Technische Universität München
Institut für Energietechnik

Lehrstuhl für Thermodynamik

Dieselpilotzündung in Dual-Fuel-Diesel-Gasmotoren

Marcus Grochowina

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

DOKTOR – INGENIEURS

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender:
Prof. Dr.–Ing. Karsten Stahl
Prüfer der Dissertation:
1. Prof. Dr.–Ing. Thomas Sattelmayer
2. Prof. Dr.–Ing. Georg Wachtmeister

Die Dissertation wurde am 13.11.2019 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 18.04.2020 angenommen.

Für meine Familie

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand am Lehrstuhl für Thermodynamik der Technischen Universität München während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter. Sie wurde von der Bayerischen Forschungsstiftung im Rahmen des Projekts zur „Effizienzsteigerung von DF-Motoren bei Mitteldrücken über 24 bar“ gefördert. Ich danke der Bayerischen Forschungsstiftung und den Projektpartnern MAN Energy Solutions und dem Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen für die freundliche und erfolgreiche Zusammenarbeit.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Thomas Sattelmayer für die Betreuung meiner Arbeit, das entgegengebrachte Vertrauen und die freundliche Zusammenarbeit. Er hat mich stets gefördert und gefordert und damit maßgeblich zu meiner persönlichen Entwicklung und dem Erfolg meiner Arbeit beigetragen.

Ich danke Herrn Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister für die Übernahme des Koreferats und die interessanten fachlichen Diskussionen und Beiträge im Rahmen unserer Projekttreffen. Bereits in meinem Studium hatte ich die Ehre an seinem Lehrstuhl tätig zu sein und seine Lehrveranstaltungen über Verbrennungsmotoren haben mir das Fachwissen vermittelt, welches ich heute besitze.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl möchte ich herzlich für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission und die damit verbundenen Mühen danken.

Mein Dank geht zudem an meine ehemaligen Studenten, die durch ihre Arbeit einen maßgeblichen Beitrag zum Erfolg des Forschungsprojekts geleistet haben. Besonders hervorheben möchte ich die herausragenden Arbeiten von Simon Tartsch und Daniel Hertel.

Ein Lehrstuhl steht und fällt mit dem Sekretariat. Daher danke ich Helga Bassett, Sigrid Schulz-Reichwald und Brigitte Hirsch für ihre tolle Unterstützung und Arbeit.

Ich bedanke mich bei den Kollegen und den Mitarbeitern der Werkstatt für die Zusammenarbeit, Unterstützung und angenehme Zeit.

Von ganzem Herzen danke ich meiner Familie für die stetige Unterstützung und ihr Dasein. Sie ist mein Ursprung, mein Fundament und mein Rückhalt. Daher widme ich Ihr diese Arbeit.

München, November 2019 Marcus Grochowina

Kurzfassung

Dual-Fuel-Diesel-Gasmotoren stellen eine vielversprechende Möglichkeit zur Erfüllung strenger Emissionsrichtlinien dar und bieten gleichzeitig eine hohe Kraftstoffflexibilität. Im Vergleich zu konventionellen Diesel- oder Gasmotoren sind die erreichbaren Mitteldrücke und Wirkungsgrade jedoch geringer. Um diese zu steigern, ist es notwendig die physikalischen und chemischen Prozesse der Zündung und Verbrennung in Dual-Fuel-Motoren zu verstehen. Daher ist es Ziel dieser Arbeit, die innermotorischen Vorgänge anhand experimenteller Untersuchungen zu erforschen und Optimierungsmaßnahmen zu entwickeln. Hierzu werden die Einflüsse verschiedener Einspritzparameter und Randbedingungen auf die Zündung und Verbrennung mithilfe thermodynamischer Sensorik und optischer Messtechnik an einer Verbrennungszelle untersucht. Die Ergebnisse zeigen, dass die Dieselpilotzündung oftmals unter einer zu starken Verdünnung der Pilotstrahlen durch turbulente Lufteinmischung leidet. Dies führt zu verlängerten Zündverzügen und teilweise sogar zu einer ausbleibenden Zündung der Pilotstrahlen. Zur Verbesserung der Pilotzündung werden anhand der gewonnenen Erkenntnisse Optimierungsmöglichkeiten abgeleitet, die zu einer Erhöhung des Mitteldrucks und Wirkungsgrades führen.

Abstract

Dual fuel diesel gas engines offer a promising opportunity to meet stringent emission regulations while offering high fuel flexibility. Compared to common diesel or gas engines, however, the achievable mean effective pressures and efficiencies are lower. In order to improve these parameters, it is necessary to understand the physical and chemical processes of ignition and combustion in dual fuel engines. The aim of this work is to study the internal engine processes by means of experimental investigations and develop optimization measures. For this purpose, the effects of different injection parameters and boundary conditions on the ignition and combustion are investigated. The experiments were conducted on a combustion cell using thermodynamic sensors and optical measurement techniques. The results show that the Diesel pilot ignition often suffers from excessive dilution of the pilot sprays caused by turbulent air entrainment. This results in prolonged ignition delays and sometimes even in a lack of ignition of the pilot sprays. In order to improve pilot ignition, optimization possibilities are developed on the basis of the findings gained, which lead to an increase in mean effective pressure and efficiency.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis ..... **I**

Tabellenverzeichnis ..... **VII**

Nomenklatur ..... **IX**

1 Einleitung **1**

1.1 Motivation 1

1.2 Zielsetzung 5

2 Stand der Wissenschaft und Technik **7**

2.1 Brennverfahren von Gasmotoren 7

2.1.1 Otto-Gasmotor 8

2.1.2 Gas-Dieselmotor 10

2.1.3 Diesel-Gasmotor 10

2.1.4 HCCI 12

2.1.5 PCCI 14

2.1.6 RCCI 15

2.2 Wärmefreisetzung in der Post-Flame-Zone 17

3 Experimentelle Untersuchungen **19**

3.1 Versuchsaufbau 19

3.2 Messtechnik 22

3.2.1 Druck- und Temperaturmessung 23

3.2.2 Luftzahlmessung 24

3.2.3 Schattenverfahren 31

3.2.4 Aufnahme des Flammenleuchtens 39

3.3 Versuchsauswertung....45
3.3.1 Auswahl der Referenzzyklen....46
3.3.2 Druckverlaufsanalyse....48
3.3.3 Auswertung der Schattenaufnahmen....49
3.3.4 Auswertung der Direktlichtaufnahmen....53
3.4 Verbrennungsregime und Selbstzündung....56
3.5 Parametervariation und Randbedingungen....62

4 Ergebnisse und Diskussion....65
4.1 Phasen der Gemischaufbereitung und Zündung....65
4.2 Wärmefreisetzung in der Post-Flame-Zone....70
4.3 Variation der Brennraumtemperatur....73
4.3.1 Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse....73
4.3.2 Ergebnisse des Schattenverfahrens....77
4.3.3 Ergebnisse der Direktlichtaufnahmen....80
4.3.4 Zwischenfazit....85
4.4 Variation des Einspritzdrucks....85
4.4.1 Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse....86
4.4.2 Ergebnisse des Schattenverfahrens....88
4.4.3 Ergebnisse der Direktlichtaufnahmen....92
4.4.4 Zwischenfazit....95
4.5 Variation der Einspritzmenge....96
4.5.1 Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse....96
4.5.2 Ergebnisse des Schattenverfahrens....99
4.5.3 Ergebnisse der Direktlichtaufnahmen....103
4.5.4 Zwischenfazit....107
4.6 Variation der Luftzahl....108
4.6.1 Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse....108
4.6.2 Ergebnisse der Direktlichtaufnahmen....117
4.6.3 Wechselwirkung zw. dem Dieselpilotanteil und der Luftzahl....126
4.6.4 Zwischenfazit....131

4.7 Variation der Spritzlochzahl 131
4.7.1 Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse 133
4.7.2 Ergebnisse des Schattenverfahrens 135
4.7.3 Ergebnisse der Direktlichtaufnahmen 137
4.7.4 Zwischenfazit 140

5 Zusammenfassung 141

Anhang 145
A. 1 Konstruktionszeichnungen 145
A. 2 Konstanten der Logarithmusfunktion 148
A. 3 Nachtropfen des Dieselinjektors 149

Literaturverzeichnis 151

Abbildungsverzeichnis

1.1: Zulässiger Kraftstoffschwefelgehalt gem. IMO Tier Richtlinien [4] 2

1.2: Zulässige Stickoxidemissionen gem. IMO Tier Richtlinien [4] 2

2.1: Einteilung der Brennverfahren von Gasmotoren nach [17–20] 7

2.2: Gemischaufbereitung des Dieselpilotkraftstoffes im Diesel-Gasmotor [17]...11

2.3: Schematische Darstellung des DF-HCCI-Brennverfahrens [53] 14

2.4: Schematische Darstellung des RCCI-Brennverfahrens [60] 15

3.1: Modularer Injektoradapter mit integrierter Wasserkühlung.....20

3.2: Schematische Darstellung des Versuchstandes.....20

3.3: Triggersignale der Nockenwellen 22

3.4: Druckverlauf eines Verbrennungszyklus 24

3.5: Absorptionslinien von Methan (berechnet mit HITRAN) [84, 85] 25

3.6: Prinzipskizze des Messaufbaus zur Luftzahlbestimmung [28] 26

3.7: Testmessung der Luftzahl mit einem Prüfgas mit $\lambda = 2{,}00$.....27

3.8: Prinzipskizze der Versuchsanlage bei Heinz [28] 28

3.9: Amplitudenverlauf der Intensitäten des Mess- und Referenzsignals.....29

3.10: Einfluss der Laseramplitudenschwankung.....30

3.11: Testmessung der Luftzahl mit verschiedenen Prüfgasen.....31

3.12: Entstehung eines Schattenbildes [88] 32

3.14: Ablenkung eines Lichtstrahls durch im Fluid [92] 33

3.15: Infinitesimale Verschiebung eines Bildelements durch Brechung 34

3.16: Optischer Zugang der Verbrennungszelle....36

3.17: CAD-Dreiviertelansicht der Verbrennungszelle 38

3.18: Strahlengang des Schattenverfahrens an der Verbrennungszelle [92] 39

3.19: Vereinfachtes Reaktionsschema von Methan [96]....40

3.20: Emissionsspektren [98] 41

3.21: Chemilumineszenzspektrum einer Methan-Luft-Flamme [100] 42

3.22: Vergleich OH*- zu Direktlichtaufnahmen im Basispunkt 44

3.23: Vergleich CH*- zu Direktlichtaufnahmen im Basispunkt 44

3.24: Berechnung des generischen Mittelzyklus aus den Einzelzyklen....46

3.25: Mischrohrtemperaturverlauf über die Versuchszeit 47

3.26: Druckabweichung der Einzelzyklen vom generischen Mittelzyklus 47

3.27: Integrierte Abweichung der Einzelzyklen vom generischen Mittelzyklus 48

3.28: Schattenaufnahme der Dieselpiloteinspritzung....50

3.29: Penetration der Dieselpilotsprays 50

3.30: Annäherung der Eindringtiefe 52

3.31: Approximation und Extrapolation der Penetrationstiefe....53

3.32: Initialer Zündkeim (links), Bestimmung der Anzahl entzündeter Pilotstrahlen (Mitte) und Binärbild zur Berechnung der *BRE* (rechts) 53

3.33: Abmessungen des Brennraums 55

3.34: Schematische Ansicht der Verbrennungszelle....55

3.35: Druckverläufe der Verbrennungsregime....58

3.36: Einteilung der Verbrennungsregime gemäß $t_{50\%BRE}$ 59

3.37: Arten der Selbstzündungen an der Verbrennungszelle 61

4.1: Zweistufige Zündung einer teilvorgemischten Dieselverbrennung [117] 67

4.2: Vorreaktion visualisiert mittels Schattenverfahren 67

4.3: Phasen der Gemischaufbereitung und Zündung 69

4.4: Vergleich zw. der Brennraumerfassung und dem Umsetzungsgrad η_u 70

4.5: Differenz zwischen BRE und dem Umsetzungsgrad η_u des Basispunktes 71

4.6: Vergleich des Umsetzungsgrades η_u mit den Schattenaufnahmen 72

4.7: Brennraumdruckverläufe bei versch. mittleren Brennraumtemperaturen 74

4.8: Heizraten bei verschiedenen mittleren Brennraumtemperaturen 75

4.9: Umsetzungsgrade bei verschiedenen mittleren Brennraumtemperaturen 76

4.10: Schattenaufnahmen bei versch. mittleren Brennraumtemperaturen 78

4.11: Direktlichtaufnahmen bei versch. mittleren Brennraumtemperaturen 81

4.12: Mittlere Zündverzugszeiten, Brenndauern und prozentuale Anteile entzündeter Pilotstrahlen bei versch. mittleren Brennraumtemperaturen 84

4.13: Brennraumdruckverläufe bei verschiedenen Einspritzdrücken 86

4.14: Heizraten bei verschiedenen Einspritzdrücken 87

4.15: Umsetzungsgrade bei verschiedenen Einspritzdrücken 88

4.16: Gemessene Eindringtiefe des Dieselpilotkraftstoffs und die dazugehörigen Interpolationskurven bei verschiedenen Einspritzdrücken 89

4.17: Schattenaufnahmen bei verschiedenen Einspritzdrücken 91

4.18: Direktlichtaufnahmen bei verschiedenen Einspritzdrücken 93

4.19: Mittlere Zündverzugszeiten, Brenndauern und prozentuale Anteile entzündeter Pilotstrahlen bei verschiedenen Einspritzdrücken 94

4.20: Brennraumdruckverläufe bei verschiedenen Einspritzmengen.....97

4.21: Heizraten bei verschiedenen energetischen Dieselpilotanteilen 98

4.22: Umsetzungsgrade bei verschiedenen energetischen Dieselpilotanteilen 99

4.23: Gemessene Eindringtiefe des Dieselpilotkraftstoffs und die dazugehörigen Interpolationskurven bei versch. Dieselpilotanteilen.....100

4.24: Schattenaufnahmen bei versch. energetischen Dieselpilotanteilen 102

4.25: Direktlichtaufnahmen bei versch. energetischen Dieselpilotanteilen.....104

4.26: Mittlere Zündverzugszeiten, Brenndauern und prozentuale Anteile entzündeter Pilotstrahlen bei verschiedenen Einspritzmengen 106

4.27: Brennraumdruckverläufe bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 1,0 %.....108

4.28: Brennraumdruckverläufe bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 4,0 %.....109

4.29: Brennraumdruckverläufe bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 8,0 %.....110

4.30: Heizraten bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 1,0 %.....111

4.31: Heizraten bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 4,0 %.....112

4.32: Heizraten bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 8,0 %.....113

4.33: Umsetzungsgrade bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 1,0 %.....114

4.34: Umsetzungsgrade bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 4,0 %.....115

4.35: Umsetzungsgrade bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 8,0 %.....116

4.36: Direktlichtaufnahmen bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 1,0 %.....117

4.37: Mittlere Zündverzugszeiten, Brenndauern und prozentuale Anteile entzündeter Pilotstrahlen bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 1,0 %.....119

4.38: Direktlichtaufnahmen bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 4,0 %.....120

4.39: Mittlere Zündverzugszeiten, Brenndauern und prozentuale Anteile entzündeter Pilotstrahlen bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 4,0 %.....122

4.40: Direktlichtaufnahmen bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 8,0 %.....123

4.41: Mittlere Zündverzugszeiten, Brenndauern und prozentuale Anteile entzündeter Pilotstrahlen bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 8,0 %.....125

4.42: Vergleich der Zündverzugszeiten bei versch. Dieselpilotanteilen und Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches.....126

4.43: Vergleich der prozentualen Anteile an entzündeten Pilotstrahlen bei verschiedenen Dieselpilotanteilen und Luftzahlen.....127

4.44: Vergleich der Brenndauern bei verschiedenen Dieselpilotanteilen und Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches.....128

4.45: Einfluss der Luftzahl auf die Wandtemperatur der Zylinderlaufbuchse eines Dieselmotors [136].....129

4.46: Vergleich des Einflusses der Luftzahl auf den Zündverzug in Untersuchungen an einem Forschungsmotor und der Verbrennungszelle.....130

4.47: Gemessene Einspritzraten des 5- und 10-Loch-Injektors.....132

4.48: Brennraumdruckverläufe bei verschiedenen Düsenlochzahlen.....133

4.49: Heizraten bei verschiedenen Düsenlochzahlen.....134

4.50: Umsetzungsgrade bei verschiedenen Düsenlochzahlen.....135

4.51: Gemessene Eindringtiefe des Dieselpilotkraftstoffes und die dazugehörigen Interpolationskurven bei verschiedenen Düsenlochzahlen.....136

4.52: Schattenaufnahmen bei verschiedenen Düsenlochzahlen 137

4.53: Direktlichtaufnahmen bei verschiedenen Düsenlochzahlen 138

Tabellenverzeichnis

3.1: Kamera-Setup der OH*-, CH*- und Direktlichtaufnahmen 43

3.2: Einteilung der Verbrennungsregime in Abhängigkeit von $t_{50\%BRE}$ 58

3.3: Betriebsparameter und Randbedingungen des Basispunktes 62

3.4: Variation der Brennraumtemperatur 63

3.5: Variation des Raildrucks 63

3.6: Variation des energetischen Dieselpilotanteils 63

3.7: Variation der Luftzahl bei verschiedenen Dieselpilotanteilen 63

3.8: Variation der Düsenlochzahl 64

4.1: Wärmefreisetzungsdauern bei verschiedenen Brennraumtemperaturen 76

4.2: Zündverzugszeiten bei verschiedenen Brennraumtemperaturen 81

4.3: Wärmefreisetzungsdauern bei verschiedenen Einspritzdrücken 87

4.4: Kennwerte des Strahlaufbruchs bei verschiedenen Einspritzdrücken 90

4.5: Zündverzugszeiten bei verschiedenen Einspritzdrücken 93

4.6: Wärmefreisetzungsdauern bei verschiedenen Dieselpilotanteilen 98

4.7: Kennwerte des Strahlaufbruchs bei verschiedenen Dieselpilotanteilen 101

4.8: Zündverzugszeiten bei verschiedenen Dieselpilotanteilen 105

4.9: Wärmefreisetzungsdauern bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 1,0 % 112

4.10: Wärmefreisetzungsdauern bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 4,0 %.....113

4.11: Wärmefreisetzungsdauern bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 8,0 %.....114

4.12: Zündverzugszeiten bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 1,0 %.....118

4.13: Zündverzugszeiten bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 4,0 %.....120

4.14: Zündverzugszeiten bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 8,0 %.....123

4.15: Wärmefreisetzungsdauern bei verschiedenen Düsenlochzahlen 134

4.16: Kennwerte des Strahlaufbruchs bei verschiedenen Dieselpilotanteilen 136

4.17: Zündverzugszeiten bei verschiedenen Düsenlochzahlen.....138

4.18: Mittlere Zündverzugszeiten, Brenndauern und prozentuale Anteile entzündeter Pilotstrahlen bei verschiedenen Düsenlochzahlen 139

Nomenklatur

Lateinische Symbole

A	Fläche	[m^2]
BRE	Brennraumerfassung der Flamme	[%]
d	Durchmesser	[mm]
f	Frequenz	[Hz]
f_{Diesel}	Energetischer Anteil des Dieselpilots	[%]
h	Höhe	[mm]
I	Intensitätssignal	[–]
l	Länge der Messküvette	[m]
L_{min}	Mindestluftbedarf	[–]
l_p	Eindringtiefe des Dieselpilotkraftstoffs	[mm]
m	Masse	[kg]
$\dot{m}$	Massenstrom	[kg/s]
$m_{\text{L,ist}}$	Vorhandene Luftmasse	[kg]
$m_{\text{L,min}}$	Mindestens notwendige Luftmasse	[kg]
n	Brechungsindex	[–]
n_{EP}	Prozentualer Anteil entzündeter Pilotstrahlen	[%]
n_{inj}	Anzahl der Düsenlöcher des Pilotinjektors	[–]
p	Druck	[Pa]
$\dot{Q}_{\text{H}}$	Heizrate	[MJ/s]
R	Spezifische Gaskonstante	[J/(kg K)]
R_{m}	Allgemeine Gaskonstante	[J/(mol K)]
T	Temperatur	[K]
t	Zeit	[s]
$t_{\text{50\%BRE}}$	Zeitintervall bis zur 50 % Brennraumerfassung	[ms]
t_{inj}	Bestromungsdauer des Dieselpilotinjektors	[µs]
T_{ad}	Adiabate Verbrennungstemperatur	[K]
T_{TDC}	Kompressionsendtemperatur	[K]
V	Volumen	[m^3]
x, y, z	Raumkoordinaten	[–]

Griechische Symbole

α	Winkel	[°]
Δ	Differenz	[–]
ε	Verdichtungsverhältnis	[–]
ε_{ab}	Molarer Absorptionskoeffizient	[cm²/mol]
η	Wirkungsgrad	[–]
η_u	Umsetzungsgrad	[%]
Θ_{Spray}	Kegelwinkel des Dieselpilotsprays	[°]
κ	Isentropenexponent	[–]
λ	Verbrennungsluftverhältnis	[–]
ρ	Dichte	[kg/m³]
ρ_{Diesel}	Dieselkraftstoffkonzentration im Spray	[µg/mm³]
τ_1	Zeitintervall der ersten Entzündungsstufe	[ms]
τ_2	Zeitintervall der zweiten Entzündungsstufe	[ms]
τ_{ZV}	Zündverzug	[ms]
ψ	Beugungswinkel	[°]

Hochgestellte Indizes

*	Angeregter Zustand
,	Verschiebung eines Bildelements

Tiefgestellte Indizes

0	Zustand 0
1	Zustand 1
2	Zustand 2
aus	austretend
BK	Brennkammer
BR	Brennraumwand
BRE	Brennraumerfassung
Diesel	Dieselkraftstoff
ein	einfallend
ges	gesamt
HG	Hintergrundgemisch aus Erdgas und Luft
inj	Injektion
L	Luft
MR	Mischrohr
OT	Oberer Totpunkt
Rail	Common-Rail des Einspritzsystems

Akronyme

AGR	Abgasrückführung
AÖ	Auslass öffnet
AS	Auslass schließt
BRE	Brennraumerfassung
CH_4	Methan
CH_2O	Formaldehyd
CO	Kohlenmonoxid
CO_2	Kohlenstoffdioxid
COV	Variationskoeffizient (coefficient of variation)
DF	Dual-Fuel
DVA	Druckverlaufsanalyse
ECA	Emissionsschutzzone (emission controlled areas)
EÖ	Einlass öffnet
ES	Einlass schließt
H_2O_2	Wasserstoffperoxid
HC	Kohlenwasserstoffe
HCCI	Homogene Kompressionszündung (homogeneous charge compression ignition)
HFO	Schweröl
IMEP	Indizierter Mitteldruck (indicated mean effective pressure)
IMO	International Maritime Organization
IR	Infrarot
KHP	Ketohydroperoxid
KW	Kurbelwellenwinkel
LNG	Flüssigerdgas (liquified natural gas)
MDO	Schweres Gasöl (marine diesel oil)
MFB50	Verbrennungsschwerpunkt (mass fraction burned 50%)
MFO	Marine Rückstandsöl (marine fuel oil)
MGO	Mittelschweres Gasöl (marine gas oil)
NG	Erdgas (natural gas)
NO_x	Stickoxide
OT	Oberer Totpunkt
PCCI	Teilvorgemischte Kompressionszündung (premixed charge compression ignition)
PGI	Performance–Gas–Injection
ppm	parts per million
RCCI	Reaktivitätsgesteuerte Kompressionszündung (reactivity controlled charge ignition)

SCR	Selektive katalytische Reduktion (selective catalytic reduction)
SOE	Bestromungsbeginn (start of energizing)
SO_x	Schwefeloxide
UHC	Unverbrannte Kohlenwasserstoffe
ZOT	Zünd-Oberer Totpunkt

1 Einleitung

1.1 Motivation

In den letzten Jahrzehnten dominierten schwerölbetriebene Dieselmotoren den Marktabsatz und die Entwicklung von Großmotoren im Marinebereich. Sie weisen eine hohe Betriebssicherheit und Lebensdauer bei niedrigen Kraftstoffpreisen auf. Die verwendeten Marinetreibstoffe, allen voran preisgünstige Schweröle (engl. HFO/MFO), beinhalten jedoch bis zu 3,5 % Schwefel [1]. Dieser oxidiert bei der Verbrennung und führt zur Emission von Schwefeloxiden (SO_x) im Abgas. Zudem entstehen durch das diffusive Diesel-Brennverfahren vergleichsweise hohe Mengen an Stickoxiden (NO_x). Weltweit werden 90 % aller Handelsgüter über den Seeweg transportiert. Dabei verursacht die Schifffahrt 2,2 % der globalen und durch den Menschen verursachten CO_2-Emissionen [2], jedoch 13 % der globalen Schwefeldioxid- und 15 % der Stickoxidemissionen [3]. Die Schadstofffreisetzung von SO_x und NO_x sind folglich in der Schifffahrt um ein vielfaches höher als die CO_2-Emissionen. Dies liegt zum einen an den genannten schwefelhaltigen Kraftstoffen, zum anderen an der meist fehlenden Abgasreinigung. Damit gehen Umwelt- und Gesundheitsschäden einher, insbesondere in hochfrequentierten Hafenstädten, wo Schiffsemissionen zu den größten Schadstoffquellen zählen.

Um dem entgegenzutreten, hat die International Maritime Organization (IMO) die MARPOL ANNEX Richtlinien beschlossen, die eine schrittweise Reduktion des Kraftstoffschwefelgehalts und der zulässigen NO_x-Emissionen festlegen. In mehreren Stufen (Tier I – III) wurde der zulässige Schwefelgehalt bereits auf 0,1 % innerhalb von bestimmten Emissionsschutzzonen (engl. Emission Controlled Areas / ECA) begrenzt. Diese Zonen befinden sie nach momentanem Stand (2019) an den meisten Küsten Nordeuropas, sowie Zentral- und Nordamerikas. Auf den globalen Weltmeeren außerhalb der ECAs tritt eine Begrenzung des Schwefelgehalts mit max. 0,5 % ab dem 01.01.2020 in Kraft. Die stufenweise Begrenzung des Kraftstoffschwefelgehalts gemäß der IMO Tier Richtlinien ist in Abbildung 1.1 illustriert.

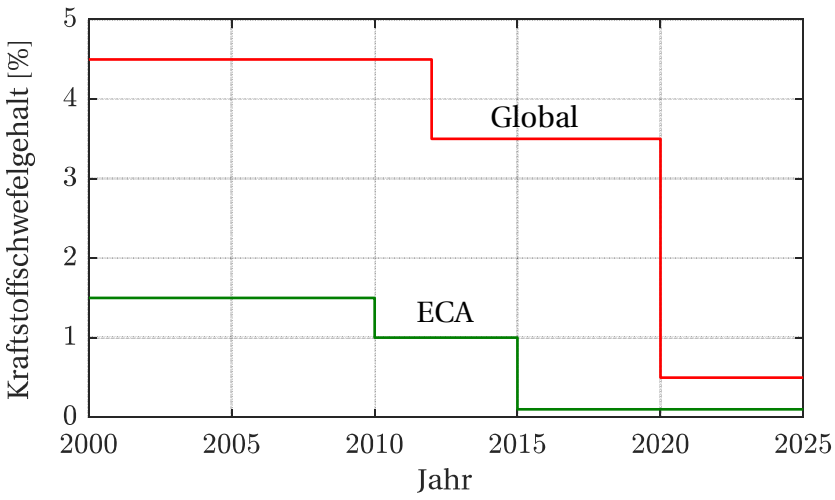


Abbildung 1.1: Zulässiger Kraftstoffschwefelgehalt gem. IMO Tier Richtlinien [4]

Die NO_x-Emissionen sind laut Tier III Vorschrift abhängig von der Motordrehzahl auf max. 3,4 g/kWh innerhalb der ECAs seit 01.01.2016 begrenzt. Dies entspricht einer Reduzierung der zulässigen Stickoxidemissionen um ca. 80 % gegenüber der Tier I Richtlinie [4]. Die NO_x-Emissionen in Abhängigkeit der Motordrehzahl der Tier I-III Stufen sind in Abbildung 1.2 visualisiert.

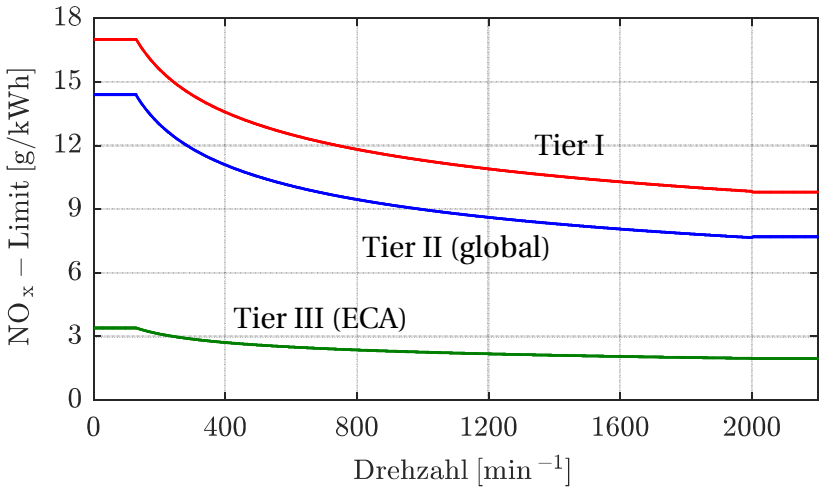


Abbildung 1.2: Zulässige Stickoxidemissionen gem. IMO Tier Richtlinien [4]

Die Stickoxidgrenzwerte gemäß IMO Tier III können bei konventionellen Dieselmotoren nicht rein innermotorisch, sondern nur durch die Verwendung eines

SCR-Systems (engl. Selective Catalytic Reduction) eingehalten werden [5]. Dieses System basiert auf der selektiven katalytischen Reduktion der NO_x-Abgase mithilfe von Ammoniak (NH_3) und einem Katalysator. Jedoch erfordert dieses Abgasnachbehandlungssystem zusätzliche Investitions-, Wartungs- und Betriebskosten [6].

Die Anforderungen an den sehr niedrigen Schwefelgehalt des Kraftstoffes erfordern eine aufwändige und kostenintensive Entschwefelung der erdölbasierten Kraftstoffe. Die entschwefelten Treibstoffe, wie Marinedieselöl (engl. MGO/MDO), sind jedoch deutlich teurer als konventionelle schwefelhaltige Schweröle.

Alternativ können Schiffsantriebe mit einer Abgasentschwefelungsanlage (engl. Scrubber) ausgestattet werden, die bei Verwendung von schwefelhaltigen Treibstoffen den SO_x-Gehalt des Abgases reduziert. Diese Systeme sind jedoch ebenfalls sehr bauraum-, kosten- und wartungsintensiv [6]. Eine weitere Möglichkeit stellt die Verwendung von schwefelfreien Kraftstoffen, wie z.B. Erdgas, dar. Dieser gasförmige Kraftstoff ist für den Marine-Transportbereich zudem durch den signifikanten Preisrückgang mit der Einführung von Fracking-Fördertechnologien in den letzten Jahren zunehmend interessanter geworden [7].

Erdgasbetriebene Gasmotoren bieten eine Lösung zur Einhaltung der Tier III Richtlinie bei gleichzeitig günstigen Kosten [8]. Sie lassen sich unterteilen in Otto-Gasmotoren und Dual-Fuel (DF) Motoren[1]. Erstere werden ausschließlich mit Gas betrieben und mithilfe einer Zündkerze gezündet. Durch das vorgemischte Brennverfahren und des schwefelfreien Kraftstoffs können sie die Tier III Vorschrift ohne Abgasnachbehandlung erfüllen und erreichen gleichzeitig hohe Wirkungsgrade [5]. Der Einsatz im Marine-Transportbereich ist allerdings auf bestimmte Routen beschränkt, da nicht alle Häfen über eine Erdgas-Tank-Infrastruktur verfügen.

Eine Alternative bieten DF-Diesel-Gasmotoren. Diese können mit Gas, Schweröl und oftmals auch in mit beiden Kraftstoffen (engl. Fuel Sharing) in einem beliebigen Verhältnis betrieben werden [9]. Dies bietet eine hohe Flexibilität in Bezug auf die Verfügbarkeit und den Marktpreis der beiden Treibstoffe. Im Gasbetrieb dient Erdgas als Hauptenergiequelle mit einem energetischen Anteil von ca. 99 %. Der Dieselkraftstoff fungiert in diesem Fall mit dem verbleibenden 1 % Energieanteil als Zündquelle für das Erdgas-Luft-Gemisch. In diesem Betriebsmodus können die Tier III Stickoxidgrenzwerte durch die vorgemischte Verbrennung des Erdgases und den sehr geringen Dieselkraftstoffanteil innermotorisch und ohne SCR-System erfüllt werden.

[1] Eine detaillierte Beschreibung gasmotorischer Brennverfahren findet sich in *Abschn. 2.1*

Nachteile weisen DF-Diesel-Gasmotoren gegenüber konventionellen Gas- und Dieselmotoren in Bezug auf die erreichbaren Mitteldrücke und die spezifischen Leistungen [10] auf. Grund hierfür ist die Beschränkung des maximalen Ladedrucks und Verdichtungsverhältnisses durch die Gefahr einer klopfenden Verbrennung [11]. Eine Möglichkeit zur Vermeidung der klopfenden Verbrennung stellt die Verwendung von frühen oder späten Miller-Ventilsteuerzeiten[2] dar, um die Kompressionsendtemperatur zu reduzieren [12, 13]. Eine Verringerung der Temperatur hat jedoch negative Auswirkungen auf die Selbstentzündung des Dieselkraftstoffes und kann sogar zu Zündaussetzern führen [14]. Die verschlechterte Pilotzündung spiegelt sich im Verbrennungsprozesses wie folgt wider:

- Steigende Zündverzüge
- Partielles Ausbleiben der Zündung von Pilotstrahlen
- Längere Brenndauern
- Verminderter Wirkungsgrad

In konventionellen Dieselmotoren wirkt man diesem Problem üblicherweise entgegen, indem man den Brennbeginn durch eine Verschiebung des Einspritzzeitpunktes in Richtung „früh“ vorverlegt. Untersuchungen an DF-Motoren haben jedoch gezeigt, dass diese Methodik bei Diesel-Gasmotoren nicht erfolgreich ist [15, 16]. Daher müssen alternative Strategien entwickelt werden, um die Dieselpilotzündung zu optimieren und den Ausbrand der Erdgas-Luft-Charge möglichst effizient zu gestalten. Hierzu ist es notwendig, die auftretenden Prozesse der Pilotzündung im Detail zu verstehen und zu untersuchen, wie sie durch veränderbare Einspritzparameter und Randbedingungen beeinflusst werden. Dieses Verständnis konnte durch bisherige Veröffentlichungen nicht gewonnen werden.

[2] Schließen der Einlassventile vor oder nach UT zur Reduzierung des effektiven Verdichtungsverhältnisses

1.2 Zielsetzung

Das Ziel dieser Arbeit ist, die Zündung und Verbrennung in DF-Diesel-Gasmotoren im Gasbetrieb zu untersuchen und ein grundlegendes Verständnis der dahinterliegenden innermotorischen Prozesse zu erlangen. Anhand der gewonnen Erkenntnisse werden Einfluss- und Verbesserungsmaßnahmen abgeleitet, um den erreichbaren Mitteldruck und Wirkungsgrad in DF-Motoren zu steigern.

Zur Erfüllung dieser Zielsetzung wird eine ausgiebige Variation von Einspritzparametern und Randbedingungen durchgeführt. Bei den experimentellen Untersuchungen werden neben konventioneller thermodynamischer Sensorik auch optische Messtechniken appliziert. Hierfür bietet die periodisch beladbare Verbrennungszelle am Lehrstuhl für Thermodynamik der TUM einen optischen Zugang zum Brennraum. Durch die angewendete Methodik werden die globalen Effekte der Parametervariation mithilfe der detaillierten Erkenntnisse der innermotorischen Prozesse, wie Gemischaufbereitung und Zündung, gedeutet.

Zu Beginn dieser Arbeit werden in *Kap. 2* die unterschiedlichen Brennverfahren von Gasmotoren erörtert und verschiedene Zündverfahren vorgestellt. Dabei wird ein Überblick über bisherige Studien und Forschungsergebnisse im Bereich der DF-Motoren gegeben. Außerdem wird auf die Besonderheit der Verbrennung von mageren Erdgas-Luft-Gemischen eingegangen und es wird die Wärmefreisetzung in der Post-Flame-Zone näher betrachtet.

In *Kap. 3* werden der Versuchsaufbau und die verwendete Messtechnik vorgestellt. Außerdem werden die angewendeten Verfahren zur Auswertung der Messdaten erklärt und die Variation der Parameter und Randbedingungen aufgeführt.

Die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen werden in *Kap. 4* vorgestellt und diskutiert. Zu Beginn werden die Phasen der Gemischaufbereitung und Zündung des Dieselpilotkraftstoffes erläutert, gefolgt von einer Analyse des Ausbrands des Erdgas-Luft-Gemisches und der Wärmefreisetzung in der Post-Flame-Zone. Diese beiden Abschnitte geben dem Leser einen Überblick über die innermotorischen Vorgänge bei der DF-Verbrennung. Im Anschluss werden die Ergebnisse der Variation verschiedener Parameter und Randbedingungen gezeigt und diskutiert.

Zuletzt werden in *Kap. 5* die Ergebnisse zusammengefasst und Verbesserungsmaßnahmen abgeleitet, um die Dieselpilotzündung zu verbessern und eine Erhöhung des Mitteldruckes und Wirkungsgrades zu erreichen.

2 Stand der Wissenschaft und Technik

2.1 Brennverfahren von Gasmotoren

Die Brennverfahren von Gasmotoren können in die beiden grundlegenden Konzepte der otto- und dieselmotorischen Verbrennung eingeteilt werden, die in Abbildung 2.1 gezeigt werden.

