkungsgradverlusten auf einen vollständigeren Ausbrand der Zylinderfüllung schließen lässt. Lediglich bei hohem Luftüberschuss und einer sehr späten Lage der Verbrennung wird im scheibenförmigen Brennraum bereits die Grenze des stabilen Betriebsbereichs erreicht. Die Kohlenwasserstoffemissionen steigen entsprechend an.

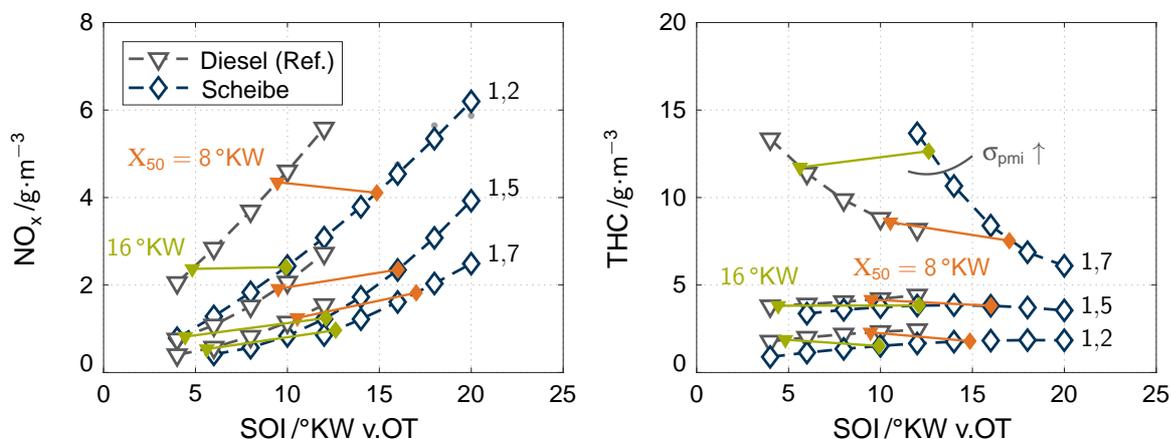


Abbildung 5.31: Stickoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen in einem scheibenförmigen Brennraum mit vergrößertem Kolbenfreigang bei Variation des Einspritzzeitpunkts und des Luftverhältnisses.

5.4.4 Zwischenfazit zur Untersuchung der Brennraumgeometrie

Die ersten Untersuchungen der Brennraumgeometrie abschließend kann an dieser Stelle ein Zwischenfazit gezogen werden. Im Mittelpunkt muss hierbei wiederum der Zielkonflikt hinsichtlich der gleichzeitigen Minimierung der Stickoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen liegen. Eine optimierte Brennraumgeometrie stellt an dieser Stelle die Kombination aus einer die drallbehaltene Zylinderinnenströmung aufbrechenden Kolbenmulde und einem deutlich reduzierten Kolbenfreigang beziehungsweise Feuerstegvolumen dar. Hierbei können sowohl die Brenngeschwindigkeit erhöht als auch der Zylinderausbrand erheblich verbessert werden. Bei unverändertem geometrischem Verdichtungsverhältnis muss jedoch ein Kompromiss hinsichtlich der Ausprägung beider Merkmale eingegangen werden. Weiterhin ist die Reduzierung der Stickoxidemissionen basierend auf einer Anhebung des Luftüberschusses entsprechend der diskutierten Emissionscharakteristika der verschiedenen Kolbenformen stets mit einem deutlichen Anstieg der THC-Emissionen verbunden. Insbesondere unter Berücksichtigung der erheblich höheren Klimarelevanz der emittierten Methanmoleküle kann eine Kombination aus geringerem Luftüberschuss und einer zusätzlichen Verdünnung der Zylinderfüllung anhand rückgeführten Abgases (vgl. Abschnitt 5.3) zielführend sein. Eine entsprechende Analyse dieser Kombinatorik wird in Abschnitt 5.5.2 abschließend diskutiert.

Die identifizierten Wirkungsgradpotentiale der untersuchten Kolbengeometrien liegen für einen energetischen Anteil der Zündöleinspritzung von 4 % bei maximal etwa einem Prozentpunkt. Die Minimierung des direkt in den Brennraum eingespritzten Energieanteils führt, im Vergleich zur Referenzgeometrie des Versuchsträgers, insbesondere bei dem

auf Turbulenzerzeugung ausgelegten sowie dem scheibenförmigen Brennraum zu einem deutlichen Wirkungsgradnachteil, wobei vor allem auch die Wandwärmeverluste erheblich ansteigen. Im Falle des gezielten Aufbruchs der Zylinderinnenströmung in turbulente kinetische Energie kompensiert die deutlich unvollkommenere Verbrennung im Quetschbereich des Brennraums zudem den Vorteil der höheren Umsetzungsgeschwindigkeit. Im scheibenförmigen Brennraum steigen außerdem die aus der nochmals wesentlich längeren Brenndauer resultierenden Wirkungsgradverluste deutlich an und können auch durch einen wiederum höheren Umsetzungsgrad nicht ausgeglichen werden. Somit ist im Rahmen der vorliegenden Untersuchungen der Kolbengeometrie eine Minimierung der Zündöleinspritzung zur expliziten Steigerung des effektiven Wirkungsgradniveaus nicht zielführend.

5.4.5 Einfluss des Drallniveaus auf den Ablauf der Verbrennung

Die Auslegung einer drallbehafteten Zylinderinnenströmung wird im Allgemeinen zur Verbesserung der den dieselmotorischen Prozess dominierenden diffusiven Gemischbildung und Verbrennung angewandt. Vor allem aufgrund des geringeren diffusiven Verbrennungsanteils bei Minimierung der eingespritzten Kraftstoffmenge, ist die vorgemischte Hauptverbrennung des Zündstrahl-Brennverfahrens weit weniger von der intensiven Rotation der Zylinderströmung abhängig. Entsprechend der oben diskutierten Simulationsergebnisse (vgl. auch Abbildung 5.24) sind für die weitere experimentelle Untersuchung insbesondere die topfförmige sowie die auf Turbulenzerzeugung ausgelegte Kolbenform von Interesse. Erstere zeigt hierbei eine geringe, letztere hingegen eine ausgeprägte Abhängigkeit des im Brennraum vorliegenden Turbulenzniveaus von der Intensität der drallbehafteten Zylinderströmung. Im Folgenden wird der Einfluss des Drallniveaus auf den tatsächlichen Ablauf der Verbrennung sowie das darstellbare Wirkungsgradniveau der genannten Brennraumgeometrien diskutiert. Zur Einordnung der Ergebnisse werden an dieser Stelle zudem grundlegende Komponentenversuche bezüglich der im Brennraum zu erwartenden Strömungsverhältnisse durchgeführt. Abbildung 5.32 zeigt in diesem Zusammenhang den schematischen Versuchsaufbau zur Bewertung des Strömungsverhaltens. Nachfolgend werden zunächst die wesentlichen theoretischen Grundlagen der Versuche erläutert.

Das in der rechten Detailansicht in Abbildung 5.32 schematisch dargestellte Prinzip zur Bestimmung der Drallzahl entspricht grundsätzlich dem von Tippelmann vorgestellten Versuchsaufbau [255,337]. Die Drallzahl wird hierbei anhand der als Drehmoment erfassten Kraft zur Gleichrichtung der um die Zylinderachse rotierenden Luftströmung sowie dem gemessenen Luftmassenstrom berechnet (vgl. Gleichung 5.1). Da der stromab des Einlassventils herrschende Gegendruck im gewählten Versuchsaufbau annähernd dem Umgebungsdruck entspricht und somit die Druckdifferenz über die Drosselstelle nicht

eingestellt werden kann, werden die Drallzahlen diskreter Ventilstellungen bei einem konstanten absoluten Vordruck von 1,2 bar vermessen. Das tatsächliche Druckgefälle stellt entsprechend eine Funktion des Ventilhubes dar.

$$\alpha_n = \frac{M_d \cdot \rho_0 \cdot r_{Zyl}}{\dot{m}^2} \quad (5.1)$$

Die ebenfalls vermessenen Durchflusskoeffizienten beschreiben prinzipiell das Verhältnis aus tatsächlichem und theoretisch möglichem Massenstrom über eine Querschnittsverengung. Die Berechnung des theoretischen Durchflusses kann hierbei anhand einer eindimensionalen isentropen Betrachtung des Ausströmens aus einem sich in Ruhe befindendem Behälter abgeleitet werden [114,221]. Unter der Annahme idealer Gaseigenschaften sowie der Vernachlässigung von Wandwärme- und Reibungsverlusten, kann aus der isentropen Zustandsänderung ein Zusammenhang zwischen dem über die Drosselstelle bestehenden Druckverhältnis und der Fluidgeschwindigkeit stromabwärts hergestellt werden. Aufgrund der Massenerhaltung innerhalb der definierten Systemgrenze kann der theoretische Massenstrom schließlich vollständig anhand des Druckverhältnisses sowie dem Strömungszustand vor der Querschnittsverengung und einer Referenzfläche beschrieben werden (vgl. Gleichung 5.2). Als Referenzfläche wird an dieser Stelle die Stirnfläche des jeweiligen Ventiltellers berücksichtigt.

$$\dot{m}_{th} = A_{Ref} \cdot \sqrt{\rho_0 \cdot p_0} \cdot \psi \left(\frac{p_2}{p_0}, \kappa \right) \quad (5.2)$$

$$\psi \left(\frac{p_2}{p_0}, \kappa \right) = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (5.3)$$

Zur Berechnung der Durchflussfunktion (vgl. Gleichung 5.3) werden neben den Strömungszuständen vor und nach der Drosselstelle auch die Stoffeigenschaften des Fluids berücksichtigt. Bei den für die Bestimmung der Durchflusskoeffizienten relevanten Druck- und Temperaturbedingungen können die Stoffeigenschaften im Rahmen der bereits getroffenen Annahmen jedoch vereinfachend als konstant betrachtet werden. Weiterhin beziehen sich die in Abbildung 5.33 dargestellten Ergebnisse auf einen Druckunterschied über die Drosselstelle von 60 mbar. Das absolute Druckniveau liegt wiederum bei 1,2 bar. Ergänzend sei an dieser Stelle auch auf die in [377] veröffentlichten Ergebnisse verwiesen. Die detaillierten Untersuchungen charakterisieren den Einfluss unterschiedlicher Druckrandbedingungen vor und nach der Querschnittsverengung auf die Bestimmung der Durchflusskoeffizienten. Demnach zeigt sich vor allem bei geringen Druckdifferenzen ein wesentlich stärkerer Einfluss vorhandener Messunsicherheiten, wobei auch eine deutliche Vergrößerung des entsprechenden Konfidenzintervalls der ermittelten Durch-

flusskoeffizienten festzustellen ist. Der Einfluss des absoluten Druckniveaus ist hingegen wesentlich geringer. Das Niveau des Vordrucks kann somit entsprechend der Sensorik zur Erfassung des tatsächlichen Massenstroms gewählt werden, wodurch über den gesamten Variationsbereich des Ventilhubes ein ausreichender Abstand zum unteren beziehungsweise oberen Ende des Messbereichs sichergestellt werden kann.

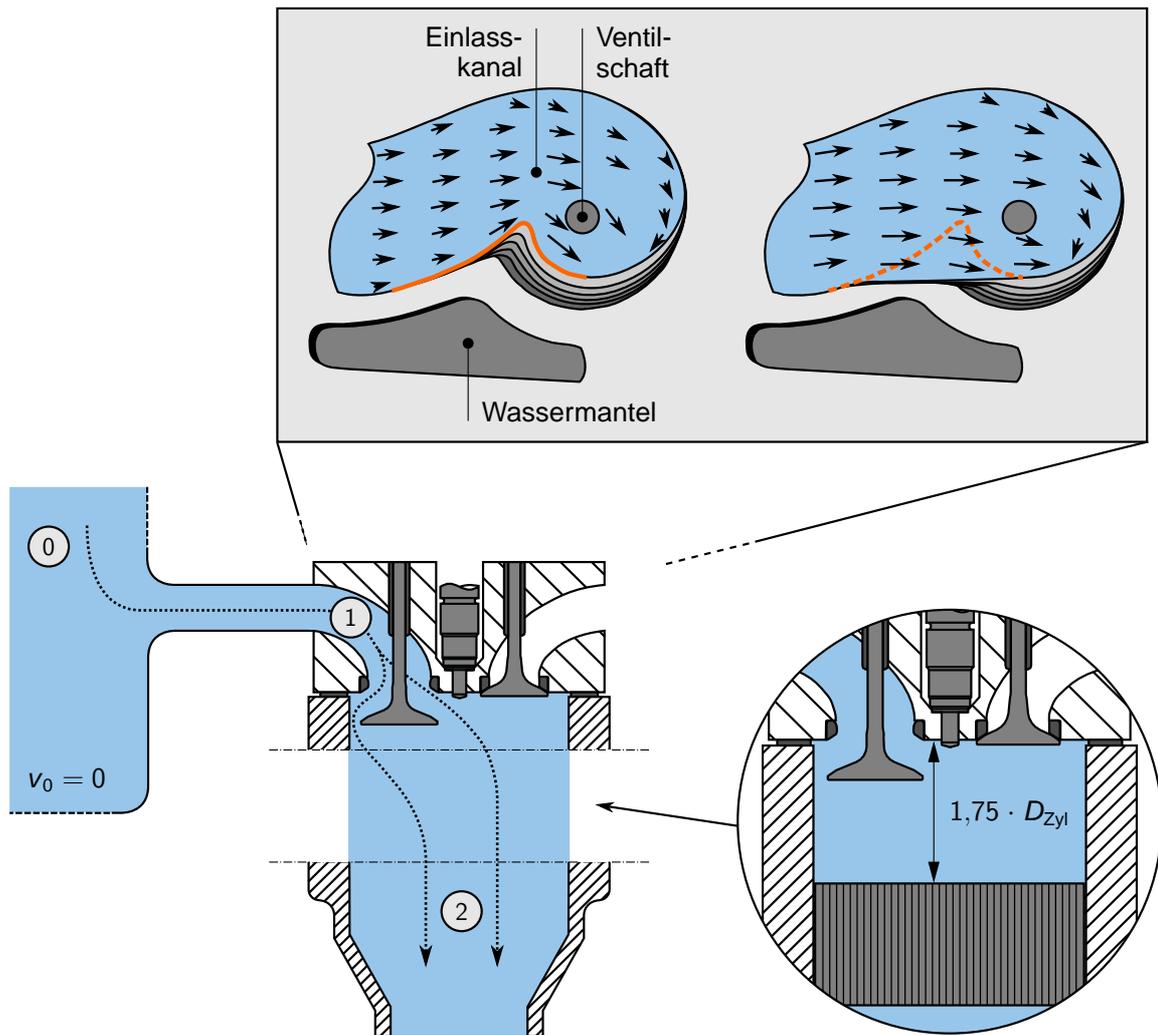


Abbildung 5.32: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus zur Analyse des Strömungsverhaltens unterschiedlicher Einlasskanalgeometrien. Detail oben: Bearbeitung des Einlasskanals zur Variation des Drallniveaus. Detail rechts: Versuchsaufbau zur Analyse des Drallniveaus.

Die in Abbildung 5.32 dargestellte obere Detailansicht stellt anhand der Überlagerung horizontaler Vollschnitte durch das Volumenmodell des Einlasskanals die konstruktive Umsetzung der Variation des Drallniveaus dar. Zudem ist ein aus den Ergebnissen ent-

5 Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens

sprechender CFD-Simulationen abgeschätztes Vektorfeld zur Veranschaulichung der resultierenden Strömungsumlenkung eingezeichnet. Wie zu erkennen, kann die im Einlasskanal des Versuchsträgers vorhandene Drallkante, auch unter Berücksichtigung eines weiterhin einzuhaltenden minimalen Abstands zum angrenzenden Wassermantel von etwa 5 mm, nahezu vollständig entfernt werden. Bereits am eingezeichneten Vektorfeld der Strömung kann an dieser Stelle eine wesentlich geringere erzwungene Umlenkung des in den Brennraum einströmenden Gemisches festgestellt werden.

Abbildung 5.33 zeigt den anhand der quasistationären Vermessung ermittelten Einfluss der Drallkante auf das Drallniveau (links) und die charakteristischen Durchflussbeiwerte des Einlassventils (rechts). Wie eindeutig zu erkennen ist, kann das gemessene Drallniveau hierbei über den gesamten Variationsbereich des Ventilhubes annähernd halbiert werden. Weiterhin ist festzustellen, dass eine am Strömungsgleichrichter messbare Rotation der Strömung erst ab einer Ventilöffnung von etwa 2 mm eindeutig erfasst werden kann. Bezüglich der Durchflussbeiwerte wird, in Anlehnung an die den Ladungswechsel bestimmende Strömungsrichtung, an dieser Stelle zwischen vorwärts- und rückwärtsgerichteten Koeffizienten unterschieden. In beiden Fällen zeigt sich hierbei erst ab einem Ventilhub von etwa 6 mm eine zunehmend deutliche Erhöhung der Durchflusskoeffizienten im Vergleich zur Referenzgeometrie des Einlasskanals.

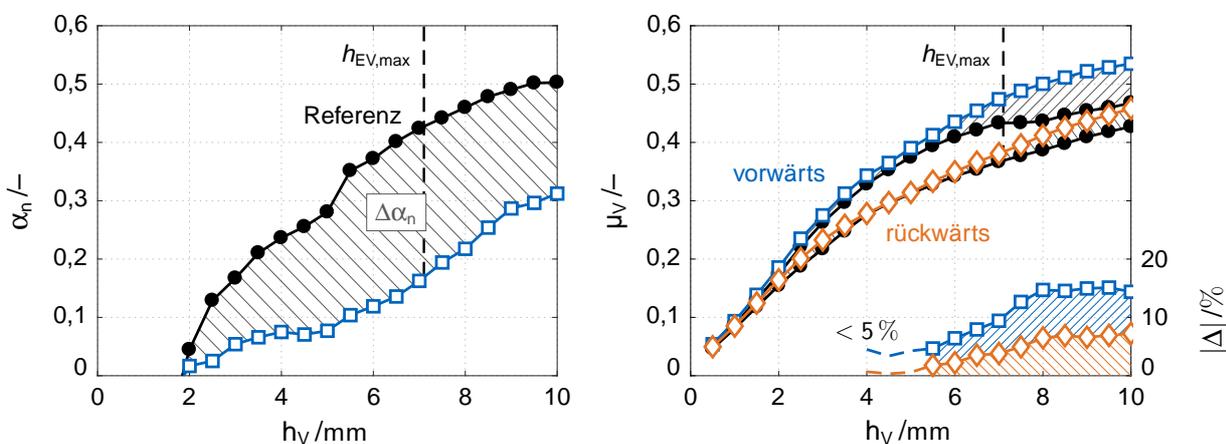


Abbildung 5.33: Einfluss der Einlasskanalgeometrie auf das Drallniveau (links) und das Durchflussverhalten am Einlassventil (rechts).

Anhand des phänomenologischen Modellansatzes wird am Beispiel der topfförmigen Kolbengeometrie der Einfluss des Drallniveaus auf das tatsächliche Motorbetriebsverhalten vorausgerechnet. Neben der in Abschnitt 5.4.2 genannten Anpassung der Modellbedingung wird an dieser Stelle lediglich die in das Wandwärmemodell eingehenden Drallzahl ergänzend berücksichtigt. Vor allem die mit der Zündverzugsberechnung verbundenen

Modellkonstanten bleiben wiederum unverändert. Abbildung 5.34 veranschaulicht, exemplarisch für Verbrennungsluftverhältnisse von 1,5 und 1,8, die Vorausberechnung des Motorbetriebs bei Variation des Drallniveaus. Der Einspritzzeitpunkt liegt wiederum konstant bei 12°KW vor dem oberen Totpunkt.

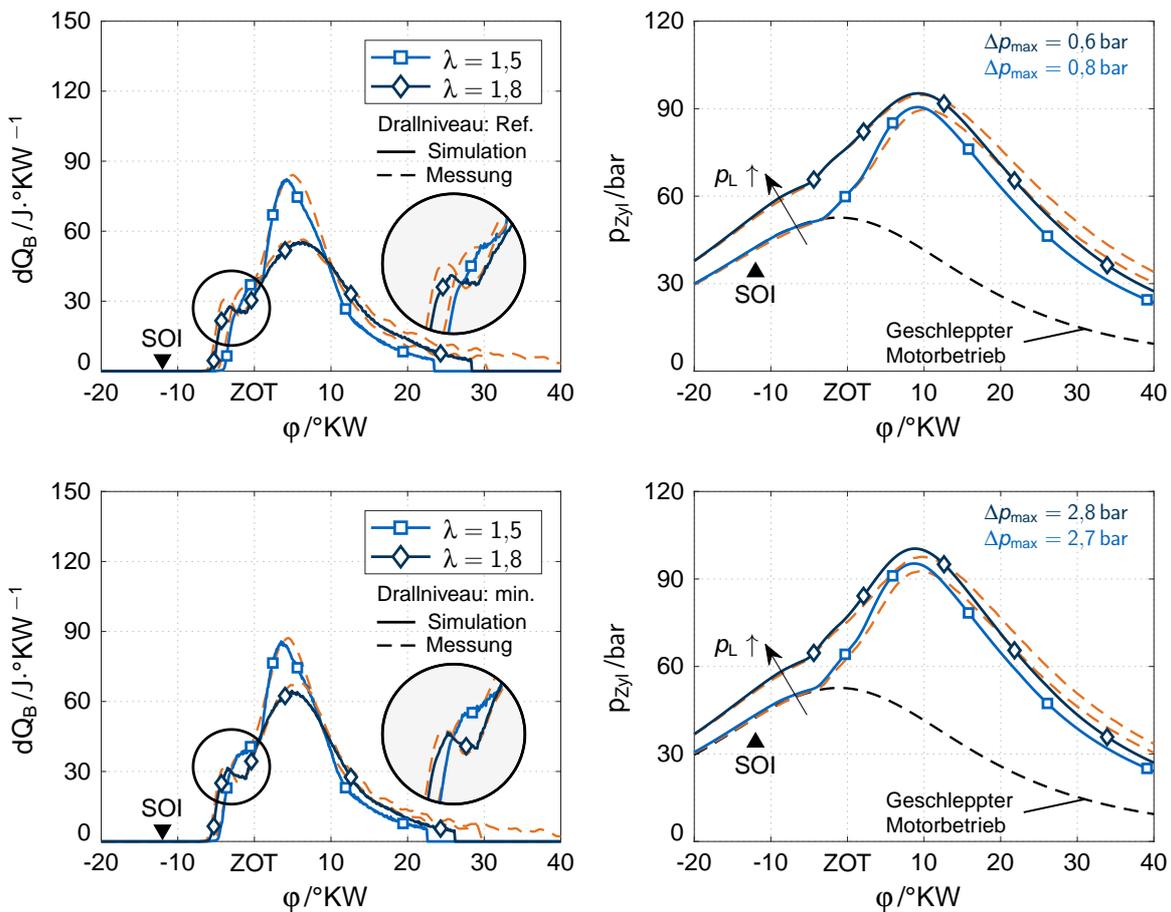


Abbildung 5.34: Vergleich simulierter und experimenteller Brennraten und Druckverläufe der topfförmigen Kolbenform (SOI = 12°KW v.OT). Oben: Referenzdrallniveau des Versuchsträgers. Unten: Reduziertes Drallniveau.