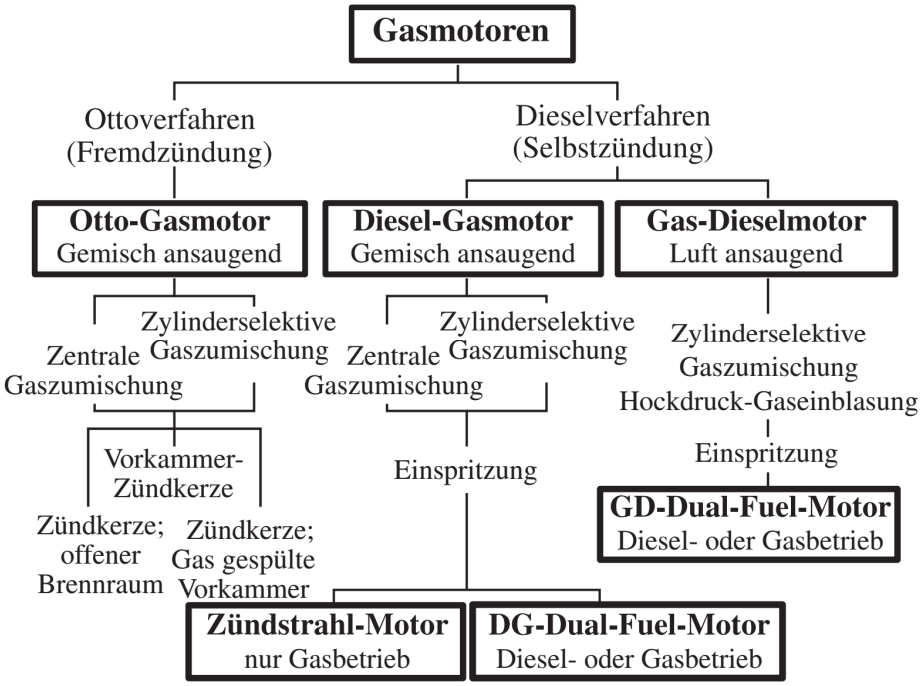


Abbildung 2.1: Einteilung der Brennverfahren von Gasmotoren nach [17–20]

Der Otto-Gasmotor beruht auf der vorgemischten Verbrennung eines homogenen Kraftstoff-Luft-Gemisches, das durch die Zugabe des Brenngases im Ansaugtrakt des Motors realisiert wird. Das Gas-Luft-Gemisch wird bei diesem Konzept mithilfe einer Zündkerze fremdgezündet. Dieses Brennverfahren wird mit stöchiometrischen Kraftstoff-Luft-Gemischen überwiegend in PKW-Gasmotoren und

kleinen, stationär betriebenen Motoren eingesetzt. Bei Großmotoren findet dieses Brennverfahren als Mager-Konzept mit großem Luftüberschuss Anwendung. [17–22]

Der Diesel-Gasmotor saugt ebenfalls ein homogenes Gas-Luft-Gemisch über den Einlasstrakt an, welches jedoch mithilfe eines sich selbstentzündenden Dieselkraftstoffes entflammt wird. Daher wird dieses Brennverfahren zu den dieselmotorischen Verfahren gezählt. Diesel-Gasmotoren finden häufig bei Großmotoren im Marinebereich Anwendung, wie z.B. bei LNG-Tankern, Kreuzfahrtschiffen und Fähren. Eingesetzt werden sie auch im Schienenverkehr und in stationären Anwendungen der Energieversorgung. Die Diesel-Gasmotoren können weiter unterteilt werden in Zündstrahlmotoren und Dual-Fuel-Motoren. Ein Zündstrahlmotor ist nur für den Gasbetrieb ausgelegt, das heißt als Primärkraftstoff dient das Brenngas und der Dieselpilot wird lediglich zur Zündung verwendet. Diese Motorenbauart kann nicht mit Dieselöl ohne Gas betrieben werden. Dual-Fuel-Diesel-Gasmotoren hingegen können sowohl im Gas- als auch im Diesel- bzw. Schwerölbetrieb gefahren werden. [9, 17, 18]

Ein weiteres dieselmotorisches Konzept stellt der Gas-Dieselmotor dar. Er ist unter den gasmotorischen Brennverfahren dem konventionellen Dieselmotor am ähnlichsten. Bei diesem Konzept werden sowohl der Dieselpilot, als auch das Brenngas unter hohem Druck während der Verdichtungsphase in den Brennraum eingeblasen und verbrennen diffusiv [9, 21, 22].

Im Folgenden wird näher auf die Unterschiede der genannten Brennverfahren eingegangen, wobei der besondere Fokus auf das Brennverfahren der Dual-Fuel-Diesel-Gasmotoren gelegt wird.

2.1.1 Otto-Gasmotor

Stöchiometrische Brennverfahren

Otto-Gasmotoren mit stöchiometrischem Konzept verbrennen das Gas-Luft-Gemisch bei einer Luftzahl von $\lambda = 1$. Die Vorteile der stöchiometrischen Verbrennung sind hohe Leistungsdichten, geringe Zyklenschwankungen und eine gute Entflammbarkeit des Gas-Luft-Gemisches. Jedoch gehen mit der stöchiometrischen Verbrennung hohe Brenngeschwindigkeiten einher, die zu hohen Spitzendrücken während der Verbrennung führen. In Kombination mit den hohen adiabaten Flammentemperaturen bei $\lambda = 1$ entstehen hierdurch vermehrt Stickoxide. Diese können durch einen nachgeschalteten 3-Wege-Katalysator zum Teil, aber nicht vollständig, umgewandelt werden. Zudem ist das Verdichtungsverhältnis

durch die Gefahr einer klopfenden Verbrennung begrenzt, das in Folge die erreichbaren Mitteldrücke und Wirkungsgrade einschränkt. [18, 23]

Magere Brennverfahren

Die magere Verbrennung hingegen findet bei großem Luftüberschuss ($\lambda = 1{,}6 - 2{,}4$) statt. Dies führt aufgrund niedrigerer Verbrennungstemperaturen zu deutlich niedrigeren innermotorischen Stickoxidemissionen [24]. Eine anschließende weitere Reduzierung der Abgase mittels 3-Wege-Katalysator ist jedoch nicht möglich, da dieser zur Konvertierung ein bestimmtes Verhältnis von NO_x-, CO- und HC-Emissionen benötigt. Um Leistungseinbußen durch die magere Verbrennung auszugleichen und den Wirkungsgrad zu erhöhen, werden diese Motoren meist mit einer ein- oder zweistufigen Aufladung und einem hohen Verdichtungsverhältnis versehen [25].

Bei Otto-Gasmotoren erfolgt die Zündung in der Regel mithilfe einer Zündkerze. Da der Energieeintrag durch die Zündkerze begrenzt ist, können in diesen Motoren nur Gemische mit einer Luftzahl bis $\lambda = 1{,}7$ zuverlässig gezündet werden [26]. Dieser Umstand erfordert meist eine Abgasnachbehandlung, um bestehende Emissionsrichtlinien zu erfüllen, da durch innermotorische Maßnahmen die Stickoxidemissionen nicht weit genug gesenkt werden können.

Um ein Kraftstoff-Luft-Gemisch mit einer Luftzahl größer als $\lambda = 1{,}7$ sicher zu zünden, wird eine höhere Zündenergie benötigt, als sie eine konventionelle Zündkerze bereitstellen kann. Aus diesem Grund wird bei Großmotoren eine gespülte Vorkammer verwendet, in die Brenngas während des Ladungswechsels eingeblasen wird, so dass sich an der Zündkerze ein zündfähiges Gemisch mit einer lokalen Luftzahl von $\lambda = 0{,}9 - 1{,}2$ einstellt [27]. Gasmotoren mit einer gespülten Vorkammer sind so in der Lage, Gemische mit einer globalen Luftzahl von bis zu $\lambda = 2{,}3$ sicher zu zünden und zu verbrennen [28].

Als größter Nachteil dieses Zündsystems werden jedoch das Ausfallrisiko und die relativ kurzen Austauschintervalle der Zündkerzen angesehen. Daher wurde das Performance-Gas-Injection-Brennverfahren (PGI) durch das Unternehmen MAN Diesel & Turbo SE entwickelt [29]. Bei diesem System wird Brenngas unter hohem Druck während der Hochdruckphase in die Vorkammer eingeblasen und entzündet sich nahstöchiometrisch an einer Glühkerze. Die Nachteile dieses Zündverfahrens liegen allerdings in der Instabilität der Selbstzündung in der Vorkammer, die es erschwert, ein stationäres Betriebsverhalten bei verschieden Luftzahlen und Lasten zu gewährleisten [28].

2.1.2 Gas-Dieselmotor

Gas-Dieselmotoren basieren auf dem dieselmotorischen Prinzip mit einer Selbstzündung des Kraftstoffes. Im Unterschied zum Otto-Gasmotor saugt der Gas-Dieselmotor Luft an und die Gemischbildung mit dem Brennstoff findet erst im Brennraum statt. Es sind bei diesem Konzept unterschiedliche Betriebsmodi realisierbar: der reine Dieselbetrieb, der Gasbetrieb mit Zündöl und der Dual-Fuel-Betrieb mit Fuel Sharing. [17]

Im Gasbetrieb, in dem diese Motoren überwiegend genutzt werden, dient ein Brenngas als primäre Energiequelle. Es wird jedoch eine Zündquelle benötigt, da kohlenwasserstoffhaltige Brenngase, wie Erdgas, in der Regel chemisch sehr stabil und dementsprechend zündunwillig sind. Hierfür wird während der Verdichtungsphase flüssiger Dieselkraftstoff eingespritzt. Der Dieselkraftstoff verdampft und entzündet sich in der heißen Brennraumatmosphäre. Das zündunwillige Brenngas wird in die brennenden Dieseleinspritzkeulen eingeblasen und von diesen entflammt. Es resultiert ein inhomogenes Gemisch aus Luft, Dieselöl und Brenngas, welches in einer Diffusionsverbrennung umgesetzt wird. [21, 30]

Aufgrund der hohen Brennraumdrücke in der Kompressionsphase muss sowohl der Dieselkraftstoff als auch das Brenngas mit hohen Injektionsdrücken in den Brennraum eingebracht werden. Die hierfür notwendigen Pumpenleistungen sind nicht zu vernachlässigen und reduzieren den Gesamtwirkungsgrad von Gas-Dieselmotoren. Außerdem entstehen zusätzliche Investitionskosten und Bauraumanforderung durch das Hochdruckgassystem. Der Vorteil dieses Brennverfahrens liegt in einer Reduktion der UHC-Emissionen (Methanschlupf) und hohen erreichbaren Wirkungsgraden. Die Stickoxidemissionen liegen aufgrund der diffusiven Verbrennung jedoch deutlich über denen von Otto-Gasmotoren, weshalb zur Erreichung von Abgasvorschriften in der Regel ein SCR-Abgasnachbehandlungssystem erforderlich ist. [19, 22, 31]

2.1.3 Diesel-Gasmotor

Beim Diesel-Gasmotor findet die Gemischbildung des Primärkraftstoffes auf gleiche Weise wie beim Otto-Gasmotor im Einlasstrakt statt. Die Zündung des homogenen und mageren Gas-Luft-Gemisches, auch Hintergrundgemisch genannt, erfolgt über eine geringe Menge Dieselkraftstoff, die in den Brennraum eingespritzt wird. Liegt die Dieselmenge unter einem energetischen Anteil von $f_{\text{Diesel}} < 5$ % spricht man von einem Mikropiloten / µ-Piloten. Für diese geringe Menge an Dieselkraftstoff ist in der Regel ein separates Mikropilot-Einspritzsystem notwendig,

da das Haupteinspritzsystem auch für den reinen Dieselbetrieb mit einem Anteil von $f_{\text{Diesel}} = 100\,\%$ ausgelegt werden muss [32].

Das Mikropilotsystem basiert auf einem kleineren Injektor z.B. aus dem Nutzfahrzeugbereich. Die Einspritzung und Gemischaufbereitung des Dieselpilots ist in Abbildung 2.2 skizziert. Der Einspritzstrahl unterliegt während der Einspritzung den von Dieselmotoren bekannten Zerfallsprinzipien des Primär- und Sekundärzerfalls [33–35]. Ist die Selbstzündtemperatur des Dieselkraftstoffes erreicht, beginnt die Verbrennung in der Regel im Bereich des Spraykopfes, in dem eine gute Gemischaufbereitung und hohe Kraftstoffkonzentration vorliegt [36, 37]. Dieser Bereich ist in Abbildung 2.2 mit „fett“ gekennzeichnet.

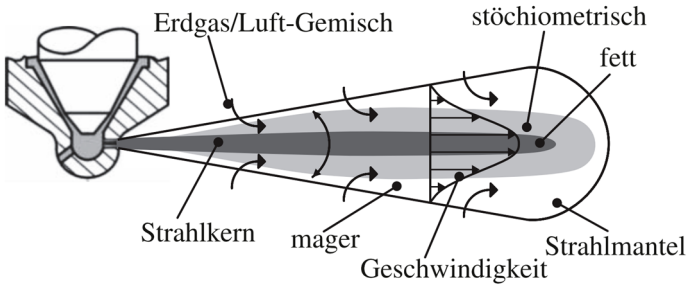


Abbildung 2.2: Gemischaufbereitung des Dieselpilotkraftstoffes im Diesel-Gasmotor [17]

Im Unterschied zum Dieselmotor findet der Strahlaufbruch und die damit verbundene turbulente Gaseinmischung (entrainment) in einer Atmosphäre aus Brenngas und Luft statt. Dieses Gas-Luft-Gemisch besitzt im Vergleich zu Luft unterschiedliche physikalische und chemische Eigenschaften, wie z.B. eine niedrigere Sauerstoffkonzentration, eine höhere spezifische Wärmekapazität und einen Anteil an Kohlenwasserstoffen.

Nach Schiffner et al. [38] beeinflusst die Absenkung der Sauerstoffkonzentration die Dieselpilotzündung nur geringfügig. Von größerer Bedeutung ist hingegen der Pilotanteil und die damit verbundene Dieselkraftstoffkonzentration im Brennraum. Dies zeigte sich auch in den Untersuchungen von Wei et al. [39]. Die höhere spezifische Wärmekapazität eines Kohlenstoff-Luft-Gemisches (z.B. Erdgas-Luft) wirkt sich reduzierend auf den Isentropenexponent κ aus. Daraus folgt eine niedrigere Verdichtungsendtemperatur bei einem Brenngas-Luft-Gemisch im Vergleich zu reiner Luft in Hubkolbenmotoren [40]. Diese niedrigere Temperatur führt zu verlängerten Zündverzügen.

Das Brenngas im Hintergrundgemisch hat einen chemischen und thermischen Einfluss auf die Dieselpilotzündung. Der chemische Einfluss resultiert aus dem Einfluss des Brenngases auf die Kinetik der Zündung des Dieselkraftstoffes. Schlatter et al. und Srna et al. haben hierzu Untersuchungen an einem Einhubtriebwerk durchgeführt.

Schlatter et al. [41–43] kommen zu der Schlussfolgerung, dass eine Erhöhung der Methankonzentration zu einer Verlängerung des Zündverzuges des Dieselpilots führt. Diese Verlängerung zeigt sich in ihren Untersuchungen jedoch nur bei vergleichsweise großen, jedoch nicht bei geringen Dieselpilotanteilen. Im Gegensatz zu Schiffner et al. und Wei et al. führen Schlatter et al. die Verlängerung der Zündverzugszeit auf eine niedrigere Sauerstoffkonzentration zurück, die mit der Erhöhung der Methankonzentration einhergeht.

Srna et al. [44, 45] beobachteten eine Verlängerung der 1. Stufe („kalte Flamme“) der zweistufigen Dieselpilotzündung durch die Anwesenheit von Methan im Hintergrundgemisch, die vor allem bei niedrigen Temperaturen auftritt. Da die Untersuchungen von Schlatter et al. und Srna et al. an einem Einhubtriebwerk mit Einzelschussuntersuchung und isothermen Wandtemperaturen durchgeführt wurden, vernachlässigen sie den thermischen Einfluss der Luftzahl des Hintergrundgemisches auf die Dieselpilotzündung.

Dieser thermische Effekt zeigt sich in den Untersuchungen von Karim und Weber et al. an DF-Diesel-Gasmotoren. Karim [9] beobachtete im Luftzahlbereich $\lambda \approx 1 - 3$ abnehmende Zündverzugszeiten mit steigender Methankonzentration. In den Untersuchungen von Weber et al. [46] zeigten sich ebenfalls kürzere Zündverzüge und eine stabilere Dieselpilotzündung mit steigender Methankonzentration. Sie begründen dies mit dem thermischen Einfluss der Luftzahl auf die Brennraumwandtemperatur, welche mit sinkendem λ aufgrund der höheren Wärmefreisetzung ansteigt. Die höhere Wandtemperatur überkompensiert in ihren Untersuchungen den chemisch hemmenden Effekt des Methans auf die Dieselpilotzündung und führt zu einer Verkürzung der Zündverzüge.

2.1.4 HCCI

Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) ist ein Brennverfahren mit äußerer homogener Gemischbildung, bei dem sich das magere Kraftstoff-Luft-Gemisch im Brennraum durch die Temperaturerhöhung während der Kompressionsphase entzündet. Aufgrund der volumetrischen Zündung wird eine

nahezu isochore Kraftstoffumsetzung erreicht, welche einen Wirkungsgradvorteil gegenüber der isobaren Verbrennung aufweist.

Das Brennverfahren benötigt magere Gemische und hohe AGR-Raten, um große Druckanstiegsraten und eine klopfende Verbrennung zu vermeiden. Die magere Brennstoffcharge verbrennt mit einer niedrigeren Flammentemperatur als ein stöchiometrisches Gemisch. Dies führt in Verbindung mit kurzen Brenndauern zu einer deutlich niedrigeren NO_x-Entstehung bei gleichzeitig geringen Ruß-Emissionen [47].

Die große Herausforderung dieses Konzeptes liegt in der schwierigen Kontrollierbarkeit des Zündzeitpunktes und den hohen Druckanstiegsraten [48]. Eine Möglichkeit, den Zündzeitpunkt zu steuern, liegt in der Anpassung der Verdichtungsendtemperatur durch variable Kompressionsverhältnisse oder der Steuerung der Gemischtemperatur [49, 50]. Die Druckanstiegsraten werden durch Abmagerung mit Frischluft oder durch Abgasrückführung reguliert. Dies mindert jedoch die spezifische Leistung und begrenzt den Einsatz auf den Teillastbereich [51].

Eine weitere Möglichkeit bietet die Steuerung der Zündung des Gemisches durch die Kombination eines zündwilligen Kraftstoffes mit niedriger Oktanzahl und eines zündunwilligen Kraftstoffes mit hoher Oktanzahl, wie z.B. Dieselöl und Benzin [52]. Eine Kombination dieser beiden Techniken wird in DF-HCCI-Motoren eingesetzt und ist in Abbildung 2.3 skizziert. Ein Drucksensor im Zylinder misst kontinuierlich den Brennraumdruck und liefert dem Regler Daten über Druckanstiegsraten und Druckoszillationen beim Auftreten einer klopfenden Verbrennung [53].

Die Variation der Oktanzahl des Gemisches durch die Kombination der beiden Kraftstoffe ermöglicht die Verwendung des DF-HCCI-Brennverfahrens bis in den hohen Lastbereich. Die Oktanzahlveränderung beeinflusst den Zündzeitpunkt und die Brenndauer im Gegensatz zur Abmagerung des Gemisches und dem Einsatz von AGR nur gering, weshalb beide Methoden simultan angewendet werden können [50]. Ziel der aktuellen Forschung ist es, die Stabilität des Brennverfahrens auch bei schwankenden Randbedingungen zu erhöhen und den Betriebsbereich bis hin zur Volllast zu erweitern [54].

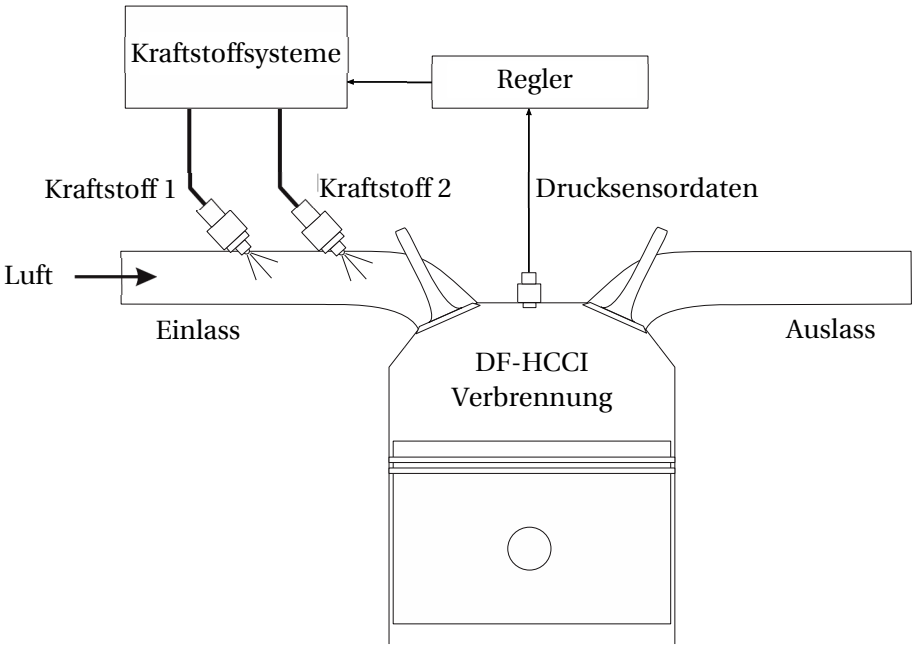


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung des DF-HCCI-Brennverfahrens [53]

2.1.5 PCCI

Premixed Charge Compression Ignition (PCCI) bezeichnet ein Konzept der mageren Dieselverbrennung, bei welcher der Dieselkraftstoff durch frühe Direkt-Einspritzung in den Brennraum eine ausgeprägte Teilvormischung mit der angesaugten Frischluft erfährt. Die anschließende Zündung wird wie beim HCCI-Brennverfahren durch die Temperaturerhöhung der Kompression eingeleitet.

Das PCCI-Konzept unterscheidet sich durch eine spätere Einspritzung direkt in den Brennraum im Vergleich zu einer sehr frühen Einspritzung im Einlasskanal des HCCI-Verfahrens. Daraus resultiert ein nur teilvorgemischtes Kraftstoff-Luft-Gemisch mit einer Kraftstoff-Stratifizierung im Brennraum. Der Vorteil des PCCI- gegenüber dem HCCI-Brennverfahren liegt in einer besseren Regelbarkeit der Zündung und einer höheren Verbrennungsstabilität bei ähnlich geringen Schadstoffemissionen und hohen Wirkungsgraden. Der Nachteil liegt in der Begrenzung auf den unteren Teillastbereich, da mit sinkender Luftzahl die Klopfgrenze aufgrund der niedrigen Oktanzahl des Dieselöls schnell erreicht wird. [47, 55, 56]

Das DF-PCCI ist nach Reitz et al. [57] und Doosje et al. [58] ein Synonym für das RCCI-Brennverfahren, welches im nachfolgenden Abschnitt beschrieben wird.

2.1.6 RCCI

Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) ist ein Dual-Fuel-Brennverfahren, welches ähnlich wie das DF-HCCI-Konzept auf der Kombination eines Kraftstoffes mit hoher Oktanzahl und eines Brennstoffes mit niedriger Oktanzahl beruht. Das RCCI-Brennverfahren findet in Diesel-Gasmotoren Anwendung und ist Grundlage dieser Arbeit.

Im Gegensatz zum DF-HCCI-Verfahren wird beim RCCI-Konzept nur der Kraftstoff mit hoher Oktanzahl, z.B. Erdgas, bereits im Einlasskanal hinzugefügt und mit der Luft homogenisiert. Aufgrund des mageren Gemisches und der Zündunwilligkeit des Primärkraftstoffes neigt er während der Kompressionsphase nicht zur Selbstzündung. Der Brennstoff mit niedriger Oktanzahl, z.B. Dieselöl, wird erst in der Kompressionsphase im Bereich 90 – 30 °Kurbelwellenwinkel (KW) vor Zünd-Oberer Totpunkt (ZOT) eingespritzt. Eine schematische Skizze des RCCI-Brennverfahrens und seiner Kraftstoffzuführung ist in Abbildung 2.4 dargestellt.

Aufgrund der niedrigen Temperaturen und Drücke zum Injektionszeitpunkt ist die Zündverzugszeit deutlich länger als die Einspritzdauer und der eingespritzte Brennstoff vermischt sich mit dem Gas-Luft-Gemisch, bevor er entzündet. Der Grad der Vormischung des direkt eingespritzten Kraftstoffes wird durch den Einspritzzeitpunkt gesteuert. Je früher dieser eingespritzt wird, desto höher ist die resultierende Vormischung mit dem Brennraumgas. [59]

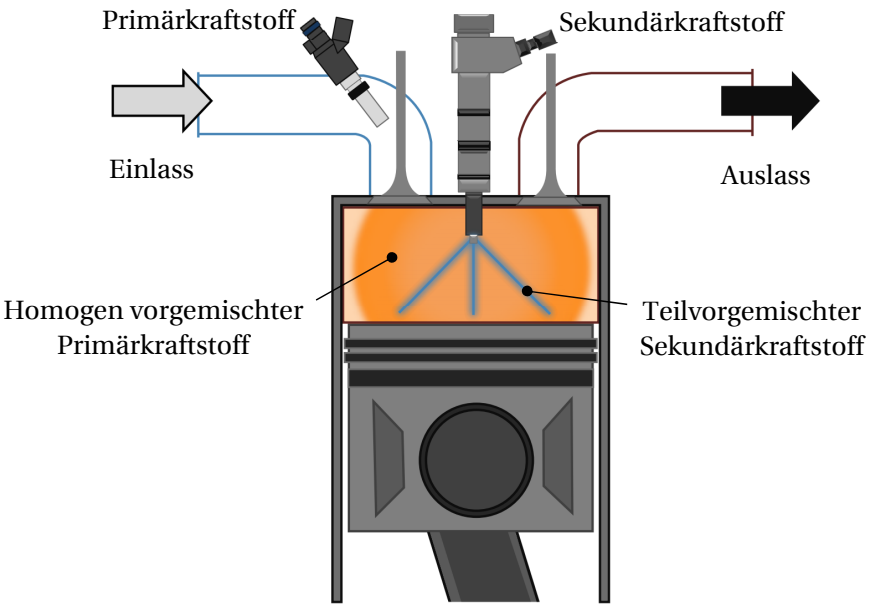


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung des RCCI-Brennverfahrens [60]

Das Brennverfahren wurde an der University of Wisconsin-Madison am Engine Research Center entwickelt und ausgiebig untersucht. Die Studien von Reitz et al. lassen sich einteilen in Untersuchungen an PKW-Motoren [61–65] und LKW-Aggregaten [15, 66–69]. Diese Untersuchungen wurden aber überwiegend an Motoren ohne optische Zugänglichkeit durchgeführt, so dass keine detaillierten Aussagen zu den Zündprozessen und der Flammenausbreitung getroffen werden konnten. Außerdem beschränkten sich die Untersuchungen auf Motoren bis 137 mm Bohrung, so dass ein Übertrag der Erkenntnisse auf Großmotoren mit deutlich größeren Bohrungsdurchmessern und geringeren Drehzahlen fragwürdig ist.

Unfug et al. [10, 14] haben die Verbrennung in DF-Großmotoren mittels tomographischer, glasfaserbasierter Messtechnik und OH*-Endoskopie untersucht. Die Untersuchungen zeigten, dass der Dieselpilotkraftstoff durch die frühe Einspritzung eine lange Zündverzugszeit von 15 – 25 °KW aufweist. Diese führt zu einer ausgeprägten Vormischung und Verdünnung des Pilotkraftstoffes mit dem Brennraumgas. Zudem verglichen die Autoren die Verbrennung und Wärmefreisetzung eines Gasmotors mit gespülter Vorkammer und eines DF-Diesel-Gasmotors mit RCCI-Brennverfahren miteinander. Dabei zeigte sich, dass die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit beim Brennverfahren mit gespülter Vorkammer doppelt so hoch ist wie beim RCCI-Brennverfahren. Die in den Studien verwendetet faser- und endoskopiebasierte optische Messtechnik war jedoch nicht in der Lage, die Gemischaufbereitung und die frühen Zündprozesse des Dieselpilotkraftstoffes zu visualisieren.

Shu et al. [16] haben die Auswirkung verschiedener Einspritzzeitpunkte des Dieselpiloten auf die Verbrennung und Emissionen untersucht. Sie fanden heraus, dass mit einer Verlagerung des Einspritzzeitpunktes in Richtung „früh“ sich der Brennbeginn und der Verbrennungsschwerpunkt anfänglich ebenfalls vorverlagert. Daraus resultierte eine Erhöhung des Wirkungsgrades. Bei sehr frühen Lagen des Einspritzzeitpunktes dreht sich dieser Effekt jedoch um und der Brennbeginn und Verbrennungsschwerpunkt verschieben sich bei weiterer Vorverlegung des Einspritzzeitpunktes nach hinten. Die Ursachen für dieses Phänomen konnten nicht erklärt werden, da der verwendete Forschungsmotor keine optische Zugänglichkeit zur Untersuchung der auftretenden Prozesse bietet.

Henke et al. [70] erforschten die Auswirkungen einer Zweifach–Dieselpiloteinspritzung auf die Verbrennung im RCCI-Brennverfahren an einem Einzylinder-Forschungsmotor. Dabei wurde die erste Einspritzung in der frühen Kompressionsphase und die zweite Einspritzung kurz vor ZOT injiziert. Die Ergebnisse zeigen eine Verkürzung der Brenndauer und niedrigere Zyklenschwankungen durch die Mehrfacheinspritzung im Vergleich zur Einfacheinspritzung bei gleichen Randbe-

dingungen. Die Autoren nahmen an, dass dies aus der Einmischung des zündwilligen Dieselkraftstoffes der ersten Einspritzung in das Brennraumgas resultiert. Aufgrund der fehlenden optischen Zugänglichkeit des Motors konnte dies jedoch nicht genauer untersucht werden.

Eine der größten Herausforderungen des RCCI-Brennverfahrens liegt in den erhöhten Kohlenwasserstoffemissionen im Teillastbereich, wie sie auch bei anderen ottomotorischen Brennverfahren auftreten. Sie entstehen durch unverbrannte Brenngaseinschlüsse in Zylinderspalten, dem Flammenlöschen an Brennraumwänden und unvollständiger Verbrennung bei sehr mageren Gemischen [71]. Unverbranntes Brenngas, wie z.B. Methan, kann einen bis zu 34-mal stärkeren Treibhauseffekt als CO_2 haben und wird vor allem in zukünftigen Umweltschutzvorschriften eine größere Rolle spielen [72].

2.2 Wärmefreisetzung in der Post-Flame-Zone

Eine Besonderheit der ottomotorischen DF-Verbrennung liegt in der teilweisen Wärmefreisetzung in den bereits von der Flamme erfassten Bereichen, der sogenannten „Post-Flame-Zone“. Diese Zone ist definiert als das gesamte Volumen hinter der vordersten Flammenfront. In dieser Hinsicht unterscheidet sich die DF- von der konventionellen ottomotorischen Verbrennung mit stöchiometrischem Hintergrundgemisch und Funkenzündung. Im konventionellen Brennverfahren breitet sich die Flamme sphärisch von der Zündkerze ausgehend aus und teilt den Brennraum in die beiden Bereiche mit verbranntem und unverbranntem Kraftstoff/Luftgemisch. Die Flammendicke wird als vergleichsweise dünn angesehen und es wird davon ausgegangen, dass die Wärmefreisetzung nahezu ausschließlich in der Flammenfront stattfindet. [73–75]

In der Arbeit von Heywood [76] wurde gezeigt, dass eine Korrelation zwischen der volumetrischen Erfassung des Brennraums durch die Flamme und der Wärmefreisetzung in stöchiometrisch betriebenen Ottomotoren besteht. Zu berücksichtigen ist lediglich eine Erhöhung des Kraftstoffmassenumsatzes mit zunehmendem bereits verbranntem Volumen aufgrund des Druck- und Temperaturanstiegs im Brennraum.

Der direkte Zusammenhang zwischen Flammenausbreitung und Wärmefreisetzung scheint jedoch nur für stöchiometrische und nicht für magere Gemische zu bestehen. In [77] wurde gezeigt, dass bereits bei einer Luftzahl von $\lambda = 1{,}67$ ein nicht unerheblicher Teil der Wärmefreisetzung erfolgt, nachdem die Flamme den

Brennraum bereits vollständig erfasst hat. Die Untersuchungen von [10] bestätigen dies, in denen die Flammenausbreitung in großvolumigen Diesel-Gasmotoren mithilfe eines lichtleiterbasierten Tomographie- und Endoskopie- Systems visualisiert wurde. Nach diesen Erkenntnissen wird in sehr mageren DF-Verbrennungen ($\lambda \approx 2$) ca. 50 % der Wärme im Post-Flame-Bereich freigesetzt. Diese Verzögerung wird durch die langsame Reaktionskinetik mit niedrigen Radikalkonzentrationen von mageren Gemischen und der Wärmefreisetzung durch die Oxidation von CO zu CO_2 in der Post-Flame-Zone begründet. Allerdings ist anzumerken, dass das lichtleiterbasierte System nur eine Rekonstruktion der Flamme anhand einer bestimmten Anzahl von Strahlen zulässt. Daher ist die Auflösung der Flammenfront und die optische Lichtsensitivität begrenzt.

Aus diesem Grund wurde die gute optische Zugänglichkeit der periodisch beladbaren Verbrennungszelle genutzt, um weiterführende Untersuchungen zur Wärmefreisetzung in der Post-Flame-Zone durchzuführen. Die an der Verbrennungszelle angewendeten optischen Messtechniken, welche in *Abschnitt 3.2* erläutert werden, ermöglichen eine detaillierte Untersuchung der Flammenausbreitung mit hoher Auflösung und Lichtsensitivität. Die Ergebnisse hierzu werden in *Abschnitt 4.2* vorgestellt.

3 Experimentelle Untersuchungen

In diesem Kapitel werden der Versuchsaufbau, die verwendete Messtechnik und die Methodik der Versuchsauswertung beschrieben. Am Lehrstuhl für Thermodynamik stehen verschiedene Versuchseinrichtungen zur Untersuchung von motorischen Vorgängen zur Verfügung. Eine davon stellt die periodisch beladbare Verbrennungszelle mit optischen Zugang dar. Sie wurde im Rahmen eines Forschungsprojektes mit der MAN Energy Solutions (vormals: Diesel & Turbo SE) zur Untersuchung des PGI-Zündverfahrens (Performance-Gas-Injection) von Heinz [28] aufgebaut. Im nachfolgenden Forschungsprojekt von Kammerstätter [27] wurde die Verbrennungszelle von einer Glüh- auf eine Zündkerzenzündung umgebaut und die optische Zugänglichkeit verbessert.

3.1 Versuchsaufbau

Zur Untersuchung der Zünd- und Verbrennungsvorgänge wird in dieser Arbeit die periodisch beladbare Verbrennungszelle verwendet. Das von [27] genutzte Vorkammersystem wurde durch einen Dieselinjektor mit modularem Adapter ersetzt.

Zur Injektion des Pilotkraftstoffes wurde ein BOSCH CRS3-25 Common-Rail-System der neuesten Generation verbaut. Das Einspritzsystem wird u.a. im VW Passat B8 2,0 TDI (176 kW) verwendet und liefert im Serienbetrieb Einspritzdrücke bis 2500 bar. Es besteht aus einer selbstschmierenden CP4 Zwei-Kolbenpumpe (Teilenummer: 03N130755A), einem HFR-25 Verteiler-Rail (03N130093A) und einem indirekt betätigten CRI3-25 Piezo-Dieselinjektor. Zur Versorgung des Injektors mit Kraftstoff werden flexible Hochdruckschläuche (Fa. Dustec, max. 2000 bar) verwendet. Angetrieben wird die Hochdruckpumpe am Prüfstand mit einer Asynchronmaschine bei einer konstanten Drehzahl von 1500 min^{-1}.

Da die geklebten Piezo-Stacks des Dieselinjektors sehr temperaturempfindlich sind, wurde eine Wasserkühlung in den Injektoradapter integriert, welcher in Abbildung 3.1 zu sehen ist. Der Injektor ist in diesem axial verschiebbar. Bei den experimentellen Untersuchungen wurde der Injektor so positioniert, dass das Spray den Brennraum mittig penetriert (Abstand Düsenspitze zu Zylinderkopfebene: 5,0 mm).

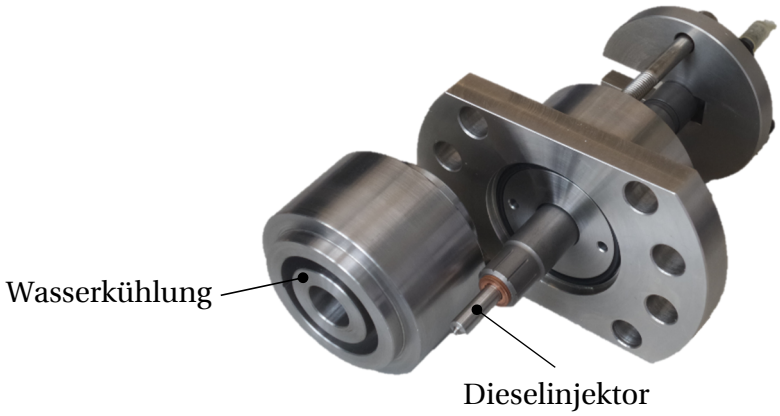


Abbildung 3.1: Modularer Injektoradapter mit integrierter Wasserkühlung

Eine Prinzipskizze der Hauptkomponenten des Prüfstandes ist in Abbildung 3.2 illustriert. Die Brennkammer der periodisch beladbaren Verbrennungszelle besitzt ein konstantes Volumen. Im Gegensatz zu anderen Konstant-Volumen-Brennkammern, ist es mit der periodisch beladbaren Verbrennungszelle möglich, bis zu 50 aufeinander folgende Verbrennungszyklen zu untersuchen. Dies ermöglicht zum einen die Darstellung realistischer Brennraumbedingungen, da sich ein quasi-stationärer Zustand einstellt. Zum anderen können statistische Aussagen getroffen werden, z.B. über Zyklenschwankungen und Selbstzündungen.

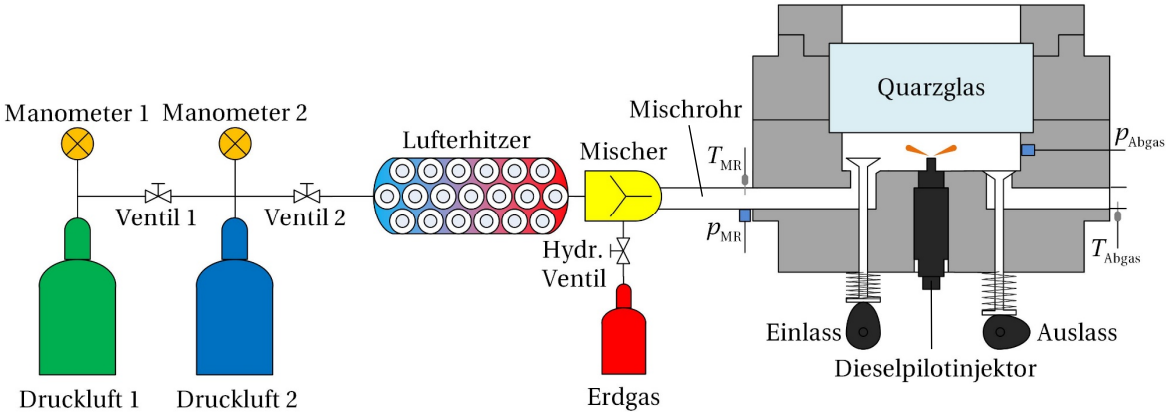


Abbildung 3.2: Schematische Darstellung des Versuchstands der periodisch beladbaren Verbrennungszelle

Im Vergleich zu einem Forschungsmotor hat die Verbrennungszelle den Vorteil einer wesentlich besseren optischen Zugänglichkeit. Die Vorgänge im Inneren der Brennkammer können durch drei kleine Seitenscheiben und eine große Scheibe

von oben betrachtet werden. Dabei nimmt die zuletzt genannte Scheibe die Position des Kolbens ein. Da die Kolbenbewegung für die Verdichtung fehlt, muss die Luft bzw. das Gas-Luft-Gemisch auf die Verdichtungsendtemperatur und -druck vorkonditioniert werden. Dies geschieht in der vorgelagerten Peripherie, die aus zwei Reihen von Druckluftflaschen mit jeweils sechs Flaschen à 50 l Volumen besteht. Die erste Reihe (Druckluft 1) dient als Versorgungsreservoir und wird auf bis zu 200 bar aufgefüllt. Die zweite Reihe (Druckluft 2) befüllt die Verbrennungszelle während des Versuches und wird auf einen vordefinierten Druck aufgefüllt, so dass sich der gewünschte Kompressionsenddruck in der Brennkammer einstellt.