Grundsätzlich zeigt das geringere Drallniveau eine etwas schnellere und intensivere Umsetzung des vorgemischten Brenngas/Luft-Gemisches. Insbesondere die Zündverzugszeit sowie der Übergang von Zündöl- auf Hauptverbrennung werden treffend vorausberechnet. Deutliche Abweichungen sind hingegen wiederum bei der Berechnung des Zylinderausbrands zu erkennen. Vor allem die erhebliche Verlängerung der Verbrennung bei Erhöhung des Luftüberschusses wird hierbei unterschätzt. Entsprechend weicht die über die Dauer der Verbrennung insgesamt freigesetzte Wärmemenge um maximal etwa 20 %

ab. Wie der Vergleich der Zylinderdruckverläufe zeigt, stimmen die für das Referenzdrallniveau berechneten Spitzendrücke sowohl hinsichtlich Lage als auch Niveau weitestgehend mit den Messungen überein. Bei Verringerung des Drallniveaus sind, überwiegend aufgrund einer deutlichen Unterschätzung des Wandwärmübergangs, jedoch auch bezüglich der Druckverläufe größere Abweichungen zu erkennen. Zusammenfassend kann an dieser Stelle festgehalten werden, dass der phänomenologische Modellansatz und vor allem auch die erarbeitete Modellbedatung grundsätzlich zur Vorausberechnung des Motorverhaltens auch bei geringerem Drallniveau anwendbar ist. Bei Erhöhung des Drallniveaus und entsprechend deutlicher Intensivierung der Zylinderinnenströmungen ist davon auszugehen, dass eine erneute Abstimmung der in Tabelle 4.1 zusammengefassten Modellkonstanten erforderlich ist.

Der tatsächliche Einfluss des Drallniveaus auf den Ablauf der Verbrennung im topfförmigen Brennraum ist in Abbildung 5.35 dargestellt. Wie auch bei den in Abschnitt 5.4.3 diskutierten Untersuchungen bezüglich der Brennraumgeometrie beträgt der energetische Zündölanteil hierbei 4 %. Der Einspritzdruck liegt wiederum bei 800 bar. Unabhängig vom globalen Verbrennungsluftverhältnis kann bei reduziertem Drallniveau zunächst eine Verkürzung der Zündverzugszeit festgestellt werden. In Übereinstimmung mit den vorausgerechneten Brennverläufen (vgl. Abbildung 5.34) ist auch im weiteren Verlauf der Verbrennung bis zum Erreichen der Schwerpunktlage eine Intensivierung beziehungsweise Beschleunigung der Verbrennung zu erkennen. Vor allem im zweiten Teil der Verbrennung zeigt sich jedoch eine wesentliche Abhängigkeit des Zylinderausbrands vom Verbrennungsluftverhältnis. Während das niedrigere Drallniveau im Brennraum bei geringem Luftüberschuss noch eine insgesamt etwas längere Brenndauer aufweist, wird bei hohem Luftüberschuss das Brennende deutlich schneller erreicht.

Die innerhalb des darstellbaren Betriebsbereichs identifizierten Wirkungsgradmaxima sowie eine detailliertere Analyse der einzelnen Wirkungsgradverluste sind im rechten Teil der Abbildung 5.35 dargestellt. Das Luftverhältnis beträgt für beide Varianten wiederum 1,5. Insgesamt kann bei Reduzierung des Drallniveaus kein Wirkungsgradvorteil für die topfförmige Kolbenvariante identifiziert werden. Die intensivere Verbrennung führt zwar zu einer Verringerung der Wirkungsgradverluste aus der realen sowie der unvollkommenen Verbrennung. Der damit verbundene Wirkungsgradvorteil wird jedoch von den aufgrund der etwas früheren Lage der Verbrennung höheren Wandwärme- und mechanischen Verlusten kompensiert. Wie in Abbildung 5.33 zu erkennen, zeigt sich eine deutliche Verbesserung der Durchflussbeiwerte bei reduziertem Drallniveau erst ab einem Ventilhub von etwa 6 mm. Bei einem maximalen Hub des Einlassventils von 7,1 mm (vgl. Tabelle 3.1) kann somit keine Verringerung der Ladungswechselverluste durch das verbesserte Durchflussverhalten erzielt werden.

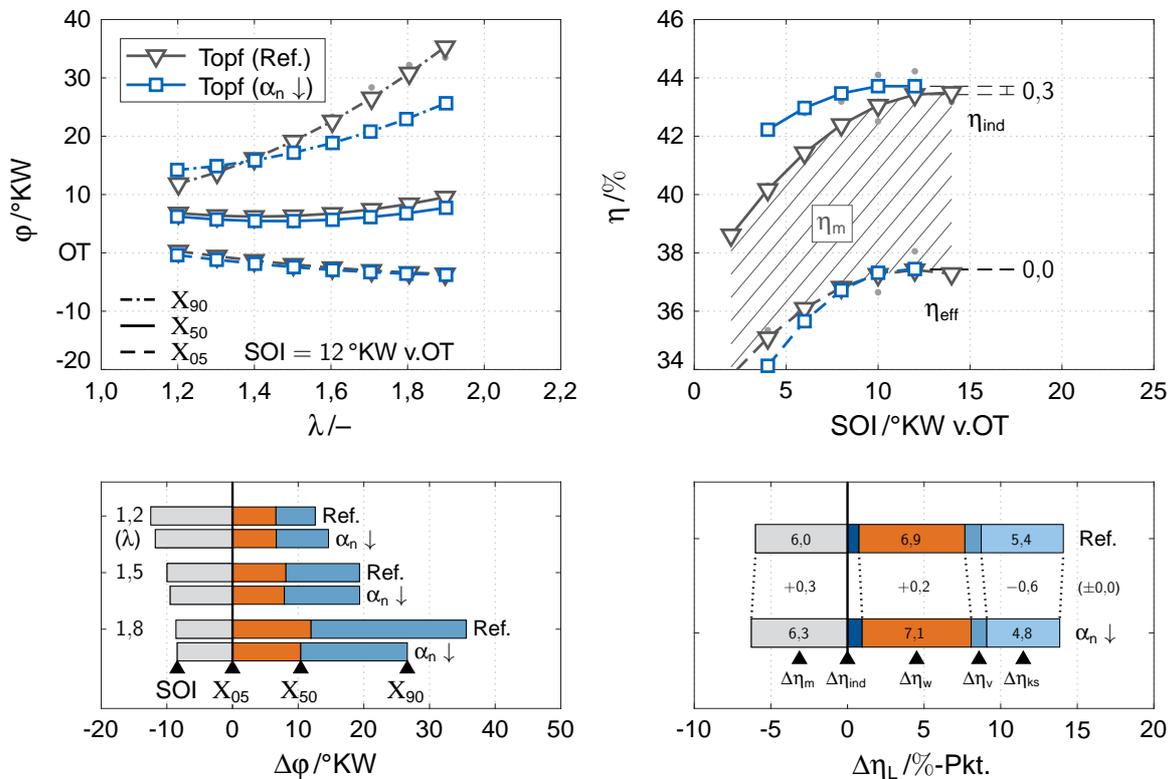


Abbildung 5.35: Detaillierte Analyse der Verbrennung (links) sowie der Wirkungsgrade und Verluste (rechts, $\lambda = 1,5$ bzw. SOI = 12 °KW v.OT) der topförmigen Kolbengeometrie in Abhängigkeit des Drallniveaus.

Abbildung 5.36 zeigt den Einfluss des Drallniveaus für die auf Turbulenzerzeugung ausgelegte Brennraumform. Hierbei kann über den gesamten Variationsbereich des globalen Verbrennungsluftverhältnisses eine deutliche Verlängerung der Brenndauer identifiziert werden. Insbesondere ist auch eine erhebliche Verschiebung des Zylinderausbrands festzustellen. Anhand der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen kann somit auch für das Zündstrahl-Brennverfahren ein wesentlicher Einfluss der aus dem Ladungswechsel entstehenden turbulenten kinetischen Energie auf den Ablauf der vorgemischten Verbrennung festgehalten werden. Die entsprechenden Wirkungsgradniveaus sind im rechten Teil der Abbildung 5.36 dargestellt. Das globale Wirkungsgradmaximum liegt für die Referenzgeometrie des Einlasskanals wiederum bei einem Luftverhältnis von 1,5. Bei reduziertem Drallniveau wird der maximale effektive Wirkungsgrad hingegen bei einem Luftverhältnis von 1,4 identifiziert. Im Gegensatz zur topförmigen Kolbenvariante ist die Verringerung des Drallniveaus an dieser Stelle mit einem deutlich geringeren effektiven Wirkungsgradniveau verbunden. Die genauere Analyse der Wirkungsgradverluste zeigt aufgrund des geringeren Turbulenzniveaus und des entspre-

5 Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens

chend geringeren Wärmeübergangs eine Reduzierung der Wandwärmeverluste. Zudem können etwas geringere Verluste der unvollständigen und der unvollkommenen Verbrennung festgestellt werden. Der damit verbundene Wirkungsgradvorteil wird jedoch durch den mit der langsameren Verbrennung verbundenen deutlichen Anstieg der Verluste aus der realen Verbrennung überkompensiert. Der sich ergebende Wirkungsgradnachteil beträgt schließlich annähernd einen Prozentpunkt.

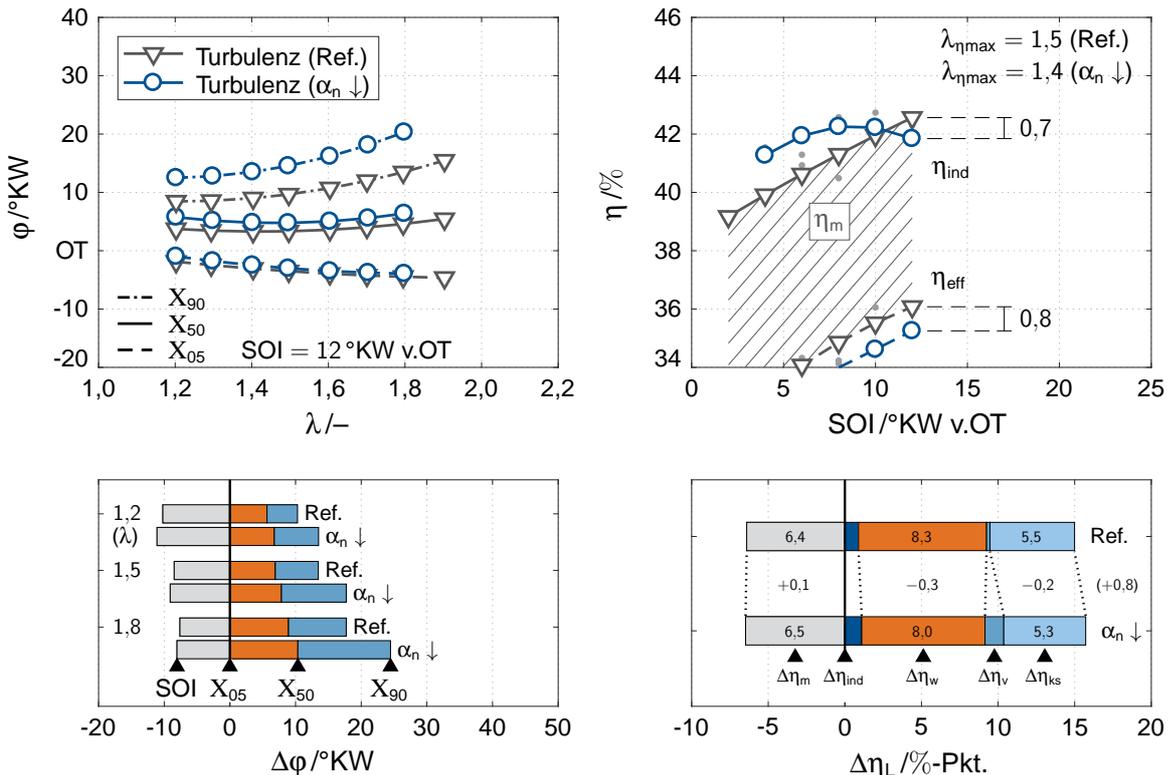


Abbildung 5.36: Detaillierte Analyse der Verbrennung (links) sowie der Wirkungsgrade und Verluste (rechts) der auf Turbulenzerzeugung ausgelegten Kolbengeometrie in Abhängigkeit des Drallniveaus.

5.5 Zusammenfassung der experimentellen Untersuchungen

5.5.1 Verhalten des Brennverfahrens in kleinem Brennraum

Die in diesem Kapitel erläuterten experimentellen Untersuchungen umfassen einen wesentlichen Teil der im Rahmen der Entwicklung eines Zündstrahl-Brennverfahrens zur Verfügung stehenden Freiheitsgrade. Nachfolgend werden die anhand der dargestellten und diskutierten Versuchsergebnisse identifizierten Erkenntnisse zusammengefasst. Ein ausführlicher Überblick der wesentlichen Untersuchungsergebnisse der Kolben- beziehungsweise Brennraumgeometrie ist ergänzend in Abschnitt 5.4.4 zu finden.

Die Analyse des grundsätzlichen Betriebsverhaltens zeigt zunächst einen für das Brennverfahren charakteristischen Einfluss auf die Lage des Verbrennungsschwerpunkts. Ausgehend von einer frühestmöglichen Schwerpunktlage entfernt sich diese hierbei sowohl bei späteren als auch bei früheren Einspritzzeitpunkten vom oberen Totpunkt, wobei sich vor allem in letzterem Fall die Zündverzugszeiten entsprechend verlängern. Insgesamt besteht somit kein eindeutiger Zusammenhang zwischen Einspritzzeitpunkt und Verbrennungsschwerpunkt. Bezüglich der Zündverzugszeit ist an dieser Stelle auch die wesentliche Verkürzung bei ansteigendem Luftüberschuss hervorzuheben. Weiterhin zeigen die Stickoxid- sowie die THC-Emissionen die grundsätzlich zu erwartenden Abhängigkeiten von Verbrennungsluftverhältnis und Schwerpunktlage. Insbesondere die Stickoxidemissionen steigen hierbei sowohl bei geringerem Luftüberschuss als auch bei früheren Verbrennungsschwerpunkten deutlich an, können jedoch, unter Berücksichtigung eines Wirkungsgradnachteils von etwa einem halben Prozentpunkt, durch Rückführung bereits an der Verbrennung teilgenommener Abgase wesentlich reduziert werden. Die Kohlenwasserstoffemissionen sind im stabilen Betriebsbereich hingegen weitestgehend unabhängig von der tatsächlichen Schwerpunktlage der Verbrennung und steigen vor allem bei Anhebung des Luftverhältnisses an. Ein weiterer wesentlicher Einfluss auf das Brennverfahren liegt erwartungsgemäß in der Applikation der Zündöleinspritzung, wobei bei gleichbleibender Menge insbesondere das Einspritzdruckniveau entscheidend ist. Abweichungen der eingespritzten Kraftstoffmenge aufeinanderfolgender Arbeitsspiele zeigen hingegen keine Auswirkungen auf die Betriebsstabilität des Brennverfahrens.

Die Untersuchungen der Brennraumgeometrie zeigen bei Erhöhung der geometrischen Verdichtung zunächst keinen Vorteil bezüglich des darstellbaren Wirkungsgradniveaus. Da das entsprechend höhere Temperaturniveau zudem mit einem deutlichen Anstieg der Stickoxidemissionen einhergeht, wird im Rahmen dieser Arbeit auf eine weitere Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses verzichtet. Der Einfluss der Kolbengeometrie zeigt sich insbesondere bei einer die drallbehaftete Zylinderinnenströmung gezielt in turbulente kinetische Energie aufbrechenden Kolbenvariante (vgl. auch Abbildung 5.25.b). Trotz der bereits hohen, aus der Zündöleinspritzung resultierenden, Turbulenz im Brennraum, kann durch Anhebung der mittleren turbulenten kinetischen Energie eine erhebliche Beschleunigung der Verbrennung erreicht werden. Ein scheibenförmiger Brennraum (vgl. auch Abbildung 5.25.c) ermöglicht aufgrund des reduzierten Feuerstegvolumens hingegen eine wesentliche Reduzierung der Kohlenwasserstoffemissionen. Die Untersuchungen bezüglich des Drallniveaus im Brennraum zeigen schließlich kein weiteres Potential hinsichtlich des maximal darstellbaren Wirkungsgradniveaus. Ohne weiterer Anpassung der Ventilhubkurven kann insbesondere auch keine Verringerung der aus dem Ladungswechsel resultierenden Wirkungsgradverluste identifiziert werden.

5.5.2 Möglichkeiten zur innermotorischen Emissionsminimierung

Die experimentelle Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens abschließend werden nachfolgend Möglichkeiten zur innermotorischen Minimierung der Schadstoffemissionen diskutiert. Abhängig vom Verbrennungsluftverhältnis sowie dem Zeitpunkt der Zündölein-spritzung werden an dieser Stelle der Referenzbrennraum des Versuchsträgers sowie der topf- und der scheibenförmige Brennraum betrachtet. Insbesondere zur Minimierung der Stickoxidemissionen wird hierbei auch der Einfluss einer externen Abgasrückführung berücksichtigt. Die in Abbildung 5.37 eingezeichneten Emissionsgrenzwerte orientieren sich an derzeit geltenden Vorschriften (vgl. auch Abschnitt 3.3) und liegen bezüglich der Stickoxidemissionen bei $0,5 \text{ g/m}^3$ sowie bezüglich der THC-Emissionen bei $1,3 \text{ g/m}^3$. Wie bei den in Abschnitt 5.3 diskutierten Untersuchungen hinsichtlich des grundsätzlichen Einflusses der externen Abgasrückführung muss auch an dieser Stelle der theoretische Wirkungsgrad des externen Aufladesystems zur Darstellung eines im gesamten Variationsbereich ausreichenden Spülgefälles auf 40 % reduziert werden. Die volumetrische AGR-Rate beträgt hierbei etwa 6 %. Bei einem Druckniveau von 800 bar liegt der energetische Anteil der Zündölein-spritzung an dieser Stelle bei 1 bis 2 %, wobei der minimierte Zündölanteil, wie in Abschnitt 5.4.1 erläutert, aufgrund der etwas geringeren Brenngeschwindigkeit tendenziell eine weitere Reduzierung der Stickoxidemissionen ermöglicht. Der indizierte Mitteldruck liegt, wie bei allen in Kapitel 5 diskutierten Untersuchungen, bei 10 bar. Insbesondere vor dem Hintergrund minimal darstellbarer Emissionsniveaus, kann nachfolgend zudem eine detaillierte Diskussion der tatsächlichen Schwerpunkt-lage der Verbrennung vernachlässigt werden.

Wie bereits mehrfach erwähnt, wird auch in Abbildung 5.37 der Zielkonflikt der gleichzeitigen Minimierung der Stickoxid- und THC-Emissionen deutlich. Während erstere insbesondere bei später Schwerpunkt-lage der Verbrennung und hohem Luftüberschuss Minima aufweisen, können letztere lediglich durch eine Verringerung des Luftüberschusses deutlich gesenkt werden. Eine Möglichkeit den genannten Zielkonflikt zu entschärfen besteht in der Rückführung bereits an der Verbrennung beteiligter Abgase, wobei das Emissionsniveau der Stickoxide auch bei moderatem Luftüberschuss ($\lambda = 1,5$) unterhalb des einzuhaltenden Grenzwertes gesenkt werden kann. Vor allem im Referenzbrennraum und für die topfförmige Kolbengeometrie ist eine Absenkung des THC-Emissionsniveaus unterhalb des Grenzwerts auch bei Reduzierung des Luftüberschusses nicht möglich. Lediglich im scheibenförmigen Brennraum, welcher einen wesentlich größeren Kolbenfreigang und ein dementsprechend kleineres Feuerstegvolumen aufweist, ist eine ausreichende Verringerung der THC-Emissionen darstellbar. Zur Einhaltung beider Grenzwerte muss das auf 1,2 verringerte Verbrennungsluftverhältnis mit einem AGR-Anteil von etwa 6 % kombiniert werden.

5.5 Zusammenfassung der experimentellen Untersuchungen

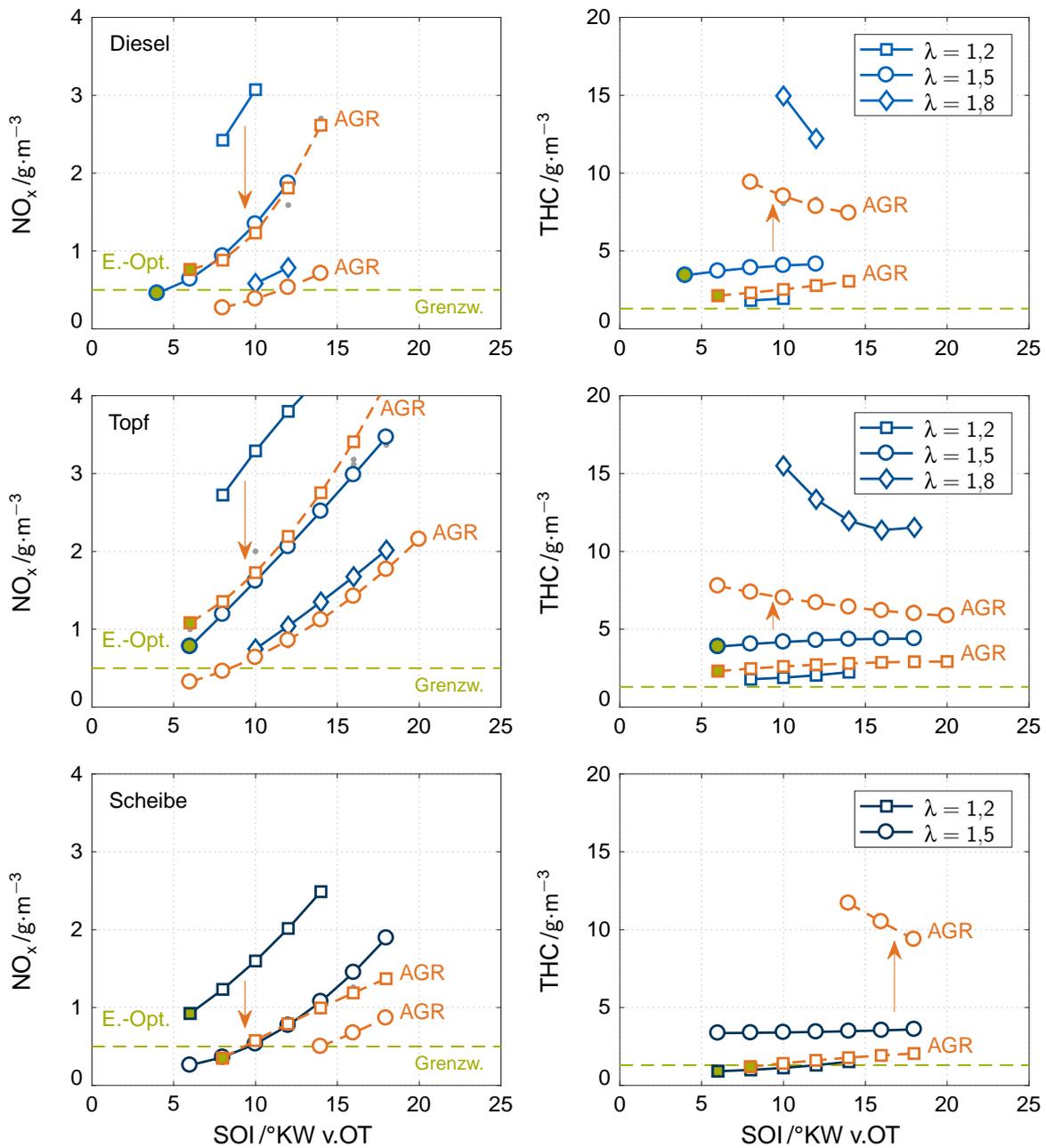


Abbildung 5.37: Einfluss verschiedener innermotorischer Maßnahmen auf das Niveau der Stickoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen für die in Abschnitt 5.4.3 betrachteten Brennraumgeometrien.

Abschließend zeigt Abbildung 5.38 die Wirkungsgradnachteile bei innermotorischer Minimierung der Schadstoffemissionen. Die dargestellten Betriebspunkte stimmen mit den in Abbildung 5.37 hervorgehobenen Punkten überein und stellen den jeweils besten Kompromiss hinsichtlich der gleichzeitigen Minimierung der Stickoxid- und der Kohlenwasser-

5 Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens

stoffemissionen dar. Unter Vernachlässigung der Abgasrückführung zeigt Abbildung 5.37 (oben links) einen Vergleich zwischen den Wirkungsgraden bei minimierten Schadstoffemissionen und den in Abschnitt 5.4.3 identifizierten Wirkungsgradmaxima (energetischer Zündölanteil hier 4 %). Erwartungsgemäß zeigen sich bei Minimierung der Schadstoffemissionen deutlich geringere Wirkungsgradniveaus, wobei für den scheibenförmigen Brennraum sogar ein Wirkungsgradnachteil von etwa sechs Prozentpunkten berücksichtigt werden muss. Eine genauere Analyse der Wirkungsgradverluste zeigt hierbei (vgl. Abbildung 5.38, unten links), dass aufgrund der späteren Verbrennungslage und dem entsprechend geringeren mittleren Temperaturniveau im Brennraum die Wandwärmeverluste deutlich sinken. Aufgrund der mit dem verringerten Luftüberschuss verbundenen geringeren THC-Emissionen reduzieren sich zudem die Verluste der unvollkommenen Verbrennung. Die deutlich längere Brenndauer führt außerdem zu einem erheblichen Anstieg der mit der realen Verbrennung verbundenen Verluste, welcher schließlich in einem wesentlich geringeren effektiven Wirkungsgrad resultiert.

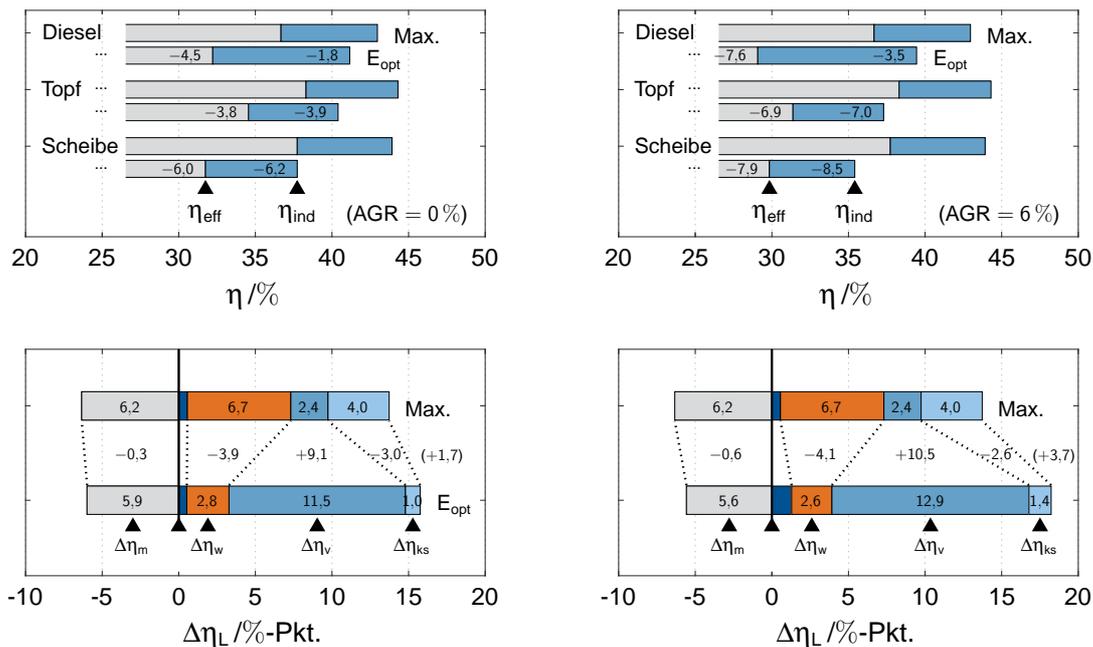


Abbildung 5.38: Oben: Analyse der Wirkungsgradniveaus unter Berücksichtigung der innermotorischen Maßnahmen zur Emissionsminimierung. Unten: Detaillierte Analyse der Wirkungsgradverluste im scheibenförmigen Brennraum.

Wird die Zylinderfüllung mit rückgeführtem Abgas verdünnt (vgl. Abbildung 5.38, rechts), wird eine weitere Erhöhung des Wirkungsgradnachteils deutlich. Grundsätzlich ist hierbei das bereits beschriebene Verhalten der einzelnen Wirkungsgradverluste zu erkennen.

Aufgrund der nochmals verzögerten Verbrennung vergrößern sich jedoch abermals die Verluste der realen Verbrennung. Abschließend kann an dieser Stelle festgehalten werden, dass die innermotorische Einhaltung der definierten Grenzwerte lediglich im scheibenförmigen Brennraum darstellbar ist. Der hierfür erforderliche Betriebspunkt kombiniert einen vergleichsweise geringen Luftüberschuss mit einer zusätzlichen Ladungsverdünnung mit rückgeführtem Abgas und weist eine vergleichsweise späte Schwerpunktlage der Verbrennung auf. Der resultierende effektive Wirkungsgrad liegt bei etwa 30 %. Im Vergleich zum maximal darstellbaren effektiven Wirkungsgrad im topfförmigen Brennraum muss somit ein Wirkungsgradnachteil von etwa acht Prozentpunkten berücksichtigt werden.

5.5.3 Zusammenfassung der Ergebnisse in einem Gesamtkonzept

Die in der vorliegenden Arbeit erarbeiteten Versuchsergebnisse können schließlich in einem Gesamtkonzept eines Zündstrahl-Brennverfahrens für einen kleinen stationär betriebenen Gasmotor zusammengefasst werden. Insbesondere vor dem Hintergrund sinkender Emissionsgrenzwerte stellt dieses Gesamtkonzept einen Kompromiss zwischen darstellbarem Wirkungsgradniveau und innermotorischer Minimierung der Schadstoffemissionen dar:

- Zündöleinspritzung: Das Einspritzdruckniveau liegt im Bereich zwischen 600 und 800 bar, wobei ein guter Strahlaufbruch mit einer energetischen Minimierung der Zündöleinspritzung auf etwa 1 % kombiniert werden kann. Die bei minimierter Zündölmenge verschleppte Verbrennung ermöglicht zudem die innermotorische Minimierung der Stickoxidemissionen.
- Gemischzusammensetzung: Bei moderatem Luftüberschuss und gleichzeitiger Abgasrückführung können sowohl die unverbrannten Kohlenwasserstoff- als auch die Stickoxidemissionen reduziert werden. Mit abnehmendem Luftüberschuss und entsprechend steigender Abgastemperatur kann zudem ein Optimum im Zusammenspiel mit Systemen zur externen Abgasnachbehandlung gefunden werden.
- Brennraum: Die den Brennraum dominierende Kolbenform stellt eine einfache linsenförmige Grundgeometrie dar. Das geometrische Verdichtungsverhältnis wird zugunsten eines vergrößerten Kolbenfreigangs und einer Verbesserung des Zylinderausbrands und entsprechenden Reduzierung der Kohlenwasserstoffemissionen auf etwa 15:1 verringert.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit diskutiert das Betriebsverhalten eines Zündstrahl-Brennverfahrens für den Einsatz in überwiegend stationär und mit Biogas als primärem Energieträger betriebenen BHKW-Anwendungen (Leistungsbereich etwa 20 kW). Eine Abgrenzung gegenüber bisherigen Untersuchungen kann insbesondere anhand des vergleichsweise kompakten Brennraums (Hubvolumen etwa 0,49 l) sowie dem minimierten energetischen Zündölanteil (etwa 1 %) erfolgen. Entsprechend der eingangs definierten Zielsetzung stellt die Arbeit verschiedene innermotorische Möglichkeiten des Zündstrahl-Brennverfahrens hinsichtlich dem Potential zur Wirkungsgradmaximierung sowie zur Einhaltung aktuell geltender Emissionsgrenzwerte gegenüber. Neben der Formulierung und Weiterentwicklung eines phänomenologischen Modellansatzes zur mathematischen Beschreibung des Brennverfahrens dienen hierbei umfangreiche Komponenten- und Motorversuche als Diskussionsgrundlage. Die erarbeiteten Ergebnisse sind als Ausgangspunkt für weiterführende Studien zu sehen.

Zusammenfassung der phänomenologischen Modellierung

Der im Rahmen dieser Arbeit weiterentwickelte mathematische Modellansatz kombiniert im Wesentlichen eine quasidimensionale Paketmodellierung der Zündöleinspritzung mit einer phänomenologischen Modellierung der sich turbulent in den Brennraum ausbreitenden hemisphärischen Flammenfront der Hauptverbrennung. Der Einspritzstrahl wird dabei anhand thermodynamischer Zonen beziehungsweise Pakete sowohl in axialer als auch in radialer Richtung unterteilt. In den einzelnen Paketen können wiederum die entsprechenden Bilanzgleichungen gelöst und die grundlegenden physikalische Teilprozesse, wie beispielsweise Strahlaufbruch, Frischgasbeimischung und Zerstäubung, modelliert werden. Interaktionen zwischen den Einspritzstrahlen sowie Stoff- und Energieaustauschvorgänge zwischen den einzelnen Strahlpaketen werden im Rahmen dieser Arbeit vernachlässigt. Mit Identifikation des Zündzeitpunkts innerhalb der Strahlpakete erfolgt die Einleitung der in drei Phasen (Zündkeimphase, Überblenden, vollturbulenter Ausbrand) ablaufenden Hauptverbrennung des vorgemischten Brenngas/Luft-Gemisches.

Ein wesentlicher Freiheitsgrad des Modellansatzes liegt in der Diskretisierung des Einspritzstrahls. In axialer Richtung ist diese von der Zeitschrittweite der Simulation abhängig, wobei zu jedem zweiten Zeitschritt der Simulation eine axiale Paketschicht generiert wird. Die radiale Diskretisierung des Einspritzstrahls hat einen erheblichen Einfluss auf den Strahlaufbruch, die damit verbundene Frischgasbeimischung in die Paketzonen und folglich auf die Berechnung der Zündverzugszeit. Unter Berücksichtigung der Modellsensitivität werden im Rahmen dieser Arbeit drei radiale Paketschichten berücksichtigt.

Die Validierung des phänomenologischen Ansatzes hinsichtlich seiner Fähigkeit das charakteristische Betriebsverhalten des Zündstrahl-Brennverfahrens abzubilden, erfolgt anhand experimentell ermittelter Vergleichsdaten. Dabei werden sowohl Zeitpunkt und Menge der Zündöleinspritzung als auch Einspritzdruck und das globale Verbrennungsluftverhältnis berücksichtigt. Zudem wird der Ansatz zur Vorausberechnung des Betriebsverhaltens bei Variation des geometrischen Verdichtungsverhältnisses und des im Brennraum vorherrschenden Drallniveaus angewandt. Der Modellansatz zeigt hierbei sowohl hinsichtlich der grundsätzlichen Phänomenologie des Zündstrahl-Brennverfahrens als auch dem charakteristischen Entflammungsverhalten eine plausible Vorausberechnung. Insbesondere Zylinderdruck- und Brennverläufe sowie Spitzendrücke und die integral freigesetzten Wärmemengen werden in der Simulation weitestgehend korrekt abgebildet.

Zusammenfassung der experimentellen Untersuchungen

Für die experimentelle Untersuchung des Zündstrahl-Brennverfahrens wurde ein wassergekühlter Diesel Vierzylinder-Viertaktmotor mit externer Abgasrückführung und Common Rail Einspritzsystem (Einspritzdruck bis 1800 bar) verwendet. Um eine von der Aufladecharakteristik des Serienturboladers unabhängige Analyse des Brennverfahrens zu ermöglichen, wurde der Versuchsmotor am Prüfstand extern über einen Schraubenverdichter mit Ladeluft versorgt. Die Einblasung des gasförmigen Kraftstoffs erfolgte direkt vor dem Ladeluftkühler anhand eines Venturi-geformten Gaszumischers.

Im Mittelpunkt der Untersuchung des Brennverfahrens stehen zunächst die Identifikation des für den eingangs genannten Einsatzzweck relevanten Betriebsbereichs sowie die Charakterisierung des grundsätzlichen Betriebsverhaltens. Insbesondere bei Variation des Zeitpunkts der Zündöleinspritzung und des globalen Verbrennungsluftverhältnisses kann hierbei ein wesentlicher Einfluss auf die Schwerpunktlage der Verbrennung identifiziert werden. Während bei frühen Einspritzzeitpunkten ein geringeres Temperaturniveau im Brennraum die Selbstzündung des Zündöls verzögert, zeigt sich bezüglich dem Luftverhältnis sowohl bei geringem (Verlängerung der Zündverzugszeit) als auch bei hohem (insgesamt verzögerte Verbrennung) Luftüberschuss eine Entfernung des Verbrennungsschwerpunkts vom oberen Totpunkt.

Zur Festlegung der Einspritzstrategie werden optische Analysen der Kleinstmengeneinspritzung und detaillierte Auswertungen der Einspritzverläufe berücksichtigt. Ein Zusammenhang zwischen der bei verringertem Einspritzdruck zunehmenden Standardabweichung der Einspritzmenge und der Betriebsstabilität des Brennverfahrens kann hierbei nicht festgestellt werden. Weiterhin zeigen die optischen Auswertungen des Strahlbildes bei gleicher Kraftstoffmenge und verringertem Einspritzdruck eine, aufgrund der notwendigerweise längeren Bestromung des Injektors, tiefere Penetration der Einspritzstrahlen

in den Brennraum. Der Strahlaufbruch ist jedoch teils deutlich schlechter, wodurch sich große Bereiche mit hohem Kraftstoffanteil ausbilden. Um eine schnelle Verbrennung der vorgemischten Zylinderfüllung zu erreichen, wurde für die weiterführenden Untersuchungen des Brennverfahrens der maximale Einspritzdruck (800 bar) gewählt, bei dem ein minimaler energetischer Zündölanteil von etwa 1 % noch stabil dargestellt werden kann.

Die detaillierte Untersuchung der Brennraumgeometrie stellt den Hauptteil der vorliegenden Arbeit dar. An einer topfförmigen Kolbenmulde wird zunächst das mit einer Anhebung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses theoretisch verbundene Wirkungsgradpotential quantifiziert. Das zum Zeitpunkt der Zündöleinspritzung höhere Temperaturniveau im Brennraum zeigt sich erwartungsgemäß in einer Verkürzung der Zündverzugszeit und einer zunächst beschleunigten Verbrennung. Aufgrund ansteigender Wandwärmeverluste kann jedoch keine Steigerung des maximalen effektiven Wirkungsgrads erzielt werden, welcher bei einer Verdichtung von 17:1 bei etwa 38 % liegt. Eine die gerichtete Zylinderinnenströmung gezielt aufbrechende und mit einer entsprechenden Anhebung des Turbulenzniveaus verbundene Kolbengeometrie wurde anhand dreidimensionaler CFD-Simulationen ausgelegt. Über den gesamten Verlauf der Verbrennung, und vor allem auch in der von der Einspritzung dominierten Phase des Zündverzugs, zeigt sich hierbei eine erhebliche Verkürzung der Brenndauer. Aufgrund der, bedingt durch die zerklüftete Kolbengeometrie, höheren Wandwärmeverluste sowie einer tendenziell unvollkommeneren Verbrennung kann jedoch kein Wirkungsgradvorteil festgestellt werden. Dagegen können in einem annähernd scheibenförmigen Brennraum der Zylinderausbrand verbessert und der Anteil unverbrannter Kohlenwasserstoffe wesentlich verringert werden. Infolge der intensiven Interaktion der Einspritzstrahlen mit der Kolbenoberfläche und einer entsprechenden Verzögerung der Verbrennung kann jedoch auch an dieser Stelle kein Wirkungsgradvorteil identifiziert werden. Die ergänzende Betrachtung eines reduzierten Drallniveaus im Brennraum zeigt insgesamt eine teils deutliche Verringerung des maximal darstellbaren Wirkungsgrads sowie insbesondere im Falle der turbulenzerzeugenden Kolbenform eine erhebliche Verzögerung der Umsetzungsgeschwindigkeit.

Abschließende Untersuchungen innermotorischer Möglichkeiten zur Emissionsminimierung zeigen, dass in einem scheibenförmigen Brennraum mit reduziertem Schadvolumen und entsprechend vollständigerem Zylinderausbrand sowohl die Stickoxidemissionen als auch der Anteil unverbrannter Kohlenwasserstoffe unter die in Abschnitt 5.5.2 definierten Grenzwerte gesenkt werden können. Hierbei muss jedoch ein Wirkungsgradnachteil von etwa acht Prozentpunkten berücksichtigt werden, wobei die aufgrund der verzögerten und damit kälteren Verbrennung geringeren Wandwärmeverluste durch die Verluste aus der realen Verbrennung deutlich überkompensiert werden.