Mit dem Start des 10 sekündigen Versuchs öffnen sich die pneumatischen Ventile der Betriebsflaschen und die komprimierte Luft strömt durch sechs parallel angeordnete Lufterhitzer. Diese bestehen aus Hohlrohren und sind mit Edelstahlkügelchen gefüllt. Sie werden über mehrere Stunden elektrisch vorgeheizt und geben ihre Wärme an die durchströmende Luft während des Versuchs ab. Durch ihre hohe Wärmekapazität und das große Oberflächen-Volumenverhältnis kann die durchströmende Luft theoretisch auf bis zu 550 °C erhitzt werden. Im Anschluss werden die sechs Luftmassenströme im „Mischer“ zusammengeführt und über ein hydraulisch betätigtes Ventil Erdgas hinzugefügt. Eine detaillierte Beschreibung des Hydraulikinjektors findet sich in der Dissertation von Prechtl [78]. Das Erdgas stammt aus dem Versorgungsnetz der Stadtwerke München und besteht zu ca. 95 Vol.-% aus Methan [79].

Im Mischer sind mehrere sogenannte „Delta-Mischer“ angeordnet. Dies sind Dreiecks-Bleche, die in der Strömung stehen und zwei gegenläufige Wirbelpaare erzeugen [80–82]. In der anschließenden Wegstrecke des Mischrohrs stellt sich dadurch ein homogenes Erdgas-Luft-Gemisch ein. Das Gemisch strömt ab „Einlass öffnet“ (EÖ) über drei Einlassventile in den Brennraum ein. Nach „Einlass schließt“ (ES) wird der Dieselpilotkraftstoff bei „SOE“ eingespritzt, welcher sich durch die hohe Temperatur selbständig entzündet und das Erdgas-Luft-Gemisch entflammt. Von „Auslass öffnet“ (AÖ) bis „Auslass schließt“ (AS) werden die Verbrennungsgase über drei Auslassventile in den Abgaskrümmer auf Umgebungsdruck entspannt.

Die Steuerung der Versuchsanlage erfolgt in zeitlicher Abhängigkeit der Nockenwellenstellungen. Hierzu sind Lichtschrankensensoren an den Wellen positioniert, die Triggersignale zu den jeweiligen Öffnungs- und Schließzeiten der Ventile ausgeben. Diese stellen sich wie in Abbildung 3.3 illustriert ein.

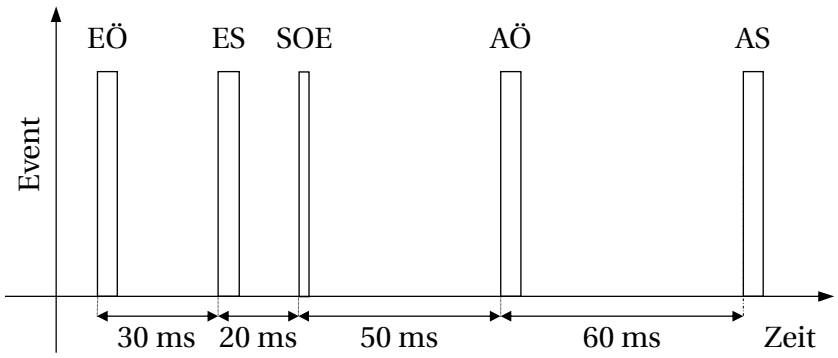


Abbildung 3.3: Triggersignale der Nockenwellen

In Abhängigkeit der Triggersignale werden Ereignisse wie der Start der Injektorbestromung („Start of Energizing“: SOE) oder die Kameraaufnahme gesteuert. Wie Abbildung 3.3 entnommen werden kann, stellt sich eine Gesamtzyklusdauer von 160 ms ein. Dies resultiert aus einer Nockenwellendrehzahl von 375 min^{-1} und simuliert die Zykluszeit eines 4-Taktmotors mit einer Kurbelwellendrehzahl von 750 min^{-1}.

Neben den genannten Vorteilen der periodisch beladbaren Zelle gegenüber einem Forschungsmotor gibt es jedoch auch Einschränkungen. Diese ergeben sich aus der fehlenden Verdichtung des Gemisches im Brennraum. Dadurch kann der Temperatur- und Druckhub nicht dargestellt werden, den ein Gemisch während der Kompressionsphase in einem Hubkolbenmotor erfährt. Um die Gemischaufbereitung des Pilotkraftstoffes in einem Diesel-Gasmotor zu simulieren, wurde die Brennkammertemperatur so gewählt, dass sich die gleiche Zündverzugszeit wie im Hubkolbenmotor einstellt. Nähere Details zu den Prozessparametern und Randbedingungen sind in *Abschnitt 3.5* aufgeführt.

In dieser Arbeit wurden die für das Verständnis wichtigsten Vorgänge und technischen Details der Anlage erläutert. Weitere Informationen können in den Dissertationen von Heinz [28] und Kammerstätter [27] nachgelesen werden.

3.2 Messtechnik

Nachfolgend werden die verwendeten Messtechniken der vorliegenden Arbeit beschrieben. Es wird ein Überblick über Druck-, Temperatur- und Luftzahlmessung

gegeben, sowie über die optische Messtechnik des Schattenverfahrens und der Direktlichtaufnahmen. Ein Teil der verwendeten Messtechnik wurde bereits ausführlich von Heinz [28] und Kammerstätter [27] beschrieben. In diesem Fall werden nur Änderungen im Detail genannt und es wird auf deren Arbeiten verwiesen.

3.2.1 Druck- und Temperaturmessung

Zur Messung der Druckverläufe im Mischrohr und der Hauptkammer wurden zwei Drucksensoren der Fa. Kistler verwendet. Der Mischrohrdruck wird mit einem piezoresistiven Sensor des Typs 4045A100 gemessen, welcher mit einem Messverstärker des Typs 4601 gekoppelt ist. Der Hauptkammerdruck wird mit einem piezoelektrischen Sensor des Typs 7061B aufgezeichnet, der an einen Ladungsverstärker des Typs 5011 angeschlossen ist. Beide Sensoren werden durch eine stetige Zufuhr von Frischwasser gekühlt, um Messabweichungen durch Erhitzung (Thermoschock) zu verringern und sie vor Überhitzung zu schützen. Zur Messung der Temperaturen werden Thermoelemente (Typ K, Durchmesser $d = 0{,}5$ mm) an folgenden Positionen eingesetzt:

- Mischrohr (am Anschluss des Mischrohrs an den Einlasskanal der Zelle)
- Abgaskrümmer (ca. 10 cm stromabwärts des Anschlusses an der Zelle)

Die Abbildung 3.4 zeigt einen exemplarischen Verlauf des Brennkammerdrucks p_{BK} eines Verbrennungszyklus, der an der Verbrennungszelle aufgenommen wurde. In den Druckverlauf sind die Triggersignale der Nockenwellen aus Abbildung 3.3 eingezeichnet. Der Brennraumdruck steigt ab „Einlass öffnet“ (EÖ) während des Füllvorgangs der Verbrennungszelle mit dem Gas-Luft-Gemisch auf ca. 52 bar an. Der Zeitraum von „Einlass schließt“ (ES) bis zum Bestromungsbeginn des Injektors „Start of Energizing“ (SOE) dient zum Abbau von starken Drallströmungen, die durch den Einströmvorgang generiert werden. Während dieser 20 ms andauernden Ruhephase sinkt der Brennraumdruck von ca. 52 bar auf 50 bar aufgrund von Wandwärmeverlusten ab.

Nach SOE vergeht die Zündverzugszeit bis sich der Pilotkraftstoff entzündet. Ab dem Brennbeginn steigt der Druck durch die Wärmefreisetzung der Verbrennung an, bis das Brennende erreicht ist. Zum Brennende liegt der höchste Druck in der Verbrennungszelle vor. Zum Zeitpunkt „Auslass öffnet“ (AÖ) öffnen sich die Auslassventile und die Abgase entweichen in den Krümmer und entspannen sich auf

atmosphärischen Druck. Die Auslassventile schließen zum Ende des Verbrennungszyklus bei „Auslass schließt“ (AS).

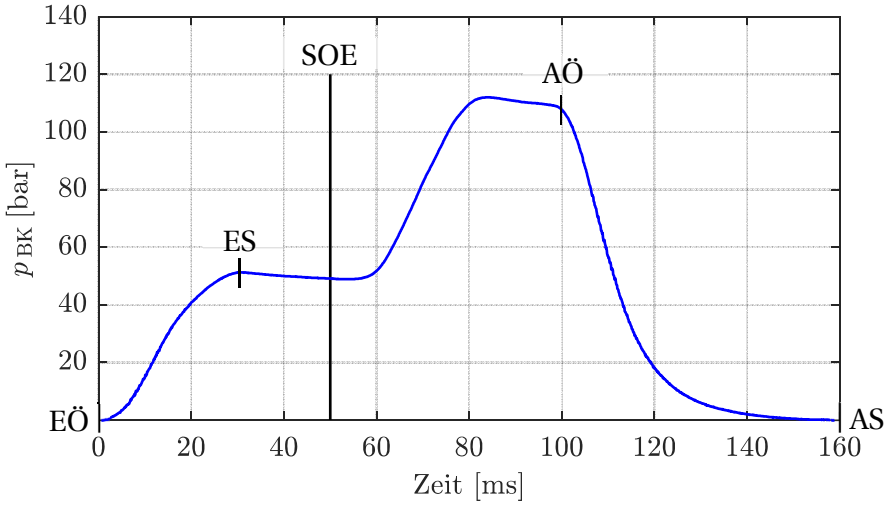


Abbildung 3.4: Druckverlauf eines Verbrennungszyklus

3.2.2 Luftzahlmessung

In der Entwicklung von Verbrennungsmotoren ist eine genaue Kenntnis der Luftzahl von grundlegender Bedeutung, da schon geringe Abweichungen zu signifikanten Änderungen der Verbrennung führen können. In konventionellen Ottomotoren werden oftmals Sprung-Lambdasonden eingesetzt. Diese messen den Restsauerstoffgehalt im Abgas und ermöglichen damit eine Rückrechnung auf das Kraftstoff-Luft-Verhältnis. Sie liefern einen charakteristischen Spannungssprung bei $\lambda = 1$ in ihrer Ausgangsspannung. Daher sind sie nur für stöchiometrische Verbrennungen geeignet [83]. Für magere Verbrennungen werden sogenannte Breitband-Lambdasonden verwendet [47]. Diese sind zwar in der Lage, den Restsauerstoffgehalt von mageren Verbrennungen zu messen, jedoch ist eine exakte Rückrechnung auf die Luftzahl nur bei einer vollständigen Verbrennung möglich. Dies ist jedoch im Versuchsbetrieb der periodisch beladbaren Zelle nicht gewährleistet aufgrund von Spaltvolumina, in denen kein Ausbrand erfolgt. Zudem benötigen Lambdasonden einen kontinuierlichen Abgasmassenstrom. Aus den genannten Gründen kam daher die Verwendung von Lambdasonden an der Verbrennungszelle nicht in Frage [28].

Stattdessen wird zur Bestimmung der Luftzahl eine Methodik namens Infrarot (IR)-Absorptionsspektroskopie verwendet. Diese macht sich den Umstand

zunutze, dass Methan Licht in bestimmten Wellenlängen absorbiert. Das verwendete Erdgas besitzt einen Methangehalt > 95 Vol.-% [79] und wird daher näherungsweise mit reinem Methan gleichgesetzt. Eine der Wellenlängenbanden der Methanabsorption liegt im Bereich von 3,4 µm, wie in Abbildung 3.5 zu sehen ist.

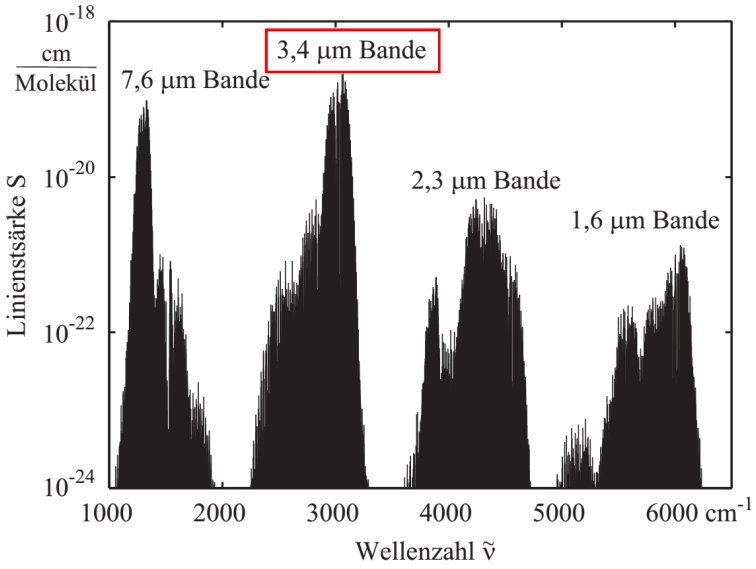


Abbildung 3.5: Absorptionslinien von Methan (berechnet mit HITRAN) [84, 85]

Zur Messung der Methankonzentration wird ein Helium-Neon-Laser (HeNe) des Typs LHIP-0201-339 der Fa. Research Electro-Optics verwendet. Dieser emittiert Licht exakt in diesem Frequenzband mit einer Wellenlänge von 3,392 µm und einer Leistung von ca. 3 mW. Dieses Laserlicht wird durch eine Messküvette geleitet, worin es zum Teil durch das anwesende Methan absorbiert wird. Im Anschluss trifft es auf den Messdetektor, der das Licht in ein elektrisches Messsignal I umwandelt.

Da der Laser jedoch bauartbedingt erhebliche Leistungsschwankungen (ca. ± 5 %) aufweist, wird simultan ein Referenzsignal I_0 ohne Absorption gemessen. Hierdurch kürzt sich die Leistungsschwankung im Verhältnis des Mess- zu Referenzsignal I / I_0 heraus. Zur Messung der Signale werden zwei thermoelektrisch gekühlte Quecksilber-Cadmium-Tellurid-Detektoren Typ MCT-5-TE3-2.00 (Quecksilber-Cadmium-Tellurid: HgCdTe) der Fa. InfraRed Associates nebst zugehörigen Messverstärkern Typ MCT-1000 verwendet. Die Messverstärker sind als Wechselspannungsverstärker ausgeführt, da diese ein besseres Signal- zu Rauschverhältnis aufweisen und keinem Temperatur- oder Alterungsdrift unterliegen. Eine Skizze des gesamten Aufbaus ist in Abbildung 3.6 illustriert.

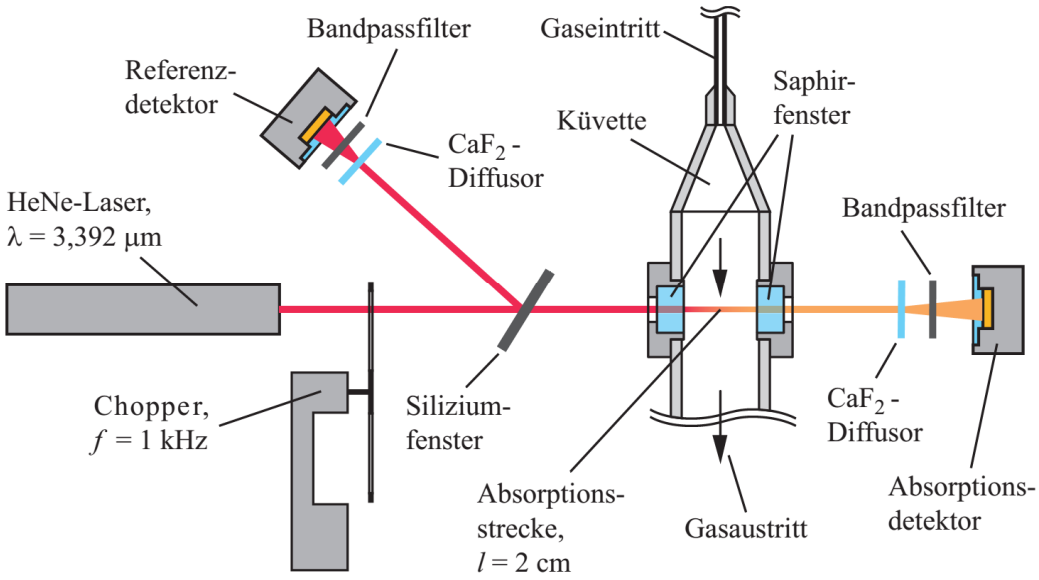


Abbildung 3.6: Prinzipskizze des Messaufbaus zur Luftzahlbestimmung [28]

Das abgebildete Chopper-Rad ist zum einen notwendig, da die Detektoren in Verbindung mit den Wechselspannungsverstärkern nur auf Signaländerungen reagieren können. Zum anderen werden damit in Verbindung mit den integrierten elektronischen Hochpassfiltern (untere Grenzfrequenz ca. 160 Hz) störende Gleichlichtanteile effektiv unterdrückt. Zur quantitativen Bestimmung der Methan-Konzentration wird das Lambert-Beer-Gesetz verwendet:

$$c_{CH_4} = -\frac{\log(I/I_0)}{\varepsilon_{ab}\, l} \tag{3.1}$$

Zur Lösung der Gleichung (3.1) müssen die Intensitäten I und I_0, die Weglänge l, welche der Breite der Küvette entspricht, und der Absorptionskoeffizient ε_{ab} bekannt sein. Letzterer wird experimentell unter Verwendung von hochgenauen Prüfgasen mit verschiedenen Luftzahlen (λ = 1,60 / 2,00 / 2,40) bestimmt. Unter Kenntnis des Umgebungsdruckes p, der molaren Gaskonstante R_m, der Gastemperatur T und des Mindestluftbedarfs L_{min} von Methan kann die Luftzahl gemäß (3.2) berechnet werden.

$$\lambda = -\left(\frac{p\, \varepsilon_{ab}\, l}{R_m\, T \log(I/I_0)} + 1\right) \cdot \frac{1}{L_{min}} \tag{3.2}$$

Weitere Details zum Messaufbau und der dahinterliegenden Theorie können den Arbeiten von Heinz [28] und Kammerstätter [27] entnommen werden.

Die bisherige Messmethodik wurde in einigen Punkten verbessert, um die Messgenauigkeit und Zuverlässigkeit zu erhöhen. So zeigten sich zu Beginn dieser Arbeit bei Probemessungen mit Prüfgasen und an der Verbrennungszelle zum Teil erhebliche Schwankungen in den Messwerten. In Testmessungen mit einem hochgenau gemischten Prüfgas mit $\lambda = 2{,}00$ und konstanten Randbedingungen, die in Abbildung 3.7 dargestellt sind, wurden Abweichungen bis $\lambda = \pm\ 0{,}1$ festgestellt. Diese Messungenauigkeit ist aufgrund der hohen Sensibilität des Brennverfahrens gegenüber der Luftzahl nicht akzeptabel.

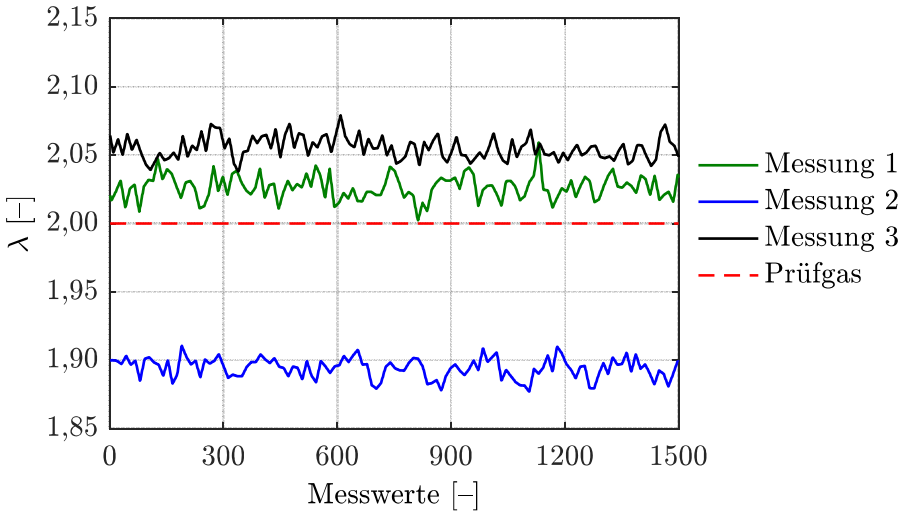


Abbildung 3.7: Testmessung der Luftzahl mit einem Prüfgas mit $\lambda = 2{,}00$

Die Ungenauigkeit des Messverfahrens konnte auf mehrere Ursachen zurückgeführt werden. Die bisherige Methodik wies einen systematischen Messfehler auf, da Prüfgas im Mischrohr vor den Einlassventilen entnommen wurde, wie in Abbildung 3.8 ersichtlich ist.

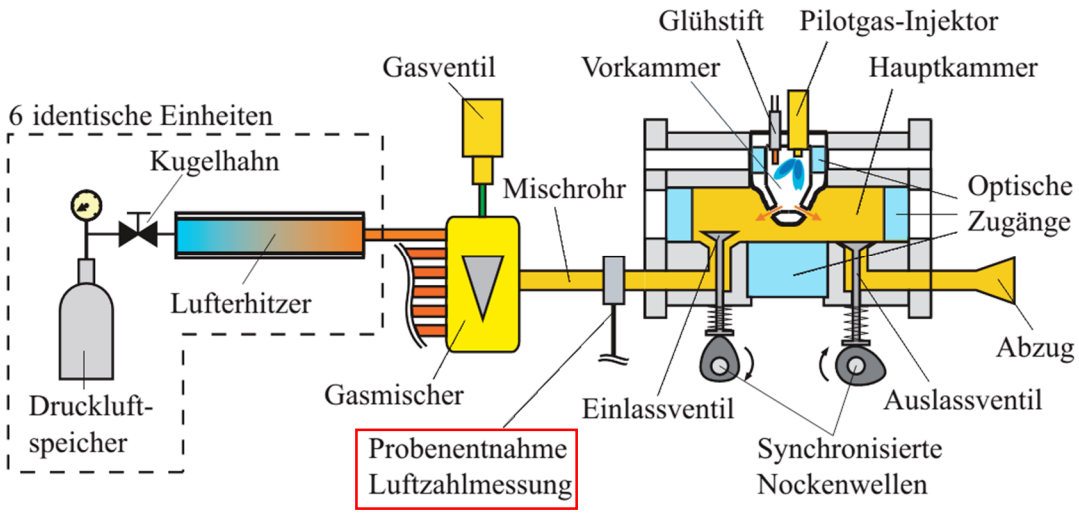


Abbildung 3.8: Prinzipskizze der Versuchsanlage bei Heinz [28]

Das Brenngas wurde nach der Entnahme über eine Rohrwendel gekühlt und anschließend durch die Messküvette des IR-Absorptionssystems geleitet. An der Entnahmestelle ist jedoch während des 10 Sekunden dauernden Betriebs stetig Brenngas abgeströmt, da die Entnahme ungeregelt ist und nur vom Überdruck im Mischrohr abhängt. Um den Fehler zu verdeutlichen, möge man sich einen Zyklus mit seinen 160 ms vorstellen.

Zu Beginn steht die Einlassphase mit theoretischen 40 ms. Durch das Ventilspiel verkürzt sie sich auf 30 ms. Während diesen 30 ms wird für 20 ms Erdgas ins Mischrohr injiziert, welches durch den Luftstrom in die Zelle getragen wird. Nach „Einlass schließt“ steht die heiße, erdgasfreie Luft für ca. 130 ms unter hohem Druck (ca. 60 bar) im Mischrohr, bis der nächste Zyklus beginnt. Während dieser Zeit strömt kontinuierlich reine Luft durch das Luftzahlmesssystem. Dadurch wird das Messergebnis verfälscht und entspricht im Mittel nicht der Luftzahl, die wirklich in der Verbrennungszelle vorliegt.

Um diesen systematischen Messfehler zu vermeiden, wurde die Brenngasentnahme auf den Abgaskrümmer verlegt. In der neuen Methodik werden nun zur Einstellung der Luftzahl Messungen ohne Piloteinspritzung und Verbrennung durchgeführt. Das Erdgas durchmischt sich homogen im Mischrohr und der Brennkammer und strömt im Anschluss unverbrannt in den Abgaskanal. Dort wird es entnommen und im IR-Messsystem analysiert. Zur Einstellung einer bestimmten Luftzahl wird wie folgt vorgegangen:

1. Der Luftflaschendruck wird auf einen Zieldruck in der Verbrennungszelle eingestellt (z.B. 72,0 bar Luftflaschendruck entsprechen ca. 50 bar Brennkammerdruck bei ES).
2. Bei konstantem Luftflaschendruck wird der Erdgasflaschendruck variiert bis sich die gewünschte Luftzahl einstellt (z.B. 72,0 bar Luftflaschendruck & 112,0 bar Erdgasflaschendruck führt zu einer Luftzahl von $\lambda = 2{,}00$).

Zur genauen Einstellung der Drücke wurden digitale Feinmessmanometer (Klasse 0.5) verwendet.

Die zweite Ungenauigkeit in der Auswertemethodik zeigte sich in der Bestimmung des Absorptionskoeffizienten ε_{ab}. Hierzu wurde in der Vergangenheit nur ein einzelnes Prüfgas mit $\lambda = 2{,}00$ verwendet. Jedoch zeigte sich bei genauerer Untersuchung des Absorptionskoeffizienten, dass dieser eine nichtlineare Abhängigkeit von der Methankonzentration aufweist und demensprechend nicht als Konstante angenommen werden darf. Aus diesem Grund wurde in der vorliegenden Arbeit die Kalibrierung basierend auf drei Prüfgasen mit verschiedenen Luftzahlen ($\lambda = 1{,}60$ / $2{,}00$ / $2{,}40$) durchgeführt. Der Koeffizient ε_{ab} wurde als Funktion zweiten Grades angenähert und in die Messdatenauswertung integriert.

Als dritte Fehlerquelle erwies sich der bisherige Algorithmus zur Bestimmung der Amplituden des Messsignals I und des Referenzsignals I_0. Hierzu wurde in der Messdatenauswertung mit *MATLAB* eine Funktion verwendet, welche die lokalen Maxima der beiden Signale erkennt (siehe Abbildung 3.9) und beide Amplituden zueinander ins Verhältnis setzt.

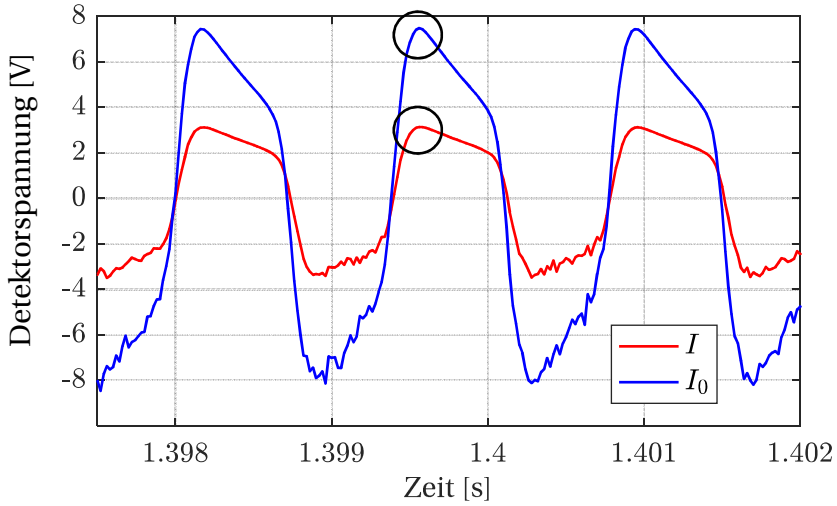


Abbildung 3.9: Amplitudenverlauf der Intensitäten des Mess- und Referenzsignals

Jedoch wurden zum einen die Amplitudenmaxima durch den Algorithmus nicht immer erkannt, so dass die Intensitätsverhältnisse große Sprünge aufwiesen. Zum anderen weist das Laserlicht überlagerte, hochfrequente Schwingungen auf, welche sich als Signalrauschen nachteilig auf die Messgenauigkeit auswirken. Aus diesem Grund wurde die Signalverarbeitung optimiert und anstelle der Amplitudenerkennung eine Fast-Fourier-Transformation (FFT) durchgeführt. Anschließend wurden die Amplituden der beiden Signale in ihrer Hauptfrequenz, die der Chopper-Rad Frequenz entspricht, zueinander ins Verhältnis gesetzt. Auf diese Art werden alle unerwünschten Frequenzanteile herausgefiltert.

Des Weiteren haben sich die verwendeten Messverstärker als Ursache für schwankende Messgenauigkeiten erwiesen. Diese besitzen die zwei Einstellparameter „Gain“ und „Bias“. Bei gleichen Parametern sollten beide Verstärker identische lineare Kennlinien zwischen Ein- und Ausgangsspannung liefern. Aufgrund unterschiedlicher, an die Detektoren angepasste Innenwiderstände tun sie das jedoch nicht. Dies führt bei schwankender Laserintensität zu schwankenden $\bar{I}$ / $\bar{I}_0$– Verhältnissen der gemittelten Messsignale. Dadurch kann die Luftzahl nicht mehr exakt bestimmt werden. Um dem entgegenzuwirken, wurden beide Messverstärker parallel mit einem Präzisionsnetzteil kalibriert.

Durch die Verwendung der neuen FFT-Analysemethode und der Kalibrierung der Messverstärker zeigt sich das Verhältnis von $\bar{I}$ / $\bar{I}_0$ deutlich konstanter gegenüber Laseramplitudenschwankungen, wie in Abbildung 3.10 ersichtlich wird. Im Idealfall entspräche das Verhältnis einer Horizontalen über P_{Laser}.

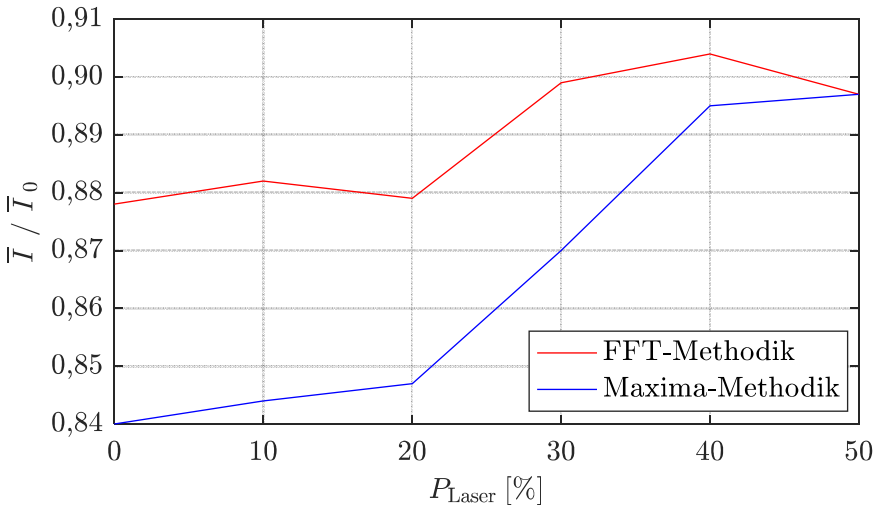


Abbildung 3.10: Einfluss der Laseramplitudenschwankung auf das Verhältnis $\bar{I}$ / $\bar{I}_0$

In Summe konnten durch die Optimierungsmaßnahmen sowohl die Messgenauigkeit, als auch die Zuverlässigkeit erhöht werden. Es wurden Testmessungen mit Prüfgasen durchgeführt, die in Abbildung 3.11 aufgezeichnet sind. Die Horizontalen λ_{Kal} stehen für die Luftzahlen der Prüfgase und λ_{HG} für die dazugehörigen Messwerte des IR-Systems. Diese ergeben eine Messgenauigkeit des optimierten Systems von $\lambda = \pm 0{,}02$.

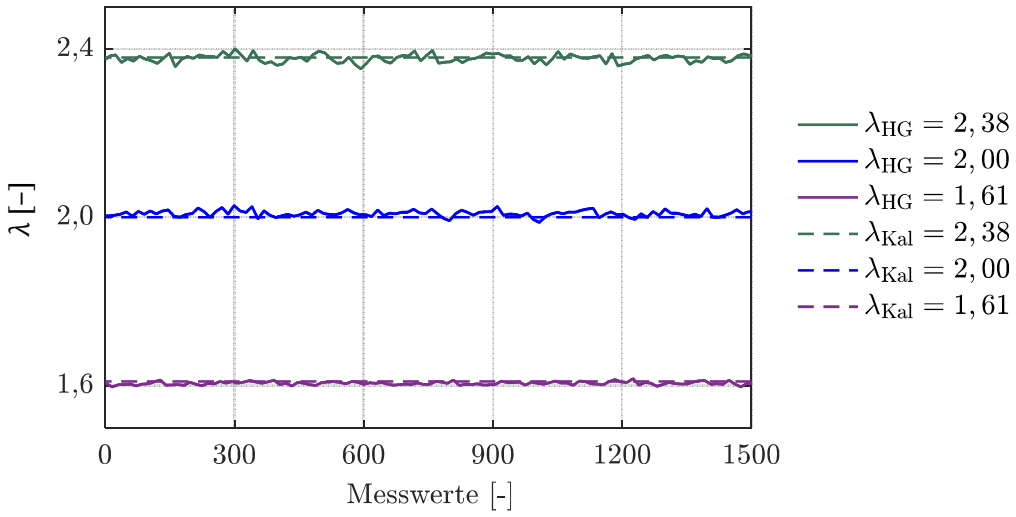


Abbildung 3.11: Testmessung der Luftzahl mit verschiedenen Prüfgasen

3.2.3 Schattenverfahren

Das Schattenverfahren gehört zu den dichtebasierenden Bildgebungsverfahren. Es wurde zum ersten Mal wissenschaftlich von Hooke [86] untersucht, indem er Schattenbilder im Licht der erwärmten Luft einer Kerze visualisiert hatte. Bei der Visualisierung verbrennungsmotorischer Prozesse wird die Schattenbildung durch folgende Mechanismen verursacht [87–89]:

- Brechung an Dichtegradienten
- Reflexion, Streuung und Absorption in/an Tröpfchen

Die Abbildung 3.12 (links) zeigt die Entstehung eines Schattenbildes durch eine Flamme und einen Tropfen. Die Brechung der Lichtstrahlen korreliert mit den Dichtegradienten gemäß der Gladstone-Dale-Gleichung, wodurch sich eine Ver-

änderung der Brechungsindizes entlang der Strahlrichtung ergibt [90]. Da der Brechungsindex der lokalen Dichte eines Mediums folgt, ist er bei idealen Gasen auch proportional zu ihrer Temperatur. Das Temperaturfeld wird durch den Wärmeeintrag der Flamme verändert, so dass die parallel eintretenden Strahlen in diesem Bereich um den Winkel $\psi_{A,\rho}$ gebeugt werden und einen Schatten erzeugen.

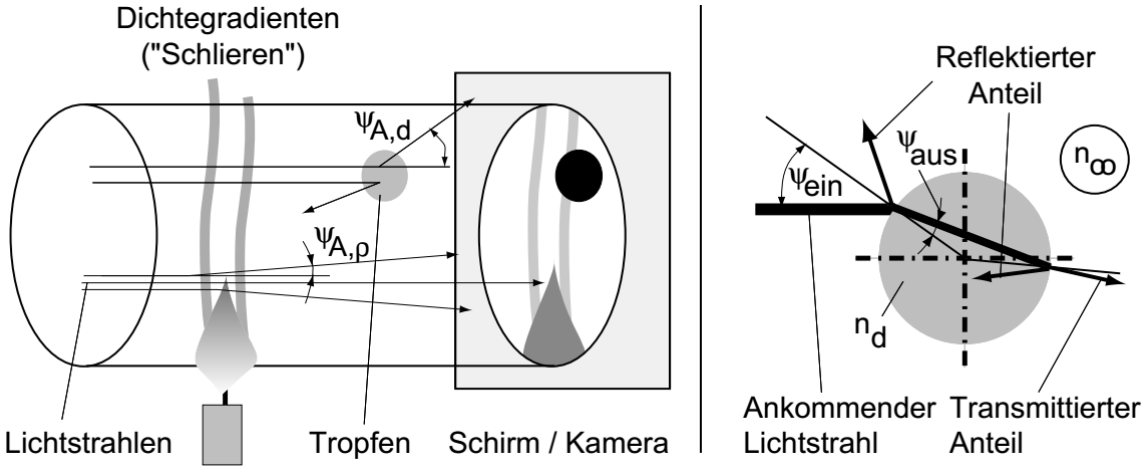


Abbildung 3.12: Entstehung eines Schattenbildes durch eine Flamme und einen Tropfen (links). Detailansicht der Reflexion an einem Tropfen (rechts). [88]

An der Oberfläche eines Tropfens, wie er in einem Einspritzstrahl zu finden ist, tritt eine Teilreflexion des einfallenden Lichts auf [88]. Diese findet an der äußeren und der inneren Grenzfläche des Tropfens statt, wie in Abbildung 3.12 (rechts) zu sehen ist. Der Lichtstrahl wird beim Einfall auf den Tropfen im optisch dichteren Medium des Kraftstoffes gebrochen. Dabei erfolgt die Beugung bei einem Einfallswinkel ψ_{ein} mit einem Ausfallswinkel ψ_{aus} gegenüber der lokalen Oberflächennormalen. Gemäß dem optischen Brechungsgesetz stehen die Winkel in folgender Relation zu den Brechungsindizes des Tropfens n_{d} und der Umgebung n_{∞}:

$$\frac{\sin \psi_{\text{ein}}}{\sin \psi_{\text{aus}}} = \frac{n_{\text{d}}}{n_{\infty}} \tag{3.3}$$

Neben der Brechung und Reflexion an der äußeren Tropfenoberfläche, treten diese auch an der inneren Grenzschicht auf. Dadurch ergibt sich eine weitere Abschwächung der Intensität des transmittierenden Strahls, bevor er den Tropfen im Winkel $\psi_{\text{A,d}}$ zur ursprünglichen Strahlachse verlässt. [88]

Überlagert wird die Brechung und Reflexion durch eine teilweise Streuung des Lichts, welche durch die Mie-Theorie beschrieben wird [87, 91]. Bei trüben Kraftstoffen kommt eine partielle Absorption des einfallenden Lichts hinzu.

Die Ablenkung der Lichtstrahlen durch einen Dichtegradienten führt bei Projektion auf eine Fläche zu einer Ablenkung von seiner ursprünglichen Achse um den infinitesimalen Winkel $\delta\alpha_i$ mit i als Index für die Raumkoordinaten x und y. Die Ablenkung erfolgt entlang der Länge L zwischen dem Ursprungsort und der Bildschirmfläche, wie sie in Abbildung 3.13 illustriert ist.

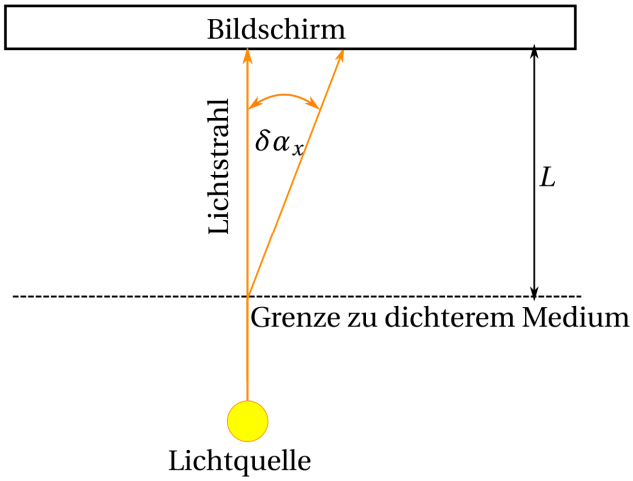


Abbildung 3.13: Ablenkung eines Lichtstrahls durch einen Dichtegradienten im Fluid [92]

Die folgenden mathematischen Herleitungen entstammen inhaltlich den Arbeiten von Settles [93] und Panigrahi [94].