Ausblick weiterführender Untersuchungsschwerpunkte

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit gewonnen Erkenntnisse müssen an vielen Stellen als Ausgangspunkt für weiterführende und nachfolgend zusammengefasste Betrachtungen und Untersuchungen gesehen werden:

- Die diskutierten Versuchsergebnisse sind insbesondere durch weitere Untersuchungen hinsichtlich des Potentials einer weiteren Schadraumminimierung und einer entsprechenden Verringerung der THC-Emissionen zu ergänzen. Hierbei ist eine Anpassung der Ventilsteuerzeiten und vor allem die Verringerung der Ventilüberschneidung im Ladungswechsel als zielführend einzuschätzen. Vor dem Hintergrund der Vermeidung klimarelevanter Schadstoffemissionen sind auch die Möglichkeiten der außermotorischen Abgasnachbehandlung genauer zu untersuchen.
- Die am Versuchsmotor verfügbaren Systeme zur Medienkonditionierung sind für eine BHKW-Anwendung in serientaugliche Konzepte zu überführen. Als ein wesentlicher Bestandteil ist hierbei die genaue Auswahl und Applikation des Abgasturboladers zu nennen. Weiterhin ist gegebenenfalls eine Applikation des dieselmotorischen Betriebs und eine Regelstrategie zum Umgang mit sich verändernden Brenngaseigenschaften erforderlich.
- Das in dieser Arbeit gezeigte grundsätzliche Verhalten des Zündstrahl-Brennverfahrens in kleinem Brennraum ist in Langzeitversuchen insbesondere hinsichtlich seiner Betriebsstabilität und -zuverlässigkeit zu untersuchen. Vor allem das überwiegend im Kleinstmengenbetrieb arbeitende Einspritzsystem ist hierbei genauer zu analysieren.
- Vor allem vor dem Hintergrund eines nachhaltigen Gesamtkonzepts sollten weitere Untersuchungen alternativer Zündölkraftstoffe berücksichtigt werden. Mit Hilfe hydrierter Pflanzenöle ist zum Beispiel ein vollständig auf nachwachsenden Rohstoffen basierender BHKW-Betrieb darstellbar. Auch synthetische Kraftstoffe aus der Gruppe der Oxymethylenether können die verbleibende Abhängigkeit von fossilen Kraftstoffen auflösen. In beiden Fällen müssen vor allem das Einspritzverhalten und die Einflüsse auf die Entflammung des Biogas/Luft-Gemisches genauer untersucht werden.
- Die nachfolgend skizzierten Überlegungen bezüglich eines BHKW-Gesamtsystems sind ebenfalls als Ausgangspunkt für weiterführende Untersuchungen zu verstehen. Insbesondere technische Möglichkeiten zur weiteren Abwärmenutzung sind hierbei auch experimentell zu bewerten.

Ergänzende Überlegungen zum BHKW-Gesamtsystem

Neben dem integrierten Verbrennungsmotor bietet auch das BHKW-Gesamtsystem, beispielsweise durch Optimierung der Abwärmenutzung, erhebliche Potentiale zur Maximierung des Gesamtwirkungsgrads. Vor allem durch die schnelle Umsetzung des überstöchiometrischen Brenngas/Luft-Gemisches im Zündstrahl-Betrieb und einer gegebenenfalls vergleichsweise frühen Lage des Verbrennungsschwerpunkts ist nur eine relativ geringe Temperaturdifferenz für die Abwärmerekuperation nutzbar. Weiterhin müssen unter Umständen Anforderungen hinsichtlich eines zur Abgasnachbehandlung erforderlichen Temperaturniveaus berücksichtigt werden. Entsprechend kommt der sorgfältigen Auslegung der Prozessführung zur Wärmerekuperation in einem Blockheizkraftwerk eine entscheidende Bedeutung zu.

Die in [376] veröffentlichten Untersuchungen vergleichen in diesem Zusammenhang verschiedene thermodynamische Kreisprozesse bezüglich ihres Potentials zur Wärmeauskopplung sowie der Bereitstellung zusätzlicher elektrischer Leistung. Basierend auf theoretischen Untersuchungen werden hierbei unterschiedliche Prozessführungen abgeleitet, wobei die letztendlich gewählte Betriebsstrategie vom vorrangigen Einsatzzweck des BHKWs abhängig ist. Ohne weiterführende Warmwassernutzung kann der Nutzungsgrad einer ausschließlich stromgeführten Anwendung beispielsweise durch einen mit organischen Arbeitsmedien (bspw. Trichlorfluormethan oder Isopentan bzw. Methylbutan) betriebenen Clausius-Rankine Prozess gesteigert werden. Bei einer zusätzlich zur Verfügung stehenden elektrischen Leistung von annähernd 3 kW kann der kombinierte elektrische Wirkungsgrad um etwa dreieinhalb Prozentpunkte angehoben werden. Steht eine wärmegeführte Anwendung im Vordergrund, muss an dieser Stelle grundsätzlich zwischen zwei möglichen Anwendungsfällen unterschieden werden. Einerseits kann das verfügbare Warmwasser, beispielsweise in einer Wohneinheit, direkt genutzt werden. Das hierfür erforderliche Temperaturniveau (etwa 50 °C) kann durch einen mit Ethanol betriebenen Clausius-Rankine Prozess bereitgestellt werden. Unter der Annahme eines täglichen Warmwasserbedarfs im Zeitraum von etwa vier Stunden, ist eine elektrische Auslegung in Verbindung mit einer bedarfsgerechten Regulierung des Wasserdurchflusses zielführend, wobei über die Dauer der Wasseraufbereitung geringe Einbußen hinsichtlich der elektrischen Leistungsausbeute in Kauf genommen werden müssen. Andererseits ist unter der Prämisse der Einspeisung der zur Verfügung stehenden Wärmeenergie in ein Fernwärmenetz ein deutlich höheres Prozesstemperaturniveau erforderlich (in etwa 80 bis 130 °C). In diesem Fall erweist sich ein beispielsweise mit Ammoniak betriebener Joule-Brayton Prozess als zielführend. Insgesamt können auch im wärmegeführten BHKW-Betrieb etwa 1 bis 2 kW an zusätzlicher elektrischer Energie (Wirkungsgradvorteil etwa ein bis zwei Prozentpunkte) genutzt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] ABAGNALE, C.; CAMERETTI, M. C.; CIARAVOLA, U.; TUCCILLO, R.; IANNACCONE, S.: Dual Fuel Diesel Engine at Variable Operating Conditions: A Numerical and Experimental Study. In: *SAE Technical Paper Series* (2015), Nr. 2015-24-2411
- [2] ABAGNALE, C.; CAMERETTI, M. C.; DE SIMIO, L.; GAMBINO, M.; IANNACCONE, S.; TUCCILLO, R.: Combined Numerical-Experimental Study of Dual Fuel Diesel Engine. In: *Energy Procedia* 45 (2014), S. 721–730
- [3] ABD ALLA, G. H.; SOLIMAN, H. A.; BADR, O. A.; ABD RABBO, M. F.: Effect of Pilot Fuel Quantity on the Performance of a Dual Fuel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (1999), Nr. 1999-01-3597
- [4] ABD ALLA, G. H.; SOLIMAN, H. A.; BADR, O. A.; ABD RABBO, M. F.: Using of Quasi-Two Zone Combustion Model to Predict the Performance of a Dual Fuel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2000), Nr. 2000-01-2936
- [5] ABD ALLA, G. H.; SOLIMAN, H. A.; BADR, O. A.; ABD RABBO, M. F.: Effects of Diluent Admissions and Intake Air Temperature in Exhaust Gas Recirculation on the Emissions of an Indirect Injection Dual Fuel Engine. In: *Energy Conversion and Management* 42 (2001), Nr. 8, S. 1033–1045
- [6] ABD ALLA, G. H.; SOLIMAN, H. A.; BADR, O. A.; ABD RABBO, M. F.: Effect of Injection Timing on the Performance of a Dual Fuel Engine. In: *Energy Conversion and Management* 43 (2002), S. 269–277
- [7] ABDELAAL, M. M.; HEGAB, A. H.: Combustion and Emission Characteristics of a Natural Gas-Fueled Diesel Engine with EGR. In: *Energy Conversion and Management* 64 (2012), S. 301–312
- [8] ABDUL RAHMAN, K.; RAMESH, A.: Effect of Split Injection on Combustion and Performance of a Biogas-Diesel Fuelled PPCCI Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2015), Nr. 2015-24-2453
- [9] ABRAMOVICH, G. N.; SCHINDEL, L. (Hrsg.): *The Theory of Turbulent Jets*. Cambridge, MA : MIT Press, 1963
- [10] AHMAD, N.; GAJENDRA BABU, M. K.; RAMESH, A.: Experimental Investigations of Different Parameters Affecting the Performance of a CNG-Diesel Dual Fuel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2005), Nr. 2005-01-3767

- [11] AMBARITA, H.: Performance and Emission Characteristics of a Small Diesel Engine Run in Dual-Fuel (Diesel-Biogas) Mode. In: *Case Studies in Thermal Engineering* 10 (2017), S. 179–191
- [12] ANDRIANI, D.; WRESTA, A.; ATMAJA, T. D.; SAEPUDIN, A.: A Review on Optimization Production and Upgrading Biogas Through CO₂ Removal Using Various Techniques. In: *Applied Biochemistry and Biotechnology* 172 (2014), Nr. 4, S. 1909–1928
- [13] APPEL, F.; OSTERMEYER-WIETHAUP, A.; BALMANN, A.: Effects of the German Renewable Energy Act on Structural Change in Agriculture – The Case of Biogas. In: *Utilities Policy* 41 (2016), S. 172–182
- [14] ARAI, M.; TABATA, M.; HIROYASU, H.; SHIMIZU, M.: Disintegrating Process and Spray Characterization of Fuel Jet Injected by a Diesel Nozzle. In: *SAE Technical Paper Series* (1984), Nr. 840275
- [15] AROONSRIOPON, T.; SALAD, M.; WIROJSAKUNCHAI, E.; WANNATONG, K.; SI-ANGSANORH, S.; AKARAPANJAVIT, N.: Injection Strategies for Operational Improvement of Diesel Dual Fuel Engines under Low Load Conditions. In: *SAE Technical Paper Series* (2009), Nr. 2009-01-1855
- [16] ARRÈGLE, J.; PASTOR, J. V.; RUIZ, S.: The Influence of Injection Parameters on Diesel Spray Characteristics. In: *SAE Technical Paper Series* (1999), Nr. 1999-01-0200
- [17] ASHGRIZ, N.: *Handbook of Atomization and Sprays*. 1. Aufl. Springer New York Dordrecht Heidelberg London, 2011. – ISBN 978-1-4419-7263-7
- [18] ASSANIS, D. N.; FILIPI, Z. S.; FIVELAND, S. B.; SYRIMIS, M.: A Predictive Ignition Delay Correlation under Steady-State and Transient Operation of a Direct Injection Diesel Engine. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 125 (2003), Nr. 2, S. 450–457
- [19] AUER, M.: *Erstellung phänomenologischer Modelle zur Vorausberechnung des Brennverlaufs von Magerkonzept-Gasmotoren*, Technische Universität München, Dissertation, 2010
- [20] AZIMOV, U.; TOMITA, E.; KAWAHARA, N.; HARADA, Y.: Premixed Mixture Ignition in the End-Gas Region (PREMIER) Combustion in a Natural Gas Dual-Fuel Engine: Operating Range and Exhaust Emissions. In: *International Journal of Engine Research* 12 (2011), Nr. 5, S. 484–497

- [21] BAI, C.: *Modelling of Spray Impingement Processes*, University of London, Dissertation, 1996
- [22] BAI, C.; GOSMAN, A. D.: Development of Methodology for Spray Impingement Simulation. In: *SAE Technical Paper Series* (1995), Nr. 950283
- [23] BARBA, C.: *Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten Prognose und rechnerischen Simulation des Verbrennungsablaufes bei Pkw-DE-Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung*, Eidgenössische Technische Hochschule (ETH) Zürich, Dissertation, 2001
- [24] BARBA, C.; BURKHARDT, C.; BOULOUCHOS, K.; BARGENDE, M.: A Phenomenological Combustion Model for Heat Release Rate Prediction in High-Speed DI Diesel Engines with Common Rail Injection. In: *SAE Technical Paper Series* (2000), Nr. 2000-01-2933
- [25] BARGENDE, M.: *Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren*, Technische Hochschule Darmstadt, Dissertation, 1991
- [26] BARIK, D.; MURUGAN, S.: Investigation on Combustion Performance and Emission Characteristics of a DI (Direct Injection) Diesel Engine Fueled with Biogas-Diesel in Dual Fuel Mode. In: *Energy* 72 (2014), S. 760–771
- [27] BARNSTEDT, K.; RATZBERGER, R.; GRABNER, P.; EICHLSEDER, H.: Thermodynamic Investigation of Different Natural Gas Combustion Processes on the Basis of a Heavy-Duty Engine. In: *International Journal of Engine Research* 17 (2016), Nr. 1, S. 28–34
- [28] BARRO, C.; NANI, C.; HUTTER, R.; BOULOUCHOS, K.: Spray Model Based Phenomenological Combustion Description and Experimental Validation for a Dual Fuel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2017), Nr. 2017-24-0098
- [29] BAUER, M.: *Entstehung von Formaldehydemissionen in Magergasmotoren*, Technische Universität München, Dissertation, 2015
- [30] BAUER, M.; WACHTMEISTER, G.: Entstehung von Formaldehyd in Mager-Gasmotoren. In: *Motorentechnische Zeitschrift (MTZ)* 70 (2009), S. 580–587
- [31] BAYERISCHES LANDESAMT FÜR UMWELT (LFU) (Hrsg.): *Biogashandbuch Bayern – Materialienband (Kapitel 1)*. 2. Aufl. Augsburg: Bayerisches Landesamt für Umwelt (LfU), 2007

- [32] BAZARI, Z.: A DI Diesel Combustion and Emission Predictive Capability for Use in Cycle Simulation. In: *SAE Technical Paper Series* (1992), Nr. 920462
- [33] BECKER, H.; MONKHOUSE, P. B.; WOLFRUM, J.; CANT, R. S.; BRAY, K. N. C.; MALY, R.; PFISTER, W.; STAHL, G.; WARNATZ, J.: Investigation of Extinction in Unsteady Flames in Turbulent Combustion by 2D-LIF of OH Radials and Flamelet Analysis. In: *Symposium (International) on Combustion 23* (1991), Nr. 1, S. 817–823
- [34] BEDOYA, I D.; ARRIETA, A. A.; CADAVID, F. J.: Effects of Mixing System and Pilot Fuel Quality on Diesel-Biogas Dual Fuel Engine Performance. In: *Bioresource Technology* 100 (2009), Nr. 24, S. 6624–6629
- [35] BELL, S. R.; CATON, J. A.: Numerical Simulation of a Coal-Fuelled Compression-Ignition Engine. In: *Fuel* 67 (1988), Nr. 4, S. 474–481
- [36] BESCH, M. C.; ISRAEL, J.; THIRUVENGADAM, A.; KAPPANNA, H.; CARDER, D.: Emissions Characterization from Different Technology Heavy-Duty Engines Retrofitted for CNG/Diesel Dual-Fuel Operation. In: *SAE International Journal of Engines* 8 (2015), Nr. 3, S. 1342–1358
- [37] BI, X.; YANG, M.; HAN, S.; MA, Z.: A Multi-Zone Model for Diesel Spray Combustion. In: *SAE Technical Paper Series* (1999), Nr. 1999-01-0916
- [38] BLIZARD, N. C.; KECK, J. C.: Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1974), Nr. 740191
- [39] BORMAN, G. L.; EL WAKIL, M. M.; UYEHARA, O. A.; MYERS, P. S.: Graphs of Reduced Variables for Computing Histories of Vaporizing Fuel Drops, and Drop Histories under Pressure. In: *NACA Technical Note 4338* (1958)
- [40] BORMAN, G. L.; JOHNSON, J. H.: Unsteady Vaporization Histories and Trajectories of Fuel Drops Injected into Swirling Air. In: *SAE Technical Paper Series* (1962), Nr. 620271
- [41] BOSCH, W.: Der Einspritzgesetz-Indikator, ein neues Meßgerät zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzeleinspritzungen. In: *Motorentechnische Zeitschrift (MTZ)* 25 (1964), Nr. 7, S. 268–282
- [42] BRAUN, R.: *Biogas – Methangärung organischer Abfallstoffe*. Springer-Verlag Wien New York, 1982. – ISBN 978–3–7091–8676–3

- [43] BRETTSCHEIDER, J.: Berechnung des Luftverhältnisses Lambda von Luft-Kraftstoff-Gemischen und des Einflusses von Messfehlern auf Lambda. In: *Bosch Technische Berichte* 6 (1979), Nr. 4, S. 177–186
- [44] BRITZ, W.; DELZEIT, R.: The Impact of German Biogas Production on European and Global Agricultural Markets, Land Use and the Environment. In: *Energy Policy* 62 (2013), S. 1268–1275
- [45] BROMLEY, L. A.: *Thermal Conductivity of Gases at Moderate Pressures*. Berkeley, CA : University of California Radiation Laboratory, 1952
- [46] CARLUCCI, A. P.; LAFORGIA, D.; SARACINO, R.: Combustion Development and Exhaust Emissions of a Dual-Fuel DI Diesel Engine with Variable In-Cylinder Bulk Flow and Methane Supply Strategies. In: *ASME 2009 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference* (2009)
- [47] CARLUCCI, A. P.; LAFORGIA, D.; SARACINO, R.; TOTO, G.: Combustion and Emissions Control in Diesel-Methane Dual Fuel Engines: The Effects of Methane Supply Method Combined with Variable In-Cylinder Charge Bulk Motion. In: *Energy Conversion and Management* 52 (2011), Nr. 8-9, S. 3004–3017
- [48] CARLUCCI, A. P.; RISI, A.; LAFORGIA, D.; NACCARATO, F.: Experimental Investigation and Combustion Analysis of a Direct Injection Dual-Fuel Diesel-Natural Gas Engine. In: *Energy* 33 (2008), Nr. 2, S. 256–263
- [49] CHIATTI, G.; CHIAVOLA, O.; PALMIERI, F.: Phenomenological Multi-Step Modeling of Diesel Injection and Combustion. In: *SAE Technical Paper Series* (2009), Nr. 2009-24-0007
- [50] CHIATTI, G.; CHIAVOLA, O.; PALMIERI, F.: Spray Modeling for Diesel Engine Performance Analysis. In: *SAE Technical Paper Series* (2009), Nr. 2009-01-0835
- [51] CHIU, W. S.; SHAHED, S. M.; LYN, W. T.: A Transient Spray Mixing Model for Diesel Combustion. In: *SAE Technical Paper Series* (1976), Nr. 760128
- [52] CHMELA, F.; DIMITROV, D.; WIMMER, A.: Simulation der Verbrennung bei Vorkammer-Großgasmotoren. In: *11. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“*, Technische Universität Graz (2007), S. 461–471
- [53] CHMELA, F.; ORTHABER, G.: Anwendungsmöglichkeiten eines neuen mischungsgesteuerten Brennverlaufmodells. In: *4. Tagung „Motorische Verbrennung – Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze“* (1999), S. 317–334

- [54] CHMELA, F. G.; ORTHABER, G. C.: Rate of Heat Release Prediction for Direct Injection Diesel Engines Based on Purely Mixing Controlled Combustion. In: *SAE Technical Paper Series* (1999), Nr. 1999-01-0186
- [55] CHMELA, F. G.; PIRKER, G. H.; WIMMER, A.: Zero-Dimensional RoHR Simulation for DI Diesel Engines – A Generic Approach. In: *Energy Conversion and Management* 48 (2007), Nr. 11, S. 2942–2950
- [56] CHRISTEN, C.; BRAND, D.: Gas and Dual Fuel Engines as a Clean and Efficient Solution. In: *International Council on Combustion Engines (CIMAC)* (2013), Nr. Paper No.: 187
- [57] CONSTIEN, M.: *Bestimmung von Einspritz- und Brennverlauf eines direkteinspritzenden Dieselmotors*, Technische Universität München, Dissertation, 1991
- [58] CORDINER, S.; MULONE, V.; ROCCO, V.; SCARCELLI, R.; IANNACCONE, S.; GAMBINO, M.: An Experimental-Numerical Approach to Reduce Emissions of a Dual Fuel Diesel-Natural Gas Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2009), Nr. 2009-24-0099
- [59] CUI, Y.; DENG, K.; WU, J.: A Direct Injection Diesel Combustion Model for Use in Transient Condition Analysis. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 215 (2001), Nr. 9, S. 995–1004
- [60] CURRAN, H. J.; GAFFURI, P.; PITZ, W. J.; WESTBROOK, C. K.: A Comprehensive Modeling Study of n-Heptane Oxidation. In: *Combustion and Flame* 114 (1998), Nr. 1–2, S. 149–177
- [61] DE SIMIO, L.; GAMBINO, M.; IANNACCONE, S.: Effects of Low Temperature Combustion on Particle and Gaseous Emission of a Dual Fuel Light Duty Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2017), Nr. 2017-24-0081
- [62] DEC, J. E.: A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging. In: *SAE Technical Paper Series* (1997), Nr. 970873
- [63] DELACOURT, E.; DESMET, B.; BESSON, B.: Characterisation of Very High Pressure Diesel Sprays Using Digital Imaging Techniques. In: *Fuel* 84 (2005), Nr. 7-8, S. 859–867
- [64] DEMPSEY, A. B.; WALKER, N. R.; REITZ, R.: Effect of Piston Bowl Geometry on Dual Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) in a Light-Duty Engine