Der Ablenkungswinkel definiert sich unter Anwendung der Kleinwinkelnäherung ($\sin(\delta\alpha_i) \approx \delta\alpha_i$) zu:

$$\begin{aligned} \delta\alpha_x &\approx \frac{\delta x}{L} \\ \delta\alpha_y &\approx \frac{\delta y}{L} \end{aligned} \tag{3.4}$$

Es wird ein infinitesimales Bildelement der Fläche $dA = dxdy$ betrachtet. Durch Brechung verschiebt sich das Element entlang der Raumachse, wie in Abbildung 3.14 dargestellt.

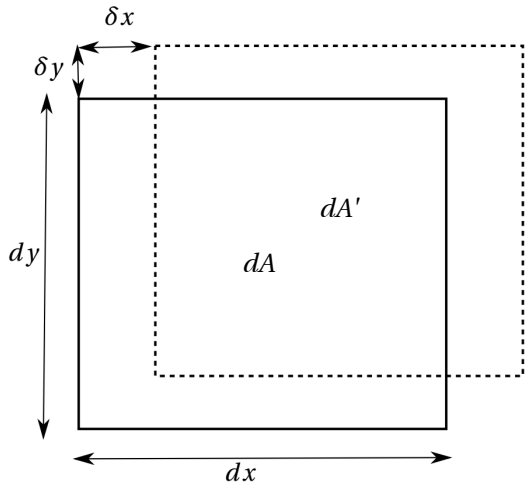


Abbildung 3.14: Infinitesimale Verschiebung eines Bildelements durch Brechung

Das verschobene Bildelement *dA*' kann wie folgt berechnet werden:

$$dA' = (dx + \delta\alpha_x L) \cdot \left(dy + \delta\alpha_y L\right) \tag{3.5}$$

Die Ablenkung verursacht eine Verringerung der Lichtintensität I um ΔI. Diese Abschwächung ist direkt proportional zur Veränderung des Flächenelements dA und berechnet sich mit

$$\frac{\Delta I}{I} = \frac{dA' - dA}{dA} = L\left(\frac{\partial\alpha_x}{\partial x} + \frac{\partial\alpha_y}{\partial y}\right). \tag{3.6}$$

Das Fermatsche Prinzip besagt, dass Licht stets den zeitlich kürzesten Weg zwischen zwei Raumpunkten z_2 und z_1 zurücklegt, der jedoch nicht immer der geometrisch kürzeste ist. Mithilfe dieses Prinzips lässt sich ein Zusammenhang zwischen dem Ablenkungswinkel $\delta\alpha_i$ und der Änderung des Brechungsindex n herstellen:

$$\begin{aligned} \alpha_x &= \int_{z_1}^{z_2} \frac{1}{n}\frac{\delta n}{\delta x}\, dz \\ \alpha_y &= \int_{z_1}^{z_2} \frac{1}{n}\frac{\delta n}{\delta y}\, dz \end{aligned} \tag{3.7}$$

Durch Einsetzen der Gleichung (3.7) in (3.6) erhält man eine direkte Abhängigkeit der Intensitätsabschwächung des Lichts von der zweiten Ableitung des Brechungsindex gemäß

$$\frac{\Delta I}{I} = \frac{L}{n} \int_{z_1}^{z_2} \left(\frac{\partial^2 n}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 n}{\partial y^2} \right) dz. \tag{3.8}$$

Um das Verhältnis der Lichtintensität im Schattenbild und der Dichte am Ort der Lichtbrechung aufzuzeigen, wird die Gladstone-Dale Gleichung in (3.9) zwischen dem Brechungsindex n und der Dichte ρ verwendet.

$$\frac{n-1}{\rho} = konst. \tag{3.9}$$

Die Gleichung (3.8) wird vereinfacht, indem der Brechungsindex durch die Dichte unter Verwendung der Gleichung (3.9) ersetzt wird. Als Ergebnis sehen wir eine Proportionalität der Änderung der Lichtintensität auf dem Bildschirm zur zweiten Ableitung der Dichte in (3.10).

$$\frac{\Delta I}{I} \propto \frac{\partial^2 \rho}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \rho}{\partial y^2} \tag{3.10}$$

Die Gleichung (3.10) zeigt die theoretische Fähigkeit des Schattenverfahrens zur Visualisierung von Strukturen mit Dichtegradienten, wie z.B. verdampfende Kraftstoffstrahlen, Zündreaktionen und Flammenausbreitung. Es ist jedoch zu beachten, dass bei diesem Messverfahren eine Integration der Brechungsvorgänge entlang der Lichtstrahlen erfolgt. Folglich ist eine Auflösung der Vorgänge entlang dieser Achse nicht möglich.

Die Verbrennungszelle bietet einen optischen Zugang von vier Seiten anhand von drei kleinen Seitenfenster und einem großen Deckenfenster. Zur Realisierung des Schattenverfahrens kann der Lichtstrahl unidirektional durch die gegenüberliegenden Seitenscheiben geführt werden. Dies hat jedoch den Nachteil einer sehr kleinen Sichtfläche des Brennraums, wie in Abbildung 3.15 links ersichtlich ist. Hinzu kommt eine Überlappung der Einspritzstrahlen in Sichtrichtung.

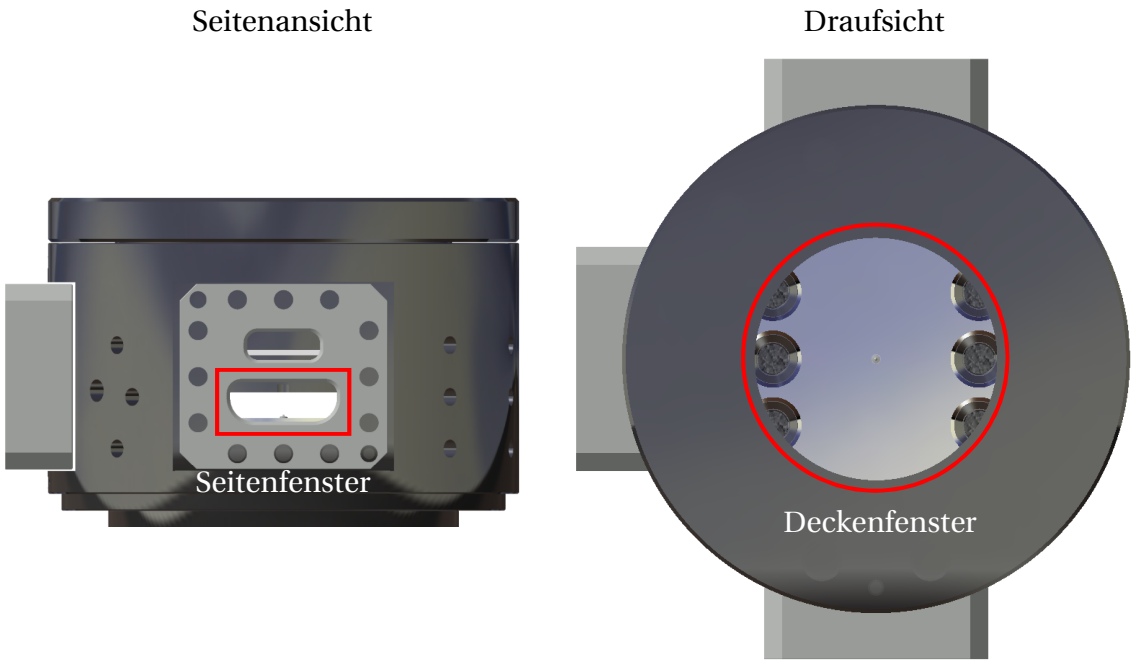


Abbildung 3.15: Optischer Zugang über die Seitenfenster (links) und das Deckenfenster (rechts) der Verbrennungszelle

Aus diesen Gründen wurde das Schattenverfahren über das Deckenfenster angewendet, das einen optischen Zugang zum nahezu gesamten Brennraum bietet. Dieses Fenster ist in Abbildung 3.15 rechts illustriert. Da jedoch auf der gegenüberliegenden Seite des Brennraums kein weiteres Sichtfenster vorliegt, ist es notwendig, den Strahlengang des Schattenverfahrens durch das Deckenfenster zurückzuführen. Hierzu ist ein Spiegel am Zylinderkopf der Verbrennungszelle notwendig, der die Ein- und Auslassventile und den Dieselinjektor beinhaltet. Dies stellt eine Herausforderung dar, da dieses Bauteil starken thermischen und mechanischen Beanspruchungen aufgrund der Verbrennung unterliegt. Folglich können keine Spiegel aus Glas verwendet werden.

In technischen Bereichen finden oftmals Metallspiegel mit silber- oder goldbedampfter Oberfläche Anwendung. Um die reflektierenden Edelmetallschichten vor Korrosion und mechanischen Einwirkungen zu schützen, benötigen jedoch auch Metallspiegel eine Glasschutzoberfläche. Diese würde durch die starken Temperaturschwankungen im Brennraum und die damit verbundenen thermischen Spannungen Risse bilden und die darunterliegende Edelmetallschicht freisetzen.

Die Anforderungen an den Spiegel zur Applikation an der Verbrennungszelle sind wie folgt:

- Korrosions- und Temperaturbeständigkeit
- Hohe Steifigkeit und Formstabilität
- Ausreichender Reflexionsgrad (min. 50 %)

Um diese Anforderungen zu erfüllen, wurde ein verspiegelter Zylinderkopf entwickelt. Das Bauteil erfüllt die technischen Funktionen des bisherigen Zylinderkopfes, wie die Aufnahme des Ein- und Auslassventile und des Dieselinjektors. Gleichzeitig dient seine Oberfläche als Spiegel für das Schattenverfahren. Hierzu wurde ein polierfähiger und hochlegierter X40Cr14 Stahl mit der Bezeichnung 1.2083 ESU verwendet. Der Stahl wurde im Elektroschlacke-Umschmelzverfahren (ESU) hergestellt und weist dadurch einen besonders hohen Reinheitsgrad und ein gleichmäßiges Erstarrungsgefüge auf. Dies ist für eine Spiegeloberfläche von besonderer Bedeutung, da auf dieser keine Oberflächenfehler durch Einschlüsse oder Poren vorhanden sein sollen.

Die Bauteiloberfläche der Spiegelfläche wurde nach ihrer Grundbearbeitung zuerst feingefräst, dann geläppt und anschließend auf Hochglanz poliert. Durch diese Fertigungstechniken wird eine Ebenheit der Spiegeloberfläche von unter einem Mikrometer und einer Mittenrauheit von 0,01 – 0,02 Ra bei einem Reflexionsgrad von ca. 60 – 70 % erreicht. Im Versuchsbetrieb zeigte sich eine dauerhafte Korrosions- und Temperaturbeständigkeit, eine sehr hohe Steifigkeit und Formstabilität und ein ausreichender Reflexionsgrad für das Schattenverfahren.

Die Abbildung 3.16 zeigt eine CAD-Dreiviertelansicht der Verbrennungszelle mit Standard-Zylinderkopf (links), der für die Direktlichtaufnahmen verwendet wird, und dem Spiegel-Zylinderkopf für das Schattenverfahren (rechts). Der verspiegelte Zylinderkopf ist ohne einen Steg an der Brennraumwand ausgeführt, wie er beim Standard-Zylinderkopf zu sehen ist. Diese konstruktive Änderung ist notwendig, um die Spiegeloberfläche läppen und polieren zu können. Daraus ergibt sich jedoch ein ca. 10 % größeres Brennraumvolumen. Um dem entgegenzuwirken, wurde der Steg in die darüber liegende Glashalterung integriert. Weitere konstruktive Details können der Arbeit von Hertel [55] entnommen werden.

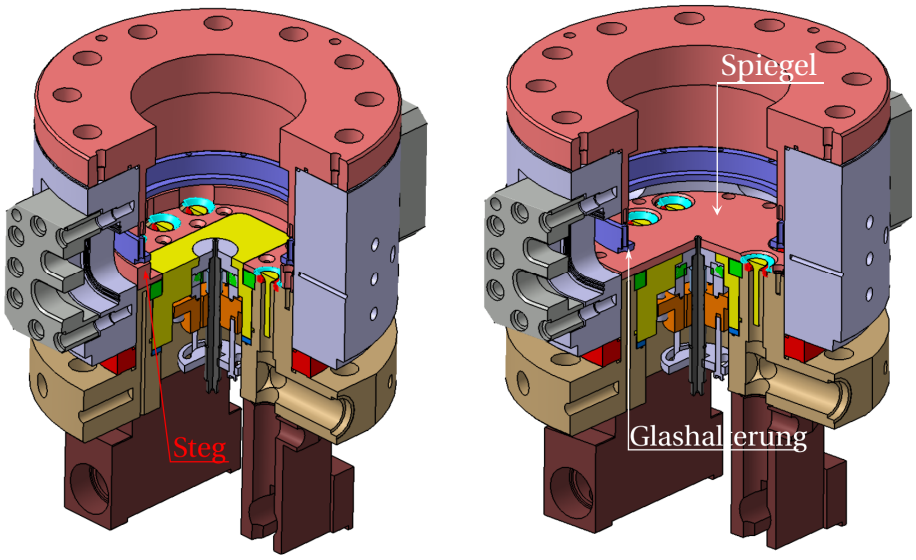


Abbildung 3.16: CAD-Dreiviertelansicht der Verbrennungszelle mit Standard-Zylinderkopf (links) und Spiegel-Zylinderkopf (rechts)

Die Abbildung 3.17 zeigt den Strahlengang des Schattenverfahrens an der Verbrennungszelle. Als punktförmige Lichtquelle dient eine Quecksilberdampflampe (1.), die auf eine Lochblende (2.) fokussiert ist. Der Hohlspiegel (4.) reflektiert und parallelisiert das Licht, bevor zwei Planspiegel (5.) den Strahl in die Brennkammer führen. Anschließend reflektiert der verspiegelte Zylinderkopf (6.) das Licht zurück zum Strahlteiler (3.), der die von der Zelle kommenden Strahlen durch eine Sammellinse (7.) in die Kamera (8.) umlenkt. Sehr dichte Bereiche wie Dieseltropfen haben nahezu keine Lichttransmission und erscheinen daher als dunkle Schatten in den Aufnahmen. Das deutlich weniger dichte Gas-Luft-Gemisch ist jedoch nahezu vollständig transparent. Eine Übersicht über den Aufbau des Schattenverfahrens am Prüfstand ist im Anhang A. 1 zu sehen.

Für das Schattenverfahren wird eine Photron SA-X Hochgeschwindigkeitskamera verwendet, die 10.000 Bilder pro Sekunde aufzeichnet. Sie wurde auf eine maximale Verschlusszeit, eine Blendeneinstellung von f/2,8 und eine Auflösung von 1024x1024 Pixel eingestellt. Beginnend mit der positiven Flanke des SOE-Signals werden in jedem Zyklus 250 Bilder innerhalb von 25 ms aufgenommen. In jedem Experiment werden die gleichen Kameraeinstellungen verwendet, so dass ein direkter Vergleich aller in dieser Arbeit vorgestellten Aufnahmen möglich ist.

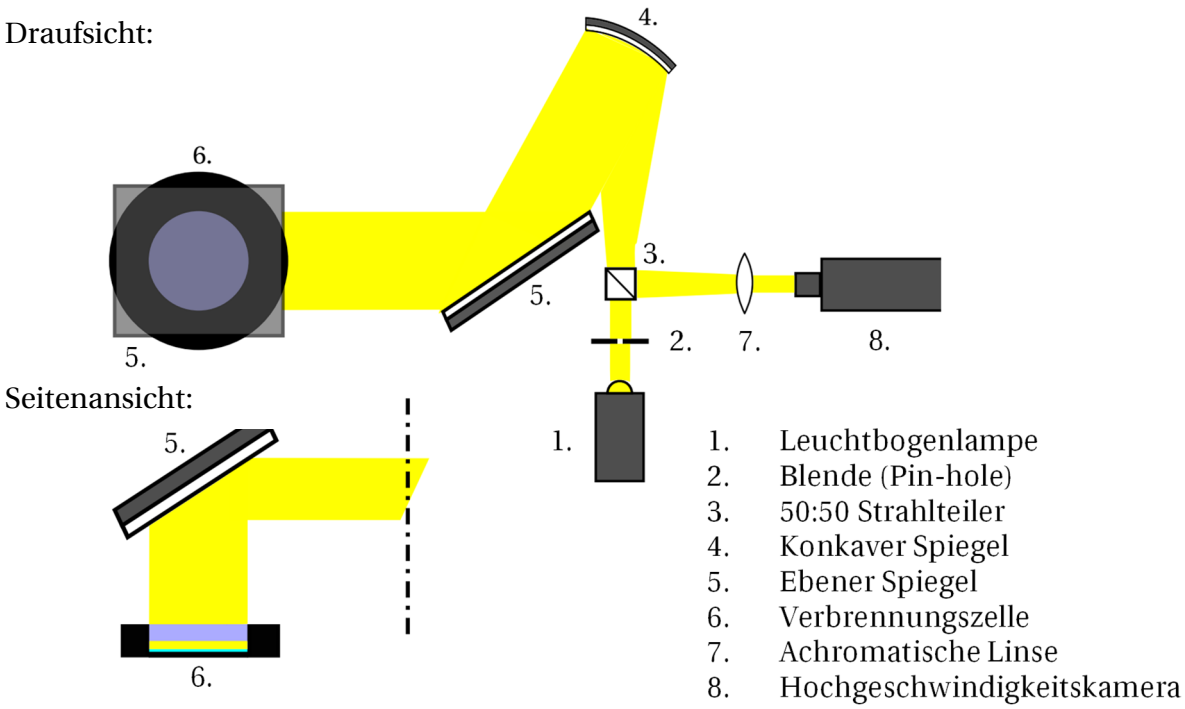


Abbildung 3.17: Strahlengang des Schattenverfahrens an der Verbrennungszelle [92]

3.2.4 Aufnahme des Flammenleuchtens

Das Eigenleuchten von Kohlenwasserstoffflammen wird standardmäßig mit folgenden optischen Messtechniken aufgenommen:

- Aufnahme des vollspektralen Flammenleuchtens (Direktlicht)
- Aufnahme bestimmter Emissionsspektren mithilfe von optischen Filtern

Die gängigsten Filterungen beziehen sich auf die OH*- und CH*-Banden der Chemilumineszenz bei Kohlenwasserstoffflammen [18, 95]. Im Nachfolgenden werden die Grundlagen dieser beiden optischen Messtechniken erläutert und Unterschiede erklärt.

Chemilumineszenz

Die Chemilumineszenz bezeichnet ein Phänomen, bei dem durch eine chemische Reaktion elektromagnetische Strahlung in Form von Licht erzeugt wird. Hierbei wird durch die freiwerdende Reaktionsenthalpie der chemischen Reaktion ein

Elektron eines Atoms auf einen angeregten Zustand (Index: *) gehoben. Gemäß der Quantentheorie sind die Zustände der Elektronen innerhalb eines Atoms diskret. Ein angeregter Zustand ist jedoch nicht stabil, da sich ein Gleichgewicht in der Physik in der Regel im niedrigsten Energieniveau einstellt. Demnach springt das Elektron wieder zurück auf sein Ausgangsenergieniveau. Die dabei freiwerdende Energie wird im Falle der Chemilumineszenz in Form von elektromagnetischer Strahlung freigesetzt. Die Frequenz f des Photons ist über das Plancksche Wirkungsquantum h an die freigesetzte Energie E gekoppelt:

$$E = \mathrm{h} \cdot f \tag{3.11}$$

Je nach chemischer Reaktion wird teilweise gleichzeitig Strahlung verschiedener Wellenlänge emittiert. Dies resultiert aus den meist sehr langen Reaktionspfaden, bei welchen verschiedene Zwischenprodukte mit ihren jeweiligen angeregten Zuständen entstehen. Im Falle von Methan zeigt bereits das vereinfachte Reaktionsschema in Abbildung 3.18 eine Vielzahl von Zwischenprodukten.

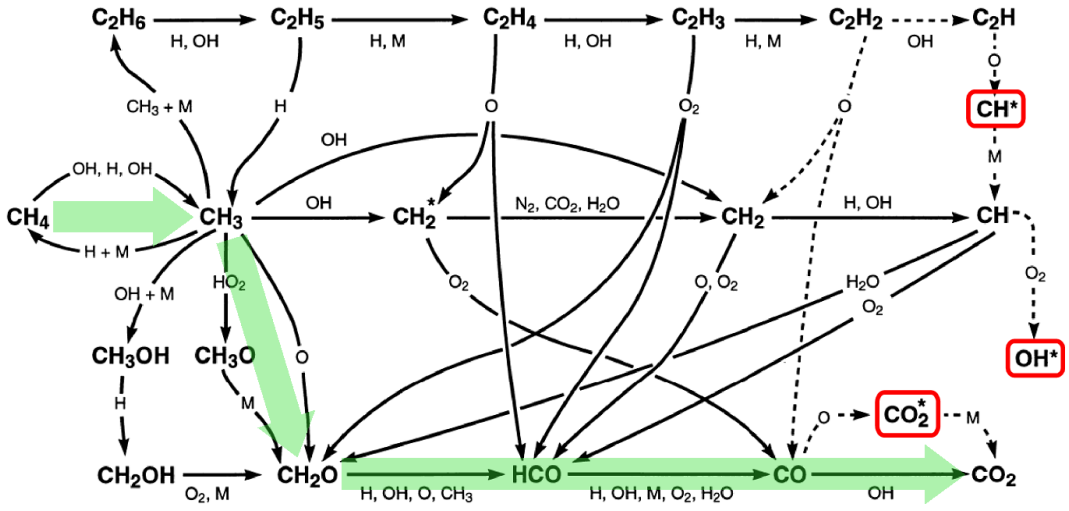


Abbildung 3.18: Vereinfachtes Reaktionsschema von Methan [96]

Für die Chemilumineszenz von Methanflammen sind folgende vier Spezies hauptverantwortlich: OH*, CH*, C2* und CO2*. Die Konzentration dieser Spezies und die damit verbundenen Lichtemissionen sind vor allem bei hohen Temperaturen groß, weshalb deren Detektion gut zur Untersuchung von Flammen geeignet ist. Die Chemilumineszenz tritt während der Verbrennung nur in Zonen auf, in welchen ein chemischer Umsatz erfolgt. Sie eignet sich daher zur Visualisierung dieser Reaktionszonen.

Die Chemilumineszenz der vier Hauptspezies OH*, CH*, C_2* und CO_2* tritt in der Verbrennung aller Kohlenwasserstoffe auf. Ihre Konzentration und damit ihre Strahlungsintensität ist jedoch stark abhängig von den lokal auftretenden Gleichgewichtszuständen und Reaktionspfaden, welche unter anderem durch den Druck, die lokale Temperatur und die lokale Kraftstoffkonzentration beeinflusst werden [97]. Zudem wird sie bei diffusiven Flammen von Festkörperstrahlung überlagert, welche auch als Rußleuchten bezeichnet wird [5]. Die Festkörperstrahlung ist signifikant abhängig von der örtlichen Rußpartikelkonzentration und -temperatur. Die Strahlungsintensität des Rußleuchtens liegt in der Regel um ein Vielfaches über der Intensität der Chemilumineszenzstrahlung und ist im sichtbaren Wellenlängenbereich (380 – 780 nm) besonders stark ausgeprägt [98].

In Abbildung 3.19 sind die Emissionsspektren einer diffusiven (links) und einer vorgemischten (rechts) Dieselflamme gegenübergestellt. Die Diffusionsflamme weist durch das Rußleuchten eine hohe Strahlungsintensität auf, die vor allem im sichtbaren Bereich liegt und sich als gelblich weißes Leuchten zeigt. Die vorgemischte Flamme hingegen besteht vor allem aus den Strahlungsanteilen der OH*-, CH*- und C_2*-Chemiluminszenzstrahlung, die eine deutlich geringere Strahlungsintensität aufweisen. Der Festkörperstrahlungsanteil (Rußleuchten) fehlt bei diesem Emissionsspektrum, da in der vorgemischten Verbrennung kaum Ruß entsteht.

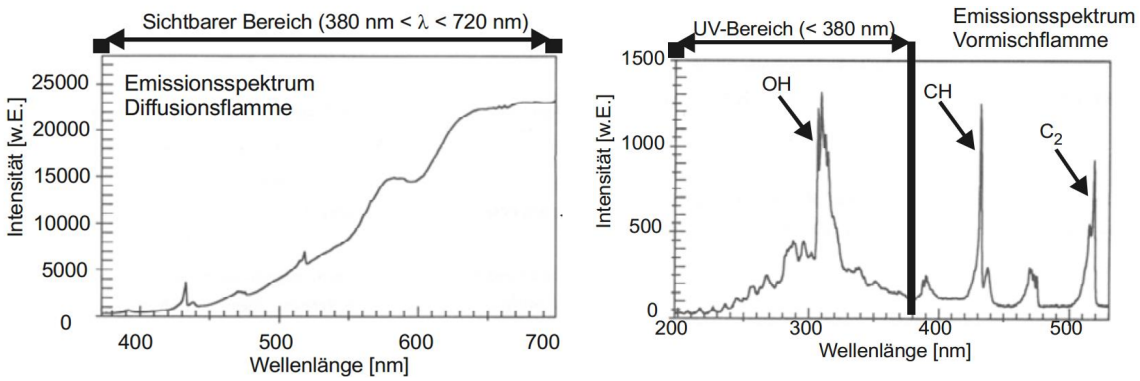


Abbildung 3.19: Emissionsspektren einer diffusiven Dieselflamme (links) und einer vorgemischten Dieselflamme (rechts) [98]

In DF-Motoren mit RCCI-Brennverfahren unterliegt der Dieselpilotkraftstoff einer Teilvormischung, deren Grad vor allem vom Einspritzzeitpunkt abhängt [17]. Je früher der Dieselpilotkraftstoff eingespritzt wird, desto höher ist die Homogenisierung mit der umgebenden Brennraumcharge [99]. Folglich verschiebt sich das

Flammenspektrum der Dieselpilotflamme von dem einer Diffusionsflamme zu dem einer Vormischflamme mit einer Vorverlagerung des Einspritzzeitpunktes.

Das Chemilumineszenzspektrum einer leicht mageren Methanflamme ist in Abbildung 3.20 dargestellt. Deutlich erkennbar ist, dass vor allem die OH*- und CH*-Chemilumineszenz eine schmale Bandenbreite mit ausgeprägten Maxima aufweisen. Daher eignen sich diese beiden Emissionsspektren gut zur Filterung. Durch Verwendung schmalbandiger Bandpassfilter im jeweiligen Frequenzspektrum können unerwünschte Fremdlichtemissionen herausgefiltert werden, wie beispielsweise Wärmestrahlung von glühenden Bauteilen. Die Verwendung derartiger Filter reduziert jedoch die auf den Kamerasensor auftreffende Lichtintensität signifikant. Grund hierfür ist nicht alleine das Herausfiltern der anderen Spektralanteile, sondern auch die meist sehr niedrige Transmission des Filters von $\eta_T << 50$ % im ausgewählten Wellenlängenbereich.

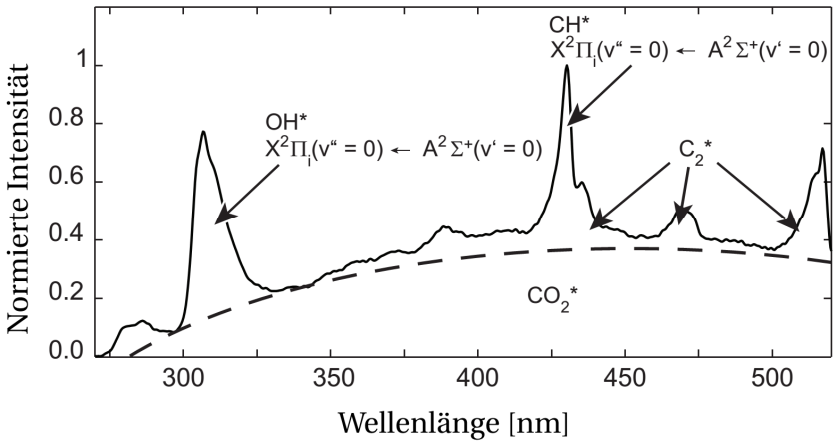


Abbildung 3.20: Chemilumineszenzspektrum einer mageren Methan-Luft-Flamme [100]

Die resultierende Lichtemission ist zu gering, um direkt mit dem CMOS Sensor einer Hochgeschwindigkeitskamera aufgenommen zu werden. Daher muss ein aktiver Kamerabildverstärker dazwischengeschaltet werden. Die meisten Bildverstärker basieren auf einer Elektronenröhre und einem fluoreszierenden Leuchtschirm. Diese werden zwischen Objektiv und Kamerasensor eingekoppelt. Dadurch verschlechtert sich jedoch die Bildqualität merklich. Zudem reagieren Bildverstärker in der Regel sehr empfindlich auf Überbelichtung und können durch diese irreparabel zerstört werden. Dies führt in der praktischen Anwendung dazu, dass die Belichtungszeit sehr konservativ gewählt werden muss. Als Folge lassen sich Bereiche mit niedrigen Lichtemissionen wie Zündkeime kaum oder erst sehr spät erkennen.

Aufgrund der genannten Nachteile stellt sich die Frage, ob die Aufnahme des vollspektralen Flammenleuchtens ohne Filter Vorteile gegenüber der Aufnahme der Chemilumineszenz aufweist. Diese Frage wurde durch bisherige Untersuchungen in der Fachliteratur für den Anwendungsfall eines Dual-Fuel-Brennverfahrens noch nicht beantwortet. Aus diesem Grund werden an der Verbrennungszelle eigene Vergleichsuntersuchungen durchgeführt.

Unterschiede Chemilumineszenz und vollspektrales Flammenleuchten

Zum Vergleich der beiden optischen Messtechniken wird die Zündung und Entflammung in der Verbrennungszelle parallel und synchron mit zwei Hochgeschwindigkeitskameras aufgenommen. Dabei wird jeweils das Flammenleuchten ohne Filter mit den OH*- bzw. CH*-Aufnahmen im gleichen Betriebspunkt und Verbrennungszyklus verglichen. Als Betriebspunkt wurde der sogenannte Basispunkt gewählt, dessen Randbedingungen *Abschnitt 3.5* entnommen werden können. Die Kamera-Einstellungen der Vergleichsmessungen sind in Tabelle 3.1 aufgelistet.

Gegenstand	**OH***	**CH***	**Direktlicht**
Filter [nm]	307 ± 5	431 ± 5	-
Frame Rate [FPS]	6000	6000	6000
Blende [-]	2,8	2,8	2,8
Shutter Time [µs]	165	100	165
Gain [-]	670	670	-
Kamera	Photron SAX	Photron SAX	Photron SA5
Bildverstärker	Hamamatsu C10880	Hamamatsu C10880	-
Objektiv	100 mm UV Nikon	100 mm UV Nikon	105 mm Nikon

Tabelle 3.1: Kamera-Setup der OH*-, CH*- und Direktlichtaufnahmen

Die Abbildung 3.21 zeigt die Rohaufnahmen der OH*- und Direktlichtaufnahmen. Zum Zeitpunkt von $t = 6{,}00$ ms nach SOE sind sowohl in den OH*- als auch in der Direktlichtaufnahme fünf Zündzonen erkennbar. Davon liegen vier in den Dieselpilotsprays und eine direkt an der Düsenspitze. Die OH*-Aufnahme zeigt prinzipiell etwas weniger Kontrast als die Direktlichtaufnahmen, dafür weisen sie das helle

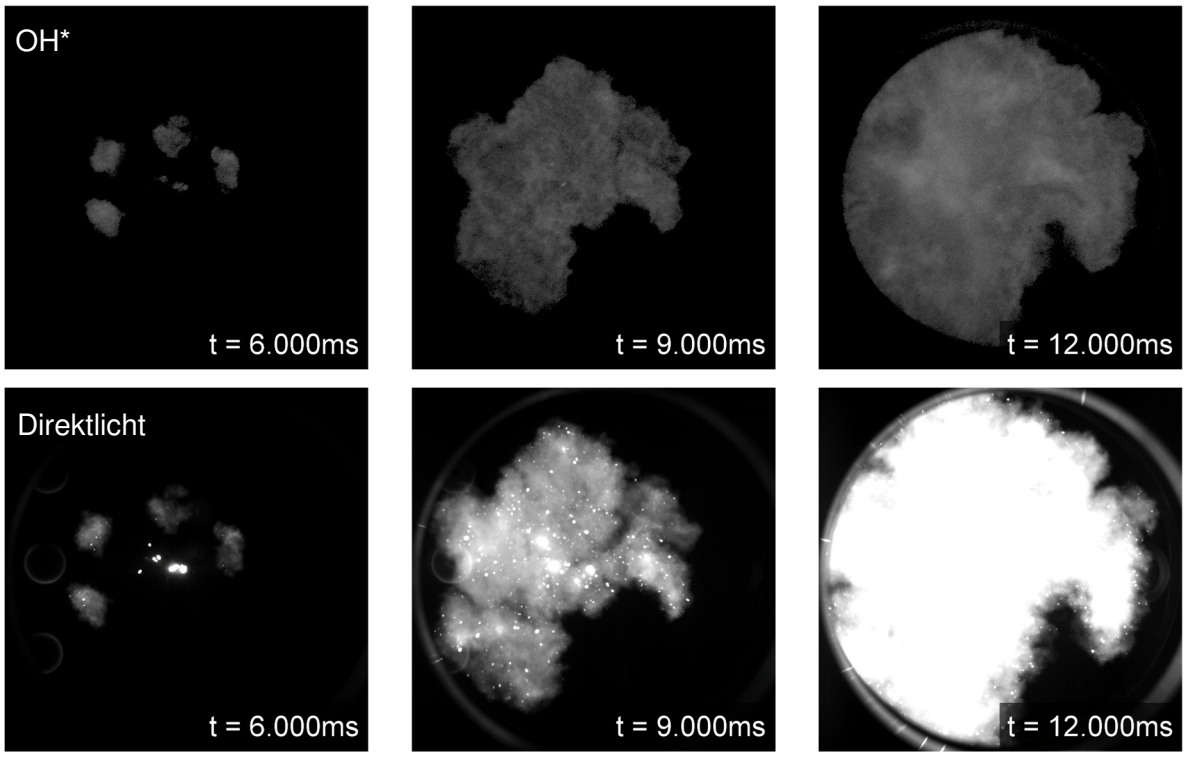


Abbildung 3.21: Vergleich OH*- zu Direktlichtaufnahmen im Basispunkt

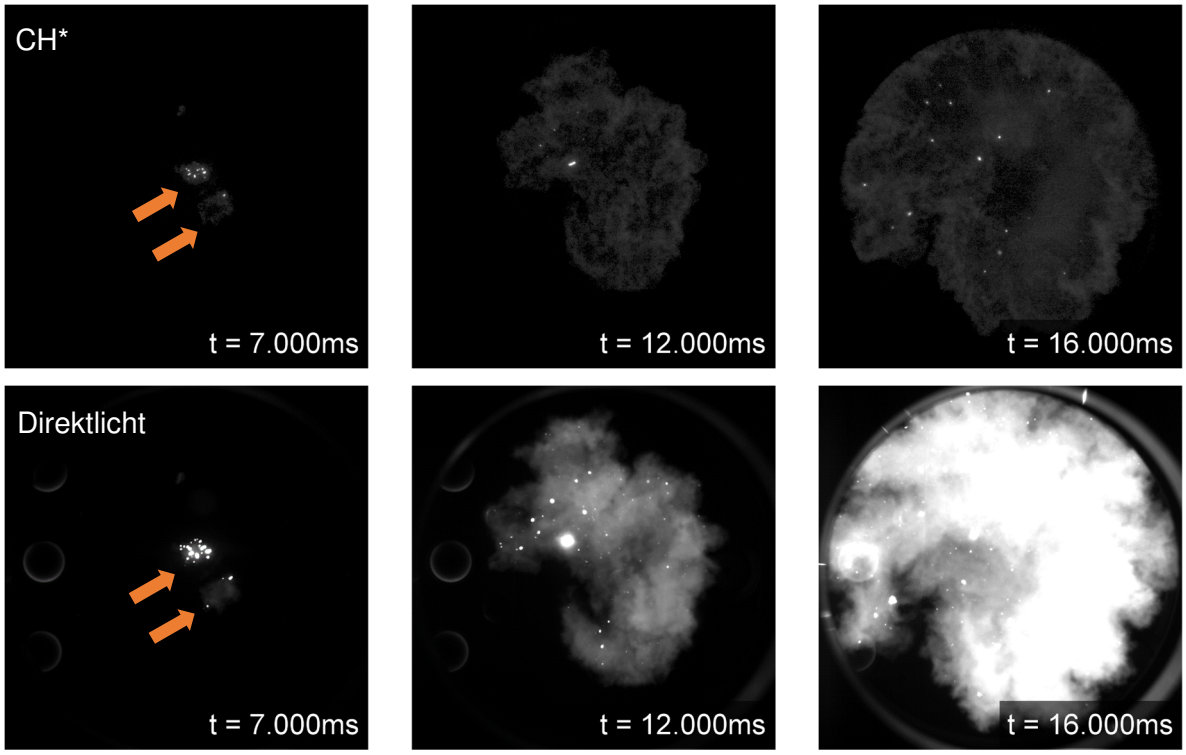


Abbildung 3.22: Vergleich CH*- zu Direktlichtaufnahmen im Basispunkt

Leuchten der glühenden Festkörperteilchen, vermutlich Ruß, nicht auf. Im weiteren zeitlichen Verlauf liefern die OH*- und die Direktlichtaufnahmen den gleichen Informationsgehalt in Bezug auf Flammenausbreitung, -form und -größe. Generell sind jedoch die OH*-Aufnahmen deutlich dunkler und kontrastärmer. Dies resultiert aus den konservativ gewählten Belichtungszeiten, um den Bildverstärker vor Überbelichtung zu schützen.

Die Aufnahmen der CH*- und Direktlichtstrahlung können in Abbildung 3.22 miteinander verglichen werden. Bei t = 7,0 ms sind sowohl in den CH*- als auch in den Direktlichtbildern zwei Zündbereiche erkennbar, die mit orangen Pfeilen markiert sind. Ein Zündkeim befindet sich direkt an der Injektordüse, der andere innerhalb eines Pilotsprays. Es ist zu erkennen, dass durch die Verwendung eines CH*-Filters im Gegensatz zum OH*-Filter das Leuchten von glühenden Festkörperteilchen nicht vollkommen herausgefiltert wird. Dies liegt daran, dass im Unterschied zur OH*-Strahlung (307 nm: UV) die CH*-Strahlung (431 nm: violett) im sichtbaren Bereich liegt. In diesem sichtbaren Bereich ist die Schwarzkörperstrahlung von glühenden Festkörperteilchen stärker ausgeprägt als im UV-Bereich [101, 102]. Im weiteren Verlauf der Verbrennung liefern die CH*-Aufnahmen den gleichen Informationsgehalt in Bezug auf Flammenausbreitung, -form und -größe wie die Direktlichtaufnahmen.

Zusammenfassend wird festgehalten, dass die Direktlichtaufnahmen jeweils die gleichen Informationen über die Zündung und Ausbreitung von Flammen unter motorischen Bedingungen im DF-Betrieb liefern wie die OH*- und CH*-Bilder. Aufgrund des höheren Bildkontrastes und -helligkeit, sowie der einfacheren praktischen Handhabung wird in dieser Arbeit die Direktlichtaufnahmetechnik verwendet. Eine Übersicht über den Aufbau der optischen Messtechnik am Prüfstand ist im Anhang A. 1 zu sehen.

3.3 Versuchsauswertung

Die im *Kap. 4* folgenden Messergebnisse der experimentellen Untersuchungen wurden mithilfe von standardisierten Methoden ausgewertet. Dies garantiert eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse untereinander bei Variation einzelner Parameter. Nachfolgend werden die angewandten Auswertemethoden vorgestellt.

3.3.1 Auswahl der Referenzzyklen

Ein Vorteil der periodisch beladbaren Verbrennungszelle gegenüber Einhubtriebwerken oder konventionellen Verbrennungszellen ist die Möglichkeit, statistische Aussagen zu treffen. Dies ist möglich, da nicht nur ein einzelner, sondern eine Reihe von aufeinanderfolgenden Verbrennungszyklen bei annähernd konstanten Randbedingungen untersucht werden können. Durch Mittelung einer gewissen Anzahl von Zyklen kann die Gefahr von zufälligen Abweichungen eines einzelnen Zyklus minimiert werden. Hierdurch wird die statistische Signifikanz der abgeleiteten Aussagen erhöht. Außerdem können Zyklenschwankungen als Bewertungskriterium der Stabilität eines Betriebspunktes untersucht werden.

In dieser Arbeit wurde jeweils über zehn aufeinanderfolgende Verbrennungszyklen gemittelt und ein generischer Mittelzyklus berechnet. In Abbildung 3.23 sind beispielhaft die Einzelzyklen einer Messreihe und der berechnete Mittelzyklus abgebildet.

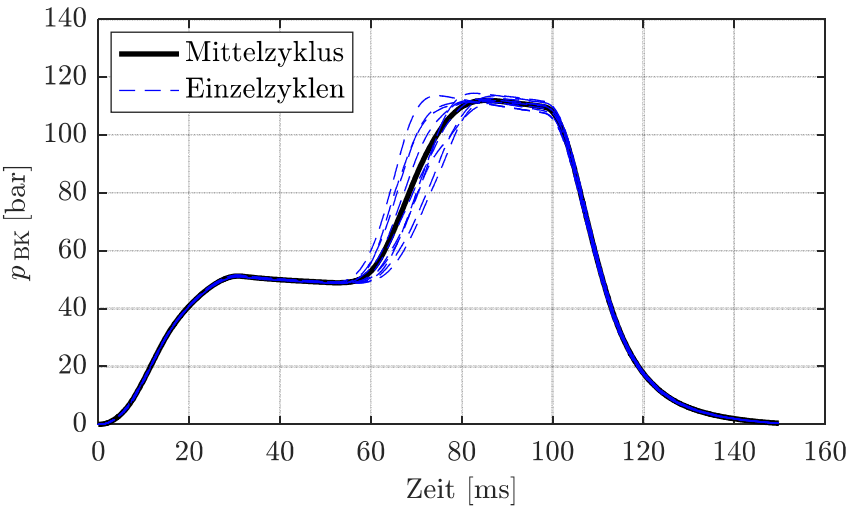


Abbildung 3.23: Berechnung des generischen Mittelzyklus aus den Einzelzyklen

Die zu mittelnden Zyklen werden anhand der mittleren Mischrohrtemperatur ausgewählt, die vorab in den Randbedingungen definiert wird. Während einer Messreihe durchläuft die Mischrohrtemperatur zuerst eine ca. 2 – 3 Sekunden andauernde Einlaufphase, in der sie stark ansteigt. In dieser Phase erwärmen sich alle durchströmten Bauteile des Prüfstandes. Im Anschluss folgt eine quasi-stationäre Phase, in der die Temperatur die Soll-Temperatur erreicht hat und nur noch geringfügig ansteigt. Die beiden Phasen sind in den Mischrohrtemperaturverlauf T_{MR} in Abbildung 3.24 eingezeichnet. Zur Untersuchung werden nur Zyklen der quasi-stationären Phase nach Erreichen der Soll-Temperatur herangezogen, um eine möglichst konstante Brennraumtemperatur zu gewährleisten.

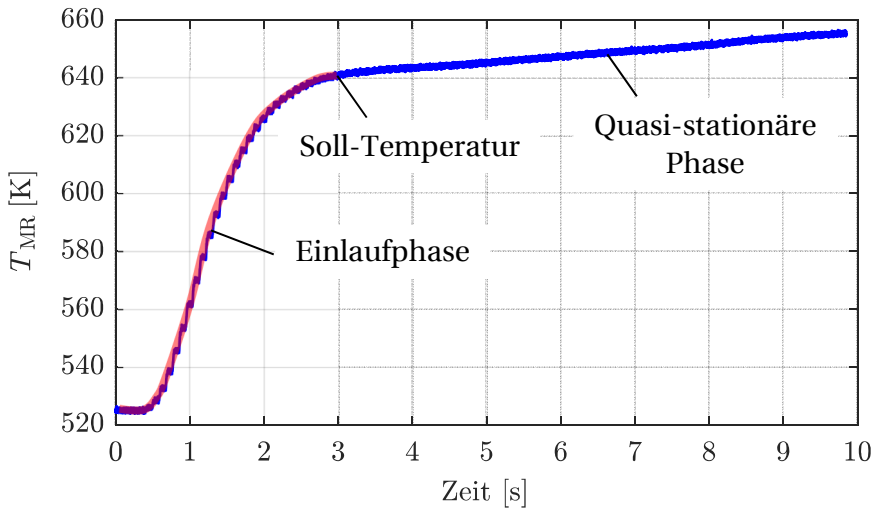


Abbildung 3.24: Mischrohrtemperaturverlauf über die Versuchszeit

Zur Bestimmung der zu mittelnden Zyklen wird der Einzelzyklus ausfindig gemacht, dessen Mischrohrtemperatur der Zieltemperatur gemäß der definierten Randbedingungen entspricht. Zur Mittelung werden nun ausgehend von diesem Zyklus seine fünf vorangegangenen und nachfolgenden Zyklen einbezogen und der generische Mittelzyklus berechnet, wie er in Abbildung 3.23 illustriert ist. Im nächsten Schritt wird untersucht, welcher Zyklus dem Mittelzyklus am ähnlichsten ist. Hierzu wird die Abweichung des Druckverlaufs Δp_{BK} des jeweiligen Einzelzyklus zum Mittelzyklus berechnet. Die Abweichungen der untersuchten Einzelzyklen zeigt Abbildung 3.25.

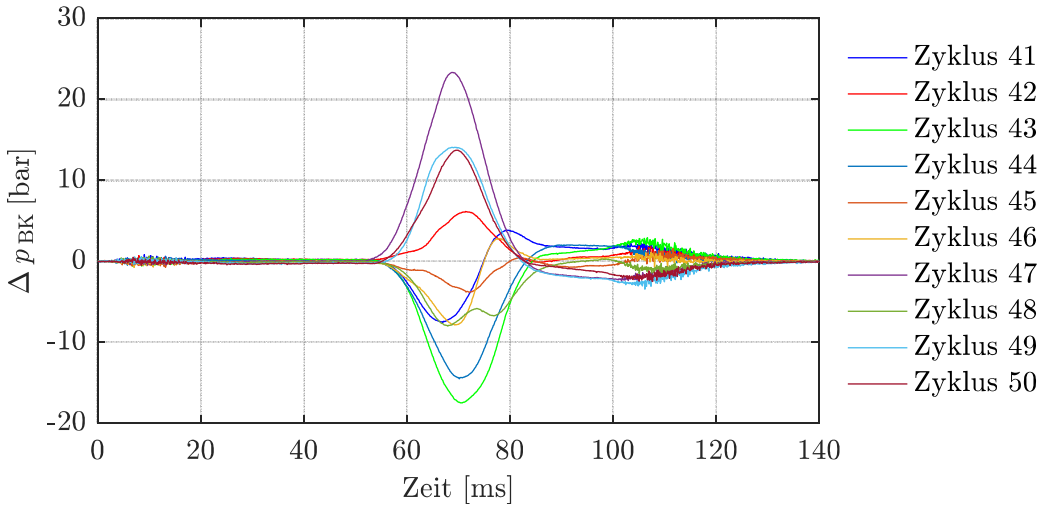


Abbildung 3.25: Druckabweichung der Einzelzyklen vom generischen Mittelzyklus

Durch eine Integration der Abweichung über die Zeit lässt sich der Einzelzyklus mit der geringsten Abweichung ausfindig machen. Im Falle der Basispunkt-Messreihe ist dies der Zyklus 45, wie sich Abbildung 3.26 entnehmen lässt. Dieser Zyklus wird zum Referenzzyklus deklariert.

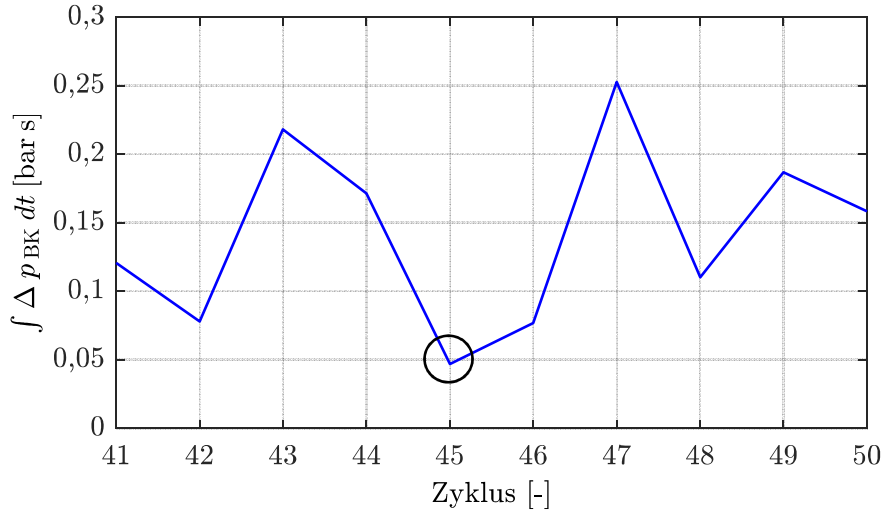


Abbildung 3.26: Integrierte Abweichung der Einzelzyklen vom generischen Mittelzyklus

3.3.2 Druckverlaufsanalyse

Zur Auswertung der indizierten Brennraumdruckmessung wird eine Druckverlaufsanalyse (DVA) angewendet, welche auf Vorarbeiten von Heinz [28] basiert und in *MATLAB* implementiert ist. Sie wurde im Rahmen dieser Arbeit an die DF-Verbrennung angepasst und weiterentwickelt. Die DVA nutzt eine Einzonenmodellierung des Brennraums und betrachtet die Einlass-, Verbrennungs- und Auslassphase. Zur Vereinfachung der Berechnung werden sowohl der Hauptkraftstoff Erdgas, als auch der Dieselpilotkraftstoff mit Methan substituiert. Diese Vereinfachung ist zulässig, da das verwendete Erdgas zu ca. 95 Vol-% [79] aus Methan besteht und der Pilotanteil im Großteil der Untersuchungen nur $f_{\mathrm{Diesel}} = 1{,}0\ \%$ beträgt.

Zum Vergleich der untersuchten Betriebspunkte werden die Heizraten und Umsetzungsgrade herangezogen. Der Umsetzungsgrad η_{u} wird durch Normierung des Summenheizverlaufes Q_{sum} auf die Gesamtenergiemenge des eingebrachten Kraftstoffes H_{u} gem. Gleichung (3.12) berechnet.

$$\eta_{\mathrm{u}} = \frac{Q_{\mathrm{sum}}}{H_{\mathrm{u}}} \tag{3.12}$$

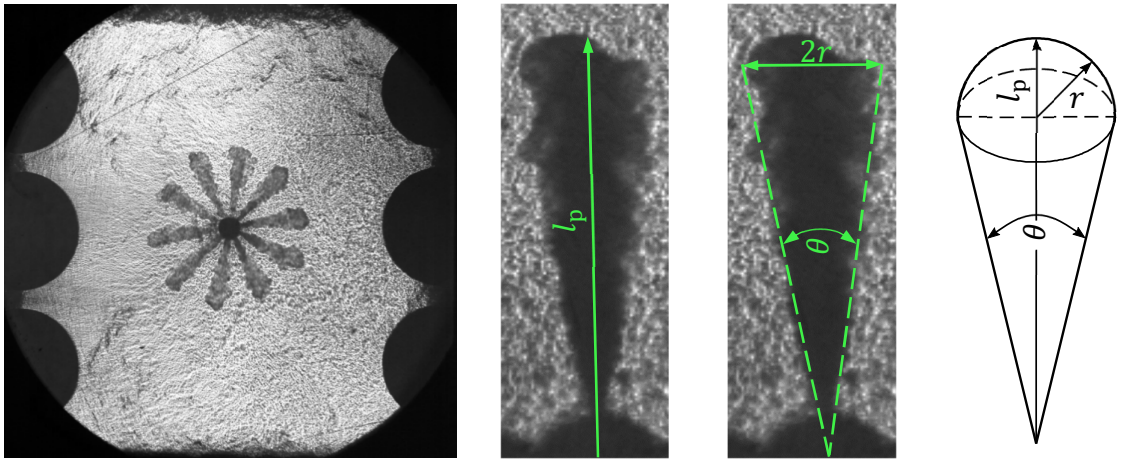
Auf diese Weise können Betriebspunkte mit unterschiedlichen Treibstoffmengen miteinander verglichen werden, wie z.B. bei der Variation der Luftzahl. Die Umsetzungsgrade erreichen einen rechnerischen Maximalwert von ca. 72 %, da Wandwärmeverluste nicht berücksichtigt werden und der Ausbrand aufgrund konstruktionsbedingter Spaltvolumina nicht vollständig ist. Diese Spalten liegen in den Fassungen der Quarzglas-Fenster und haben eine Spalthöhe von weniger als zwei Millimeter, weshalb von einem Flammenlöschen (quenching) in diesen Bereichen ausgegangen werden kann. Die Spaltvolumina nehmen einen Anteil von ca. 14 % des gesamten Brennraumvolumens der Verbrennungszelle ein.

In der Arbeit von Hertel [55] wurde ein angepasstes Modell nach Woschni [95, 96] zur Berechnung der Wandwärmeverluste in die DVA implementiert und getestet. Dieses lieferte plausible Ergebnisse nur für die reguläre und schnelle Verbrennungsregime II und III (Definition in *Abschnitt 3.4*). Im langsamen Verbrennungsregime I hingegen überschätzte das Modell den Wärmeübergangskoeffizient α und die damit verbundenen Wandwärmeverluste aufgrund der langen Brenndauern. Da das Modell nicht auf alle Verbrennungsregime angewendet werden kann, wurde es in dieser Arbeit nicht verwendet.

Die Grundlagen einer DVA sind in [103, 104] erklärt und weitere Informationen zur Anwendung auf die Messdaten der Verbrennungszelle können [28, 55] entnommen werden.

3.3.3 Auswertung der Schattenaufnahmen

Die Abbildung 3.27 (a) zeigt eine Schattenaufnahme der Dieselpiloteinspritzung an der Verbrennungszelle. Diese Aufnahmen werden zur Untersuchung der Gemischaufbereitung und Entzündung des Dieselpilotkraftstoffes herangezogen. Sie werden zum einen qualitativ in Bezug auf auftretende Vorreaktionen und Zündkeime analysiert. Zum anderen liefern sie quantitative Größen über den Einspritzvorgang, wie die Penetration l_{p} und den Spraykegelwinkel θ, die zur Berechnung weiterer Spraykennwerte genutzt werden.



(a) (b) (c) (d)

Abbildung 3.27: Schattenaufnahme der Dieselpiloteinspritzung (a), Penetrationslänge (b), Kegelwinkel θ (c) und das Spraymodell (d)

Der Winkel θ und die Länge l_p werden mit Hilfe der *Photron Fastcam Viewer* Software ausgewertet, wie es in Abbildung 3.27 (b) und (c) illustriert ist. Hierzu wird l_p im Abstand von jeweils $\Delta t = 0{,}1$ ms ab Einspritzbeginn bis zur vollständigen Verdampfung für alle Einspritzstrahlen ausgewertet. Anschließend wird für jeden Zeitpunkt der arithmetische Mittelwert $\bar{l}_p$ aus den Einzelwerten der Sprays berechnet. Die Abbildung 3.28 zeigt die für den 5-Loch-Injektor gemessenen Penetrationstiefen der Einzelstrahlen und deren Mittelwert.

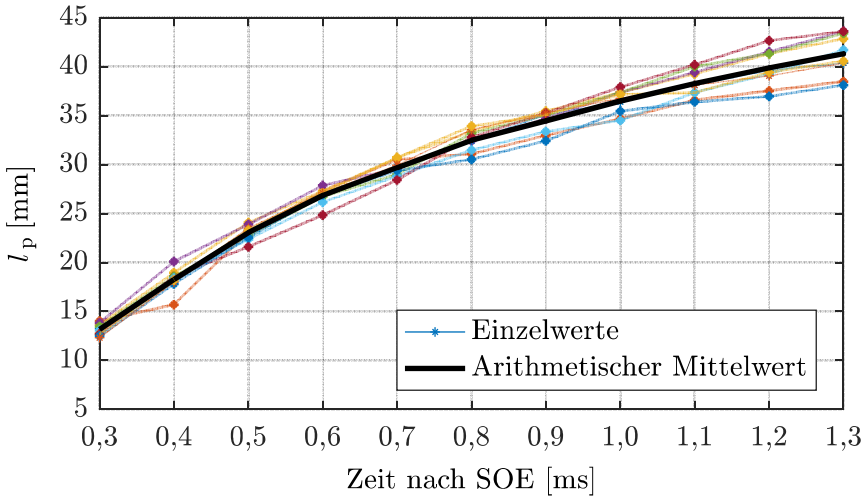


Abbildung 3.28: Eindringtiefe der Dieselpilotsprays

Die Abbildung 3.27 (d) skizziert ein vereinfachtes geometrisches Modell des Sprays, das zur Berechnung des Sprayvolumens V_{Spray} verwendet wird. Es wird anhand der mittleren Dieselpilotenpenetration $\bar{l}_{\text{p}}$ und dem Radius r, der sich aus dem mittleren Kegelwinkel $\bar{\theta}_{\text{Spray}}$ des Sprays ergibt, wie folgt berechnet:

$$V_{\text{Spray}} = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot r^2 \cdot \left(\bar{l}_{\text{p}} - r\right) + \frac{2}{3} \cdot \pi \cdot r^3 \tag{3.13}$$

Die Sprayvolumina werden in dieser Arbeit bei $t = 1{,}0$ ms nach SOE berechnet, da dies der späteste Injektorschließzeitpunkt aller untersuchten Pilotmengen ist. Dies stellt sicher, dass die gesamte Dieselmasse eingespritzt wurde. Das Volumen wird anschließend verwendet, um die mittlere Dieselkraftstoffkonzentration ρ_{Diesel} innerhalb des Sprays unter Berücksichtigung der eingespritzten Masse m_{Diesel} zu berechnen:

$$\rho_{\text{Diesel}} = \frac{m_{\text{Diesel}}}{V_{\text{Spray}}} \tag{3.14}$$

Die Eindringtiefe der Einspritzstrahlen kann mithilfe der Schattenaufnahmen bis zum Zeitpunkt der vollständigen Verdampfung bei $t \approx 1{,}4$ ms verfolgt werden. Typische Zündverzüge bei großen DF-Motoren mit RCCI-Brennverfahren und Miller-Ventilsteuerzeiten liegen bei $\tau_{\text{ZV}} \approx 3 - 10$ ms nach SOE. Um die Bildung von Zündkeimen mit dem aktuellen Ort des Pilotsprays in Beziehung setzen zu können, wird die Penetration der Einspritzstrahlen mithilfe einer mathematischen Funktion extrapoliert. In den Studien [105–107] werden hierfür Wurzelfunktionen verwendet. Der Ansatz nach [105] bildet jedoch die gemessene Penetration in den Brennraum der Verbrennungszelle nicht zufriedenstellen nach, wie in Abbildung 3.29 zu erkennen ist.

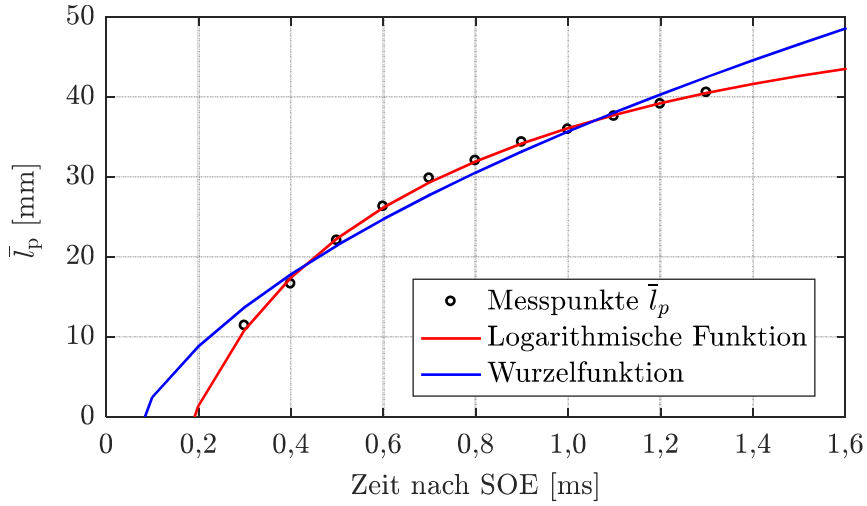


Abbildung 3.29: Annäherung der Eindringtiefe durch eine Logarithmus- und eine Wurzelfunktion

Approximationen auf Basis von Wurzelfunktionen unterscheiden die Penetration vor und nach dem Strahlzerfall und bestehen daher aus zwei oder mehr Submodellen, die separat parametrisiert werden müssen. Diese Modellierung eignet sich gut für numerische Simulationen des Strahlaufbruchs, jedoch nicht für eine auf experimentellen Daten basierende Annäherung der Eindringtiefe. Aus diesem Grund wurde ein anderer Ansatz gewählt, der auf einer Logarithmusfunktion basiert und von Sazhin et al. [108] entwickelt wurde:

$$l_\mathrm{p} = \mathrm{A} \cdot \ln(\mathrm{B} \cdot t) \tag{3.15}$$

Diese Annäherung stimmt sehr gut mit dem gemessenen Penetrationsverlauf überein, wie in Abbildung 3.29 zu entnehmen ist. Außerdem hat sie den Vorteil, dass keine komplexe Differenzierung zwischen den Zeiträumen vor oder nach dem Strahlaufbruch erforderlich ist. Die in dieser Arbeit verwendeten Konstanten A und B der Gleichung (3.15) können in *Anhang A. 2* nachgeschlagen werden.

Die Abbildung 3.30 zeigt Schattenbilder der Dieselpiloteinspritzung in die Verbrennungszelle. Die Funktion der Penetration ist als roter Kreis eingezeichnet und zeigt eine gute Übereinstimmung mit der Eindringtiefe der Pilotstrahlen. Das Schattenbild bei $t = 1{,}4$ ms zeigt den letzten Zeitpunkt vor der vollständigen Verdampfung des Dieselsprays.

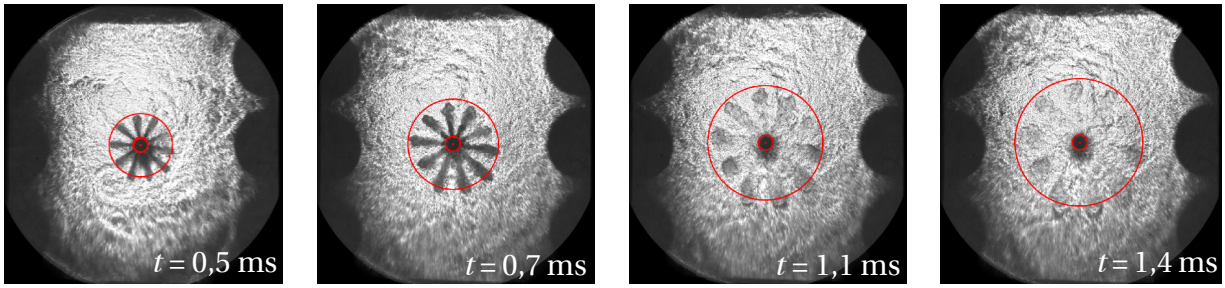


Abbildung 3.30: Approximation und Extrapolation der Penetrationstiefe (Zeit nach SOE)

3.3.4 Auswertung der Direktlichtaufnahmen

Die Direktlichtaufnahmen werden in Bezug auf die optische Zündverzugszeit τ_{ZV}, die relative Anzahl entzündeter Pilotstrahlen n_{EP} und die Zeitspanne $t_{50\%BRE}$, bis die Flamme die Hälfte des Brennraums eingenommen hat, ausgewertet. Die Analyse umfasst nicht nur die Bilder der Referenzzyklen, sondern alle 10 Zyklen, die pro Betriebspunkt untersucht werden. Aus den Einzelwerten der Zyklen werden die Mittelwerte $\bar{\tau}_{ZV}$, $\bar{n}_{EP}$ und $\bar{t}_{50\%BRE}$ berechnet.

Die optische Zündverzugszeit τ_{ZV} ist definiert als die Zeitspanne zwischen dem Bestromungsbeginn des Dieselinjektors (SOE) und der Identifikation eines ersten Zündkeims, wie er in Abbildung 3.31 (links) zu sehen ist. Dieses initiale Flammenleuchten wird in den Direktlichtaufnahmen beim Übergang der kalten zur heißen Flamme sichtbar und zeigt den Beginn der Hauptwärmefreisetzung der Verbrennung an. Details zu den Phasen der Zündung werden in *Abschnitt 4.1* erläutert.

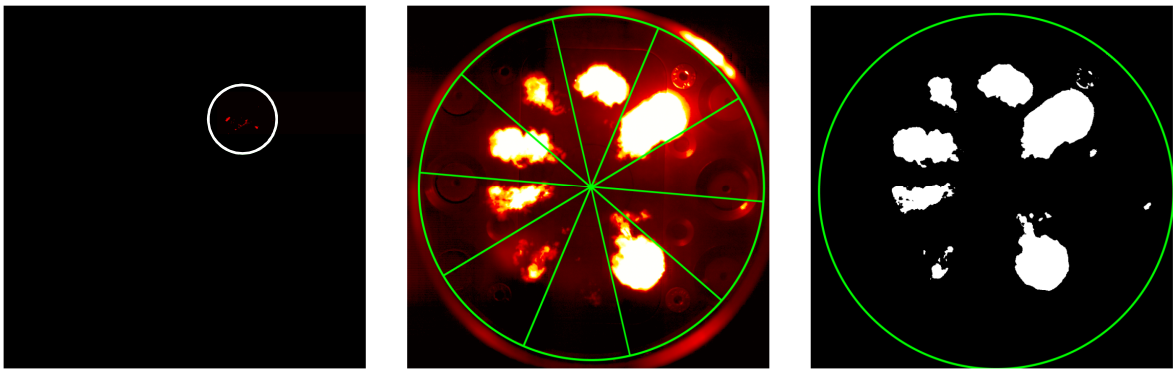


Abbildung 3.31: Initialer Zündkeim (links), Bestimmung der Anzahl entzündeter Pilotstrahlen mit Lochschablone (Mitte) und Binärbild zur Berechnung der *BRE* (rechts)

Die relative Anzahl entzündeter Pilotstrahlen n_{EP} wird fünf Millisekunden nach der Identifizierung des ersten Zündkeims in diesem Zyklus gezählt und auf die Anzahl der Düsenlöcher des Injektors (5 oder 10) normiert. Hierzu wird eine digitale Lochschablone im *Photron Fastcam Viewer* verwendet, die in Abbildung 3.31 (Mitte) illustriert ist. Die Kennzahl n_{EP} dient zur qualitativen Bewertung der Stabilität der Dieselpilotzündung, welche entscheidend ist für die Stabilität des gesamten Brennverfahrens. Die Kennzahl ist jedoch nicht direkt auf einen Hubkolbenmotor übertragbar, da dieser einen Kompressionshub besitzt und folglich einen Druck- und Temperaturanstieg im Brennraum aufweist. Dabei liegen die Spitzentemperaturen im Hubkolbenmotor über der mittleren Temperatur[3] in der periodisch beladbaren Verbrennungszelle. Als Folge zünden im zeitlichen Verlauf in der Regel alle Dieselpilotstrahlen, jedoch mit einem deutlichen zeitlichen Versatz. Dabei zünden zu Beginn nur die Dieselstrahlen auf der thermisch heißeren Seite der Auslassventile und erst später entzünden sich die übrigen Strahlen durch den Druck- und Temperaturanstieg der Kompression und Verbrennung [109].

Zur Erfassung der Flammenausbreitung wird die Brennraumerfassung *BRE* definiert als die Summe der Pixel $n_{Pix,i}$, die eine Flamme zeigen, normiert mit der Gesamtzahl der Pixel $n_{Pix,BK}$ der Brennkammer, wie Gleichung (3.16) zu entnehmen ist:

$$BRE = \frac{\sum n_{\mathrm{Pix},i}}{n_{\mathrm{Pix,BK}}} \tag{3.16}$$

Ein Pixel wird als Flamme gewertet, wenn sein Graustufenwert einen Schwellenwert überschreitet, der für jeden Verbrennungszyklus individuell angepasst wird. Hierzu wird die *Otsu-Methode* nach [110] verwendet, um ein Binärbild zu erstellen, wie es in Abbildung 3.31 (rechts) dargestellt ist. Mithilfe der *BRE* wird $t_{50\%BRE}$ berechnet, die als Zeitdauer zwischen SOE und einer *BRE* = 50 % definiert ist. Der Kennwert $t_{50\%BRE}$ ist vergleichbar mit dem oftmals verwendeten *MFB50*-Wert und liefert eine Aussage über die Lage des Verbrennungsschwerpunkts. Die *BRE* basiert auf der zweidimensionalen Erfassung der Flammenausbreitung anhand der Direktlichtaufnahmen. Demnach folgt die Kennzahl der Flammenausbreitung in radialer Ebene (x- und y-Koordinate) und vernachlässigt Unterschiede in der axialen Ebene (z-Koordinate). Der Brennraum weist eine scheibenförmige Geometrie auf, dessen Durchmesser l_{BK} = 210 mm deutlich größer ist als die Höhe h_{BK} = 34 mm. Deshalb wird davon ausgegangen, dass die Brennraumhöhe bereits kurz nach dem Zünden

[3] Die mittlere Brennraumtemperatur $\bar{T}_{BK}$ wurde aufgrund der fehlenden Kompressionsphase so gewählt, dass die Zündverzugszeit des Dieselpilotkraftstoffes gleich der in einem Hubkolbenmotor ist.

der Dieselpilotstrahlen vollständig erfasst ist und nachfolgend eine näherungsweise zweidimensionale Flammenausbreitung in radialer Richtung stattfindet, wie sie in Abbildung 3.32 skizziert ist. Es ist jedoch anzumerken, dass durch eine Krümmung der vordersten Flammenfront eine geringfügige Überschätzung des *BRE*-Wertes erfolgen kann.

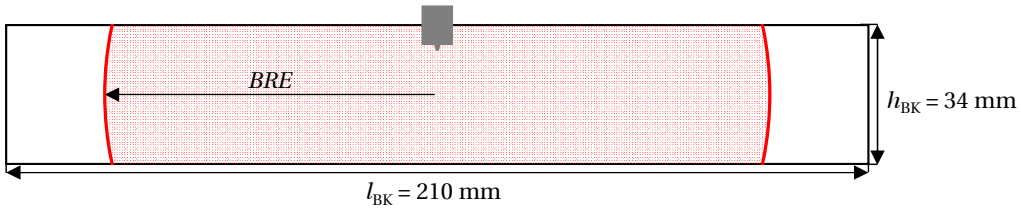


Abbildung 3.32: Abmessungen des Brennraums

Das obere Sichtfenster der Verbrennungszelle bietet einen optischen Zugang zu ca. 86 % des Brennraums. Der äußere Randbereich des Brennraums, der in Abbildung 3.33 rot skizziert ist, wird durch den oberen Stahleinsatz verdeckt, der das Quarzglas einbettet. Aus diesem Grund wird der Maximalwert der *BRE* auf 86 % normiert, auf den sich das Zeitintervall $t_{50\%BRE}$ bezieht.

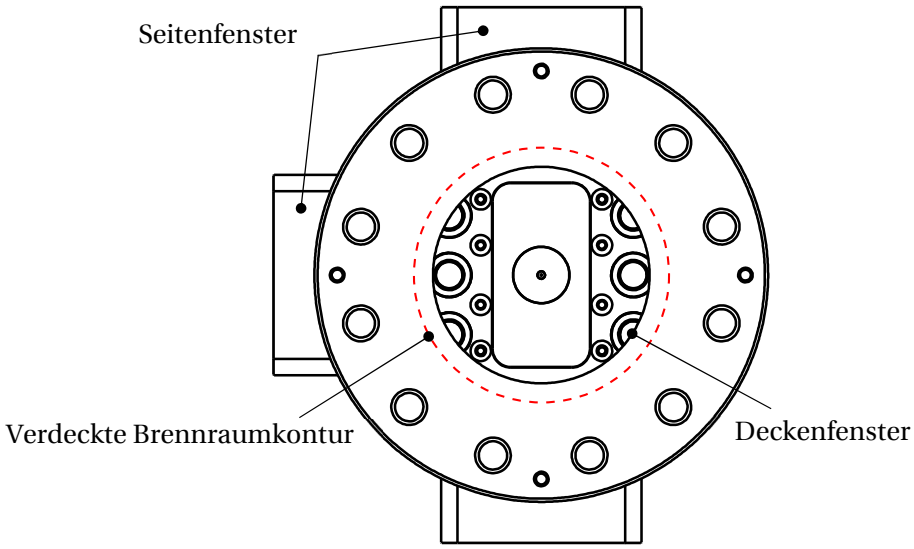


Abbildung 3.33: Schematische Ansicht der Verbrennungszelle von oben mit in rot dargestellten verdeckten Konturen des kompletten Brennraums

Die Rohaufnahmen der Hochgeschwindigkeitskamera liegen als 12-Bit TIFF-Format in Graustufen vor. Um den Kontrast zwischen der Flamme und dem schwarzen Hintergrund zu erhöhen, werden die Bilder in MATLAB mit der Colormap „hot“ eingefärbt.

3.4 Verbrennungsregime und Selbstzündung

Bei den experimentellen Untersuchungen an der Verbrennungszelle traten verschiedene Arten der Zündung und Verbrennung auf. In diesem Abschnitt werden sie charakterisiert und ihre Auswirkung auf die Verbrennung in Diesel-Gasmotoren beschrieben. In den nachfolgenden Abschnitten werden die hier vorgestellten Verbrennungsregime herangezogen, um den Einfluss verschiedener Parameter auf das DF-Brennverfahren zu bewerten.

- **Zündaussetzer:**

  Es erfolgt keine Selbstzündung des eingespritzten Dieselkraftstoffes und als Folge keine Entflammung des Erdgas-Luft-Hintergrundgemisches. Das Kraftstoffgemisch wird unverbrannt im nachfolgenden Ladungswechsel ausgeschoben. Zündaussetzer führen zu sehr hohen HC-Abgasemissionen und einem hohen spezifischen Verbrauch. Sie können durch eine Verbesserung der Zündbedingungen für den Dieselpilotkraftstoff und das Erdgas-Luft-Gemisch vermieden werden. Die Eignung verschiedener Einspritzparameter und Randbedingungen zur Verbesserung der Entzündung und Entflammung wird in den nachfolgenden *Abschnitt 4.3* bis *4.7* ausgiebig untersucht.

- **Regime I – Verschleppte Verbrennung:**

  Der Dieselpilotkraftstoff zündet erst spät nach SOE und meist mit einer niedrigen Anzahl entzündeter Sprays. Die lange Zündverzugszeit und geringe Anzahl von Zündkeimen führt zu einem späten Verbrennungsschwerpunkt, niedrigen Spitzendrücken und einer langen Brenndauer mit teilweise unvollständigem Ausbrand. Im motorischen Betrieb resultiert dies in hohen Wärmeverlusten und HC-Abgasemissionen, sowie einem niedrigen Wirkungsgrad.

- **Regime II – Reguläre Verbrennung:**

  Der Pilotkraftstoff entzündet sich kurz nach seiner vollständigen Verdampfung mit einer ausreichenden Anzahl an Zündstrahlen. Die Verbrennung erfolgt durch die gute Verteilung von Zündkeimen im Brennraum zügig und vollständig. Das Regime II weist eine stabile Zündung und Verbrennung mit geringen Zyklenschwankungen auf.

- **Regime III – Schnelle Verbrennung:**

  Die Zündung des Pilotkraftstoffes erfolgt sehr früh, teilweise noch vor seiner vollständigen Verdampfung, mit einer hohen Anzahl an Zündstrahlen. Die kurze Zündverzugszeit und die hohe Anzahl von Zündkeimen bewirkt eine schnelle und stabile Entzündung der Erdgas-Luft-Hauptcharge und einen zügigen Durchbrand. Dies führt zu hohen Spitzendrücken, einem frühen Verbrennungsschwerpunkt und kurzen Brenndauern. Im motorischen Betrieb erweist sich das Regime III als wirkungsgradoptimal bei niedrigen HC-Emissionen, jedoch verursachen hohe Verbrennungstemperaturen und -drücke vermehrte NO_x-Emissionen.

- **Selbstzündung:**

  Es tritt eine Zündung zwischen EÖ und SOE auf, die nicht durch Selbstzündung des Dieselpilotkraftstoffes verursacht wird. Sie erfolgt unkontrolliert und nicht steuerbar. Die vorzeitige Zündung führt zu hohen Spitzendrücken und mechanischen und thermischen Belastungen. Dies kann die Verbrennungszelle und auch einen Motor beschädigen oder sogar zerstören.

In Abbildung 3.34 sind Druckkurven der Verbrennungsregime I – III, einer Selbstzündung und eines Zündaussetzers exemplarisch dargestellt. Deutlich erkennbar ist der Einfluss der Zündverzugszeit der Dieselpilotzündung auf den Brennbeginn in den Regimen I – III. Zudem zeigt sich der positive Effekt einer höheren Anzahl an entzündeten Pilotstrahlen auf einen schnellen Durchbrand anhand einer kürzeren Brenndauer in den Regimen III und II im Vergleich zu Regime I.