- Operated with Gasoline/Diesel and Methanol/Diesel. In: *SAE International Journal of Engines* 6 (2013), Nr. 1, S. 78–100
- [65] DENT, J. C.: A Basis for the Comparison of Various Experimental Methods for Studying Spray Penetration. In: *SAE Technical Paper Series* (1971), Nr. 710571
- [66] DENT, J. C.; MEHTA, P. S.: Phenomenological Combustion Model for a Quiescent Chamber Diesel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (1981), Nr. 811235
- [67] DESANTES, J. M.; LOPEZ, J. J.; GARCIA, J. M.; PASTOR, J. M.: Evaporative Diesel Spray Modeling. In: *Atomization and Sprays* 17 (2007), S. 193–231
- [68] DESANTES, J. M.; PAYRI, R.; SALVADOR, F. J.; SOARE, V.: Study of the Influence of Geometrical and Injection Parameters on Diesel Sprays Characteristics in Isothermal Conditions. In: *SAE Technical Paper Series* (2005), Nr. 2005-01-0913
- [69] DI BLASIO, G.; BELGIORNO, G.; BEATRICE, C.; FRAIOLI, V.; MIGLIACCIO, M.: Experimental Evaluation of Compression Ratio Influence on the Performance of a Dual-Fuel Methane-Diesel Light-Duty Engine. In: *SAE International Journal of Engines* 8 (2015), Nr. 5, S. 2253–2267
- [70] DONATEO, T.; CARLUCCI, A. P.; STRAFELLA, L.; LAFORGIA, D.: Experimental Validation of a CFD Model and an Optimization Procedure for Dual Fuel Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (2014), Nr. 2014-01-1314
- [71] DRONNIU, N.; KASHDAN, J.; LECOINTE, B.; SAUVE, K.; SOLERI, D.: Optical Investigation of Dual-fuel CNG/Diesel Combustion Strategies to Reduce CO₂ Emissions. In: *SAE International Journal of Engines* 7 (2014), Nr. 2, S. 873–887
- [72] DUC, P. M.; WATTANAVICHIE, K.: Study on Biogas Premixed Charge Diesel Dual Fuelled Engine. In: *Energy Conversion and Management* 48 (2007), Nr. 8, S. 2286–2308
- [73] DULBECCO, A.: *Modeling of Diesel HCCI Combustion and its Impact on Pollutant Emissions Applied to Global Engine System Simulation*, Institut National Polytechnique de Toulouse (INP Toulouse), Dissertation, 2010
- [74] DULBECCO, A.; LAFOSSAS, F.-A.; MAUVIOT, G.; POINSOT, T. J.: A New 0D Diesel HCCI Combustion Model Derived from a 3D CFD Approach with Detailed Tabulated Chemistry. In: *Oil & Gas Science and Technology-Revue de l'IFP* 64 (2009), Nr. 3, S. 259–284

- [75] EGÚSQUIZA, J. C.; BRAGA, S. L.; BRAGA, C. V. M.: Performance and Gaseous Emissions Characteristics of a Natural Gas/Diesel Dual Fuel Turbocharged and Aftercooled Engine. In: *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 31 (2009), Nr. 2, S. 142–150
- [76] EICHLSEDER, H.; GRABNER, P.; HADL, K.; HEPP, C.; LUEF, R.: Dual-Fuel-Konzepte für mobile Anwendungen. In: *34. Internationales Wiener Motorensymposium* (2013)
- [77] EICHLSEDER, H.; HAUSBERGER, S.; WIMMER, A.: Zukünftige Otto-DI-Brennverfahren – Thermodynamische Potenziale und Grenzen im Vergleich zu Dieselmotoren. In: *MTZ-Konferenz Motor* (2007), S. 277–290
- [78] EICHMEIER, J. U.; REITZ, R. D.; RUTLAND, C.: A Zero-Dimensional Phenomenological Model for RCCI Combustion Using Reaction Kinetics. In: *SAE International Journal of Engines* 7 (2014), Nr. 2014-01-1074, S. 106–119
- [79] EILTS, P.: Modell zur Vorausberechnung des Brenngesetzes mittelschnelllaufender Dieselmotoren. In: *Motorentechnische Zeitschrift (MTZ)* 54 (1993), Nr. 3, S. 134–140
- [80] ELKOTB, M. M.: Fuel Atomization for Spray Modelling. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 8 (1982), Nr. 1, S. 61–91
- [81] FACHAGENTUR NACHWACHSENDE ROHSTOFFE E. V. (FNR) (Hrsg.): *Leitfaden Biogas*. 7. Aufl. Gülzow: Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e. V. (FNR), 2016
- [82] FELT, A. E.; STEELE, W. A.: Combustion Control in Dual-Fuel Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1962), Nr. 620555
- [83] FERELLA, F.; PUCA, A.; TAGLIERI, G.; ROSSI, L.; GALLUCCI, K.: Separation of Carbon Dioxide for Biogas Upgrading to Biomethane. In: *Journal of Cleaner Production* 164 (2017), S. 1205–1218
- [84] GARCIA, P.; TUNESTAL, P.: Experimental Investigation on CNG-Diesel Combustion Modes under Highly Diluted Conditions on a Light Duty Diesel Engine with Focus on Injection Strategy. In: *SAE International Journal of Engines* 8 (2015), Nr. 5, S. 2177–2187
- [85] GARCIA, P.; TUNESTAL, P.: Analysis of Dual-Fuel CNG-Diesel Combustion Modes Towards High Efficiency and Low Emissions at Part Load. In: *FISITA World Automotive Congress* (2016), Nr. F2016-ESYB-014

- [86] GARCIA, P.; TUNESTAL, P.: Effects of Intake Manifold Conditions on Dual-Fuel CNG-Diesel Combustion in a Light Duty Diesel Engine Operated at Low Loads. In: *SAE Technical Paper Series* (2016), Nr. 2016-01-0805
- [87] GARCIA, P.; TUNESTAL, P.; MONSALVE-SERRANO, J.; GARCIA, A.; HYVÖNEN, J.: Impact of Diesel Pilot Distribution on the Ignition Process of a Dual Fuel Medium Speed Marine Engine. In: *Energy Conversion and Management* 149 (2017), S. 192–205
- [88] GEBERT, K.; BECK, N. J.; BARKHIMER, R. L.; WONG, H.-C.: Strategies to Improve Combustion and Emission Characteristics of Dual-Fuel Pilot Ignited Natural Gas Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1997), Nr. 971712
- [89] GEBERT, K.; BECK, N. J.; BARKHIMER, R. L.; WONG, H.-C.; WELLS, A. D.: Development of Pilot Fuel Injection System for CNG Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (1996), Nr. 961100
- [90] GHOJEL, J. I.: Review of the Development and Applications of the Wiebe Function: A Tribute to the Contribution of Ivan Wiebe to Engine Research. In: *International Journal of Engine Research* 11 (2010), S. 297–312
- [91] GLAUERT, M. B.: The Wall Jet. In: *Journal of Fluid Mechanics* 1 (1956), Nr. 6, S. 625–643
- [92] GÜLDER, Ö. L.: Correlations of Laminar Combustion Data for Alternative S.I. Engine Fuels. In: *SAE Technical Paper Series* (1984), Nr. 841000
- [93] GÜLDER, Ö. L.: Turbulent Premixed Combustion Modelling Using Fractal Geometry. In: *Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute* 23 (1990), S. 835–842
- [94] GÜLDER, Ö. L.: Turbulent Premixed Flame Propagation Models for Different Combustion Regimes. In: *Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute* 23 (1990), S. 743–750
- [95] GOULDING, D.; POWER, N.: Which is the Preferable Biogas Utilisation Technology for Anaerobic Digestion of Agricultural Crops in Ireland: Biogas to CHP or Biomethane as a Transport Fuel? In: *Renewable Energy* 53 (2013), S. 121–131
- [96] GRECO, A.; MIRA, D.; JIANG, X.: Effects of Fuel Composition on Biogas Combustion in Premixed Laminar Flames. In: *Energy Procedia* 105 (2017), S. 1058–1062

- [97] GRILL, M.: *Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2006
- [98] GRILL, M.; BARGENDE, M.: The Development of an Highly Modular Designed Zero-Dimensional Engine Process Calculation Code. In: *SAE International Journal of Engines* 3 (2010), Nr. 2010-01-0149, S. 1–11
- [99] GRILL, M.; BILLINGER, T.; BARGENDE, M.: Quasi-Dimensional Modeling of Spark Ignition Engine Combustion with Variable Valve Train. In: *SAE Technical Paper Series* (2006), Nr. 2006-01-1107
- [100] GRILL, M.; CHIODI, M.; BERNER, H.-J.; BARGENDE, M.: Stoffwerte von Rauchgas und Kraftstoffdampf beliebiger Kraftstoffe. In: *Motorentechnische Zeitschrift (MTZ)* 68 (2007), Nr. 5, S. 398–406
- [101] GRILL, M.; SCHMID, A.; CHIODI, M.; BERNER, H.-J.; BARGENDE, M.: Calculating the Properties of User-Defined Working Fluids for Real Working-Process Simulations. In: *SAE Technical Paper Series* (2007), Nr. 2007-01-0936
- [102] GROCHOWINA, M.; SCHIFFNER, M.; TARTSCH, S.; SATTELMAYER, T.: Influence of Injection Parameters and Operating Conditions on Ignition and Combustion in Dual-Fuel Engines. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 140 (2018), Nr. 10
- [103] GUERRY, E. S.; RAIHAN, M. S.; SRINIVASAN, K. K.; KRISHNAN, S. R.; SOHAIL, A.: Injection Timing Effects on Partially Premixed Diesel-Methane Dual Fuel Low Temperature Combustion. In: *Applied Energy* 162 (2016), S. 99–113
- [104] GUNEA, C.; RAZAVI, M. R. M.; KARIM, G. A.: The Effects of Pilot Fuel Quality on Dual Fuel Engine Ignition Delay. In: *SAE Technical Paper Series* (1998), Nr. 982453
- [105] GUPTA, S.; POOLA, R.; SEKAR, R.: Effect of Injection Parameters on Diesel Spray Characteristics. In: *SAE Technical Paper Series* (2000), Nr. 2000-01-1600
- [106] HADL, K.; LUEF, R.; EICHLSEDER, H.: Experimentelle Untersuchungen von CNG-Diesel und Wasserstoff-Diesel Dual-Fuel Brennverfahren für den mobilen Einsatz. In: *11. Tagung „Motorische Verbrennung – Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze“* 13 (2013), Nr. 1, S. 183–194
- [107] HAHN, H.; KRAUTKREMER, B.; HARTMANN, K.; WACHENDORF, M.: Review of Concepts for a Demand-Driven Biogas Supply for Flexible Power Generation. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 29 (2014), S. 383–393

- [108] HAN, Z.; REITZ, R. D.: Turbulence Modeling of Internal Combustion Engines Using RNG k- ϵ Models. In: *Combustion Science and Technology* 106 (1995), Nr. 4–6, S. 267–295
- [109] HANSON, R.; ICKES, A.; WALLNER, T.: Comparison of RCCI Operation with and without EGR over the Full Operating Map of a Heavy-Duty Diesel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2016), Nr. 2016-01-0794
- [110] HASLACHER, R.; SKALLA, C.; JAUKE, T.; EICHLSEDER, H.: Einsatz optischer Messmethoden bei der Entwicklung von Brennverfahren für Wasserstoff-Erdgas-Gemische. In: *6. Dessauer Gasmotorenkonferenz, Dessau-Roßlau* (2009), S. 308–325
- [111] HAY, N.; JONES, P. L.: Comparison of the Various Correlations for Spray Penetration. In: *SAE Technical Paper Series* (1972), Nr. 720776
- [112] HEIDER, G.: *Rechenmodell zur Vorausberechnung der NO-Emissionen von Dieselmotoren*, Technische Universität München, Dissertation, 1996
- [113] HERNÁNDEZ, J. J.; LAPUERTA, M.; BARBA, J.: Effect of Partial Replacement of Diesel or Biodiesel with Gas from Biomass Gasification in a Diesel Engine. In: *Energy* 89 (2015), S. 148–157
- [114] HEYWOOD, J. B.: *Internal Combustion Engines Fundamentals*. 1. Aufl. Massachusetts : McGraw-Hill International Editions, Automotive Technology Series, 1988. – ISBN 0–07–100499–8
- [115] HIJAZI, O.; MUNRO, S.; ZERHUSEN, B.; EFFENBERGER, M.: Review of Life Cycle Assessment for Biogas Production in Europe. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 54 (2016), S. 1291–1300
- [116] HIRES, S. D.; TABACZYNSKI, R. J.; NOVAK, J. M.: The Prediction of Ignition Delay and Combustion Intervals for a Homogeneous Charge, Spark Ignition Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (1978), Nr. 780232
- [117] HIROYASU, H.: Diesel Engine Combustion and its Modeling. In: *The First International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines (COMODIA)* (1985), Nr. C85_P053
- [118] HIROYASU, H.; ARAI, M.: Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1990), Nr. 900475

- [119] HIROYASU, H.; ARAI, M.; TABATA, M.: Empirical Equations for the Sauter Mean Diameter of a Diesel Spray. In: *SAE Technical Paper Series* (1989), Nr. 890464
- [120] HIROYASU, H.; KADOTA, T.: Fuel Droplet Size Distribution in Diesel Combustion Chamber. In: *Bulletin of the JSME* 19 (1976), Nr. 135, S. 1064–1072
- [121] HIROYASU, H.; KADOTA, T.; ARAI, M.: Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions: Part 1 Combustion Modeling. In: *Bulletin of the JSME* 26 (1983), Nr. 214-12, S. 569–575
- [122] HIROYASU, H.; KADOTA, T.; ARAI, M.: Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions: Part 2 Computational Procedure and Parametric Study. In: *Bulletin of the JSME* 26 (1983), Nr. 214-13, S. 576–583
- [123] HIROYASU, H.; NISHIDA, K.: Fuel Spray Trajectory and Dispersion in a DI Diesel Combustion Chamber. In: *SAE Technical Paper Series* (1989), Nr. 890462
- [124] HOHLBAUM, B.: *Beitrag zur rechnerischen Untersuchung der Stickstoffoxid-Bildung schnelllaufender Hochleistungsdieselmotoren*, Universität Fridericiana Karlsruhe (TH), Dissertation, 1992
- [125] HOUNTALAS, D. T.; KOUREMENOS, A. D.: Development of a Fast and Simple Simulation Model for the Fuel Injection System of Diesel Engines. In: *Advances in Engineering Software* 29 (1998), Nr. 1, S. 13–28
- [126] HOUNTALAS, D. T.; KOUREMENOS, D. A.; PARIOTIS, E. G.; SCHWARZ, V.; BINDER, K. B.: Using a Phenomenological Multi-Zone Model to Investigate the Effect of Injection Rate Shaping on Performance and Pollutants of a DI Heavy Duty Diesel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2002), Nr. 2002-01-0074
- [127] HOUNTALAS, D. T.; PAPAGIANNAKIS, R. G.: Development of a Simulation Model for Direct Injection Dual Fuel Diesel-Natural Gas Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (2000), Nr. 2000-01-0286
- [128] HOUNTALAS, D. T.; PAPAGIANNAKIS, R. G.: A Simulation Model for the Combustion Process of Natural Gas Engines with Pilot Diesel Fuel as an Ignition Source. In: *SAE Technical Paper Series* (2001), Nr. 2001-01-1245
- [129] HOUNTALAS, D. T.; PAPAGIANNAKIS, R. G.: Theoretical and Experimental Investigation of a Direct Injection Dual Fuel Diesel-Natural Gas Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2002), Nr. 2002-01-0868

- [130] HUANG, X.; YANG, F.; OUYANG, M.: Performance and Emission Optimization of Pilot Ignited Natural Gas Diesel Engine with Single and Dual Injection Pilot Strategies and MBC Toolkit. In: *SAE Technical Paper Series* (2015), Nr. 2015-01-1985
- [131] IKEGAMI, M.; SHIOJI, M.; KOIKE, M.: A Stochastic Approach to Model the Combustion Process in Direct-Injection Diesel Engines. In: *Symposium (International) on Combustion* 20 (1985), Nr. 1, S. 217–224
- [132] IMRAN, S.; EMBERSON, D. R.; DIEZ, A.; WEN, D. S.; CROOKES, R. J.; KORAKIANITIS, T.: Natural Gas Fueled Compression Ignition Engine Performance and Emissions Maps with Diesel and RME Pilot Fuels. In: *Applied Energy* 124 (2014), S. 354–365
- [133] IMRAN, S.; EMBERSON, D. R.; IHRACSKA, B.; WEN, D. S.; CROOKES, R. J.; KORAKIANITIS, T.: Effect of Pilot Fuel Quantity and Type on Performance and Emissions of Natural Gas and Hydrogen Based Combustion in a Compression Ignition Engine. In: *International Journal of Hydrogen Energy* 39 (2014), Nr. 10, S. 5163–5175
- [134] ISHIDA, M.; TAGAI, T.; UEKI, H.; SAKAGUCHI, D.: Ignition and Combustion Characteristics of Natural Gas in a Dual Fuel Diesel Engine. In: *International Council on Combustion Engines (CIMAC)* (2004), Nr. Paper No.: 31
- [135] ISHIYAMA, T.; KANG, J.; OZAWA, Y.; SAKO, T.: Improvement of Performance and Reduction of Exhaust Emissions by Pilot-Fuel-Injection Control in a Lean-Burning Natural-Gas Dual-Fuel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2011), Nr. 2011-01-1963
- [136] ISHIYAMA, T.; SHIOJI, M.; MITANI, S.; SHIBATA, H.; IKEGAMI, M.: Improvement of Performance and Exhaust Emissions in a Converted Dual-Fuel Natural Gas Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2000), Nr. 2000-01-1866
- [137] JACOBS, A.; AUBURGER, S.; BAHRS, E.; BRAUER-SIEBRECHT, W.; CHRISTEN, O.; GÖTZE, P.; KOCH, H.-J.; RÜCKNAGEL, J.; MÄRLÄNDER, B.: Greenhouse Gas Emission of Biogas Production Out of Silage Maize and Sugar Beet – An Assessment along the Entire Production Chain. In: *Applied Energy* 190 (2017), S. 114–121
- [138] JARRAHBASHI, D.; KIM, S.; GENZALE, C. L.: Simulation of Combustion Recession After End-of-Injection at Diesel Engine Conditions. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 139 (2017), Nr. 10
- [139] JOHN, A.; KAMINSKI, H.; KULHBUSCH, T.: *Entwicklung und Erprobung eines zweistufigen Impaktors zur Messung alveolengängiger Quarzfeinstaubemissionen und*

- Durchführung von Validierungsmessungen.* Duisburg : Bericht des Instituts für Energieund Umwelttechnik Bereich „Lufgetragene Partikel / Luftreinhaltung“, 2004
- [140] JOHNSON, S. L.; CLARKE, A.; FLETCHER, T.; HYLANDS, D.: A Phenomenological Approach to Dual Fuel Combustion Modelling. In: *Proceedings of the ASME 2012 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference* (2012), Nr. ICEF2012-92133
- [141] JUNG, D.; ASSANIS, D. N.: Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Cycle Simulation Studies of Engine Performance and Emissions. In: *SAE Technical Paper Series* (2001), Nr. 2001-01-1246
- [142] JUNG, D.; ASSANIS, D. N.: Quasidimensional Modeling of Direct Injection Diesel Engine Nitric Oxide, Soot and Unburned Hydrocarbon Emissions. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 128 (2006), Nr. 2, S. 388–396
- [143] JUNGBLUTH, G.; NOSKE, G.: Ein quasidimensionales Modell zur Beschreibung des ottomotorischen Verbrennungsablaufes – Teil 1. In: *Motorentechnische Zeitschrift (MTZ)* 52 (1991), Nr. 5, S. 262–267
- [144] KALTSCHMITT, M.; THEMELIS, N. J.; BRONICKI, L. Y.; SÖDER, L.; VEGA, L. A.; MEYERS, R. A. (Hrsg.): *Renewable Energy Systems*. 1. Aufl. Springer-Verlag New York, 2013. – ISBN 978–1–4614–5819–7
- [145] KARAGÖZ, Y.; SANDALCI, T.; KOYLU, U. O.; DALKILIÇ, A. S.; WONGWISES, S.: Effect of the Use of Natural Gas-Diesel Fuel Mixture on Performance, Emissions and Combustion Characteristics of a Compression Ignition Engine. In: *Advances in Mechanical Engineering* 8 (2016), Nr. 4
- [146] KARIM, G. A.: An Examination of Some Measures for Improving the Performance of Gas Fuelled Diesel Engines at Light Load. In: *SAE Technical Paper Series* (1991), Nr. 912366
- [147] KARIM, G. A.: *Dual-Fuel Diesel Engines*. 1. Aufl. CRC Press, 2015. – ISBN 978–1–4987–0309–3
- [148] KARIM, G. A.; JONES, W.; RAINE, R. R.: An Examination of the Ignition Delay Period in Dual Fuel Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1989), Nr. 892140
- [149] KARIM, G. A.; KLAT, S. R.; MOORE, N. P. W.: Knock in Dual-Fuel Engines. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 181 (1966), Nr. 1, S. 453–466

- [150] KARIM, G. A.; LIU, Z.: A Predictive Model for Knock in Dual Fuel Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1992), Nr. 921550
- [151] KARIM, G. A.; LIU, Z.; JONES, W.: Exhaust Emissions from Dual Fuel Engines at Light Load. In: *SAE Technical Paper Series* (1993), Nr. 932822
- [152] KARIM, G. A.; ZHAODA, Y.: Modeling of Auto-Ignition and Knock in a Compression Ignition Engine of the Dual Fuel Type. In: *IMEchE Conference* (1991), Nr. C430/035, S. 141–147
- [153] KIESLING, C.; REDTENBACHER, C.; KIRSTEN, M.; WIMMER, A.; IMHOF, D.; BERGER, I.; GARCIA-OLIVER, J. M.: Detailed Assessment of an Advanced Wide Range Diesel Injector for Dual Fuel Operation of Large Engines. In: *International Council on Combustion Engines (CIMAC)* (2016), Nr. Paper No.: 078
- [154] KNEER, R.: *Grundlegende Untersuchungen zur Sprühstrahlausbreitung in hochbelasteten Brennräumen: Tropfenverdunstung und Sprühstrahlcharakterisierung*, Universität Karlsruhe, Dissertation, 1993
- [155] KÖNIGSSON, F.; KUYPER, J.; STALHAMMAR, P.; ANGSTROM, H.-E.: The Influence of Crevices on Hydrocarbon Emissions From a Diesel-Methane Dual Fuel Engine. In: *SAE International Journal of Engines* 6 (2013), Nr. 2, S. 751–765
- [156] KÖNIGSSON, F.; RISBERG, P.; ANGSTROM, H.-E.: Nozzle Coking in CNG-Diesel Dual Fuel Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (2014), Nr. 2014-01-2700
- [157] KÖNIGSSON, F.; STALHAMMAR, P.; ANGSTROM, H.-E.: Characterization and Potential of Dual Fuel Combustion in a Modern Diesel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2011), Nr. 2011-01-2223
- [158] KÖNIGSSON, F.; STALHAMMAR, P.; ANGSTROM, H.-E.: Controlling the Injector Tip Temperature in a Diesel Dual Fuel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2012), Nr. 2012-01-0826
- [159] KNOX, B.; GENZALE, C.: Effects of End-of-Injection Transients on Combustion Recession in Diesel Sprays. In: *SAE International Journal of Engines* 9 (2016), Nr. 2016-01-0745, S. 932–949
- [160] KNOX, B. W.; GENZALE, C.; PICKETT, L.; GARCIA-OLIVER, J. M.; VERA-TUDELA, W. M.: Combustion Recession after End of Injection in Diesel Spray. In: *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 8 (2015), Nr. 2, S. 1–17