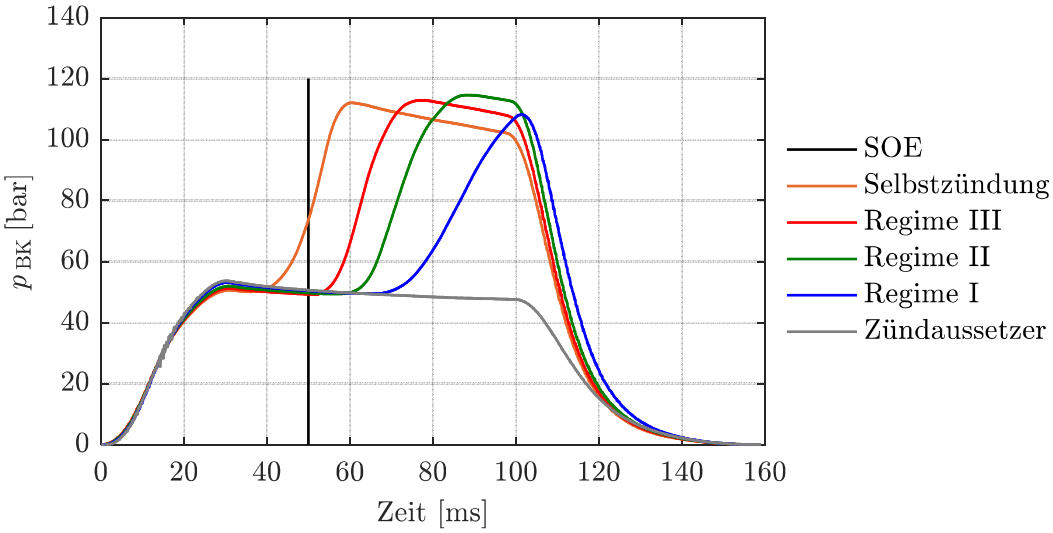


Abbildung 3.34: Druckverläufe der Verbrennungsregime, einer Selbstzündung und eines Zündaussetzers

Die Einteilung der Regime erfolgt bei den Untersuchungen an der Verbrennungszelle gemäß Tabelle 3.2. Als Bewertungskriterium wurde die Zeitspanne $t_{50\%BRE}$ herangezogen, welche die Zeitdauer von SOE bis zur 50-prozentigen Erfassung des Brennraumes durch die Flamme beschreibt (siehe *Abschnitt 3.3.4*). Zwei Gründe sprechen für dieses Bewertungskriterium. Zum einen berücksichtigt es bereits die Zündverzugszeit τ_{ZV} und die Anzahl entzündeter Pilotstrahlen n_{EP}, da sich beide unmittelbar auf $t_{50\%BRE}$ auswirken. Zum anderen ist es vergleichbar mit dem gängigen Bewertungskriterium des Verbrennungsschwerpunktes *MFB50*. Die Abbildung 3.35 zeigt exemplarisch die *BRE*-Verläufe der Verbrennungsregime I – III und ihre Einteilung gemäß Tabelle 3.2.

Regime	$\boldsymbol{t_{50\%BRE}}$ **[ms]**
Regime I – Verschleppte Verbrennung	$t_{50\%BRE} > 18$
Regime II – Reguläre Verbrennung	$12 < t_{50\%BRE} \leq 18$
Regime III – Schnelle Verbrennung	$0 < t_{50\%BRE} \leq 12$

Tabelle 3.2: Einteilung der Verbrennungsregime in Abhängigkeit von $t_{50\%BRE}$

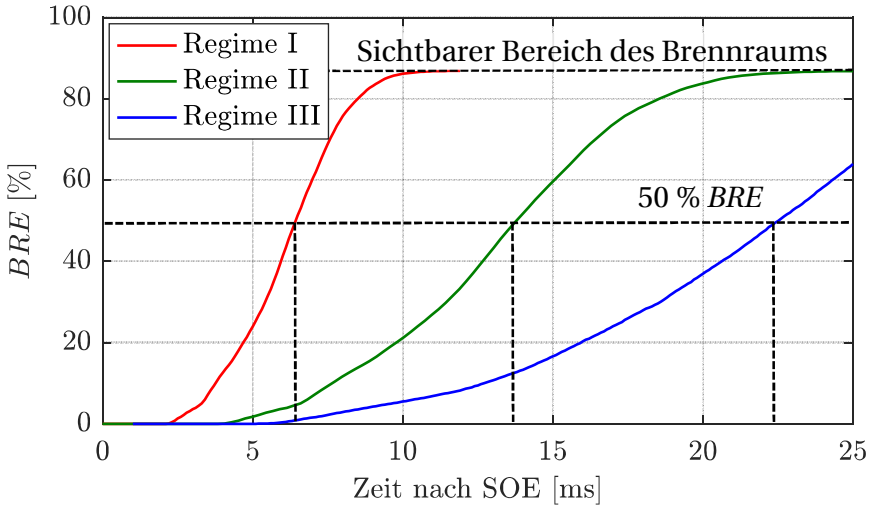


Abbildung 3.35: Einteilung der Verbrennungsregime gemäß $t_{50\%\mathrm{BRE}}$

Verbrennungsanomalien wie Zündaussetzer und Selbstzündung gilt es im motorischen Betrieb unbedingt zu vermeiden. Nachfolgend werden die Arten und Ursachen von Selbstzündungen an der Verbrennungszelle untersucht. Sie können in drei Kategorien eingeteilt werden:

- **Glühpartikelzündung (GPZ)**

  Das Erdgas-Luft-Gemisch wird noch vor SOE durch ein glühendes Partikel im Brennraum entzündet. Die Partikel weisen typischerweise eine Größe kleiner als einen Millimeter auf. Es handelt sich dabei vermutlich um Rußpartikel, Ablösungen der Graphitdichtungen oder Rostteilchen aus der Kugelschüttung der Lufterhitzer.

- **Glühzündung (GZ)**

  Das Erdgas-Luft-Gemisch entzündet sich an einer heißen Oberfläche. In der Verbrennungszelle sind die Auslassventile die thermisch höchstbelasteten Bauteile. Sie heizen sich im Laufe der aufeinanderfolgenden Verbrennungszyklen stetig weiter auf und können in den letzten Zyklen eine Oberflächentemperatur von ca. 650 °C (dunkelrotes Glühen) erreichen. Zur Verringerung des thermischen Wärmeeintrages wurden die Schaft- und Telleroberflächen der Ein- und Auslassventile mit einer Keramikbeschichtung (Coating) versehen. Die Gefahr der Glühzündung in der Verbrennungszelle steigt mit der Intensität der Wärmefreisetzung im Brennraum und der Reaktivität des Gemisches. Aus diesem Grund sind besonders Lastpunkte mit niedrigen Luftzahlen λ_{HG} und hohen Pilotmengen selbstzündgefährdet.

- **Mischrohrbrand (MB)**

  Treten Glühpartikel- oder Glühzündungen während des Einströmvorgangs zwischen EÖ und ES auf, so besteht die Gefahr eines Rückbrandes (RB) in das Mischrohr (MR), in dem das Erdgas hinzugemischt wird. Die MR-Druckkurven zeigen in diesem Fall durch Druckoszillationen, dass auch nach ES eine Flamme im MR bestehen bleibt. In den nachfolgenden Zyklen entzündet sich das Brenngas dann bereits im MR und die Flamme strömt über die Einlassventile in die Verbrennungszelle ein. Um diesen Fall zu vermeiden wurde eine Notabschalteinrichtung in Abhängigkeit der Mischrohrgastemperatur für den Fall eines Mischrohrbrandes angebracht.

Die an der Verbrennungszelle beobachteten Arten der Selbstzündungen können prinzipiell auch in Diesel-Gasmotoren auftreten. Aufgrund bauartbedingter Unterschiede zwischen dem Prüfstand und einem Hubkolbenmotor eignet sich die periodisch beladbare Verbrennungszelle jedoch nur bedingt zur Untersuchung dieser motorischen Verbrennungsanomalien. Zudem ist zu erwähnen, dass eine klopfende Verbrennung aufgrund des fehlenden Kompressionshubes an der Verbrennungszelle in der Praxis nicht auftritt. Dennoch ist es wichtig, die Arten und Ursachen der Selbstzündungen zu kennen, um ihren Einfluss auf die experimentellen Untersuchungen abschätzen zu können und mechanische Beschädigungen des Versuchsstandes zu vermeiden.

Die Abbildung 3.36 zeigt Direktlichtaufnahmen der beschriebenen Arten von Selbstzündungen, die an der Verbrennungszelle auftreten. Alle Zeitangaben in dieser Abbildung beziehen sich auf EÖ, da Selbstzündungen an der Verbrennungszelle in der Regel vor SOE auftreten.

Die Glühpartikelzündung (GPZ) wird durch ein kleines glühendes Partikel verursacht, welches auf den Kameraaufnahmen ab t = 20,0 ms nach EÖ zu erkennen ist. Es bewegt sich durch den Brennraum bis es bei t = 22,0 ms das Erdgas-Lufthintergrundgemisch entzündet. Bei t = 24,9 ms ist zu erkennen, wie sich die Flamme ausgehend vom Zündkeim sphärisch im Brennraum ausbreitet.

Die Glühzündung (GZ) wird durch ein glühendes Auslassventil am unteren linken Bildrand bei ca. t = 13 ms nach EÖ initiiert. Die Flamme breitet sich anschließend rasch im Brennraum aus und erfasst den kompletten Brennraum zum Ende der Aufnahmezeit bei t = 24,9 ms.

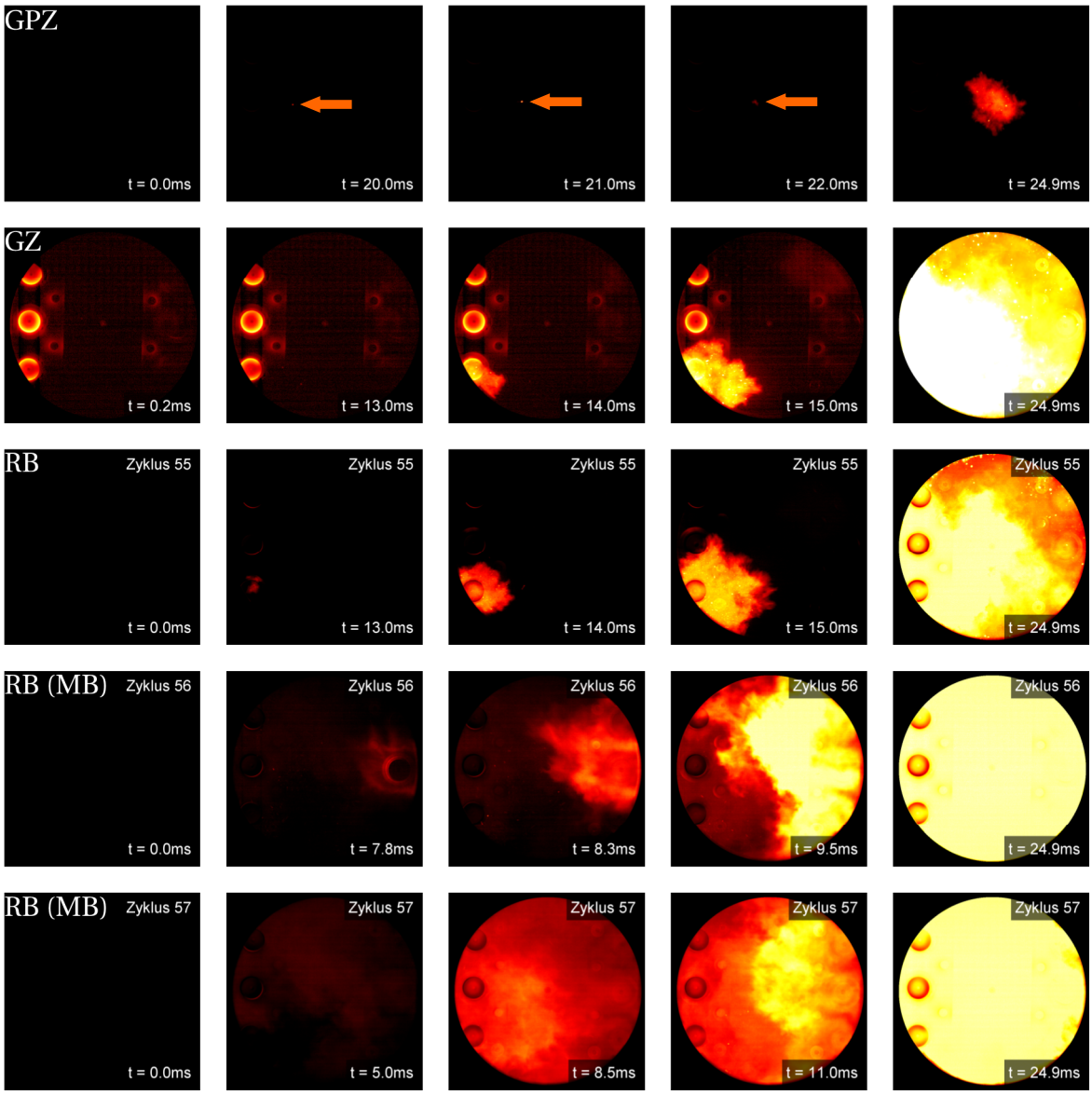


Abbildung 3.36: Arten der Selbstzündungen an der Verbrennungszelle: Glühpartikelzündung (GPZ), Glühzündung (GZ), Rückbrand (RB) ins MR, Mischrohrbrand (MB)

Ein Rückbrand (RB) ist in Zyklus 55 zu sehen. Er wird in diesem Fall von einer Glühzündung am Auslassventil verursacht. Die Flamme erreicht noch vor ES (ca. $t = 35$ ms) die Einlassventile und brennt in das Mischrohr zurück (MB). Dort bleibt sie bestehen und entzündet in den nachfolgenden Zyklen 56 und 57 das Erdgas-Luft-Gemisch schon während des Einströmvorgangs. Die einströmende Flamme erhitzt die Einlassventile beträchtlich, so dass als Folge der thermischen Ausdehnung der Ventilschäfte ein Klemmen der Ventile in ihrer Führung auftreten kann. Um dies zu vermeiden, wird die Versuchsanlage im Fall eines Mischrohrbrandes sofort durch eine automatisierte Sicherheitsfunktion abgeschaltet.

3.5 Parametervariation und Randbedingungen

Es wird ein Basispunkt für die Untersuchungen an der Verbrennungszelle spezifiziert, der die Randbedingungen eines großvolumigen DF-Diesel-Gasmotors mit RCCI-Brennverfahren möglichst realitätsnah simuliert. Die mittlere Brennraumtemperatur $\bar{T}_{BK}$ wurde aufgrund der fehlenden Kompressionsphase so gewählt, dass die Zündverzugszeit des Dieselpilotkraftstoffes gleich der in einem Hubkolbenmotor ist. Für DF-Diesel-Gasmotoren mit RCCI-Brennverfahren liegen die Zündverzüge in der Regel bei ca. 20 – 30 °KW. Dies entspricht bei einer Motordrehzahl von 750 min^{-1} ca. 4,5 – 6,7 ms.

An der Verbrennungszelle stellt sich bei einer Brennraumtemperatur von $\bar{T}_{BK}$ = 680 K eine mittlere Zündverzugszeit $\bar{\tau}_{ZV}$ = 5,0 ms ein. Der Brennraumdruck p_{BK}, die Luftzahl des Erdgas-Luft-Hintergrundgemisches λ_{HG} und der energetische Dieselpilotanteil f_{Diesel} entsprechen typischen Betriebsparametern von DF-Großmotoren mit RCCI-Konzept. Die Pilotmenge V_{Diesel} wird bei konstantem Raildruck p_{Rail} und der Injektorbestromungszeit t_{inj} in den Brennraum eingespritzt. Die Randbedingungen des Basispunktes sind in Tabelle 3.3 aufgelistet. In den nachfolgend aufgeführten Parametervariationen entsprechen alle nicht explizit aufgeführten Parameter und Randbedingungen denen des Basispunktes.

Parameter und Einheit	**Wert**
$\bar{T}_{BK}$ [K]	680
p_{BK} [bar]	50
λ_{HG} [–]	2,0
p_{Rail} [bar]	1000
f_{Diesel} [%]	1,0
V_{Diesel} [mm^3]	10,9
t_{inj} [µs]	288
n_{inj} [–]	10

Tabelle 3.3: Betriebsparameter und Randbedingungen des Basispunktes

Ausgehend vom Basispunkt wird die Brennraumtemperatur variiert, um ihren Einfluss auf die Zündung und Verbrennung in DF-Diesel-Gasmotoren zu untersuchen. Hierzu wird $\bar{T}_{BK}$ in Schritten von 10 K im Bereich von 665 – 685 K verändert. Die obere und untere Temperatur, welche Tabelle 3.4 zeigt, stellen technisch sinnvolle Grenzen in Bezug auf Zündverzüge und Brenndauern dar.

Parameter und Einheit	Wert
$\bar{T}_{BK}$ [K]	665 – 685

Tabelle 3.4: Variation der Brennraumtemperatur

Um den Einfluss des Einspritzdrucks auf die Gemischaufbereitung und die Zündung des Pilotkraftstoffes zu untersuchen, wird der Raildruck p_{Rail} ausgehend vom Basispunkt um 50% erhöht und gesenkt. Die Dieselkraftstoffmasse wird durch Anpassung der Injektorbestromungsdauer t_{inj} konstant gehalten, wie in Tabelle 3.5 aufgeführt ist.

Parameter und Einheit	Wert
p_{Rail} [bar]	500 / 1000 / 1500
t_{inj} [µs]	475 / 288 / 210

Tabelle 3.5: Variation des Raildrucks

Der energetische Dieselpilotanteil wird im Bereich von f_{Diesel} = 0,5 – 8,0 % variiert, um seinen Einfluss auf die Zündung und Verbrennung im RCCI-Brennverfahren zu untersuchen. Die Variation der Dieselkraftstoffmasse wird durch Anpassung der Injektorbestromungszeit t_{inj} durchgeführt, wie Tabelle 3.6 zu entnehmen ist.

Parameter und Einheit	Wert
f_{Diesel} [%]	0,5 / 1,0 / 2,0 / 4,0 / 8,0
t_{inj} [µs]	200 / 288 / 415 / 600 / 1000

Tabelle 3.6: Variation des energetischen Dieselpilotanteils

Die Auswirkung verschiedener Luftzahlen λ_{HG} des Erdgas-Luft-Hintergrund-Gemisches auf die Dieselpilotzündung und die DF-Verbrennung wird durch eine Variation von λ_{HG} bei verschiedenen Pilotanteilen f_{Diesel} erforscht. Die Parameter sind in Tabelle 3.7 aufgelistet.

Parameter und Einheit	Wert
λ_{HG} [–]	1,8 – 2,4
f_{Diesel} [%]	1,0 – 8,0

Tabelle 3.7: Variation der Luftzahl bei verschiedenen energetischen Dieselpilotanteilen

Der Einfluss der Düsenlochzahl n_{inj} des Dieselinjektors auf die Pilotzündung und die anschließende Verbrennung der Primärcharge wurde mithilfe eines 5- und eines 10-Loch-Injektors untersucht. Die Bestromungsdauer t_{inj} wurde angepasst, um die eingespritzte Kraftstoffmasse konstant zu halten. Die Tabelle 3.8 zeigt die Parameter der Düsenlochvariation.

Parameter und Einheit	**Wert**
n_{inj} [–]	5 / 10
t_{inj} [µs]	249 / 288

Tabelle 3.8: Variation der Düsenlochzahl

4 Ergebnisse und Diskussion

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen an der periodisch beladbaren Verbrennungszelle vorgestellt und diskutiert. Zu Beginn werden die Phasen der Gemischaufbereitung des Dieselpilotkraftstoffes erläutert. Danach folgt eine Analyse der Wärmefreisetzung in der Post-Flame-Zone des DF-Brennverfahrens. Im Anschluss werden verschiedene Einspritzparameter und Randbedingungen variiert, um deren Einfluss auf die Entzündung und Verbrennung zu untersuchen. Daraus werden Möglichkeiten abgeleitet, um das Brennverfahren in Diesel-Gasmotoren mit dem Ziel höherer Mitteldrücke und Wirkungsgrade zu optimieren.

Ein Teil der Ergebnisse dieses Kapitels wurden in folgenden Journal-Beiträgen veröffentlicht:

- M. Grochowina, D. Hertel, S. Tartsch, and T. Sattelmayer, "Ignition of Diesel Pilot Fuel in Dual-Fuel Engines," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 141, no. 8, 2019. [111]
- M. Grochowina, M. Schiffner, S. Tartsch, and T. Sattelmayer, "Influence of Injection Parameters and Operating Conditions on Ignition and Combustion in Dual-Fuel Engines," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 140, no. 10, 2018. [112]

4.1 Phasen der Gemischaufbereitung und Zündung

Die Gemischaufbereitung und Zündung des Dieselpilotkraftstoffes in Diesel-Gasmotoren läuft in fünf spezifischen Phasen ab. Sie sind entscheidend für die Entzündung des Pilotkraftstoffes, die zur Entflammung des Erdgas-Luft-Gemisches führt. Diese Phasen werden durch Einspritzparameter und Randbedingungen in DF-Motoren beeinflusst und bieten Möglichkeiten zur Steuerung und Optimierung der Zündung.

- **Phase 1: Penetration der Flüssigphase**

  Zu Beginn der Einspritzung penetriert ein noch vollkommen flüssiger Pilotstrahl in den Brennraum. Die Instabilität der Strahlgrenze und der Impulsaustausch mit dem umgebenden Brennraumgas bewirken den Zerfall des Strahls vor allem in seinen Randbereichen. Die Abbremsung des eindringenden Strahls durch das ruhende Brennraumgas bewirkt die Bildung einer „pilzförmigen“ Geometrie an der Strahlspitze. Durch den kontinuierlichen Zustrom des Dieselöls bleibt ein flüssiger Kern für die Dauer der Öffnungszeit des Injektors bestehen, obwohl die Randbereiche des Sprays verdampfen und in die Gasphase diffundieren.

- **Phase 2: Übergang von der Flüssig- in die Gasphase**

  Nach dem Schließen der Injektordüse beginnt der bis dahin stetig vorhandene Flüssigkern zu verdampfen. Dieser Prozess zeigt sich in den Schattenaufnahmen durch einen abnehmenden Kontrast zwischen dem Spray und dem Hintergrund. Der Schattenwurf des Sprays wird durch die Verdampfung der noch vorhandenen flüssigen Kraftstofftröpfchen stetig geringer.

- **Phase 3: Vollständige Verdampfung**

  Das Dieselöl ist zu diesem Zeitpunkt vollständig verdampft und die Dichte der Sprays hat sich dem umgebenden Brennraumgas angeglichen. Als Folge sind die Pilotstrahlen in den Schattenaufnahmen nicht mehr sichtbar.

- **Phase 4: Vorreaktionen**

  Nach dem Übergang des Pilotkraftstoffes in die Gasphase beginnen lokale Vorreaktionen. Sie setzen geringe Wärmemengen frei, die zu kleinen Dichteänderungen und schwachen Schattenbildungen führen. Diese initiale Wärmefreisetzung wird „kalte Flamme“ [113] genannt und entspricht der ersten Stufe einer zweistufigen teilvorgemischten Dieselzündung, deren Temperaturverlauf T über der Zeit t in Abbildung 4.1 dargestellt ist. Die erste Stufe der zweistufigen Zündung wird in dieser Arbeit als Vorreaktion bezeichnet. Die Wärmefreisetzung der „kalten Flamme“ wird durch die Umsetzung von zuvor gebildeten Peroxiden verursacht [38, 114]. Dabei werden bis zu 15 % der chemisch gebundenen Energie als Wärme freigesetzt [89]. Gleichzeitig entstehen in der Phase zwischen τ_1 und τ_2 Formaldehyd (CH_2O), freie Radikale und Wasserstoffperoxid (H_2O_2) [115]. Die Wärmefreisetzung der „kalten Flamme“ wird dominiert durch eine Niedertemperaturkinetik und weist in der Regel einen negativen Temperaturkoeffizienten (NTC) in Bezug auf die Zündverzugszeit auf. Das bedeutet, dass sich der Zündverzug

während der ersten Stufe der Zündung mit steigender Temperatur erhöht. Dies ist zurückzuführen auf eine Verschiebung der Gleichgewichtslage der Niedertemperaturreaktionen und eine Reduktion der Peroxidproduktion mit steigender Temperatur [47, 116]. Das an der Verbrennungszelle angewandte Schattenverfahren ist in der Lage, die geringe Wärmefreisetzung der ersten Stufe der zweistufigen Dieselpilotzündung zu visualisieren. Abbildung 4.2 zeigt eine Nahaufnahme dieses Bereiches. Die Vorreaktionszonen befinden sich dort innerhalb der blau gestrichelten Linien.

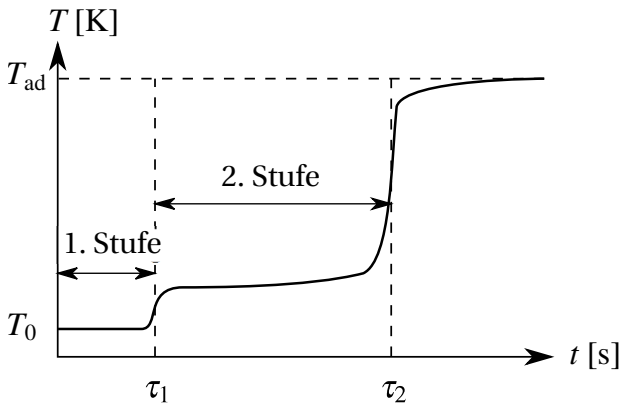


Abbildung 4.1: Zweistufige Zündung einer teilvorgemischten Dieselverbrennung [117]

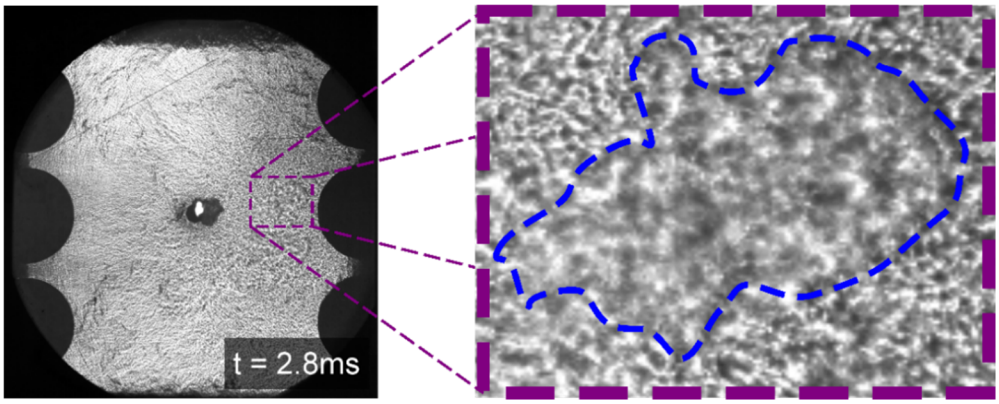


Abbildung 4.2: Vorreaktion visualisiert mittels Schattenverfahren

- **Phase 5: Zündung**

  Die zweite Stufe der Zündung setzt ein, sobald eine kritische Konzentration an lokalem Wasserstoffperoxid (H_2O_2) in den Vorreaktionszonen gebildet wurde und die Temperatur ausreichend hoch ist [47]. In dieser Phase übernimmt die Hochtemperaturkinetik die führende Rolle der stattfindenden

Reaktionsmechanismen und –pfade. Ab einer Temperatur von ca. 1000 K zerfällt das in der „kalten Flamme“ entstandene H_2O_2 und bildet eine große Menge an OH-Radikalen [38, 118]. Diese führen zur Zersetzung des zuvor gebildeten Formaldehyds in der sogenannten „blauen Flamme“, in welcher überwiegend Kohlenstoffmonoxid (CO) entsteht [119]. Im Anschluss erfolgt die Hauptwärmefreisetzung in der „thermischen Explosionsflamme“, in welcher CO zu CO_2 oxidiert [114]. In dieser letzten Reaktionsstufe wird der Großteil der Wärme freigesetzt, wie der Temperaturverlauf in Abbildung 4.1 zeigt. Die „blaue Flamme“ liegt nur für eine sehr kurze Zeitspanne vor und überschneidet sich mit der „thermischen Explosionsflamme“. Aus diesem Grund werden diese beiden Reaktionsphasen in experimentellen Untersuchungen im Allgemeinen [47, 89] und auch in dieser Arbeit zusammengefasst als „2. Stufe“ betrachtet und als „Zündung“ bezeichnet. Die Wärmefreisetzung führt zu einem starken lokalen Temperaturanstieg und zu steilen Dichtegradienten, die in den Schattenaufnahmen als dunkle Bereiche erscheinen. Die initialen Entstehungsorte der zweiten Stufe der Zündung nennt man Zündkeime. Von diesen ausgehend propagiert die Flamme in der Regel zuerst radial entlang der Pilotstrahlenachsen und anschließend in Umfangsrichtung zwischen den Strahlen. Eine hohe Anzahl und gleichmäßige Verteilung von Zündkeimen im Brennraum führt zu einer effektiven Verkürzung der Flammenwege und zu einer schnellen Kraftstoffumsetzung.

Die fünf Phasen der Gemischaufbereitung und Zündung sind in Abbildung 4.3 dargestellt. In Phase 1 ist die Einspritzung des flüssigen Dieselkraftstoffes zu sehen, der einen dunklen Schattenwurf verursacht. In Phase 2 ist zu erkennen, wie die Schattenbildung mit einsetzender Verdampfung des Kraftstoffes abnimmt. In Phase 3 ist er vollständig verdampft und nicht mehr vom Hintergrundgemisch zu unterscheiden. Die Phasen 4 und 5 zeigen Vorreaktionen und Zündkeime, welche zeitgleich auftreten können. Die Zündkeime (2. Stufe der Abbildung 4.1) sind in der vorliegenden Arbeit in orange markiert.

Die Vorreaktionszonen zeigen eine dem Pilotspray ähnliche, konische Form und treten meist großflächig im Strahlspitzenbereich auf. Der Grund hierfür ist eine hohe Dieselkraftstoffkonzentration in dieser Zone, die sich durch eine Einmischungswelle (entrainment wave) beim Schließen der Injektornadel einstellt. Im Zuge der Impulserhaltung wird der zuletzt eingespritzte Kraftstoff von Fluidwirbeln in Richtung Strahlspitze transportiert, wie Dronniou und Musculus [36, 37] in ihren dieselmotorischen Untersuchungen herausfanden. Die gute Gemischaufbereitung und hohe Kraftstoffkonzentration im Strahlspitzenbereich begünstigt die Entstehung von Vorreaktionen in dieser Zone.

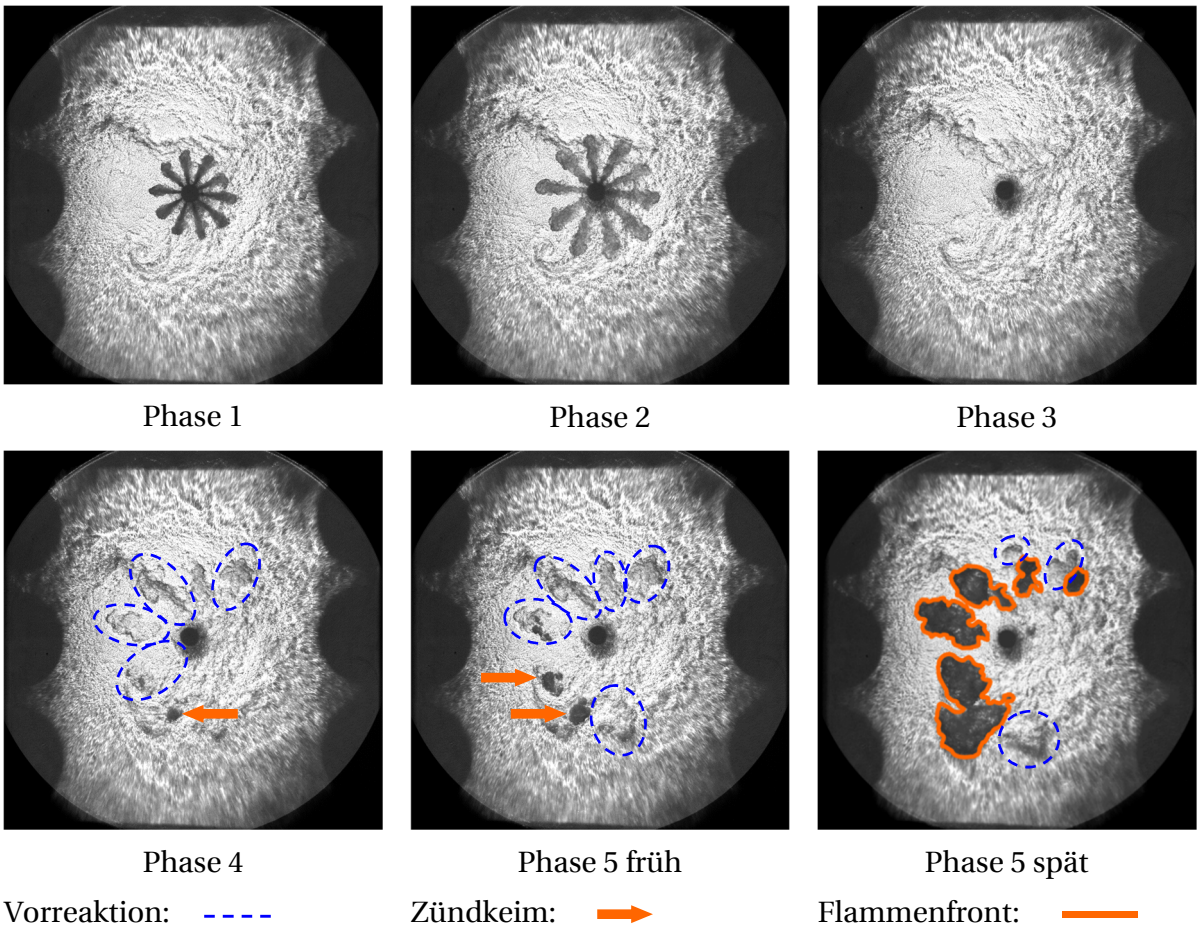


Abbildung 4.3: Phasen der Gemischaufbereitung und Zündung

Die erste Stufe der Entzündung des Pilotkraftstoffes kann von der zweiten Stufe deutlich durch die Ausprägung des Schattenwurfes unterschieden werden. Der geringe Temperaturanstieg durch die Vorreaktionen führt zu hellgrauen Schatten (Phase 4). Die deutlich höheren Temperaturgradienten während der zweiten Stufe der Zündung bewirken dunkelgraue bis schwarze Schatten im Bereich der Zündkeime (Phase 5). Die Entflammung des Erdgas-Luft-Hintergrundgemisches erfolgt durch die Zündkeime der Pilotstrahlen und propagiert entlang der kraftstoffreichen Bereiche der Dieselpilotwolke in Richtung Injektordüse (Phase 5 spät). Im Anschluss breiten sich die Flammen in Umfangsrichtung aus und entzünden die noch unverbrannten Pilotsprays.

4.2 Wärmefreisetzung in der Post-Flame-Zone

Die gute optische Zugänglichkeit der Verbrennungszelle wurde genutzt, um weiterführende Untersuchungen zur Wärmefreisetzung in der Post-Flame-Zone durchzuführen. Es wurden hierzu der normierte Umsetzungsgrad η_u mit der Brennraumerfassung (*BRE*) für den Basispunkt ($\lambda_{HG} = 2{,}00$, $p_{Rail} = 1000$ bar, $\bar{T}_{BK} = 680$ K) in Abbildung 4.4 verglichen. Im Fall einer signifikanten Wärmefreisetzung im Post-Flame-Bereich würde sich eine Differenz zwischen diesen beiden Funktionen zeigen, die näherungsweise mit der Wärmefreisetzung hinter der Flammenfront korreliert. Zu berücksichtigen ist jedoch eine teilweise Verdrängung der unverbrannten Gase nach außen durch die Expansion der Abgase und die geringfügige Überschätzung der *BRE*, welche in *Abschnitt 3.3.4* erläutert wurde.

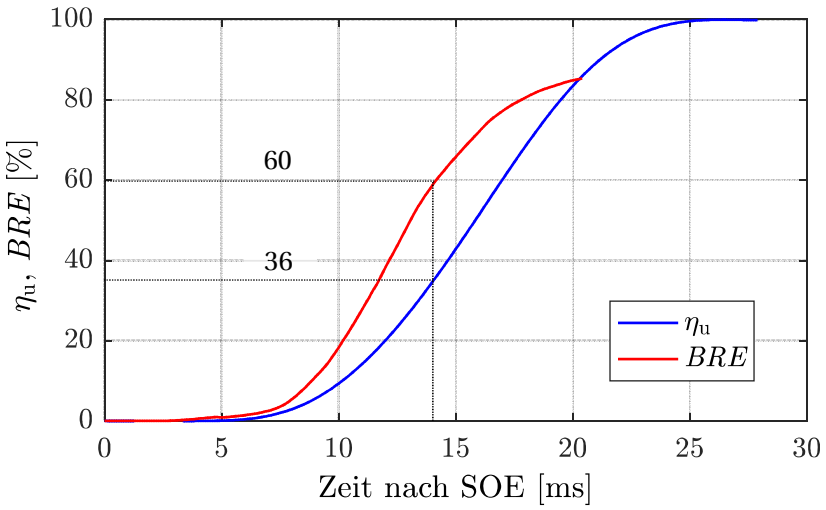


Abbildung 4.4: Vergleich zwischen der Brennraumerfassung (*BRE*) und dem normierten Umsetzungsgrad η_u des Basispunktes

Der Anfangsbereich von $t = 0 - 10{,}0$ ms ist durch die lokale Zündung der Pilotstrahlen geprägt. Zu diesem Zeitpunkt hat die Flamme nicht die gesamte Höhe des Brennraumes erfasst, daher kann noch nicht von einer überwiegend zweidimensionalen Flammenausbreitung ausgegangen werden. Aufgrund der Glashalterung sind ca. 14 % des Brennraums optisch verdeckt und die *BRE* erreicht einen Maximalwert von 86 %. Die asymptotische Annäherung der *BRE* an die Horizontale im Zeitraum von $t = 17{,}5 - 20{,}0$ ms entsteht durch die Verdeckung der Flammenfront durch die Glashalterung und entspricht nicht der tatsächlichen Flammenausbreitung im Brennraum. Daher eignen sich diese beiden Bereiche nicht zur Analyse

der Wärmefreisetzung in der Post-Flame-Zone. Aus diesem Grund wird der mittlere Zeitraum von t = 10,0 – 17,5 ms zur Untersuchung der Post-Flame-Wärmefreisetzung betrachtet.

In diesem Bereich tritt eine Differenz der *BRE* zum Umsetzungsgrad η_u auf. Dies zeigt, dass die Wärmefreisetzung hier langsamer erfolgt als die Flammenausbreitung im Brennraum. Die maximale Differenz zwischen der *BRE* und dem Umsetzungsgrad stellt sich in Abbildung 4.4 bei ca. t = 14 ms ein, wo die Flamme bereits 60 % des Brennraumes erfasst hat, jedoch nur 36 % der Wärme freigesetzt wurden. Die Abbildung 4.5 zeigt die Differenz der *BRE* und dem normierten Umsetzungsgrad im zeitlichen Verlauf, welche als Indikator für die Wärmefreisetzung im Post-Flame-Bereich dient.

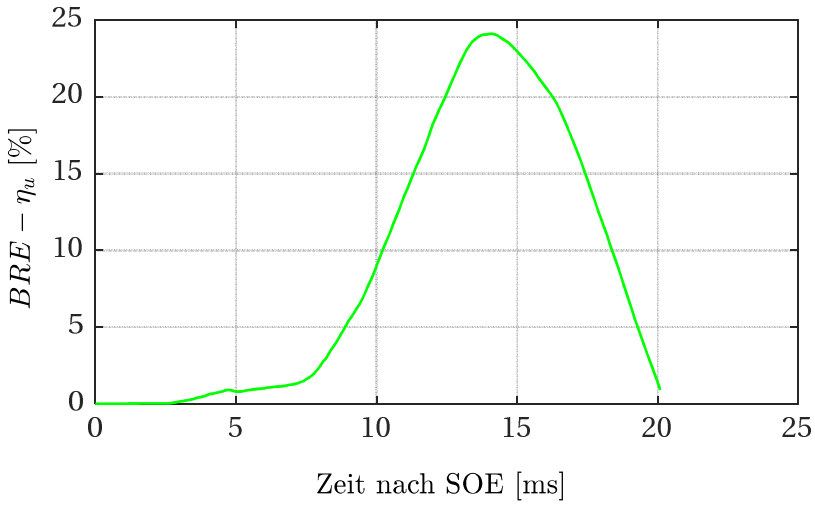


Abbildung 4.5: Differenz zwischen BRE und dem normierten Umsetzungsgrad η_u des Basispunktes

Dem Verlauf ist zu entnehmen, dass der Maximalwert der Differenz von *BRE* - η_u bei 24 % liegt und bei t = 14 ms auftritt. Dies bestätigt, dass die Wärmefreisetzung nicht proportional der sichtbaren Flammenausbreitung folgt und daher ein Teil der Wärmefreisetzung verzögert hinter der Flammenfront stattfindet. Jedoch ist der Anteil der Differenz von *BRE* - η_u mit max. 24 % deutlich geringer als in den Untersuchungen von Unfug et al. [10] mit ca. 50 % berichtet wird. Außerdem zeigt die Betrachtung der Standardbildungsenthalpien der teilnehmenden Reaktanten, dass bei der Oxidation von CO zu CO_2 max. 35 % der gesamten Wärmemenge der CH_4-Verbrennung freigesetzt werden kann.

Zur weiteren Untersuchung der Wärmefreisetzung im Post-Flame-Bereich werden die Schattenaufnahmen herangezogen und in Abbildung 4.6 mit dem Umsetzungsgrad bei verschieden Zeitpunkten verglichen. Die Schattenaufnahmen basieren auf einer Ablenkung des Lichts durch Dichtegradienten im Fluid. In dem betrachteten Fall werden die Dichtegradienten ausschließlich durch Temperaturgradienten in Folge einer Wärmefreisetzung durch die Flamme hervorgerufen. Daher kann davon ausgegangen werden, dass Wärme nur in den Schattenbereichen freigesetzt wird.

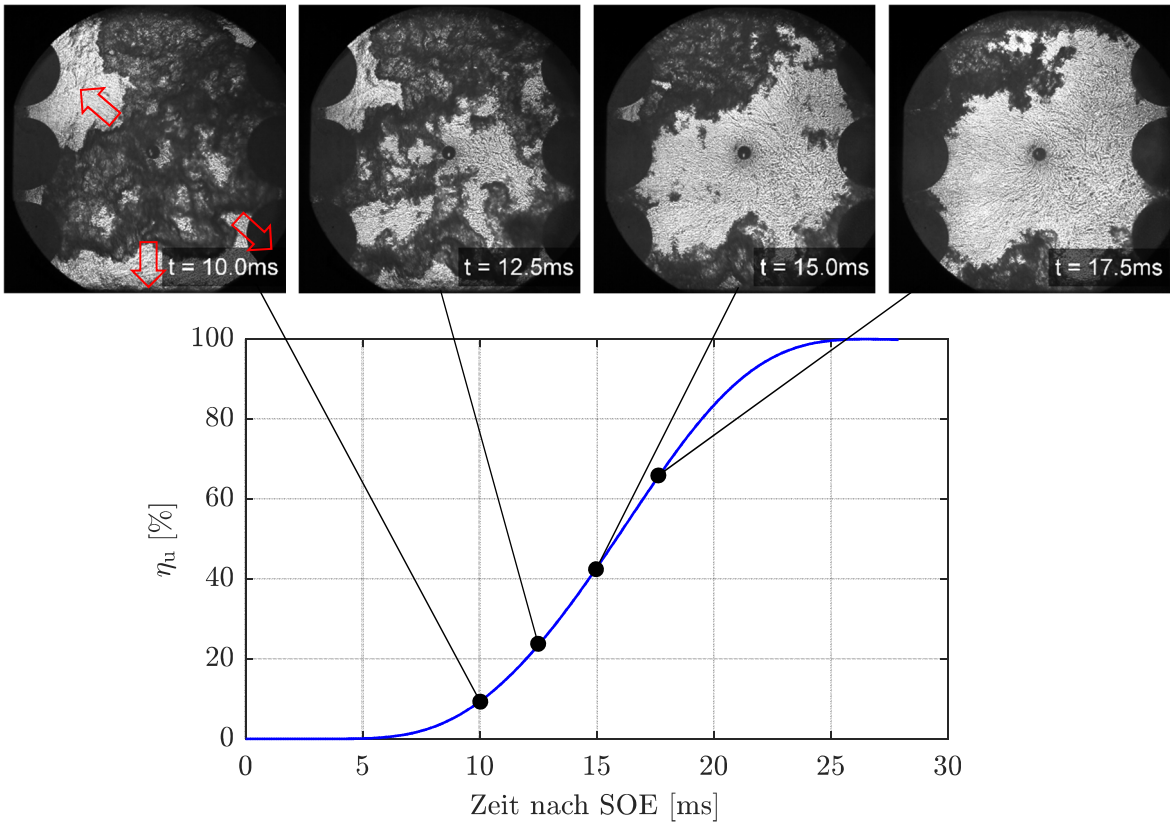


Abbildung 4.6: Vergleich des normierten Umsetzungsgrades η_u mit den dazugehörigen Schattenaufnahmen

Die Bilderfolge von $t = 10{,}0 - 17{,}5$ ms zeigt, wie sich die Flamme radial nach außen in Richtung der Brennraumwände ausbreitet. In den Schattenaufnahmen der Zeitpunkte $t = 15{,}0$ ms und $t = 17{,}5$ ms zeigt sich eindeutig, dass im Zentrum des Brennraums keine signifikante Wärme mehr freigesetzt wird. Es ist außerdem zu erkennen, dass die Flammenfront eine nicht zu vernachlässigende Dicke in radia-

ler Richtung einnimmt. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, dass die Flammenfrontdicke durch ihre Krümmung in der zweidimensionalen Visualisierung des Schattenverfahrens überschätzt werden kann.

Zusammenfassend wird davon ausgegangen, dass die Post-Flame-Wärmefreisetzung in der DF-Verbrennung von mageren Gemischen unter 25 % beträgt und überwiegend im unmittelbaren Bereich hinter der Flammenfront stattfindet. Zudem deutet der Vergleich mit stöchiometrischen ottomotorischen Verbrennungen aus der Literatur darauf hin, dass die Flammenfront mit steigender Luftzahl dicker wird und als Folge auch die Post-Flame-Wärmefreisetzung ansteigt. Die Schattenaufnahmen haben jedoch eindeutig gezeigt, dass keine Wärmefreisetzung mehr weit hinter der Flammenfront erfolgt.

4.3 Variation der Brennraumtemperatur

Im nachfolgendem Abschnitt wird der Einfluss der Brennraumtemperatur auf die Zündung und Verbrennung in DF-Motoren untersucht. Es werden die Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse erläutert und die Schatten- und Direktlichtaufnahmen analysiert. Im Anschluss werden die Erkenntnisse in einem Zwischenfazit zusammengefasst.

4.3.1 Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse

Die Abbildung 4.7 zeigt die Brennraumdruckverläufe p_{BK} des Basispunktes ($\lambda_{\mathrm{HG}} = 2{,}00$, $p_{\mathrm{Rail}} = 1000$ bar, $f_{\mathrm{Diesel}} = 1{,}0$ %) bei verschiedenen mittleren Brennraumtemperaturen von $\bar{T}_{\mathrm{BK}} = 645 - 685$ K. Dieser Temperaturbereich simuliert niedrige Brennraumtemperaturen, wie sie bei sehr frühen oder späten Millersteuerzeiten in Großmotoren auftreten.

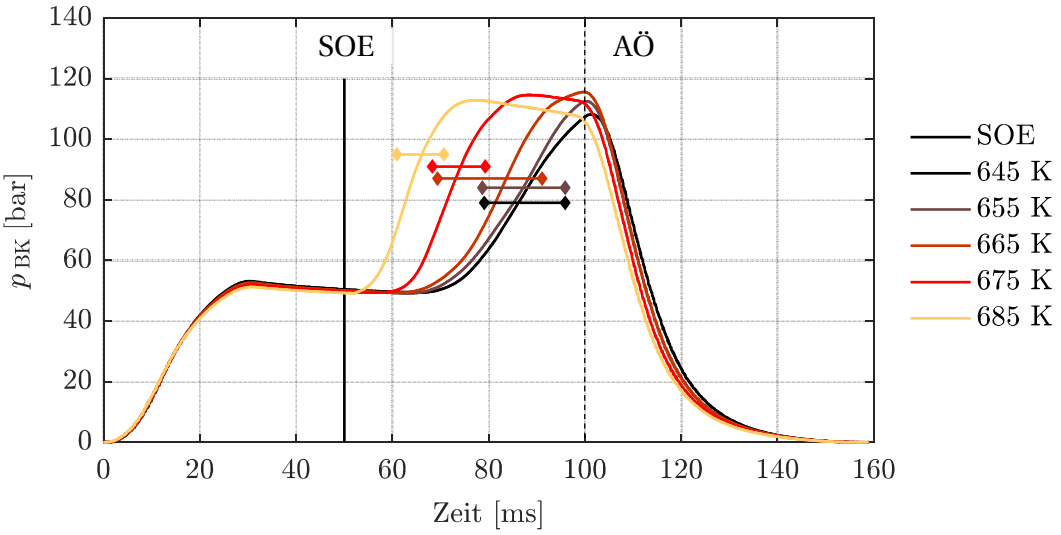


Abbildung 4.7: Brennraumdruckverläufe bei verschiedenen mittleren Brennraumtemperaturen

Die Druckkurven zeigen deutlich, dass die Entzündung der Hauptcharge mit sinkender Brennraumtemperatur verzögert auftritt. Die Entzündung ist am Druckanstieg nach SOE zu erkennen, welcher aufgrund des marginalen energetischen Pilotanteils von 1 % vor allem durch die Verbrennung des homogen Erdgas-Luft-Gemisches verursacht wird. Da die Hauptcharge durch den Dieselpilotstrahl entzündet wird, deutet das späte Einsetzen der Druckanstiege bei abnehmenden Temperaturen auf verlängerte Zündverzugszeiten des Dieselpilotkraftstoffes hin. Die Gradienten der Druckkurven während der Verbrennung liefern Rückschlüsse auf die Güte der Zündung und die Geschwindigkeit der Kraftstoffumsetzung. Es ist zu erkennen, dass die Druckgradienten mit steigenden Brennraumtemperaturen sowohl bei Verbrennungsbeginn als auch während der Verbrennung ansteigen.

Ein weiteres Gütekriterium für die Zündung und die Stabilität der Verbrennung liefern die Schwankungsbreiten der Druckkurven, die für jede Brennraumtemperatur in Abbildung 4.7 eingezeichnet wurden. Sie zeigen den Schwankungsbereich der 10 gemittelten Druckkurven für die jeweilige mittlere Brennraumtemperatur. Diese Schwankungsbreite ist vergleichbar mit der Varianz des Verbrennungsschwerpunkts COV_{MFB50} und liefert ein Maß für die Verbrennungsstabilität und die Höhe der Zyklenschwankungen [47, 120]. Abbildung 4.7 zeigt eine stetige Zunahme der Schwankungsbreite mit fallenden Brennraumtemperaturen im Bereich $\bar{T}_{BK} = 665 - 685$ K. Im darunterliegenden Temperaturbereich von $\bar{T}_{BK} = 645 - 665$ K wird die Schwankungsbreite durch das Öffnen der Auslassventile (AÖ) limitiert und daher nicht bei der Untersuchung berücksichtigt. Die Zunahme der Schwankungsbreite im motorisch relevanten Temperaturbereich von $\bar{T}_{BK} = 665 - 685$ K

zeigt, dass die Entzündung und Verbrennung in DF-Motoren mit sinkender Brennraumtemperatur instabiler wird. Als Folge können sich Leistungseinbußen und erhöhte HC-Abgasemissionen ergeben.

Die Abbildung 4.8 zeigt die Heizraten $\dot{Q}_{\mathrm{H}}$ bei verschiedenen mittleren Brennraumtemperaturen. Es ist zu erkennen, dass die Maximalwerte der Heizraten mit sinkender Temperatur abnehmen. Dieses Phänomen geht mit einer Verlängerung der Wärmefreisetzungsdauer $\Delta t_{\dot{Q}_{\mathrm{H}}}$ einher, in welcher der Kraftstoff umgesetzt wird.

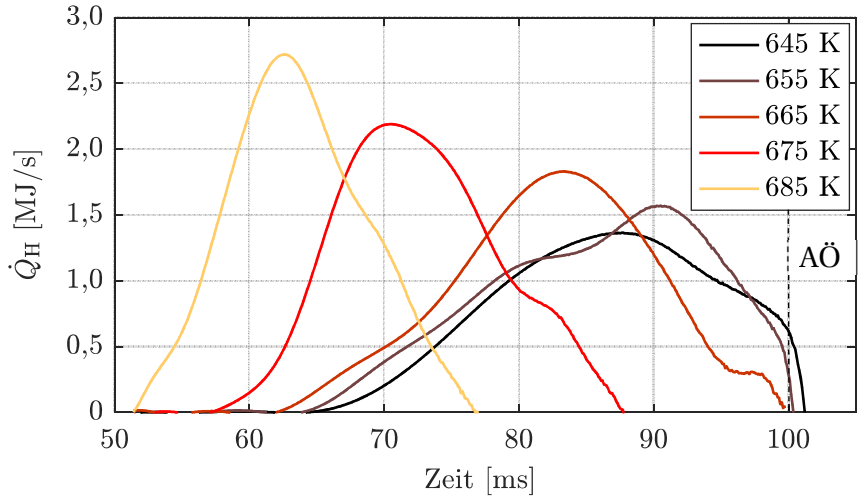


Abbildung 4.8: Heizraten bei verschiedenen mittleren Brennraumtemperaturen

In Tabelle 4.1 sind die zu den Heizraten dazugehörigen Wärmefreisetzungsdauern der verschiedenen Brennraumtemperaturen aufgelistet. Die schnellste Brennstoffumsetzung mit 25 ms erfolgt bei der höchsten Temperatur von $\overline{T}_{\mathrm{BK}} = 685$ K. Bei Absenkung der Brennraumtemperatur verlängert sich die Zeitspanne stetig auf bis zu 38 ms bei $\overline{T}_{\mathrm{BK}} = 665$ K. Im Fall von $\overline{T}_{\mathrm{BK}} = 655$ K und 645 K liegt die Wärmefreisetzungsdauer bei über 38 ms und kann nicht mehr vollständig erfasst werden, da sich die Auslassventile zu diesem Zeitpunkt öffnen (AÖ) und das zum Teil noch unverbrannte Gemisch die Verbrennungszelle verlässt.

$\bar{T}_{BK}$ [K]	685	675	665	655	645
$\Delta t_{\dot{Q}_H}$ [ms]	25	30	38	> 38	> 38

Tabelle 4.1: Wärmefreisetzungsdauern bei verschiedenen mittleren Brennraumtemperaturen

Die Umsetzungsgrade bei verschiedenen mittleren Brennraumtemperaturen sind in Abbildung 4.9 dargestellt. Sie erreichen einen Maximalwert von ca. 72 %, da Wandwärmeverluste nicht berücksichtigt und aufgrund von Spaltvolumina nicht von einer vollständigen Verbrennung ausgegangen werden kann. Weitere Details können dem *Abschnitt 3.3.2* und der Arbeit von Hertel [55] entnommen werden. Die Maximalwerte der Umsetzungsgrade fallen mit sinkender Brennraumtemperatur kontinuierlich von ca. 72 % bei $\bar{T}_{BK}$ = 685 K auf ca. 56 % bei $\bar{T}_{BK}$ = 645 K. Es wird angenommen, dass dies durch vermehrtes Flammenlöschen (quenching) im wandnahen Bereich verursacht wird. Zusätzlich wird die Oxidation von CO zu CO_2 in der Post-Flame-Zone durch die geringeren Brennraumtemperaturen gehemmt. Es ist daher zu erwarten, dass niedrige Brennraumtemperaturen zu einer Absenkung des Wirkungsgrades und vermehrten HC- und CO-Emissionen aufgrund einer unvollständigen und unvollkommenen Verbrennung führen können.

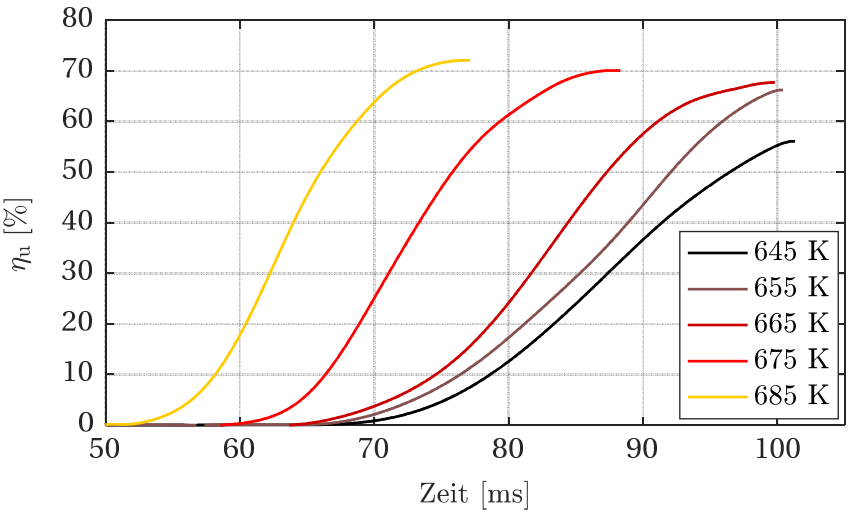


Abbildung 4.9: Umsetzungsgrade bei verschiedenen mittleren Brennraumtemperaturen

4.3.2 Ergebnisse des Schattenverfahrens

Die Schattenaufnahmen werden in dieser Arbeit vor allem zur Untersuchung der Prozesse zwischen Einspritzbeginn und Hauptwärmefreisetzung genutzt. In diesem Zeitbereich findet die Einspritzung, Gemischaufbereitung und Bildung von Vorreaktionen und Zündkeimen statt. Die Untersuchungen mithilfe des Schattenverfahrens wurden in diesem Abschnitt auf den Temperaturbereich von $\bar{T}_{BK} = 665 - 685$ K beschränkt, da dieser Bereich für den motorischen Betrieb am relevantesten ist. Wie in den vorangegangen Untersuchungen der Druckverlaufsanalyse ersichtlich geworden ist, führen Temperaturen unterhalb von $\bar{T}_{BK} = 665$ K zu einer stark verschleppten, unvollständigen und unvollkommenen Verbrennung.

In Abbildung 4.10 sind die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen des Schattenverfahrens für die mittleren Brennraumtemperaturen von $\bar{T}_{BK} = 665 - 685$ K abgebildet. Das erste Bild jeder Serie zeigt das initiale Auftreten von Vorreaktionen, die mit einer blau-gestrichelten Linie markiert wurden. Das zweite Bild jeder Serie zeigt die initiale Bildung eines Zündkeims, welcher mit einem orangen Pfeil gekennzeichnet wurde. Die daraus entstehende Flammenfront wurde mit einer orangenen Linie eingefärbt. Das dritte und vierte Bild jeder Serie zeigt die Verbrennung zwei bzw. vier Millisekunden nach dem Auftreten des ersten Zündkeims. Eine Extrapolation der Eindringtiefe der Dieselpilotsprays wurde als roter Kreis eingezeichnet, um den Erscheinungsort von Vorreaktionen und Zündkeimen mit dem Aufenthaltsort des Dieselpilotsprays zu vergleichen.

Erste Vorreaktionen treten bei der höchsten mittlerer Brennraumtemperatur $\bar{T}_{BK} = 685$ K bereits 1,5 ms nach SOE auf. Im Fall von $\bar{T}_{BK} = 675$ K bzw. 665 K entstehen diese erst deutlich später bei 3,3 bzw. 4,0 ms nach SOE. Dies kann durch die „Theorie des Übergangszustandes“ erklärt werden [121]. Diese besagt, dass eine spezifische Aktivierungsenergie durch Energieaufnahme aus der Umgebung überwunden werden muss, um eine chemische Reaktion in Gang zu setzen [122]. Je höher die Umgebungstemperatur, in diesem Fall die Brennraumtemperatur, desto schneller wird die notwendige Aktivierungsenergie akquiriert.

Im weiteren zeitlichen Verlauf der Zündung wachsen die Vorreaktionszonen in ihrer geometrischen Größe an und es erfolgt eine geringe Wärmefreisetzung durch die Niedertemperaturkinetik der „kalten Flamme“ (1. Stufe der Zündung). Im Anschluss setzt die 2. Stufe der Zündung ein, in der die Hochtemperaturkinetik übernimmt und die Hauptwärmefreisetzung in der „thermischen Explosion“ stattfindet.

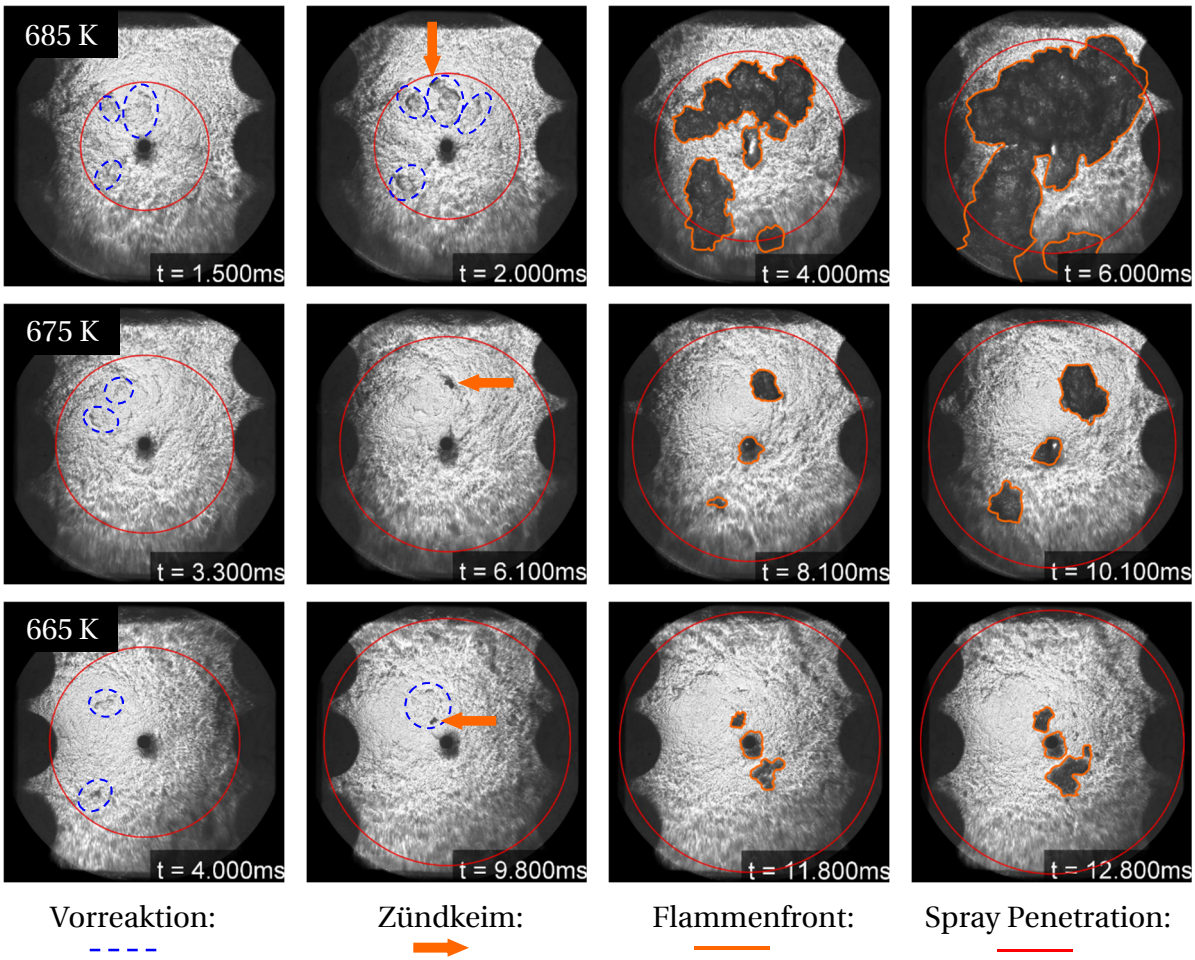


Abbildung 4.10: Schattenaufnahmen bei versch. mittleren Brennraumtemperaturen

Im Fall der höchsten Brennraumtemperatur von $\bar{T}_{BK}$ = 685 K formiert sich der erste Zündkeim bei 2,0 ms aus der oberen mittleren Vorreaktionszone. Im Gegensatz dazu bilden die Vorreaktionen bei der mittleren und niedrigen Temperatur $\bar{T}_{BK}$ = 675 K und 665 K keine Zündkeime und erlöschen (quenching) nach wenigen Millisekunden. Es wird vermutet, dass sich hier mehrere Phänomene überlagern, die zu einem Ausbleiben der Zündung führen. Zum einen sind die niedrigen Brennraumtemperaturen nicht ausreichend, um die notwendige Aktivierungsenergie zur Entzündung bereitzustellen. Zum anderen leidet das Dieselpilotspray aufgrund der langen Zündverzugszeiten unter einer zu starken Verdünnung. Die niedrige lokale Kraftstoffkonzentration führt zu einer niedrigen Radikalbildung und zu einer geringeren Wärmefreisetzung in der „kalten Flamme“. Letzteres ist zu erkennen an den wesentlich helleren Schatten der Vorreaktionszonen bei der niedrigen Temperatur von $\bar{T}_{BK}$ = 665 K bei t = 4,0 ms verglichen mit den dunkleren

Schatten bei $\bar{T}_{BK}$ = 685 K und t = 2,0 ms. Ein Mindestmaß an Radikalen aus dem Peroxidzerfall der „kalten Flamme“ und eine ausreichend hohe Temperatur sind jedoch notwendig, um eine Zündung (2. Stufe) über die Hochtemperaturkinetik zu erlangen [123].

Dies erklärt zudem die Erkenntnisse von [99, 124, 125], dass die Zündverzüge von Dieselkraftstoffen mit sinkender Kraftstoffkonzentration im Einspritzstrahl stetig zunehmen. Die Radikalbildung und die Wärmefreisetzung der Vorreaktionen bei niedrigen Brennraumtemperaturen reicht bei zu starker Abmagerung nicht mehr aus, um die zweite Stufe der Zündung zu erreichen und einen Zündkeim zu bilden. Stattdessen stagniert die Reaktion und erlischt letztlich mit dem Abbruch der Kettenreaktionen.

Dennoch tritt auch bei den niedrigeren Temperaturen $\bar{T}_{BK}$ = 675 K und 665 K eine Zündung auf, jedoch erst wesentlich später bei 6,1 bzw. 9,8 ms. Zu diesen Zeitpunkten ist das Dieselpilotspray bereits vollständig verdampft und derart weit in den Brennraum eingedrungen, dass es zu mager zur Selbstentzündung ist. Es zeigt sich jedoch jeweils ein Zündkeim mit sehr kleiner, punktförmiger geometrischer Form in der Nähe des Dieselpilotinjektors. Diese Art der Zündung wird durch relativ große Dieseltröpfchen verursacht, die während der Schließphase des Injektors mit niedrigem Impuls in den Brennraum initiiert werden. Der Vorgang des Nachtropfens des Dieselinjektors ist im *Anhang A. 3* visualisiert. Durch ihre Größe und niedrige Eintrittsgeschwindigkeit erfolgt die Verdampfung vergleichsweise langsam und es bildet sich eine lokal-fette Grenzschicht an der Tröpfchenoberfläche. Diese entzündet sich und fungiert als Zündkeim für die Erdgas-Luft-Hauptcharge.

Im jeweils dritten Bild der Bildreihen ist eine weitere Art der Zündung im Brennraumzentrum am Injektor zu erkennen, die „Injektorzündung“. Diese wird ähnlich wie die „Tröpfchenzündung“ durch die Schließphase des Injektors verursacht, in der Kraftstoff an der Düsenoberfläche des Injektors verbleibt. Diese Benetzung der Düsenoberfläche, auch „Nozzle Tip Wetting“ genannt, tritt verstärkt bei sehr kleinen Kraftstoffmengen auf, wie sie bei der Dieselpiloteinspritzung der Fall sind. Der Grund hierfür sind geringe Nadelhübe bei kleinen Einspritzmengen, die langsame Nadelschließgeschwindigkeiten nach sich ziehen [34, 126].

Für den motorischen Betrieb sind die Zündverzugszeiten der „Tröpfchenzündung“ und „Injektorzündung“ bedeutend zu lange. Im Fall von $\bar{T}_{BK}$ = 675 K beläuft sich die Zündverzugszeit auf 6,1 ms und bei $\bar{T}_{BK}$ = 665 K sogar auf 9,8 ms. Außerdem ist die Anzahl der Zündkeime und die initiale Flammenfrontoberfläche gering, wie den Bildern bei $\bar{T}_{BK}$ = 675 K und 665 K bei 8,1 bzw. 11,8 ms zu entnehmen ist. Daraus ergibt sich eine wesentlich langsamere Flammenpropagation im Vergleich zur

Zündung bei der hohen Brennraumtemperatur von $\bar{T}_{BK}$ = 685 K, wie im jeweils letzten Bild der Bildreihen deutlich zu erkennen ist. Dies hat lange Brenndauern, hohe Zyklenschwankungen und niedrige thermische Wirkungsgrade zur Folge.

4.3.3 Ergebnisse der Direktlichtaufnahmen

Die Direktlichtaufnahmen in Abbildung 4.11 dienen zur Untersuchung der Zündung und Verbrennung im Zeitraum von der Entstehung eines initialen Zündkeims bis zur vollständigen Erfassung des Brennraums durch die Flamme. Sie eignen sich zur Analyse für diesen Zeitbereich besser als die Schattenaufnahmen, da sie einen höheren Kontrast zwischen verbrannten und unverbrannten Bereichen aufweisen und kein optisches Bildrauschen durch Turbulenz mit sich bringen. Daher können sie im Gegensatz zu den Schattenaufnahmen mithilfe automatisierter mathematischer Routinen in *MATLAB* ausgewertet werden. Die Direktlichtaufnahmen werden in dieser Arbeit bei diskreten Zeitpunkten im Bereich von t = 5,0 – 25,0 ms mit einer Zeitschrittweite von 5,0 ms gezeigt. Auf diese Weise lässt sich der Verbrennungsfortschritt und die Ausbrandgeschwindigkeit gut beurteilen.

Die Aufnahmen offenbaren einen klaren Zusammenhang zwischen der Zündverzugszeit τ_{ZV} und der mittleren Brennraumtemperatur $\bar{T}_{BK}$: die Zündverzugszeit sinkt mit steigender Brennraumtemperatur. Dabei ist die Zündverzugszeit in dieser Arbeit, als die Zeitspanne zwischen Bestromungsbeginn des Injektors (SOE) und der ersten Detektion eines Zündkeimes in den Direktlichtaufnahmen definiert. Tabelle 4.2 beinhaltet die Zündverzugszeiten der in Abbildung 4.11 gezeigten Referenzzyklen der Brennraumtemperaturvariation. Sie steigen kontinuierlich an von τ_{ZV} = 2,8 ms bei der höchsten Temperatur von $\bar{T}_{BK}$ = 685 K auf τ_{ZV} = 13,0 ms bei der tiefsten Temperatur von $\bar{T}_{BK}$ = 645 K.

Zudem zeigen die Direktlichtaufnahmen in Abbildung 4.11 einen deutlichen Einfluss der Brennraumtemperatur auf die Art der Zündung. Bei niedrigen Temperaturen von $\bar{T}_{BK}$ = 645 – 665 K tritt die Zündung in Form eines einzelnen Zündkeims in der Nähe des Injektors oder direkt an der Injektordüse auf. Aus den Untersuchungen des Schattenverfahrens in *Abschnitt 4.3.2* ist diese Art der Zündung bereits als „Tröpfchenzündung“ und „Injektorzündung“ bekannt.

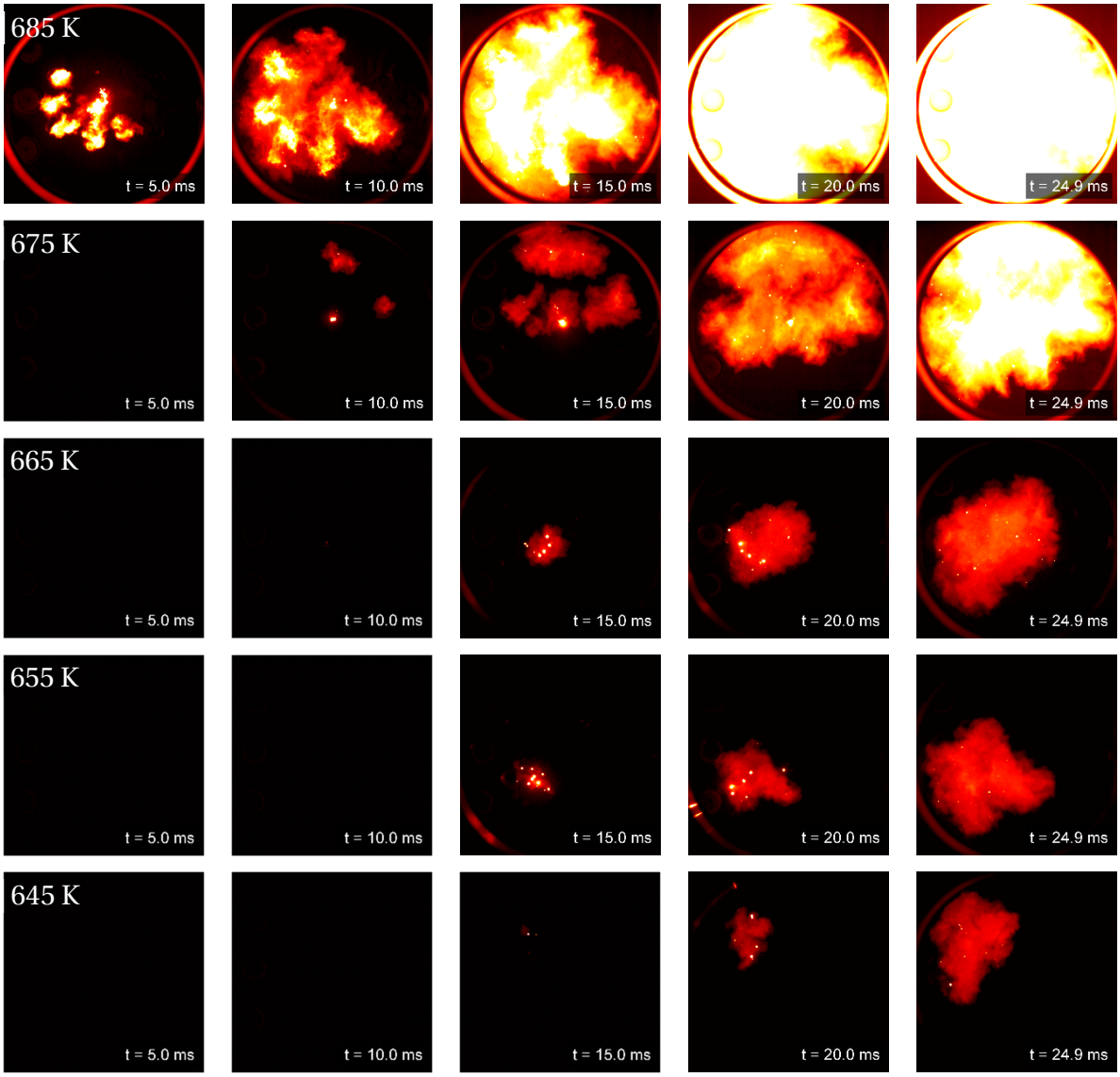


Abbildung 4.11: Direktlichtaufnahmen bei versch. mittleren Brennraumtemperaturen

$\bar{T}_{BK}$ [K]	685	675	665	655	645
τ_{ZV} [ms]	2,8	5,3	10,0	11,2	13,0

Tabelle 4.2: Zündverzugszeiten der Referenzzyklen bei versch. Brennraumtemperaturen

Aufgrund der geringen Anzahl von Zündkeimen, der kleinen initialen Flammenoberfläche und der reduzierten Reaktivität des Gemisches bei geringeren Temperaturen propagiert die Flamme bei dieser Art der Zündung sehr langsam im Brennraum. Dies ist im Zeitbereich von t = 15,0 – 25,0 ms in Abbildung 4.11 deutlich zu erkennen. Im Fall der höheren Brennraumtemperatur von $\bar{T}_{BK}$ = 675 K entstehen

zeitgleich drei Zündkeime, die im Bild bei t = 10,0 ms zu sehen sind. Zwei Zündkeime treten innerhalb des Dieselpilotsprays auf und einer an der Oberfläche des Injektors.

Als Folge der räumlichen Verteilung und der höheren Anzahl von Zündkeimen schreitet die Flammenausbreitung im zeitlichen Verlauf von t = 15,0 – 25,0 ms bei $\bar{T}_{BK}$ = 675 K deutlich schneller voran als bei den niedrigeren Brennraumtemperaturen. Bei der höchsten untersuchten Brennraumtemperatur $\bar{T}_{BK}$ = 685 K entzünden sich bereits nach kurzer Zündverzugszeit mehrere Pilotstrahlen, wie im ersten Bild bei t = 5,0 ms zu sehen ist. An der geometrischen Form und Position der Zündkeime ist zu erkennen, dass die Zündung im Kopfbereich der Sprays stattfindet. Der Grund hierfür ist eine hohe lokale Dieselkraftstoffkonzentration zu diesem Zeitpunkt in dieser Zone, die sich durch eine Einmischungswelle (entrainment wave) beim Schließen der Injektornadel einstellt. Im Zuge der Impulserhaltung wird der zuletzt eingespritzte Kraftstoff von Fluidwirbeln in Richtung Strahlspitze transportiert, wie Dronniou und Musculus [36, 37] in ihren dieselmotorischen Untersuchungen herausfanden.

Zudem zeigt die Aufnahme bei t = 5,0 ms nicht nur den frühesten Brennbeginn, sondern auch die höchste Anzahl an entzündeten Pilotstrahlen. Die hohe Anzahl von Zündkeimen in Kombination mit einer guten räumlichen Verteilung im Brennraum sorgt für eine schnelle Flammenpropagation und einen zügigen Durchbrand, wie den Bildern des Zeitbereichs t = 10,0 – 25,0 ms entnommen werden kann.

Zur weiteren Analyse der Zündung und Verbrennung werden die Direktlichtaufnahmen der 10 untersuchten Verbrennungszyklen der jeweiligen Brennraumtemperatur analysiert und ausgewertet. Details zu den untersuchten und gemittelten Zyklen können in *Abschnitt 3.3* nachgeschlagen werden. Die Mittelwerte der Zündverzugszeit $\bar{\tau}_{ZV}$, der Zeitspanne bis zur 50-prozentigen Erfassung des Brennraumes durch die Flamme $\bar{t}_{50\%BRE}$ und der prozentuale Anteil entzündeter Pilotstrahlen $\bar{n}_{EP}$ ist in Abbildung 4.12 dargestellt. In dieser statistischen Auswertung bestätigt sich die Annahme, dass die Zündverzugszeit mit steigender Brennraumtemperatur stetig abnimmt.