- [161] KNOX, B. W.; GENZALE, C. L.: Reduced-Order Numerical Model for Transient Reacting Diesel Sprays with Detailed Kinetics. In: *International Journal of Engine Research* 17 (2016), Nr. 3, S. 261–279
- [162] KOÇAR, G.; CIVAŞ, N.: An Overview of Biofuels from Energy Crops: Current Status and Future Prospects. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 28 (2013), S. 900–916
- [163] KOCI, C.; MARTIN, G.; BAZYN, T.; MORRISON, W.; SVENSSON, K.; GEHRKE, C.: The Influence of Diesel End-of-Injection Rate Shape on Combustion Recession. In: *SAE International Journal of Engines* 8 (2015), Nr. 2015-01-0795, S. 647–659
- [164] KOOK, S.; PICKETT, L. M.; MUSCULUS, M. P.: Influence of Diesel Injection Parameters on End-of-Injection Liquid Length Recession. In: *SAE International Journal of Engines* 2 (2009), Nr. 2009-01-1356, S. 1194–1210
- [165] KOOK, S.; PICKETT, L. M.; MUSCULUS, M. P.; KATTKER, K.; GEHMLICH, R. K.: Liquid-Phase Diesel Spray Penetration during End-of-Injection Transient. In: *Proceedings of the 7th International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems (COMODIA)* (2008), S. 413–420
- [166] KOSTAS, J.; HONNERY, D.; SORIA, J.: Time Resolved Measurements of the Initial Stages of Fuel Spray Penetration. In: *Fuel* 88 (2009), Nr. 11, S. 2225–2237
- [167] KOUREMENOS, D. A.; RAKOPOULOS, C. D.; HOUNTALAS, D.: Thermodynamic Analysis of Indirect Injection Diesel Engines by Two-Zone Modeling of Combustion. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 112 (1990), Nr. 1, S. 138–149
- [168] KOUREMENOS, D. A.; RAKOPOULOS, C. D.; HOUNTALAS, D. T.: Multi-Zone Combustion Modelling for the Prediction of Pollutants Emissions and Performance of DI Diesel Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1997), Nr. 970635
- [169] KRIEGER, R. B.; BORMAN, G. L.: The Computation of Apparent Heat Release for Internal Combustion Engines. In: *ASME Paper 66-WA/DGP-4* (1966)
- [170] KRISHNAN, S. R.: *Experimental Investigations and Phenomenological Simulation of Combustion in a Low Pilot-Ignited Natural Gas Engine with a Focus on Advanced Injection Timings*, University of Alabama, Dissertation, 2005
- [171] KRISHNAN, S. R.; BIRUDUGANTI, M.; MO, Y.; BELL, S. R.; MIDKIFF, K. C.: Performance and Heat Release Analysis of a Pilot-Ignited Natural Gas Engine. In: *International Journal of Engine Research* 3 (2002), Nr. 3, S. 171–184

- [172] KRISHNAN, S. R.; SRINIVASAN, K. K.: Multi-Zone Modelling of Partially Premixed Low-Temperature Combustion in Pilot-Ignited Natural-Gas Engines. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 224 (2010), Nr. 12, S. 1597–1622
- [173] KRISHNAN, S. R.; SRINIVASAN, K. K.; MIDKIFF, K. C.: Phenomenological Modeling of Low-Temperature Advanced Low Pilot-Ignited Natural Gas Combustion. In: *SAE Technical Paper Series* (2007), Nr. 2007-01-0942
- [174] KRISHNAN, S. R.; SRINIVASAN, K. K.; MIDKIFF, K. C.: Ignition in Pilot-Ignited Natural Gas Low Temperature Combustion: Multi-Zone Modeling and Experimental Results. In: *Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Division 2009 Spring Technical Conference* (2009), Nr. ICES2009-76145, S. 625–634
- [175] KRISHNAN, S. R.; SRINIVASAN, K. K.; SINGH, S.; BELL, S. R.; MIDKIFF, K. C.; GONG, W.; FIVELAND, S. B.; WILLI, M.: Strategies for Reduced NO_x Emissions in Pilot-Ignited Natural Gas Engines. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 126 (2004), Nr. 3, S. 665–671
- [176] KUBESH, J.; BREHOB, D. D.: Analysis of Knock in a Dual-Fuel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (1992), Nr. 922367
- [177] KULESHOV, A. S.: Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection. In: *SAE Technical Paper Series* (2006), Nr. 2006-01-1385
- [178] KULESHOV, A. S.: Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Thermodynamic Simulation of Engine with PCCI and High EGR Level. In: *SAE International Journal of Engines* 2 (2009), Nr. 2009-01-1956, S. 1811–1834
- [179] KULESHOV, A. S.; KOZLOV, A. V.; MAHKAMOV, K.: Self-Ignition Delay Prediction in PCCI Direct Injection Diesel Engines Using Multi-Zone Spray Combustion Model and Detailed Chemistry. In: *SAE Technical Paper Series* (2010), Nr. 2010-01-1960
- [180] KUSAKA, J.; OKAMOTO, T.; DAISHO, Y.; KIHARA, R.; SAITO, T.: Combustion and Exhaust Gas Emission Characteristics of a Diesel Engine Dual-Fueled with Natural Gas. In: *The Fourth International Symposium COMODIA* (1998), S. 555–560
- [181] KUSAKA, J.; OKAMOTO, T.; DAISHO, Y.; KIHARA, R.; SAITO, T.: Combustion and Exhaust Gas Emission Characteristics of a Diesel Engine Dual-Fueled with Natural Gas. In: *JSAE Review* 21 (2000), Nr. 4, S. 489–496

- [182] KWON, J.; SEO, J.; LEE, D.; HUH, K. Y.: Zero-Dimensional Simulation of Diesel Engine Combustion and Emissions Based on CMC Model and Skeletal Reaction Mechanism. In: *SAE International Journal of Engines* 4 (2011), Nr. 2011-01-0845, S. 964–975
- [183] LANGNESS, C.; DEPCIK, C.: Statistical Analyses of CNG Constituents on Dual-Fuel Compression Ignition Combustion. In: *SAE Technical Paper Series* (2016), Nr. 2016-01-0802
- [184] LE COZ, J.; HENRIOT, S.; PINCHON, P.: An Experimental and Computational Analysis of the Flow Field in a Four-Valve Spark Ignition Engine-Focus on Cycle-Resolved Turbulence. In: *SAE Technical Paper Series* (1990), Nr. 900056
- [185] LEE, B. I.; KESLER, M. G.: A Generalized Thermodynamic Correlation Based on Three-Parameter Corresponding States. In: *AIChE Journal* 21 (1975), Nr. 3, S. 510–527
- [186] LEE, S. H.; RYOU, H. S.: Development of a New Model and Heat Transfer Analysis of Impinging Diesel Sprays on a Wall. In: *Atomization and Sprays* 11 (2001), S. 85–105
- [187] LEFEBVRE, A. H.; MCDONELL, V. G.: *Atomization and Sprays*. 2. Aufl. CRC Press, 2016. – ISBN 978-1-4987-3625-1
- [188] LEMMER, A.; KRÜMPEL, J.: Demand-Driven Biogas Production in Anaerobic Filters. In: *Applied Energy* 185 (2017), S. 885–894
- [189] LEVIN, L.; HOBBS, P. V.: Splashing of Water Drops on Solid and Wetted Surfaces: Hydrodynamics and Charge Separation. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences* 269 (1971), Nr. 1200, S. 555–585
- [190] LIAO, S. Y.; JIANG, D. M.; CHENG, Q.: Determination of Laminar Burning Velocities for Natural Gas. In: *Fuel* 83 (2004), S. 1247–1250
- [191] LIEBETRAU, J.; DANIEL-GROMKE, J.; REUSCHEL, C.; OEHMICHEN, K.; CLEMENS, J.; HAFERMANN, C.; WEILAND, P.; FRIEHE, J.: Bewertung klimarelevanter Gase aus landwirtschaftlichen Biogasanlagen auf der Basis von Emissionsmessungen. In: *Biogas in der Landwirtschaft : Stand und Perspektiven (FNR/KTBL-Kongress)* (2011)

- [192] LIU, J.; YANG, F.; WANG, H.; OUYANG, M.; HAO, S.: Effects of Pilot Fuel Quantity on the Emissions Characteristics of a CNG/Diesel Dual Fuel Engine with Optimized Pilot Injection Timing. In: *Applied Energy* 110 (2013), S. 201–206
- [193] LIU, L.; MA, X.; MAGAGNATO, F. A.: Extended Modeling of Decelerating Turbulent Jets for Diesel Spray's Penetration After End-of-Injection. In: *Fuel* 199 (2017), S. 324–331
- [194] LIU, Y.; MIDKIFF, K. C.; BELL, S. R.: Development of a Multizone Model for Direct Injection Diesel Combustion. In: *International Journal of Engine Research* 5 (2004), Nr. 1, S. 71–81
- [195] LIU, Z.; KARIM, G. A.: The Ignition Delay Period in Dual Fuel Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1995), Nr. 950466
- [196] LIU, Z.; KARIM, G. A.: A Predictive Model for the Combustion Process in Dual Fuel Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1995), Nr. 952435
- [197] LIU, Z.; KARIM, G. A.: Simulation of Combustion Processes in Gas-Fuelled Diesel Engines. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 211 (1997), Nr. 2, S. 159–169
- [198] LIU, Z.; KARIM, G. A.: An Examination of the Ignition Delay Period in Gas-Fueled Diesel Engines. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 120 (1998), Nr. 1, S. 225–231
- [199] LIU, Z.; OBOKATA, T.; REITZ, R. D.: Modeling Drop Drag Effects on Fuel Spray Impingement in Direct Injection Diesel Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1997), Nr. 970879
- [200] LIVENGOOD, J. C.; WU, P. C.: Correlation of Autoignition Phenomena in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines. In: *Symposium (International) on Combustion* 5 (1955), Nr. 1, S. 347–356
- [201] LÜKER-JANS, N.; SIMMERING, D.; OTTE, A.: The Impact of Biogas Plants on Regional Dynamics of Permanent Grassland and Maize Area – The Example of Hesse, Germany (2005–2010). In: *Agriculture, Ecosystems and Environment* 241 (2017), S. 24–38
- [202] LÄMMLER, C.: *Numerical and Experimental Study of Flame Propagation and Knock in a Compressed Natural Gas Engine*, Eidgenössische Technische Hochschule (ETH) Zürich, Dissertation, 2005

- [203] MA, G.; TAUZIA, X.; MAIBOOM, A.: One-Dimensional Combustion Model with Detailed Chemistry for Transient Diesel Sprays. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 228 (2014), Nr. 4, S. 457–476
- [204] MAAK, D.; BRODA, A.; EILTS, P.: Biomethan - eine echte Alternative zu fossilem Erdgas? In: *Innovative Automobiltechnik III - Zukunftsweisende Arbeiten von Nachwuchsforschern in der Industrie und an Universitäten, WISAU, Wissenschaftssymposium Automobiltechnik*, 3 (2012), S. 167–171
- [205] MAGNO, A.; MANCARUSO, E.; VAGLIECO, B. M.: Combustion Analysis of Dual Fuel Operation in Single Cylinder Research Engine Fuelled with Methane and Diesel. In: *SAE Technical Paper Series* (2015), Nr. 2015-24-2461
- [206] MAIBOOM, A.; TAUZIA, X.; SHAH, S. R.; HETET, J.-F.: New Phenomenological Six-Zone Combustion Model for Direct-injection Diesel Engines. In: *Energy & Fuels* 23 (2009), Nr. 2, S. 690–703
- [207] MALIN, M.; KIESLING, C.; REDTENBACHER, C.; WIMMER, A.: Einfluss der Diesel-Piloteinspritzung auf die Verbrennung in Diesel-Gas Dual Fuel Motoren. In: *10. Tagung Diesel-und Benzindirekteinspritzung* (2017), S. 491–514
- [208] MANSOUR, C.; BOUNIF, A.; ARIS, A.; GAILLARD, F.: Gas–Diesel (Dual-Fuel) Modeling in Diesel Engine Environment. In: *International Journal of Thermal Sciences* 40 (2001), Nr. 4, S. 409–424
- [209] MASON, E. A.; SAXENA, S. C.: Approximate Formula for the Thermal Conductivity of Gas Mixtures. In: *The Physics of Fluids* 1 (1958), Nr. 5, S. 361–369
- [210] MATHUR, H. B.; BABU GAJENDRA, M. K.; PRASAD, Y. N.: A Thermodynamic Simulation Model for a Dual Fuel Open Combustion Chamber Compression Ignition Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (1986), Nr. 861275
- [211] MAUVIOT, G.; ALBRECHT, A.; POINSOT, T. J.: A New 0D Approach for Diesel Combustion Modeling Coupling Probability Density Function with Complex Chemistry. In: *SAE Technical Paper Series* (2006), Nr. 2006-01-3332
- [212] MAY, I.; CAIRNS, A.; ZHAO, H.; PEDROZO, V.; WONG, H. C.; WHELAN, S.; BENNICKE, P.: Reduction of Methane Slip Using Premixed Micro Pilot Combustion in a Heavy-Duty Natural Gas-Diesel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2015), Nr. 2015-01-1798

- [213] MAY, I.; PEDROZO, V.; ZHAO, H.; CAIRNS, A.; WHELAN, S.; WONG, H.; BENNICKE, P.: Characterization and Potential of Premixed Dual-Fuel Combustion in a Heavy Duty Natural Gas/Diesel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2016), Nr. 2016-01-0790
- [214] MBARAWA, M.: A Correlation for Estimation of Ignition Delay of Dual Fuel Combustion Based on Constant Volume Combustion Vessel Experiments. In: *R&D Journal incorporated into The SA Mechanical Engineer* 19 (2003), Nr. 3, S. 17–22
- [215] MCBRIDE, B. J.; ZEHE, M. J.; GORDON, S.: *NASA Glenn Coefficients for Calculating Thermodynamic Properties of Individual Species*. National Aeronautics and Space Administration, John H. Glenn Research Center at Lewis Field, 2002 (NASA Technical Paper 2002-211556)
- [216] MEGUERDICHIAN, M.; WATSON, N.: Prediction of Mixture Formation and Heat Release in Diesel Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1978), Nr. 780225
- [217] MEHL, M.; PITZ, W. J.; SJÖBERG, M.; DEC, J. E.: Detailed Kinetic Modeling of Low-Temperature Heat Release for PRF Fuels in an HCCI Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2009), Nr. 2009-01-1806
- [218] MEHTA, P. S.; SINGAL, S. K.; PUNDIR, B. P.: A Comprehensive Simulation Model for Mixing and Combustion Characteristics of Small Direct Injection Diesel Engines. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 209 (1995), Nr. 2, S. 117–126
- [219] MENG, X.; JIANG, Z.; WANG, X.; JIANG, D.: Quasi-Dimensional Multizone Combustion Model for Direct Injection Engines Fuelled with Dimethyl Ether. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 218 (2004), Nr. 3, S. 315–322
- [220] MERKER, G. P.; HOHLBAUM, B.; RAUSCHER, M.: Two-Zone Model for Calculation of Nitrogen-Oxide Formation in Direct-Injection Diesel Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1993), Nr. 932454
- [221] MERKER, G. P.; TEICHMANN, R.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren – Funktionsweise, Simulation und Messtechnik*. 7. Aufl. Springer Vieweg | Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2014. – ISBN 978–3–658–03194–7
- [222] MEYER, A. K. P.; EHIMEN, E. A.; HOLM-NIELSEN, J. B.: Future European Biogas: Animal Manure, Straw and Grass Potentials for a Sustainable European Biogas Production. In: *Biomass and Bioenergy* 111 (2018), S. 154–164

- [223] MITCHELL, C. E.; OLSEN, D. B.: Formaldehyde Formation in Large Bore Natural Gas Engines Part 1: Formation Mechanisms. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 122 (2000), S. 603–610
- [224] MITCHELL, C. E.; OLSEN, D. B.: Formaldehyde Formation in Large Bore Natural Gas Engines Part 2: Factors Affecting Measured CH_2O . In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 122 (2000), S. 611–616
- [225] MIYAMOTO, N.; CHIKAHISA, T.; MURAYAMA, T.; SAWYER, R.: Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions. In: *SAE Technical Paper Series* (1985), Nr. 850107
- [226] MOON, S.; MATSUMOTO, Y.; NISHIDA, K.: Entrainment, Evaporation and Mixing Characteristics of Diesel Sprays around End-of-Injection. In: *SAE Technical Paper Series* (2009), Nr. 2009-01-0849
- [227] MORGAN, R.; WRAY, J.; KENNAIRD, D. A.; CRUA, C.; HEIKAL, M. R.: The Influence of Injector Parameters on the Formation and Break-up of a Diesel Spray. In: *SAE Technical Paper Series* (2001), Nr. 2001-01-0529
- [228] MUSCULUS, M. P.; MILES, P. C.; PICKETT, L. M.: Conceptual Models for Partially Premixed Low-Temperature Diesel Combustion. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 39 (2013), Nr. 2-3, S. 246–283
- [229] MUSCULUS, M. P. B.; KATTKE, K.: Entrainment Waves in Diesel Jets. In: *SAE Technical Paper Series* (2009), Nr. 2009-01-1355
- [230] MUSCULUS, M. P. B.; LACHAUX, T.; PICKETT, L. M.; IDICHERIA, C. A.: End-of-Injection Over-Mixing and Unburned Hydrocarbon Emissions in Low-Temperature-Combustion Diesel Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (2007), Nr. 2007-01-0907
- [231] MUSTAFI, N. N.; RAINE, R. R.: A Study of the Emissions of a Dual Fuel Engine Operating with Alternative Gaseous Fuels. In: *SAE Technical Paper Series* (2008), Nr. 2008-01-1394
- [232] MUSTAFI, N. N.; RAINE, R. R.; VERHELST, S.: Combustion and Emissions Characteristics of a Dual Fuel Engine Operated on Alternative Gaseous Fuels. In: *Fuel* 109 (2013), S. 669–678
- [233] NABER, J. D.; SIEBERS, D. L.: Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays. In: *SAE Technical Paper Series* (1996), Nr. 960034

- [234] NAGAOKA, M.; KAWAZOE, H.; NOMURA, N.: Modeling Fuel Spray Impingement on a Hot Wall for Gasoline Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1994), Nr. 940525
- [235] NEEF DE, A. T.: *Untersuchung der Voreinspritzung am schnellaufenden, direkteingespritzten Dieselmotor*, Eidgenössische Technische Hochschule (ETH) Zürich, Dissertation, 1987
- [236] NIELSEN, O. B.; QVALE, B.; SORENSON, S.: Ignition Delay in the Dual Fuel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (1987), Nr. 870589
- [237] NIEMAN, D. E.; DEMPSEY, A. B.; REITZ, R. D.: Heavy-Duty RCCI Operation Using Natural Gas and Diesel. In: *SAE International Journal of Engines* 5 (2012), Nr. 2, S. 270–285
- [238] NISHIDA, K.; HIROYASU, H.: Simplified Three-Dimensional Modeling of Mixture Formation and Combustion in a DI Diesel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (1989), Nr. 890269
- [239] NORTH, G. L.; SANTAVICCA, D. A.: The Fractal Nature of Premixed Turbulent Flames. In: *Combustion Science and Technology* 72 (1990), S. 215–232
- [240] NOSKE, G.: *Ein quasidimensionales Modell zur Beschreibung des ottomotorischen Verbrennungsablaufes*, Universität Karlsruhe, Dissertation, 1987
- [241] NWAFOR, O. M. I.: Effect of Choice of Pilot Fuel on the Performance of Natural Gas in Diesel Engines. In: *Renewable Energy* 21 (2000), Nr. 3-4, S. 495–504
- [242] NWAFOR, O. M. I.; RICE, G.: Combustion Characteristics and Performance of Natural Gas in High Speed Indirect Injection Diesel Engine. In: *Renewable Energy* 5 (1994), Nr. 2, S. 841–848
- [243] OGAWA, H.; SHIBATA, G.; GOTO, J.; JIANG, L.: Performance Improvements in a Natural Gas Dual Fuel Compression Ignition Engine with 250 MPa Pilot Injection of Diesel Fuel as an Ignition Source. In: *SAE Technical Paper Series* (2016), Nr. 2016-01-2306
- [244] OGAWA, H.; ZHAO, P.; KATO, T.; SHIBATA, G.: Improvement of Combustion and Emissions in a Dual Fuel Compression Ignition Engine with Natural Gas as the Main Fuel. In: *SAE Technical Paper Series* (2015), Nr. 2015-01-0863
- [245] O’ROURKE, P. J.; AMSDEN, A. A.: The Tab Method for Numerical Calculation of Spray Droplet Breakup. In: *SAE Technical Paper Series* (1987), Nr. 872089

- [246] PAPADOPOULOS, S.: *Reduktion der Stickoxidemissionen des direkteinspritzenden Dieselmotors durch Dieselölwasseremulsionen beziehungsweise Wassereinspritzung*, Eidgenössische Technische Hochschule (ETH) Zürich, Dissertation, 1987
- [247] PAPAGIANNAKIS, R. G.; HOUNTALAS, D. T.: Experimental Investigation Concerning the Effect of Natural Gas Percentage on Performance and Emissions of a DI Dual Fuel Diesel Engine. In: *Applied Thermal Engineering* 23 (2003), Nr. 3, S. 353–365
- [248] PAPAGIANNAKIS, R. G.; HOUNTALAS, D. T.: Combustion and Exhaust Emission Characteristics of a Dual Fuel Compression Ignition Engine Operated with Pilot Diesel Fuel and Natural Gas. In: *Energy Conversion and Management* 45 (2004), Nr. 18-19, S. 2971–2987
- [249] PAPAGIANNAKIS, R. G.; HOUNTALAS, D. T.; KOTSIPOULOS, P. N.: Experimental and Theoretical Analysis of the Combustion and Pollutants Formation Mechanisms in Dual Fuel DI Diesel Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (2005), Nr. 2005-01-1726
- [250] PAPAGIANNAKIS, R. G.; HOUNTALAS, D. T.; RAKOPOULOS, C. D.; RAKOPOULOS, D. C.: Combustion and Performance Characteristics of a DI Diesel Engine Operating from Low to High Natural Gas Supplement Ratios at Various Operating Conditions. In: *SAE Technical Paper Series* (2008), Nr. 2008-01-1392
- [251] PAPAGIANNAKIS, R. G.; KRISHNAN, S. R.; RAKOPOULOS, D. C.; SRINIVASAN, K. K.; RAKOPOULOS, C. D.: A Combined Experimental and Theoretical Study of Diesel Fuel Injection Timing and Gaseous Fuel/Diesel Mass Ratio Effects on the Performance and Emissions of Natural Gas-Diesel HDDI Engine Operating at Various Loads. In: *Fuel* 202 (2017), S. 675–687
- [252] PAPAGIANNAKIS, R. G.; RAKOPOULOS, C. D.; HOUNTALAS, D. T.; RAKOPOULOS, D. C.: Emission Characteristics of High Speed, Dual Fuel, Compression Ignition Engine Operating in a Wide Range of Natural Gas/Diesel Fuel Proportions. In: *Fuel* 89 (2010), Nr. 7, S. 1397–1406
- [253] PASTOR, J. V.; LÓPEZ, J. J.; GARCÍA, J. M.; PASTOR, J. M.: A 1D Model for the Description of Mixing-Controlled Inert Diesel Sprays. In: *Fuel* 87 (2008), Nr. 13-14, S. 2871–2885
- [254] PATINVOH, R. J.; OSADOLOR, O. A.; CHANDOLIAS, K.; SÁRVÁRI HORVÁTH, I.; TAHERZADEH, M. J.: Innovative Pretreatment Strategies for Biogas Production. In: *Bioresource Technology* 224 (2017), S. 13–24

- [255] PAULWEBER, M.; LEBERT, K.: *Mess- und Prüfstandstechnik*. 1. Aufl. Springer Vieweg, 2014. – ISBN 978–3–658–04452–7
- [256] PAYKANI, A.; KAKAEE, A.-H.; RAHNAMA, P.; REITZ, R. D.: Effects of Diesel Injection Strategy on Natural Gas/Diesel Reactivity Controlled Compression Ignition Combustion. In: *Energy* 90 (2015), S. 814–826
- [257] PAYRI, F.; BENAÏES, J.; TINAUT, F. V.: A Phenomenological Combustion Model for Direct-Injection, Compression-Ignition Engines. In: *Applied Mathematical Modelling* 12 (1988), Nr. 3, S. 293–304
- [258] PAYRI, F.; OLMEDA, P.; MARTÍN, J.; GARCÍA, A.: A Complete 0D Thermodynamic Predictive Model for Direct Injection Diesel Engines. In: *Applied Energy* 88 (2011), Nr. 12, S. 4632–4641
- [259] PERINI, F.; MATTARELLI, E.: Development and Calibration of an Enhanced Quasi-Dimensional Combustion Model for HSDI Diesel Engines. In: *International Journal of Engine Research* 12 (2011), Nr. 4, S. 311–335
- [260] PICKETT, L. M.; CATON, J. A.; MUSCULUS, M. P. B.; LUTZ, A. E.: Evaluation of the Equivalence Ratio-Temperature Region of Diesel Soot Precursor Formation Using a Two-Stage Lagrangian Model. In: *International Journal of Engine Research* 7 (2006), Nr. 5, S. 349–370
- [261] PICKETT, L. M.; KOOK, S.; WILLIAMS, T. C.: Transient Liquid Penetration of Early-Injection Diesel Sprays. In: *SAE International Journal of Engines* 2 (2009), Nr. 2009-01-0839, S. 785–804
- [262] PIRKER, G.; CHMELA, F.; WIMMER, A.: ROHR Simulation for DI Diesel Engines Based on Sequential Combustion Mechanisms. In: *SAE Technical Paper Series* (2006), Nr. 2006-01-0654
- [263] PIROUZPANAH, V.; KHOUSHBAKHTI SARAY, R.: A Predictive Model for the Combustion Process in Dual Fuel Engines at Part Loads Using a Quasi Dimensional Multi Zone Model and Detailed Chemical Kinetics Mechanism. In: *International Journal of Engineering, Transactions B: Applications* 19 (2006), Nr. 1, S. 83–98
- [264] PISCHINGER, R.; KLELL, M.; SAMS, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 3. Aufl. Graz : SpringerWienNewYork, 2009. – ISBN 978–3211–99276–0
- [265] POETSCH, C.; OFNER, H.; CARTELLIERI, W.: Analysis of Thermodynamic Characteristics of Diesel Engine Emission Control Strategies Using a Multi-Zone Combustion Model. In: *SAE International Journal of Engines* 5 (2012), S. 1498–1523

- [266] POETSCH, C.; OFNER, H.; SCHUTTING, E.: Assessment of a Multi Zone Combustion Model for Analysis and Prediction of CI Engine Combustion and Emissions. In: *SAE Technical Paper Series* (2011), Nr. 2011-01-1439
- [267] POLK, A. C.; GIBSON, C. M.; SHOEMAKER, N. T.; SRINIVASAN, K. K.; KRISHNAN, S. R.: Analysis of Ignition Behavior in a Turbocharged Direct Injection Dual Fuel Engine Using Propane and Methane as Primary Fuels. In: *Journal of Energy Resources Technology* 135 (2013), Nr. 3
- [268] POONIA, M. P.; MATHUR, Y. B.: Effect of Exhaust Gas Recirculation on the Combustion of an LPG Diesel Dual Fuel Engine. In: *Engineering Science and Technology: An International Journal (ESTIJ)* 2 (2012), Nr. 4, S. 616–626
- [269] POONIA, M. P.; RAMESH, A.; GAUR, R. R.: Effect of Intake Air Temperature and Pilot Fuel Quantity on the Combustion Characteristics of a LPG Diesel Dual Fuel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (1998), Nr. 982455
- [270] POULOS, S. G.; HEYWOOD, J. B.: The Effect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion. In: *SAE Technical Paper Series* (1983), Nr. 830334
- [271] PROCHNOW, A.; HEIERMANN, M.; PLÖCHL, M.; LINKE, B.; IDLER, C.; AMON, T.; HOBBS, P. J.: Bioenergy from Permanent Grassland – A Review: 1. Biogas. In: *Bioresource Technology* 100 (2009), S. 4931–4944
- [272] RAIHAN, M. S.; GUERRY, E. S.; DWIVEDI, U.; SRINIVASAN, K. K.; KRISHNAN, S. R.: Experimental Analysis of Diesel-Ignited Methane Dual-Fuel Low-Temperature Combustion in a Single-Cylinder Diesel Engine. In: *Journal of Energy Engineering* 141 (2014), Nr. 2
- [273] RAJKUMAR, S.; MEHTA, P. S.; BAKSHI, S.: Phenomenological Modeling of Combustion and Emissions for Multiple-Injection Common Rail Direct Injection Engines. In: *International Journal of Engine Research* 13 (2012), Nr. 4, S. 307–322
- [274] RAKOPOULOS, C. D.; ANTONOPOULOS, K. A.; RAKOPOULOS, D. C.: Multi-Zone Modeling of Diesel Engine Fuel Spray Development with Vegetable Oil, Bio-Diesel or Diesel Fuels. In: *Energy Conversion and Management* 47 (2006), Nr. 11-12, S. 1550–1573
- [275] RAKOPOULOS, C. D.; HOUNTALAS, D. T.: Development and Validation of a 3-D Multi-Zone Combustion Model for the Prediction of DI Diesel Engines Performance and Pollutants Emissions. In: *SAE Transactions, Journal of Engines* 107 (1998), S. 1413–1429

- [276] RAKOPOULOS, C. D.; HOUNTALAS, D. T.; TAKLIS, G. N.; TZANOS, E. I.: Analysis of Combustion and Pollutants Formation in a Direct Injection Diesel Engine Using a Multi-Zone Model. In: *International Journal of Energy Research* 19 (1995), Nr. 1, S. 63–88
- [277] RANZ, W. E.; MARSHALL, W. R.: Evaporation from Drops. In: *Chemical Engineering Progress* 48 (1952), Nr. 3, S. 141–146 und 173–180
- [278] RAO, V.; HONNERY, D.: A Comparison of Two NO_x Prediction Schemes for Use in Diesel Engine Thermodynamic Modelling. In: *Fuel* 107 (2013), S. 662–670
- [279] REDTENBACHER, C.; KIESLING, C.; MALIN, M.; WIMMER, A.; PASTOR, J. V.; PINOTTI, M.: Potential and Limitations of Dual Fuel Operation of High Speed Large Engines. In: *ASME 2016 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference* (2016), Nr. ICEF2016-9359
- [280] REDTENBACHER, C.; KIESLING, C.; WIMMER, A.; SPRENGER, F.; FASCHING, P.; EICHLSEDER, H.: Dual Fuel Brennverfahren – Ein zukunftsweisendes Konzept vom Pkw- bis zum Großmotorenbereich? In: *Tagungsband, 37. Internationales Wiener Motorensymposium* (2016), S. 403–428
- [281] REITZ, R. D.; DIWAKAR, R.: Structure of High-Pressure Fuel Sprays. In: *SAE Technical Paper Series* (1987), Nr. 870598
- [282] REITZ, R. D.; DURAISAMY, G.: Review of High Efficiency and Clean Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion in Internal Combustion Engines. In: *Progress in Energy and Combustion Science* 46 (2015), S. 12–71
- [283] RETHER, D.: *Modell zur Vorhersage der Brennrate bei homogener und teilhomogener Dieselerbrennung*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2012
- [284] RETHER, D.; GRILL, M.; SCHMID, A.; BARGENDE, M.: Quasi-Dimensional Modeling of CI-Combustion with Multiple Pilot- and Post Injections. In: *SAE International Journal of Engines* 3 (2010), Nr. 2010-01-0150, S. 12–27
- [285] RICOU, F. P.; SPALDING, D. B.: Measurements of Entrainment by Axisymmetrical Turbulent Jets. In: *Journal of Fluid Mechanics* 11 (1961), Nr. 1, S. 21–32
- [286] ROCHUSSEN, J.; YEO, J.; KIRCHEN, P.: Effect of Fueling Control Parameters on Combustion and Emissions Characteristics of Diesel-Ignited Methane Dual-Fuel Combustion. In: *SAE Technical Paper Series* (2016), Nr. 2016-01-0792

- [287] RODRIGUES, C. M. G.: *Modelling of Spray-Wall Impingement*, Universidade da Beira Interior, Dissertation, 2016
- [288] ROY, M. M.; TOMITA, E.; KAWAHARA, N.; HARADA, Y.; SAKANE, A.: Effect of Fuel Injection Parameters on Engine Performance and Emissions of a Supercharged Producer Gas-Diesel Dual Fuel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2009), Nr. 2009-01-1848
- [289] RYAN, T. W.; LESTZ, S. S.: The Laminar Burning Velocity of Isooctane, N-Heptane, Methanol, Methane, and Propane at Elevated Temperature and Pressures in the Presence of a Diluent. In: *SAE Technical Paper Series* (1980), Nr. 800103
- [290] RYU, K.: Effects of Pilot Injection Pressure on the Combustion and Emissions Characteristics in a Diesel Engine Using Biodiesel-CNG Dual Fuel. In: *Energy Conversion and Management* 76 (2013), S. 506–516
- [291] RYU, K.: Effects of Pilot Injection Timing on the Combustion and Emissions Characteristics in a Diesel Engine Using Biodiesel-CNG Dual Fuel. In: *Applied Energy* 111 (2013), S. 721–730
- [292] RYU, K.: Effects of Pilot Injection Quantity on the Combustion and Emissions Characteristics in a Diesel Engine using Biodiesel-CNG Dual Fuel. In: *Journal of ILASS-Korea* 21 (2016), Nr. 2, S. 95–103
- [293] SAHIN, Z.; DURGUN, O.: High Speed Direct Injection (DI) Light-Fuel (Gasoline) Fumigated Vehicle Diesel Engine. In: *Fuel* 86 (2007), S. 388–399
- [294] SAHOO, D.; MILES, P. C.; TROST, J.; LEIPERTZ, A.: The Impact of Fuel Mass, Injection Pressure, Ambient Temperature, and Swirl Ratio on the Mixture Preparation of a Pilot Injection. In: *SAE International Journal of Engines* 6 (2013), Nr. 3, S. 1716–1730
- [295] SAKAIDA, S.; TABE, Y.; CHIKAHISA, T.: Study on Simple and High-Speed Diesel Combustion Model with Wall Impingement. In: *SAE Technical Paper Series* (2011), Nr. 2011-01-1846
- [296] SALAUN, E.; APELOIG, J.; GRISCH, F.; YVONNET, C.-E.; NICOLAS, B.; DIONNET, F.: Optical Investigation of Ignition Timing and Equivalence Ratio in Dual-Fuel CNG/Diesel Combustion. In: *SAE Technical Paper Series* (2016), Nr. 2016-01-0772
- [297] SAZHIN, S.; CRUA, C.; KENNAIRD, D.; HEIKAL, M.: The Initial Stage of Fuel Spray Penetration. In: *Fuel* 82 (2003), S. 875–885

- [298] SCHÜCH, A.; MORSCHECK, G.; LEMKE, A.; NELLES, M.: Bio-Waste Recycling in Germany – Further Challenges. In: *Procedia Environmental Sciences* 35 (2016), S. 308–318
- [299] SCHLATTER, S.; SCHNEIDER, B.; WRIGHT, Y.; BOULOUCHOS, K.: Experimental Study of Ignition and Combustion Characteristics of a Diesel Pilot Spray in a Lean Premixed Methane/Air Charge using a Rapid Compression Expansion Machine. In: *SAE Technical Paper Series* (2012), Nr. 2012-01-0825
- [300] SCHOLZ, M.; MELIN, T.; WESSLING, M.: Transforming Biogas into Biomethane Using Membrane Technology. In: *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 17 (2013), S. 199–212
- [301] SCHUCKERT, S.; WACHTMEISTER, G.: Characteristics of Control Piston Motion and Pressure Inside of a Common Rail Diesel Injector. In: *28th Conference on Liquid Atomization and Spray Systems (ILASS)* (2017)
- [302] SELIM, M. Y. E.: Sensitivity of Dual Fuel Engine Combustion and Knocking Limits to Gaseous Fuel Composition. In: *Energy Conversion and Management* 45 (2004), Nr. 3, S. 411–425
- [303] SELIM, M. Y. E.: Effect of Engine Parameters and Gaseous Fuel Type on the Cyclic Variability of Dual Fuel Engines. In: *Fuel* 84 (2005), Nr. 7-8, S. 961–971
- [304] SERRANO, D.; BERTRAND, L.: Exploring the Potential of Dual Fuel Diesel-CNG Combustion for Passenger Car Engine. In: *FISITA World Automotive Congress* (2013), Nr. F2012-B01-025, S. 139–153
- [305] SERRANO, D.; OBIOLS, J.; LECOINTE, B.: Optimization of Dual Fuel Diesel-Methane Operation on a Production Passenger Car Engine – Thermodynamic Analysis. In: *SAE Technical Paper Series* (2013), Nr. 2013-01-2505
- [306] SHAHED, S. M.; CHIU, W. S.; LYN, W. T.: A Mathematical Model of Diesel Combustion. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 94 (1975), Nr. 75, S. 119–128
- [307] SHENGHUA, L.; HWANG, J. W.; PARK, J. K.; KIM, M. H.; CHAE, J. O.: Multizone Model for DI Diesel Engine Combustion and Emissions. In: *SAE Technical Paper Series* (1999), Nr. 1999-01-2926
- [308] SHENGHUA, L.; LONGBAO, Z.; ZIYAN, W.; JIANG, R.: Combustion Characteristics of Compressed Natural Gas/Diesel Dual-Fuel Turbocharged Compressed Ignition

- Engine. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 217 (2003), S. 833–838
- [309] SHI, S.; SU, W.; ZHAO, K.; YUE, Y.: Development of a Four-Zone Analytical Combustion Model for a DI Compression-Ignition Engine. In: *20th International Congress on Combustion Engines (CIMAC)* (1993)
- [310] SIEBERS, D. L.: Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays. In: *SAE Technical Paper Series* (1998), Nr. 980809
- [311] SINGH, A.; ANDERSON, D.; HOFFMAN, M.; FILIPI, Z.; PRUCKA, R.: An Evaluation of Knock Determination Techniques for Diesel-Natural Gas Dual Fuel Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (2014), Nr. 2014-01-2695
- [312] SINGH, S.; KRISHNAN, S. R.; SRINIVASAN, K. K.; MIDKIFF, K. C.; BELL, S. R.: Effect of Pilot Injection Timing, Pilot Quantity and Intake Charge Conditions on Performance and Emissions for an Advanced Low-Pilot-Ignited Natural Gas Engine. In: *International Journal of Engine Research* 5 (2004), Nr. 4, S. 329–348. – ISSN 1468–0874
- [313] SJERIC, M.; KOZARAC, D.; BOGENSPERGER, M.: Implementation of a Single Zone k - ϵ Turbulence Model in a Multi Zone Combustion Model. In: *SAE Technical Paper Series* (2012), Nr. 2012-01-0130
- [314] SJERIC, M.; KOZARAC, D.; TOMIC, R.: Development of a Two Zone Turbulence Model and Its Application to the Cycle-Simulation. In: *Thermal Science* 18 (2014), Nr. 1, S. 1–16
- [315] SMITH, G. P.; GOLDEN, D. M.; FRENKLACH, M.; MORIARTY, N. W.; EITENEER, B.; GOLDENBERG, M.; BOWMAN, C. T.; HANSON, R. K.; SONG, S.; GARDINER JR., W. C.; LISSIANSKI, V. V.; QIN, Z.: *GRI-Mech 3.0*. 2000
- [316] SOLOMON, S.; QIN, D.; MANNING, M.; ALLEY, R. B.; BERNTSEN, T.; BINDOFF, N. L.; CHEN, Z.; CHIDTHAISONG, A.; GREGORY, J. M.; HEGERL, G. C.; HEIMANN, M.; HEWITSON, B.; HOSKINS, B. J.; JOOS, F.; JOUZEL, J.; KATTSOV, V.; LOHMANN, U.; MATSUNO, T.; MOLINA, M.; NICHOLLS, N.; OVERPECK, J.; RAGA, G.; RAMASWAMY, V.; REN, J.; RUSTICUCCI, M.; SOMERVILLE, R.; STOCKER, T. F.; WHETTON, P.; A., Wood R.; WRATT, D.: *Technical Summary*. Cambridge University Press, 2007
- [317] SONG, H.; LIU, C.; LI, L.; WANG, Z.; HE, X.; SHUAI, S.; WANG, J.: A Comparative Study of Using Diesel and PODEn as Pilot Fuels for Natural Gas Dual-Fuel Combustion. In: *Fuel* 188 (2017), S. 418–426

- [318] SPLITTER, D.; REITZ, R. D.; HANSON, R.: High Efficiency, Low Emissions RCCI Combustion by Use of a Fuel Additive. In: *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 3 (2010), Nr. 2, S. 742–756
- [319] SPLITTER, D.; WISSINK, M.; KOKJOHN, S.; REITZ, R. D.: Effect of Compression Ratio and Piston Geometry on RCCI Load Limits and Efficiency. In: *SAE Technical Paper Series* (2012), Nr. 2012-01-0383
- [320] SPLITTER, D. A.; REITZ, R. D.: Fuel Reactivity Effects on the Efficiency and Operational Window of Dual-Fuel Compression Ignition Engines. In: *Fuel* 118 (2014), S. 163–175
- [321] SPRENGER, F.; FASCHING, P.; KAMMERSTÄTTER, S.: Experimentelle Untersuchung von Erdgas-Diesel Brennverfahren mit äußerer und innerer Gemischbildung für Pkw-Anwendungen. In: *15th Conference „The Working Process of the Internal Combustion Engine“* (2015), S. 483–498
- [322] SRINIVASAN, K. K.; KRISHNAN, S. R.; MIDKIFF, K. C.: Improving Low Load Combustion, Stability, and Emissions in Pilot-Ignited Natural Gas Engines. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 220 (2006), S. 229–239
- [323] SRINIVASAN, K. K.; KRISHNAN, S. R.; QI, Y.; MIDKIFF, K. C.; YANG, H.: Analysis of Diesel Pilot-Ignited Natural Gas Low-Temperature Combustion with Hot Exhaust Gas Recirculation. In: *Combustion Science and Technology* 179 (2007), Nr. 9, S. 1737–1776
- [324] STIEL, L. I.; THODOS, G.: The Thermal Conductivity of Nonpolar Substances in the Dense Gaseous and Liquid Regions. In: *AIChE Journal* 10 (1964), Nr. 1, S. 26–30
- [325] STIESCH, G.: *Phänomenologisches Multizonen-Modell der Verbrennung und Schadstoffbildung im Dieselmotor*, Leibniz Universität Hannover, Dissertation, 1999
- [326] STIESCH, G.: *Modeling Engine Spray and Combustion Processes*. 1. Aufl. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2003. – ISBN 978–3–540–00682–4
- [327] STIESCH, G.; EIGLMEIER, C.; MERKER, G. P.; WIRBELEIT, F.: Möglichkeiten und Anwendung der phänomenologischen Modellbildung im Dieselmotor. In: *Motoren-technische Zeitschrift (MTZ)* 60 (1999), Nr. 4, S. 274–283

- [328] STIESCH, G.; MERKER, G. P.: A Phenomenological Heat Release Model for Direct Injection Diesel Engines. In: *22nd International Congress on Combustion Engines (CIMAC) 2* (1998), S. 423–430
- [329] STIESCH, G.; MERKER, G. P.: A Phenomenological Model for Accurate and Time Efficient Prediction of Heat Release and Exhaust Emissions in Direct-Injection Diesel Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1999), Nr. 1999-01-1535
- [330] SUN, L.; LIU, Y.; ZENG, K.; YANG, R.; HANG, Z.: Combustion Performance and Stability of a Dual-Fuel Diesel-Natural-Gas Engine. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 229 (2015), Nr. 2, S. 235–246
- [331] SUN, L.; LIU, Y.; ZHOU, L.; ZENG, K.: Experimental Investigation of Cycle-by-Cycle Variations in a Natural Gas/Diesel Dual Fuel Engine with EGR. In: *SAE Technical Paper Series* (2013), Nr. 2013-01-0853
- [332] TABACZYNSKI, R. J.; FERGUSON, C. R.; RADHAKRISHNAN, K.: A Turbulent Entrainment Model for Spark-Ignition Engine Combustion. In: *SAE Technical Paper Series* (1977), Nr. 770647
- [333] TAGAI, T.; ISHIDA, M.; UEKI, H.; WATANABE, T.: Effects of Equivalence Ratio and Temperature of CNG Premixture on Knock Limit in a Dual Fueled Diesel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2003), Nr. 2003-01-1934
- [334] TARITAS, I.; KOZARAC, D.; SJERIĆ, M.; AZNAR, M. S.; VUILLEUMIER, D.; TATSCHL, R.: Development and Validation of a Quasi-Dimensional Dual Fuel (Diesel–Natural Gas) Combustion Model. In: *SAE International Journal of Engines* 10 (2017), Nr. 2017-01-0517, S. 483–500
- [335] THOMA, M.: *Modellierung der Voreinspritzung bei dieselmotorischer Verbrennung*, Leibniz Universität Hannover, Dissertation, 2004
- [336] THYAGARAJAN, V.; BABU GAJENDRA, M. K.: A Combustion Model for a Dual Fuel Direct Injection Diesel Engine. In: *Proceedings of COMODIA Symposium on Diagnostics and Modelling of Combustion in Reciprocating Engines, Tokyo* (1985), S. 607–614
- [337] TIPPELMANN, G.: A New Method of Investigation of Swirl Ports. In: *SAE Technical Paper Series* (1977), Nr. 770404

- [338] TOMITA, E.; FUKATANI, N.; KAWAHARA, N.; MARUYAMA, K.; KOMODA, T.: Combustion in a Supercharged Biomass Gas Engine with Micro-Pilot Ignition-Effects of Injection Pressure and Amount of Diesel Fuel. In: *Journal of KONES Powertrain and Transport* 14 (2007), Nr. 2, S. 513–520
- [339] TOMITA, E.; KAWAHARA, N.; PIAO, Z.; YAMAGUCHI, R.: Effects of EGR and Early Injection of Diesel Fuel on Combustion Characteristics and Exhaust Emissions in a Methane Dual Fuel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2002), Nr. 2002-01-2723
- [340] TRAPP, C.; BÖWING, R.: Gasmotoren und gasförmige Kraftstoffe. In: TSCHÖKE, H. (Hrsg.): *Handbuch Dieselmotoren*. 4. Aufl. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018. – ISBN 978–3–658–07697–9, S. 199–217
- [341] UMA, R.; KANDPAL, T. C.; KISHORE, V. V. N.: Emission Characteristics of an Electricity Generation System in Diesel Alone and Dual Fuel Modes. In: *Biomass and Bioenergy* 27 (2004), Nr. 2, S. 195–203
- [342] VARGAFTIK, N. B.: *Handbook of Physical Properties of Liquids and Gases: Pure Substances and Mixtures*. 2. Aufl. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1989. – ISBN 978–3–642–52506–3
- [343] VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (. (Hrsg.): *VDI-Wärmeatlas*. 11. Aufl. Darmstadt : Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2013. – ISBN 978–3–642–19980–6
- [344] VIBE, I. I.: *Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren*. Berlin : VEB-Verlag Technik, 1970
- [345] VLACHOS, D. G.; SCHMIDT, L. D.; ARIS, R.: Products in Methane Combustion near Surfaces. In: *American Institute of Chemical Engineers Journal* 40 (1994), Nr. 6, S. 1018–1025
- [346] WAKURI, Y.; FUJII, M.; AMITANI, T.; TSUNEYA, R.: Studies on the Penetration of Fuel Spray in a Diesel Engine. In: *Bulletin of the JSME* 3 (1960), Nr. 9, S. 123–130
- [347] WALTHER, H. P.: *Erstellung eines phänomenologischen Verbrennungsmodells zur Vorausberechnung des Brennverlaufs von Gasmotoren mit Piloteinspritzung*, Technische Universität München, Dissertation, 2016
- [348] WANG, Z.; ZHAO, Z.; WANG, D.; TAN, M.; HAN, Y.; LIU, Z.; DOU, H.: Impact of Pilot Diesel Ignition Mode on Combustion and Emissions Characteristics of a Diesel/Natural Gas Dual Fuel Heavy-Duty Engine. In: *Fuel* 167 (2016), S. 248–256

- [349] WANNATONG, K.; AKARAPANYAVIT, N.; SIENGSANORH, S.; CHANCHAONA, S.: Combustion and Knock Characteristics of Natural Gas Diesel Dual Fuel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2007), Nr. 2007-01-2047
- [350] WARTH, M.: *Comparative Investigation of Mathematical Methods for Modeling and Optimization of Common-Rail DI Diesel Engines*, Eidgenössische Technische Hochschule (ETH) Zürich, Dissertation, 2005
- [351] WARTH, M.; OBRECHT, P.; KOCH, T.; BOULOUCHOS, K.: Vorausberechnung von Brennverlauf, NO- und Russemissionen beim Dieselmotor – Optimierung und Validierung eines neuen Ansatzes. In: *9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“*, Technische Universität Graz (2003), S. 115–134
- [352] WATTER, H.: *Regenerative Energiesysteme*. 4. Aufl. Springer Vieweg, 2015. – ISBN 978–3–658–09638–0
- [353] WEBERBAUER, F.; RAUSCHER, M.; KULZER, A.; KNOPF, M.; BARGENDE, M.: Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren. In: *Motorentechnische Zeitschrift (MTZ)* 66 (2005), Nr. 2, S. 120–124
- [354] WEISSER, G.: *Modelling of Combustion and Nitric Oxide Formation for Medium-Speed DI Diesel Engines: A Comparative Evaluation of Zero- and Three-Dimensional Approaches*, Eidgenössische Technische Hochschule (ETH) Zürich, Dissertation, 2001
- [355] WEISSER, G.; BOULOUCHOS, K.: NOEMI – Ein Werkzeug zur Vorabschätzung der Stickoxidemissionen direkteinspritzender Dieselmotoren. In: *5. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“*, Technische Universität Graz (1995)
- [356] WELLINGER, A.; MURPHY, J.; BAXTER, D.: *The Biogas Handbook*. Woodhead Publishing Series in Energy, 2013. – ISBN 978–0–85709–498–8
- [357] WESTBROOK, C. K.; DRYER, F. L.: Simplified Reaction Mechanisms for the Oxidation of Hydrocarbon Fuels in Flames. In: *Combustion Science and Technology* 27 (1981), Nr. 1-2, S. 31–43
- [358] WESTLUND, A.; ÅNGSTRÖM, H.-E.; LINDSTRÖM, M.: Validation of a Simplified Model for Combustion and Emission Formation in Diesel Engines Based on Correlations for Spray Penetration and Dispersion, Gas Entrainment into Sprays and Flame Lift-off. In: *SAE Technical Paper Series* (2010), Nr. 2010-01-1494

- [359] WHITEHOUSE, N. D.; WAY, R.: Rate of Heat Release in Diesel Engines and its Correlation with Fuel Injection Data. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 184 (1969), Nr. 10, S. 17–27
- [360] WILKE, C. R.: A Viscosity Equation for Gas Mixtures. In: *The Journal of Chemical Physics* 18 (1950), Nr. 4, S. 517–519
- [361] WITT, A.: *Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten*, Technische Universität Graz, Dissertation, 1999
- [362] WITT, M.; GRIEBEL, P.: *Numerische Untersuchung von laminaren Methan/Luft-Vormischflammen*. Villingen (CH) : Paul Scherrer Institut (interner Bericht), 2000
- [363] WLOKA, J. A.; PÖTSCH, C.; WACHTMEISTER, G.: Injection Spray Visualization for 3000 bar Diesel Injection. In: *24th European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems (ILASS – Europe)* (2011)
- [364] WOHLGEMUTH, S.: *CO₂-optimierter Antrieb eines Kleinfahrzeugs*, Technische Universität München, Dissertation, 2016
- [365] WOLFER, H. H.: Der Zündverzug im Dieselmotor. In: *VDI Forschungsheft* 392 (1938)
- [366] XIONG, T. Y.; YUEN, M. C.: Evaporation of a Liquid Droplet on a Hot Plate. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 34 (1991), Nr. 7, S. 1881–1894
- [367] XU, M.; NISHIDA, K.; HIROYASU, H.: A Practical Calculation Method for Injection Pressure and Spray Penetration in Diesel Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1992), Nr. 920624
- [368] XU, S.; ANDERSON, D.; HOFFMAN, M.; PRUCKA, R.; FILIPI, Z.: A Phenomenological Combustion Analysis of a Dual-Fuel Natural-Gas Diesel Engine. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 231 (2017), Nr. 1, S. 66–83
- [369] XU, S.; ANDERSON, D.; SINGH, A.; HOFFMAN, M.; PRUCKA, R.; FILIPI, Z.: Development of a Phenomenological Dual-Fuel Natural Gas Diesel Engine Simulation and its Use for Analysis of Transient Operations. In: *SAE International Journal of Engines* 7 (2014), Nr. 2014-01-2546, S. 1665–1673

- [370] YAKHOT, V.; ORSZAG, S. A.; THANGAM, S.; GATSKI, T. B.; SPEZIALE, C. G.: Development of Turbulence Models for Shear Flows by a Double Expansion Technique. In: *Physics of Fluids A* 4 (1992), Nr. 7, S. 1510–1520
- [371] YARIN, A. L.; WEISS, D. A.: Impact of Drops on Solid Surfaces: Self-Similar Capillary Waves, and Splashing as a New Type of Kinematic Discontinuity. In: *Journal of Fluid Mechanics* 283 (1995), S. 141–173
- [372] YOSHIMOTO, Y.; KINOSHITA, E.; LUGE, S.; OHMURA, T.: Combustion Characteristics of a Dual Fuel Diesel Engine with Natural Gas (Lower Limit of Cetane Number for Ignition of the Fuel). In: *SAE International Journal of Fuels and Lubricants* 5 (2012), Nr. 3, S. 1165–1173. – ISSN 1946–3960
- [373] ZHANG, K.; WANG, Z.; WANG, J.; WANG, Z.: Spray Model Based on Step Response Theory. In: *Fuel* 95 (2012), S. 499–503
- [374] ZHANG, Y.: A Simplified Model for Predicting Evaporating Spray Mixing Process in DI Diesel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (1992), Nr. 922228
- [375] ZHOU, L.; LIU, Y.-F.; WU, C.-B.; SUN, L.; WANG, L.; ZENG, K.; HUANG, Z.-H.: Effect of the Diesel Injection Timing and the Pilot Quantity on the Combustion Characteristics and the Fine-Particle Emissions in a Micro-Diesel Pilot-Ignited Natural-Gas Engine. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 227 (2013), Nr. 8, S. 1142–1152
- [376] ZIRNGIBL, S.; GÜNTER, F.; PRAGER, M.; WACHTMEISTER, G.: Simulative Evaluation of Various Thermodynamic Cycles and the Specification of Their System Components Regarding the Optimization of a Cogeneration Unit. In: *SAE Technical Paper Series* (2018), Nr. 2018-01-5034
- [377] ZIRNGIBL, S.; HELD, S.; PRAGER, M.; WACHTMEISTER, G.: Experimental and Simulative Approaches for the Determination of Discharge Coefficients for Inlet and Exhaust Valves and Ports in Internal Combustion Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (2017), Nr. 2017-01-5022
- [378] ZIRNGIBL, S.; WACHTMEISTER, G.: Extensive Investigation of a Common Rail Diesel Injector Regarding Injection Characteristics and the Resulting Influences on the Dual Fuel Pilot Injection Combustion Process. In: *SAE Technical Paper Series* (2016), Nr. 2016-01-0780

Projektbezogene Studienarbeiten

Während meiner Beschäftigung als wissenschaftlicher Mitarbeiter am LEHRSTUHL FÜR VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN entstanden die nachfolgend aufgelisteten Studienarbeiten mit Bezug zum Forschungsprojekt. Die Ergebnisse der studentischen Arbeiten trugen zum Gelingen der simulativen und experimentellen Untersuchungen des Projekts bei und flossen zum Teil in die wissenschaftliche Ausarbeitung ein. Ich danke an dieser Stelle allen Studierenden für ihr Engagement während des Forschungsprojekts und für ihren Beitrag zur vorliegenden Dissertation.

Abschlussarbeiten

RIEDL, S.: *Eindimensionale Modellierung eines Vierzylinder Forschungsmotors zur Analyse des Druckverlaufes mittels GT-Power*. Bachelorarbeit, 2015

RAZ, B.: *Untersuchung des Spraybildes eines Diesel Common-Rail Injektors hinsichtlich Strahlaufbruch und Gemischbildung*. Bachelorarbeit, 2015

NEWIGER, S.: *Untersuchung des Einspritzverlaufs eines Diesel Common-Rail Injektors unter Vorgabe verschiedener Bestromungsverläufe*. Bachelorarbeit, 2015

WOLF, T.: *Weiterentwicklung eines eindimensionalen Simulationsmodells zur Druckverlaufsanalyse eines Biogas Forschungsmotors*. Bachelorarbeit, 2016

MULATZ, F.: *Optimierung der Brennraumgeometrie für einen Dual-Fuel Forschungsmotor mittels 3D-CFD-Simulation hinsichtlich des Drall- und Turbulenzniveaus und deren Einflüsse auf die Verbrennung*. Masterarbeit, 2016

GÜNTHER, F.: *Kreisprozesse zur Wirkungsgradoptimierung eines mit Biogas Dual-Fuel-Motor angetriebenen Mini-BHKWs*. Masterarbeit, 2016

DIETSCH, M.: *Analyse, Konstruktion und Bewertung verschiedener Konzepte zur Darstellung eines optischen Zugangs an einem Forschungsmotor*. Bachelorarbeit, 2017

DAISENBERGER, F.: *Experimentelle Weiterentwicklung eines Dual-Fuel Brennverfahrens an einem kleinen Gasmotor*. Bachelorarbeit, 2017

DEINHOFER, L.: *Implementierung eines Ansatzes zur Verlustanalyse von Verbrennungsmotoren in nulldimensionalen Simulationsmodellen*. Bachelorarbeit, 2018

KÜHNE, D.: *Implementierung eines Modells der Spray-Wand Interaktion bei einem Zündstrahl-Brennverfahren in Gasmotoren kleinen Hubraums*. Diplomarbeit, 2018

Semesterarbeiten

MÄHRLE, C.: *Berechnung und Analyse des Ladungswechsels eines Forschungsmotors hinsichtlich der Ausprägung der Zylinderinnenströmung mittels 3D-CFD Simulation*. Semesterarbeit, 2015

MULATZ, F.: *Simulation des Ladungswechsels eines Forschungsmotors hinsichtlich der Ausprägung der Zylinderinnenströmung in Abhängigkeit von Netzstruktur und Zelleigenschaften mittels 3D-CFD Simulation*. Semesterarbeit, 2015

IGERZ, S.: *Konzeption und Konstruktion alternativer Brennraumgeometrien für ein Biogas Zündstrahl-Brennverfahren*. Semesterarbeit, 2016

SPIELBAUER, M.: *Implementierung eines phänomenologischen Modells in MATLAB zur Vorausberechnung der Verbrennung eines Dual-Fuel Forschungsmotors*. Semesterarbeit, 2016

FISCHER, E.: *Bestimmung der Durchflussbeiwerte an den Ein- und Auslassventilen eines Forschungsmotors mithilfe von 3D-CFD-Simulationen*. Semesterarbeit, 2016

LANG, J.: *Entwicklung eines Programms in MATLAB zur Berechnung der Flammenfrontfläche und des verbrannten Volumens unter Berücksichtigung tatsächlicher Kolbengeometrien*. Semesterarbeit, 2016

BÜECHL, R.: *Implementierung eines phänomenologischen Modells zur Vorausberechnung des Zündverzugs eines Dual-Fuel Forschungsmotors*. Semesterarbeit, 2017

REINFELD, L.: *Aufbau eines 3D-CFD Simulationsmodells zur Untersuchung der Dual-Fuel Zündstrahlverbrennung anhand des ECFM-3Z-Modells an einem Forschungsmotor*. Semesterarbeit, 2017

VON KESSEL, O.: *Kombination von Modellen zur Simulation der Pilot-Einspritzung und der Dual-Fuel Hauptverbrennung in MATLAB für die Vorausberechnung des motorischen Verhaltens*. Semesterarbeit, 2017

FUCHSLUGER, P.: *Integration eines Ansatzes zur Verlustanalyse eines Verbrennungsmotors in nulldimensionalen Simulationsmodellen*. Semesterarbeit, 2017

SÄMANN, R.: *Umfangreicher Vergleich und Bewertung von Messdaten mithilfe eindimensionaler Modelle zur Druckverlaufsanalyse in GT-Power*. Semesterarbeit, 2017

HUBER, S.: *Vergleich und Bewertung experimenteller Daten eines Dual-Fuel Motors anhand eindimensionaler Druckverlaufsanalyse*. Semesterarbeit, 2018

Publikationsliste

Konferenzbeiträge und Berichte

PRAGER, M.; ZIRNGIBL, S.: *Besonderheiten bei Klärgasnutzung – Probleme, Grenzen und technische Lösungen*. Gdansk Fundacia Wody, Danzig, 2015

ZIRNGIBL, S.; PRAGER, M.; WACHTMEISTER, G.: *Zwischenbericht – Optimierter Verbrennungsmotor für landwirtschaftliche Biogas Mini-BHKW*. LVK, 2015

ZIRNGIBL, S.; PRAGER, M.; WACHTMEISTER, G.: *Entwicklung eines Brennverfahrens für den Einsatz in einem Biogas Mini-BHKW – Anforderungen, Ziele und Herausforderungen*. 10. Bioenergieforum, Rostock, 2016

ZIRNGIBL, S.; PRAGER, M.; WACHTMEISTER, G.: *Optimierung der Strömung in Einlasskanal und Brennraum für ein Dual-Fuel Zündstrahl-Brennverfahren mithilfe dreidimensionaler CFD-Simulation*. XIII. Tagung Motorische Verbrennung, Ludwigsburg, 2017

ZIRNGIBL, S.; PRAGER, M.; WACHTMEISTER, G.: *Entwicklung eines Dual-Fuel Zündstrahl-Brennverfahrens für den Einsatz in einem mit Biogas betriebenen Mini-BHKW*. 10. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, 2017

ZIRNGIBL, S.; GÜNTER, F.; PRAGER, M.; WACHTMEISTER, G.: *Implementierung einer Simulationsumgebung zur Auslegung und Bewertung verschiedener thermodynamischer Prozessführungen im Rahmen der Entwicklung eines Biogas Mini-BHKWs*. 10. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, 2017

ZIRNGIBL, S., PRAGER, M.; WACHTMEISTER, G.: *Abschlussbericht – Optimierter Verbrennungsmotor für landwirtschaftliche Biogas Mini-BHKW*. LVK, 2017

Journalbeiträge und wissenschaftliche Artikel

BAUMGARTNER, L.; WOHLGEMUTH, S.; ZIRNGIBL, S.; WACHTMEISTER, G.: *Investigation of a Methane Scavenged Prechamber for Increased Efficiency of a Lean-Burn Natural Gas Engine for Automotive Applications*. SAE Int. J. Engines 8 (2), 2015

ZIRNGIBL, S.; WACHTMEISTER, G.: *Extensive Investigation of a Common Rail Diesel Injector Regarding Injection Characteristics and the Resulting Influences on the Dual Fuel Pilot Injection Combustion Process*. SAE Technical Paper (2016-01-0780), 2016

ZIRNGIBL, S.; HELD, S.; PRAGER, M.; WACHTMEISTER, G.: *Experimental and Simulative Approaches for the Determination of Discharge Coefficients for Inlet and Exhaust Valves and Ports in Internal Combustion Engines*. SAE Technical Paper (2017-01-5022), 2017

ZIRNGIBL, S.; GÜNTER, F.; PRAGER, M.; WACHTMEISTER, G.: *Simulative Evaluation of Various Thermodynamic Cycles and the Specification of Their System Components Regarding the Optimization of a Cogeneration Unit*. SAE Technical Paper (2018-01-5034), 2018

ZIRNGIBL, S.; WACHTMEISTER, G.: *Using a Phenomenological Simulation Approach for the Prediction of a Dual-Fuel Pilot Injection Combustion Process*. SAE Technical Paper (2020-01-5013), 2020