Des Weiteren zeigt sich, dass selbst bei der höchsten untersuchten Brennraumtemperatur von $\bar{T}_{BK}$ = 685 K im Mittel nur ca. 50 % der Dieselpilotstrahlen zünden. Dies ist erstaunlich, denn bei dieser Brennraumtemperatur liegt die mittlere Zündverzugszeit mit $\bar{\tau}_{ZV}$ = 3,2 ms bereits unter üblichen Zündverzugszeiten von RCCI-Brennverfahren. Diese liegen in der Regel bei ca. 20 – 30 °KW, das bei einer Motordrehzahl von 750 min^{-1} einer Zeitspanne von ca. 4,5 – 6,7 ms entspricht. Aufgrund

der kürzeren Zündverzugszeit kann davon ausgegangen werden, dass die vorliegenden Randbedingungen im Mittel bereits zündfreundlicher als in RCCI-Motoren sind. Folglich ist anzunehmen, dass die Stabilität der Dieselpilotzündung auch im motorischen Betrieb durch niedrige Brennraumtemperaturen beeinträchtigt wird. Dies zeigte sich auch in den optischen Untersuchungen von Weber [109] an einem DF-Forschungsmotor. Hier zündete nur ein Teil der Pilotstrahlen zu Beginn, während sich die verbleibenden Pilotstrahlen erst im weiteren zeitlichen Verlauf durch die Temperaturerhöhung der Kompression und Verbrennung entzündeten. Hieraus ergibt sich ein Optimierungspotential für das DF-Brennverfahren, das in den nachfolgenden Abschnitten dieser Arbeit noch weiter untersucht und erläutert wird.

Der Grund dafür, dass einige der Sprays nicht entzünden, liegt an der Kombination aus einer nicht ausreichend hohen Brennraumtemperatur und einer starken lokalen Verdünnung des Dieselkraftstoffes. Zusätzlich werden die Prozesse der Selbstzündung von zyklischen Schwankungen überlagert. Dabei wird die Gemischaufbereitung und damit die physikalische Zündverzugszeit durch zyklische Schwankungen in der Kraftstoffeinspritzung und der lokalen Turbulenz beeinflusst. Verstärkt werden die zyklischen Schwankungen durch lokale Temperaturunterschiede im Brennraum bedingt durch unterschiedliche Brennraumwandtemperaturen (z.B. heiße Auslassventile). Diese lokalen Temperaturunterschiede haben einen starken Einfluss auf den chemischen Anteil des Zündverzuges. [89]

Die Injektionsdauer ist mit ca. 400 µs sehr kurz und die Einspritzmenge mit ca. 10,9 mm^3 sehr gering. Als Folge wird der verdampfte Dieselkraftstoff durch die turbulente Lufteinmischung (air entrainment) des umgebenden Erdgas-Luft-Gemisches stark verdünnt, bevor die Zündverzugszeit verstrichen ist. Im Fall einer zu starken Abmagerung des Pilotkraftstoffes unterhalb seiner Zündgrenze unterbleibt die Zündung einzelner Sprays.

Bei sehr niedrigen Brennraumtemperaturen von $\bar{T}_{\mathrm{BK}} = 645 - 665\,\mathrm{K}$ findet in den meisten Zyklen keine Zündung der Pilotstrahlen statt. Bei diesen Temperaturen liegt die statistische Anzahl entzündeter Sprays bei nur ca. 2 – 5 %, wie Abbildung 4.12 zu entnehmen ist. Dennoch gab es in diesen Betriebspunkten keine Zündaussetzer. Der Grund liegt in dem stetigen Auftreten einer „Tröpfchenzündung“ in direkter Nähe des Injektors oder einer „Injektorzündung“ an der Oberfläche der Düse. Jedoch weisen diese beiden Arten der Zündung sehr lange Zündverzugszeiten auf, wie aus den $\bar{\tau}_{\mathrm{ZV}}$ Werten in Abbildung 4.12 ersichtlich wird. In Kombination mit der niedrigen Anzahl an Zündkeimen im Brennraum und der abnehmenden Reaktivität der Reaktanten bei niedrigen Temperaturen ergeben sich hieraus sehr lange Brenndauern $\bar{t}_{50\%\mathrm{BRE}}$.

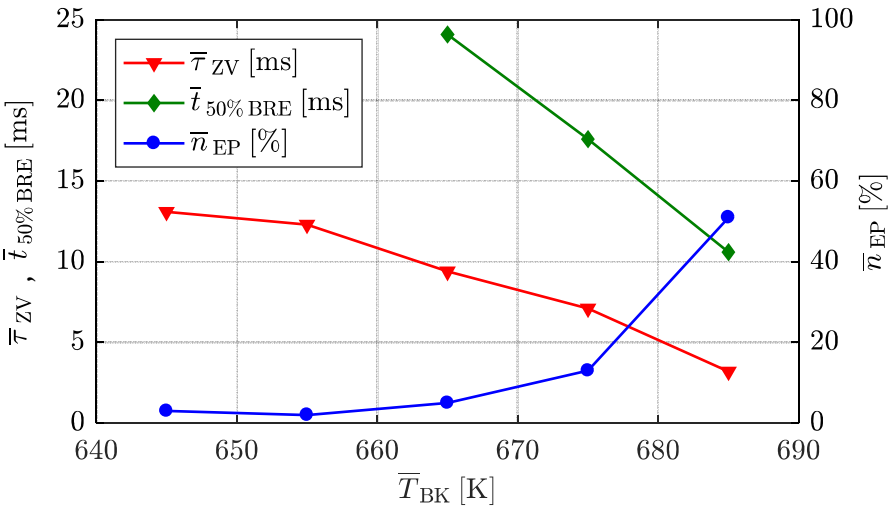


Abbildung 4.12: Mittlere Zündverzugszeiten, Brenndauern und prozentuale Anteile entzündeter Pilotstrahlen bei verschiedenen mittleren Brennraumtemperaturen

Bei den beiden niedrigsten Brennraumtemperaturen $\overline{T}_{BK}$ = 645 K und 655 K konnte $\overline{t}_{50\%BRE}$ nicht mehr detektiert werden, da die Flammen 50 % des Brennraumes nicht innerhalb der Aufnahmezeit der Hochgeschwindigkeitskamera von 25 ms erfasst haben. Im Bereich der mittleren bis hohen Brennraumtemperaturen $\overline{T}_{BK}$ = 665 – 685 K nimmt die Brenndauer $\overline{t}_{50\%BRE}$ linear ab. Dies resultiert aus der stetig sinkenden Zündverzugszeit in Verbindung mit der exponentiell ansteigenden Anzahl an Zündstrahlen mit zunehmender Temperatur. Eine höhere Anzahl an Zündkeimen mit gleichmäßiger räumlicher Verteilung im Brennraum erhöht nicht nur die initiale Flammenfrontoberfläche, sondern verkürzt auch die effektiven Flammenwege bis zur vollständigen Erfassung der Brennraums. Beides trägt zur Beschleunigung des Kraftstoffumsatzes bei, verkürzt die Brenndauern und erhöht damit die Effizienz des DF-Brennverfahrens.

Zum Schluss werden die untersuchten Betriebspunkte bei unterschiedlichen mittleren Brennraumtemperaturen in Bezug auf die Güte der Zündung und Verbrennung gemäß Tabelle 3.2 kategorisiert werden. Unter Betrachtung der Brenndauer $\overline{t}_{50\%BRE}$ liegt nur bei der höchsten Temperatur $\overline{T}_{BK}$ = 685 K mit $\overline{t}_{50\%BRE}$ = 10,6 ms das präferierte Verbrennungsregime III (schnelle Verbrennung) vor. Bei $\overline{T}_{BK}$ = 675 K liegt mit einer Brenndauer von $\overline{t}_{50\%BRE}$ = 17,6 ms das Regime II (reguläre Verbrennung) an der Grenze zur verschleppten Verbrennung des Regimes I vor. Im unteren und mittleren Temperaturbereich von $\overline{T}_{BK}$ = 645 – 665 K zeigt sich stetig das Regime I (verschleppte Verbrennung), da die Brenndauern $\overline{t}_{50\%BRE}$ stets über 18 ms liegen und mit abnehmender Temperatur noch weiter ansteigen.

4.3.4 Zwischenfazit

Die mittlere Brennraumtemperatur erwies sich als bedeutender Einflussparameter für die Entzündung und Verbrennung in DF-Motoren. Die Druckkurven zeigten eine frühere Entzündung der Hauptcharge und einen schnelleren Durchbrand mit steigenden Brennraumtemperaturen. Diese Beobachtung wird durch die in der Druckverlaufsanalyse berechneten Heizraten bestätigt. Hier war nicht nur ein früheres Einsetzen der Wärmefreisetzung mit steigender Temperatur zu beobachten, sondern auch höhere maximale Wärmefreisetzungsraten und kürzere Brenndauern. Diese sind hinsichtlich einer Erhöhung der Mitteldrücke und Wirkungsgrade erstrebenswert. Des Weiteren zeigte die Druckverlaufsanalyse stetig sinkende Umsetzungsgrade mit abnehmender Brennraumtemperatur. Dies weist auf eine zunehmend unvollständige Verbrennung hin, die vermehrte CO- und HC-Emissionen zur Folge hat. Die Schattenaufnahmen offenbarten, dass die längeren Zündverzugszeiten der Dieselpilotzündung bei abnehmenden Temperaturen zu höheren Penetrationstiefen und damit zu einer stärkeren Verdünnung der Sprays durch turbulente Einmischung führt. Die Selbstzündung des Dieselkraftstoffes verschlechtert sich durch die abnehmende Kraftstoffkonzentration innerhalb der Sprays und der Übergang von Vorreaktionen zu Zündkeimen unterbleibt teilweise. Die Direktlichtaufnahmen zeigten, dass daraus eine geringere mittlere Anzahl an entzündeten Pilotstrahlen und eine schlechtere räumliche Verteilung der Zündkeime im Brennraum resultiert. Dies führt zu längeren Brenndauern und einer niedrigeren Verbrennungsstabilität.

4.4 Variation des Einspritzdrucks

Im folgenden Abschnitt wird der Einfluss des Einspritzdrucks auf die Entzündung und Verbrennung in DF-Motoren untersucht und diskutiert. Hierzu werden die indizierten Druckmessungen herangezogen und mithilfe einer Druckverlaufsanalyse ausgewertet. Des Weiteren werden die Schatten- und Direktlichtaufnahmen analysiert und diskutiert. Abschließend werden die gewonnenen Erkenntnisse in einem Zwischenfazit zusammengefasst.

4.4.1 Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse

Ausgehend vom Basispunkt ($\lambda_{HG} = 2{,}00$, $p_{Rail} = 1000$ bar, $\bar{T}_{BK} = 680$ K, $f_{Diesel} = 1{,}0$ %) wurde der Raildruck im Bereich von $p_{Rail} = 500 - 1500$ bar variiert. Dieser Druckbereich entspricht üblichen Einspritzdrücken von DF–Motoren und ist mit gängigen konventionellen Piloteinspritzsystemen realisierbar. In Abbildung 4.13 sind die Brennkammerdruckkurven und ihre Schwankungsbreiten der Referenzzyklen bei verschiedenen Einspritzdrücken dargestellt.

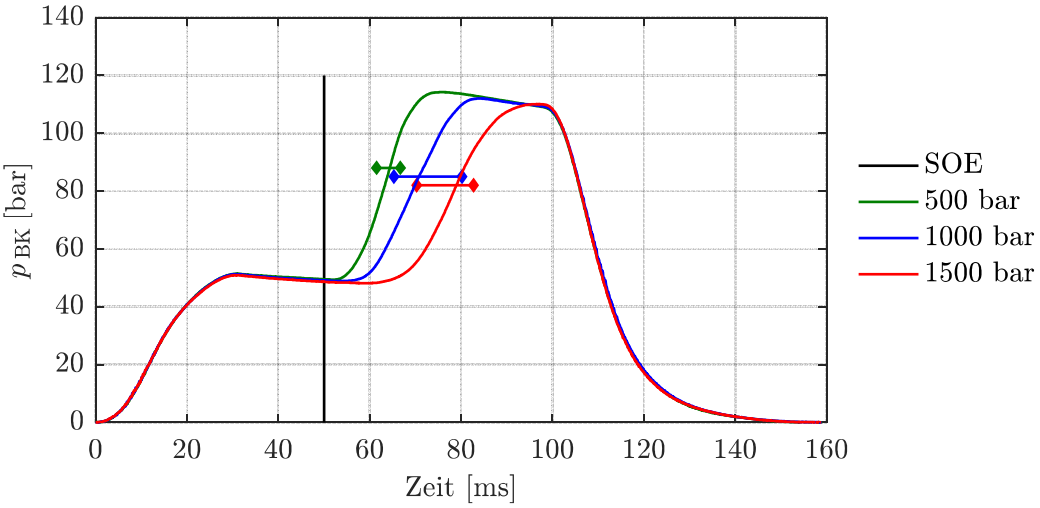


Abbildung 4.13: Brennraumdruckverläufe bei verschiedenen Einspritzdrücken

Es ist zu erkennen, dass der Brennkammerdruckanstieg mit fallendem Einspritzdruck früher einsetzt. Dies deutet auf eine frühere Entzündung der Hauptcharge durch den Dieselpilotkraftstoff hin. Des Weiteren zeigt sich, dass der Druckgradient während der Verbrennungsphase bei $p_{Rail} = 500$ bar höher ist als bei $p_{Rail} = 1000$ bar und $p_{Rail} = 1500$ bar. Dies lässt auf eine schnellere Kraftstoffumsetzung bei $p_{Rail} = 500$ bar schließen, da der Druckanstieg direkt aus der Wärmefreisetzung der Verbrennung resultiert. Die Schwankungsbreiten der Druckkurven zeigen sehr niedrige Druckschwankungen bei $p_{Rail} = 500$ bar und deutlich größere Schwankungsbreiten bei $p_{Rail} = 1000$ bar und $p_{Rail} = 1500$ bar. Da die Schwankungsbreite ein direktes Maß für die Stabilität der Zündung und Verbrennung ist, liegt die höchste Verbrennungsstabilität bei niedrigstem Raildruck von $p_{Rail} = 500$ bar vor.

In Abbildung 4.14 sind die Heizraten $\dot{Q}_H$ der drei untersuchten Raildrücke $p_{Rail} = 500$ bar, 1000 bar und 1500 bar dargestellt. Die Verläufe zeigen einen deutlich höheren Maximalwert der Heizrate beim niedrigsten Einspritzdruck im Vergleich

zum mittleren und hohen Einspritzdruck. Dies verursacht den höheren Druckgradienten von p_{Rail} = 500 bar, der in den Druckkurven von Abbildung 4.13 ersichtlich war. Die maximalen Heizraten bei den Raildrücken von p_{Rail} = 1000 bar und p_{Rail} = 1500 bar liegen auf gleichem Niveau. Dies deutet auf vergleichbare Dieselpilotzündungen bei p_{Rail} = 1000 bar und p_{Rail} = 1500 bar hin, die jedoch deutlich weniger effizient als bei p_{Rail} = 500 bar sind. Des Weiteren kann Abbildung 4.14 entnommen werden, dass die Verbrennung mit abfallendem Einspritzdruck früher einsetzt.

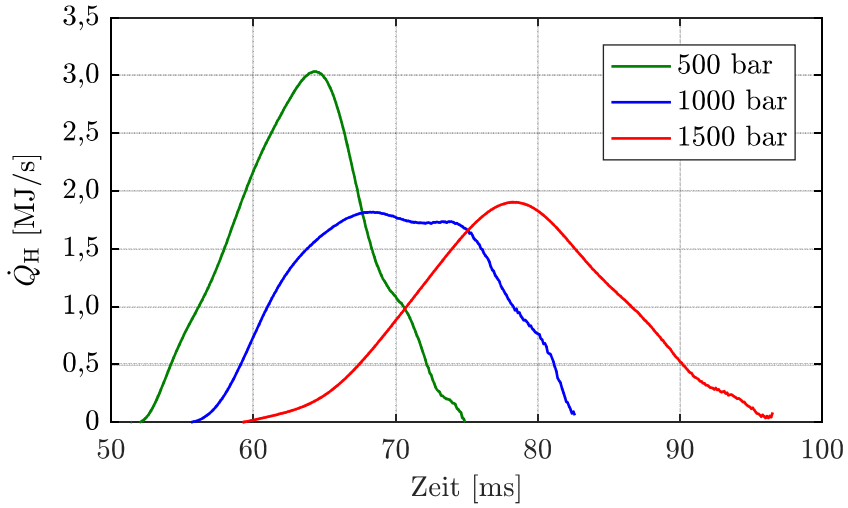


Abbildung 4.14: Heizraten bei verschiedenen Einspritzdrücken

Zudem ist zu erkennen, dass eine Erhöhung des Raildrucks zu einem Anstieg der Wärmefreisetzungsdauer $\Delta t_{\dot{Q}_{\text{H}}}$ führt, in welcher der Kraftstoff umgesetzt wird. Wie Tabelle 4.3 zu entnehmen ist, steigt die Wärmefreisetzungsdauer kontinuierlich von 23 ms bei p_{Rail} = 500 bar auf 35 ms bei p_{Rail} = 1500 bar. In Anbetracht der angestrebten Erhöhung der Mitteldrücke und Effizienz in DF-Motoren ist eine möglichst kurze Wärmefreisetzungsdauer angestrebt.

$\boldsymbol{p_{\text{Rail}}}$ **[bar]**	500	1000	1500
$\boldsymbol{\Delta t_{\dot{Q}_{\text{H}}}}$ **[ms]**	23	27	35

Tabelle 4.3: Wärmefreisetzungsdauern bei verschiedenen Einspritzdrücken

Die Umsetzungsgrade der Verbrennung bei den unterschiedlichen Einspritzdrücken sind in Abbildung 4.15 dargestellt. Der höchste Umsetzungsgrad ist

mit ca. 72 % bei $p_{\text{Rail}} = 500$ bar zu finden. Im Fall einer Erhöhung des Raildrucks sinkt der maximale Umsetzungsgrad auf 70 % bei $p_{\text{Rail}} = 1000$ bar bzw. 69 % bei $p_{\text{Rail}} = 1500$ bar.

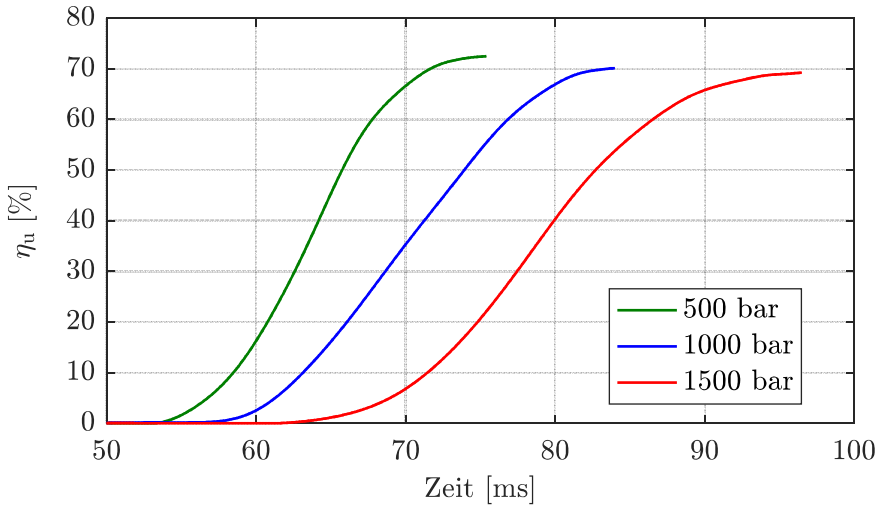


Abbildung 4.15: Umsetzungsgrade bei verschiedenen Einspritzdrücken

Aus dem Abfall der maximalen Umsetzungsgrade bei Erhöhung des Raildrucks kann geschlossen werden, dass die thermischen Wirkungsgrade ebenfalls sinken. Des Weiteren ist in den Verläufen der Umsetzungsgrade ebenfalls ein früheres Einsetzen der Verbrennung mit sinkenden Raildrücken zu erkennen. Dies wirkt sich positiv auf eine frühe Lage des Verbrennungsschwerpunkts und damit auf den Wirkungsgrad aus. Es sind jedoch aufgrund der früheren und schnelleren Kraftstoffumsetzung und der zunehmenden Spritzendrücke höhere NO_x-Emissionen bei Absenkung des Raildrucks zu erwarten.

4.4.2 Ergebnisse des Schattenverfahrens

Zur genaueren Analyse der Gemischaufbereitung und Zündung des Dieselpilotkraftstoffs werden die Schattenaufnahmen herangezogen und analysiert. Hierzu wurden die Eindringtiefen der 10 Sprays im zeitlichen Verlauf bei verschiedenen Einspritzdrücken gemessen. Die Abbildung 4.16 zeigt die mittlere Eindringtiefe der Pilotstrahlen für die Raildrücke $p_{\text{Rail}} = 500$ bar, 1000 bar und 1500 bar. Der messbare Bereich beginnt, je nach hydraulischer Verzugszeit des Injektors, bei ca. 0,2 – 0,3 ms.

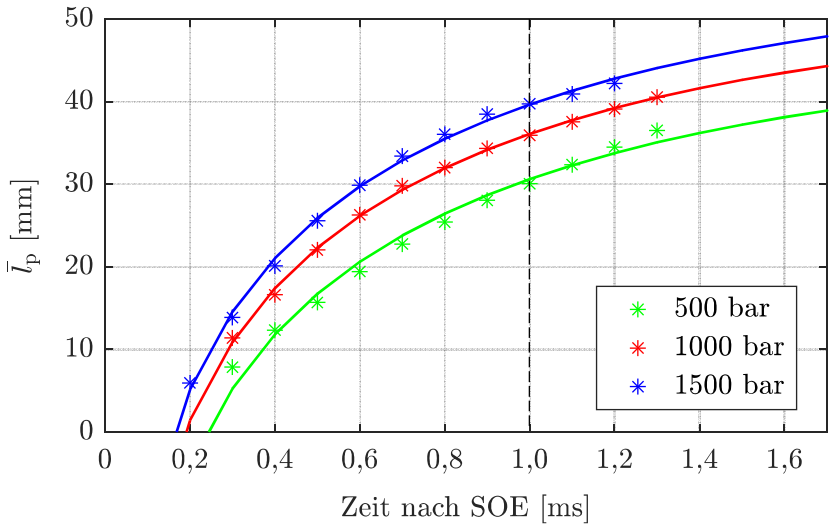


Abbildung 4.16: Gemessene Eindringtiefe des Dieselpilotkraftstoffs und die dazugehörigen Interpolationskurven bei verschiedenen Einspritzdrücken

In Abbildung 4.16 ist zu erkennen, dass die hydraulische Verzugszeit mit steigendem Einspritzdruck abnimmt. Die Schattenaufnahmen zeigen ein Eindringen des Pilotkraftstoffes ab 0,2 ms im Fall von $p_{\text{Rail}} = 1500$ bar, bei $p_{\text{Rail}} = 1000$ bar und $p_{\text{Rail}} = 500$ bar hingegen erst ab 0,3 ms. Dies wird durch ein schnelleres Nadelanheben durch einen höheren Druck im Sitzlochvolumen verursacht. Im weiteren zeitlichen Verlauf zwischen 0,3 – 0,6 ms ist eine schnellere und tiefere Penetration des Pilotkraftstoffes mit steigendem Raildruck sichtbar. Diese resultiert aus höheren Austrittsgeschwindigkeiten des Fluides am Spritzloch bei höheren Einspritzdrücken.

Nach Abschluss des Einspritzvorgangs bei ca. 0,6 ms bleibt der Vorsprung in Bezug auf die Eindringtiefe erhalten, nimmt jedoch nicht weiter zu. Dies deutet darauf hin, dass der höhere Impuls bei größeren Einspritzdrücken während des Strahlzerfalls relativ schnell abgebaut wird und nicht erhalten bleibt. Die letzten Messwerte der Penetrationstiefe können bei ca. 1,2 – 1,3 ms erfasst werden. Danach ist eine Unterscheidung des Dieselkraftstoffes vom umgebenden Gas aufgrund der fortgeschrittenen Verdampfung nicht mehr möglich. Siehe hierzu auch *Abschnitt 4.1*.

Die gemessenen Werte der Eindringtiefe wurden zur Berechnung der Kennwerte des Strahlaufbruchs anhand des Spraymodels aus *Abschnitt 3.3.3* herangezogen. Die Kennwerte sind für die Einspritzdrücke $p_{\text{Rail}} = 500$ bar, $p_{\text{Rail}} = 1000$ bar und $p_{\text{Rail}} = 1500$ bar zum Zeitpunkt $t = 1{,}0$ ms nach SOE in Tabelle 4.4 aufgelistet.

Es ist zu erkennen, dass neben der mittleren Penetrationstiefe $\bar{l}_p$ auch der mittlere Spraykegelwinkel $\bar{\theta}_{Spray}$ mit steigendem Raildruck ansteigt. Dies resultiert aus einem schnellerem Aufbruch der Flüssigphase des Pilotkraftstoffes, einer höheren Turbulenz und einer stärkeren turbulenten Lufteinmischung (air entrainment) [127, 128]. Die höhere Eindringtiefe führt in Kombination mit dem breiteren Spraykegelwinkel zu einem größeren Sprayvolumen V_{Spray}, einer höheren Lufteinmischung und damit zu einer stärkeren Verdünnung des Sprays durch das umgebende magere Erdgas-Luft-Gemisch. Als Folge sinkt die Dieselkraftstoffkonzentration ρ_{Diesel} von 1,17 µg/mm³ bei p_{Rail} = 500 bar auf 0,42 µg/mm³ bei p_{Rail} = 1500 bar. Demzufolge führt eine Erhöhung des Raildrucks zu einer starken Abmagerung des Dieselpilotkraftstoffes während der Gemischaufbereitung.

p_{Rail} [bar]	500	1000	1500
$\bar{l}_p$ [mm]	30,6	36,1	39,6
$\bar{\theta}_{Spray}$ [°]	20,1	22,3	23,0
V_{Spray} [mm³]	784	1554	2180
ρ_{Diesel} [µg/mm³]	1,17	0,59	0,42

Tabelle 4.4: Gemessene und berechnete Kennwerte des Strahlaufbruchs zum Zeitpunkt t = 1,0 ms nach SOE bei verschiedenen Einspritzdrücken

Die Schattenaufnahmen in Abbildung 4.17 zeigen jeweils drei spezifische Zeitpunkte bei verschiedenen Einspritzdrücken. Das erste Bild jeder Reihe zeigt das erste Auftreten von Vorreaktionen im Dieselpilotkraftstoff. Das zweite Bild zeigt die initiale Entstehung von Zündkeimen und das dritte Bild die Flammenausbreitung 2,0 ms nach dem Auftreten des ersten Zündkeims. Beim niedrigsten Raildruck von p_{Rail} = 500 bar sind erste Vorreaktionen bereits bei t = 2,1 ms nach SOE im Bereich der zwei unteren rechten Pilotstrahlen zu erkennen. Bei Anhebung des Einspritzdrucks auf p_{Rail} = 1000 bar treten Vorreaktionen erst 0,5 ms später bei t = 2,6 ms auf. Diese befinden sich ebenfalls innerhalb der Pilotstrahlen, jedoch ist die freiwerdende Wärmemenge kleiner, wie an der geringeren Schattenbildung zu erkennen ist. Im Fall des höchsten Raildrucks von p_{Rail} = 1500 bar treten keine erkennbaren Vorreaktionen auf.

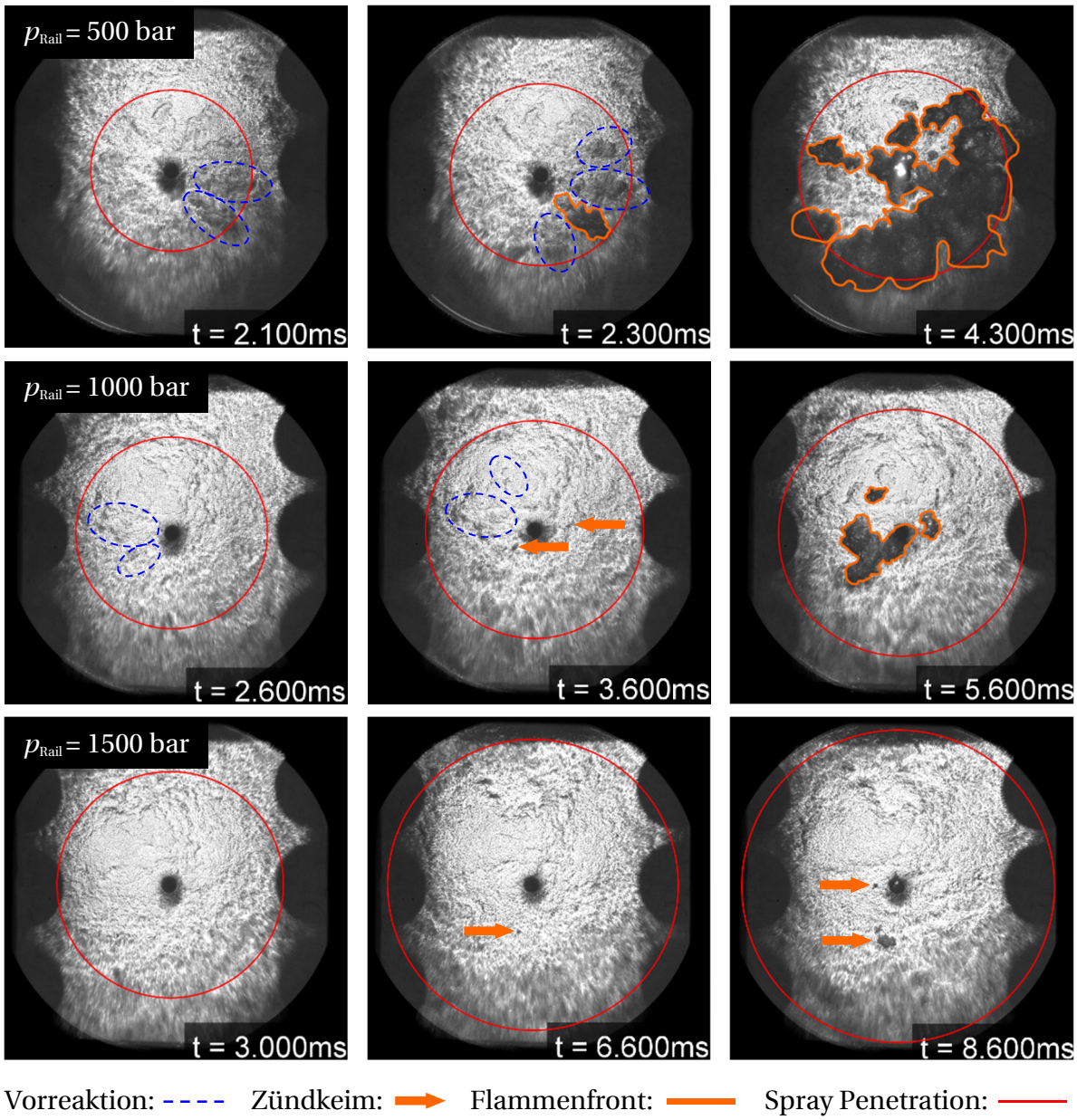


Abbildung 4.17: Schattenaufnahmen bei verschiedenen Einspritzdrücken

Beim niedrigsten untersuchten Einspritzdruck von p_{Rail} = 500 bar entsteht aus der Vorreaktionszone bei t = 2,3 ms ein initialer Zündkeim. Zum gleichen Zeitpunkt sind zwei weitere Vorreaktionszonen in den angrenzenden Pilotstrahlen zu erkennen. Im Fall des mittleren Raildrucks von p_{Rail} = 1000 bar reicht die Radikalproduktion der Vorreaktionen nicht aus, um die Hochtemperaturkinetik zu aktivieren, die zur Bildung von Zündkeimen führt.

Stattdessen treten bei t = 3,6 ms zwei punktförmige Zündkeime in direkt Nähe der Injektordüse auf. In Anbetracht des Entstehungsortes außerhalb der Sprays und der kleinen geometrischen Ausprägung, handelt es sich hierbei um eine „Tröpfchenzündung“. Beim höchsten Raildruck von p_{Rail} = 1500 bar tritt ebenfalls eine „Tröpfchenzündung“ auf, jedoch wesentlich später bei t = 6,6 ms. Zu diesem Zeitpunkt ist der Hauptanteil des Pilotkraftstoffes bereits tief in den Brennraum eingedrungen, vollständig verdampft und zu stark abgemagert, um zu entzünden.

Die Flammenausbreitung im Brennraum schreitet beim Einspritzdruck von p_{Rail} = 500 bar zügig voran, wie im dritten Bild bei t = 4,3 ms zu sehen ist. Die Flamme propagiert entlang der kraftstoffreichen Dieselpilotstrahlen zuerst kreisförmig im Brennraum. Unterstützt wird die Flammenausbreitung durch weitere Zündkeime, die sich in den angrenzenden Sprays bilden. Anschließend breitet sich die Flamme radial bis zur Erreichung der Brennraumwände aus.

Beim mittleren Einspritzdruck von p_{Rail} = 1000 bar propagiert die Flamme bedeutend langsamer im Brennraum. Grund hierfür sind zum einen die geringere Anzahl an Zündkeimen und Vorreaktionszonen. Zum anderen ist die initiale Flammenfrontoberfläche in den kleinen, punktförmigen Zündkeimen wesentlich geringer. Als Folge hat die Flamme zum relativ späten Zeitpunkt von t = 5,6 ms nur ca. 10 % des Brennraums erfasst.

Im Fall des höchsten Einspritzdruckes von p_{Rail} = 1500 bar propagiert die Flamme sehr langsam im Brennraum. Ursache hierfür sind zum einen die bereits genannte geringe Anzahl von Zündkeimen und deren kleine initiale Flammenfrontoberfläche. Zum anderen ist der Dieselpilotkraftstoff zum Zeitpunkt von t = 8,6 ms bereits weit in den Brennraum vorgedrungen und stark verdünnt. Es liegen daher keine Bereiche des Pilotsprays mit hoher Kraftstoffkonzentration vor, in denen eine beschleunigte Flammenausbreitung wie bei p_{Rail} = 500 bar erfolgen könnte.

4.4.3 Ergebnisse der Direktlichtaufnahmen

In diesem Abschnitt werden die Zündung und Flammenausbreitung mithilfe der Direktlichtaufnahmen untersucht. Die Abbildung 4.18 zeigt den Verbrennungsfortschritt im Zeitbereich von 5,0 – 25,0 ms. Die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Referenzzyklen offenbaren einen signifikanten Einfluss des Einspritzdruckes auf zwei bedeutende Charakteristika der Dieselpilotzündung. Einerseits zeigen sich kürzere Zündverzüge mit sinkendem Injektionsdruck, wie Tabelle 4.5 zu entnehmen ist. Andererseits steigt die Anzahl entzündeter Pilotstrahlen bei niedrigerem Raildruck.

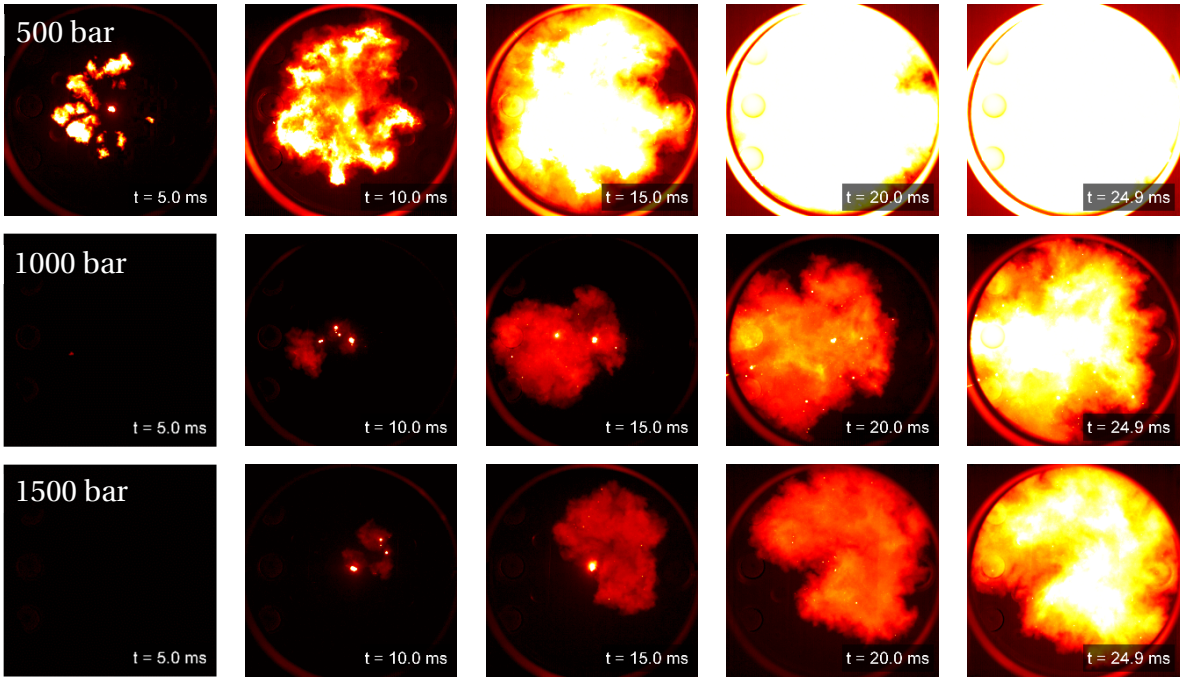


Abbildung 4.18: Direktlichtaufnahmen bei verschiedenen Einspritzdrücken

p_{Rail} [bar]	500	1000	1500
τ_{ZV} [ms]	3,3	5,0	7,0

Tabelle 4.5: Zündverzugszeiten der Referenzzyklen bei verschiedenen Einspritzdrücken

Im Fall von p_{Rail} = 500 bar ist die Zündung zum Zeitpunkt von t = 5,0 ms weit fortgeschritten und es haben sich bereits ca. 7 von 10 Pilotstrahlen entzündet. Gut zu erkennen ist die konusförmige Geometrie der Pilotflamme, die der Form der Einspritzstrahlen entspricht. Hingegen bildet sich bei p_{Rail} = 1000 bar zu diesem Zeitpunkt erst ein initialer punktförmiger Zündkeim links von der Injektordüse. In Anbetracht der kleinen geometrischen Ausprägung des Zündkeims und der Nähe zur Injektordüse handelt es sich hierbei vermutlich um eine „Tröpfchenzündung“. Im Fall des höchsten Raildrucks ist bei t = 5,0 ms noch kein Zündkeim erkennbar.

Zum Zeitpunkt von t = 10,0 ms hat sich die Flamme beim niedrigsten Raildruck bereits großflächig ausgebreitet und ca. 50 % des Brennraums erfasst. Bei p_{Rail} = 1000 bar ist der Zündkeim radial angewachsen, jedoch ist die Ausbreitungsgeschwindigkeit aufgrund der geringen initialen Flammenoberfläche des punkförmigen Zündkeims sehr gering. Neben dieser Flamme ist noch eine Entzündung an der Injektordüse zu erkennen, die vermutlich durch eine Oberflächenbenetzung mit Kraftstoff verursacht wird.

Im Fall des höchsten Einspritzdrucks zeigen sich zwei Zündkeime im direkten Umfeld des Injektors und eine Zündung an der Injektordüse. Hierbei handelt es sich ebenfalls um eine „Tröpfchen- und Injektorzündung“, die aufgrund ihres späten Eintretens und der geringen initialen Flammenfront eine langsame Flammenausbreitung und damit lange Brenndauern nach sich zieht.

Die bei der Analyse der Referenzzyklen gewonnen Erkenntnisse spiegeln sich ebenfalls in den statistischen Mittelwerten der 10 untersuchten Zyklen je Betriebspunkt wieder. Diese sind für die mittlere Zündverzugszeit $\bar{\tau}_{ZV}$, die mittlere Brenndauer $\bar{t}_{50\%BRE}$ und der mittlere prozentuale Anteil entzündeter Pilotstrahlen $\bar{n}_{EP}$ über verschiedene Einspritzdrücke in Abbildung 4.19 dargestellt.

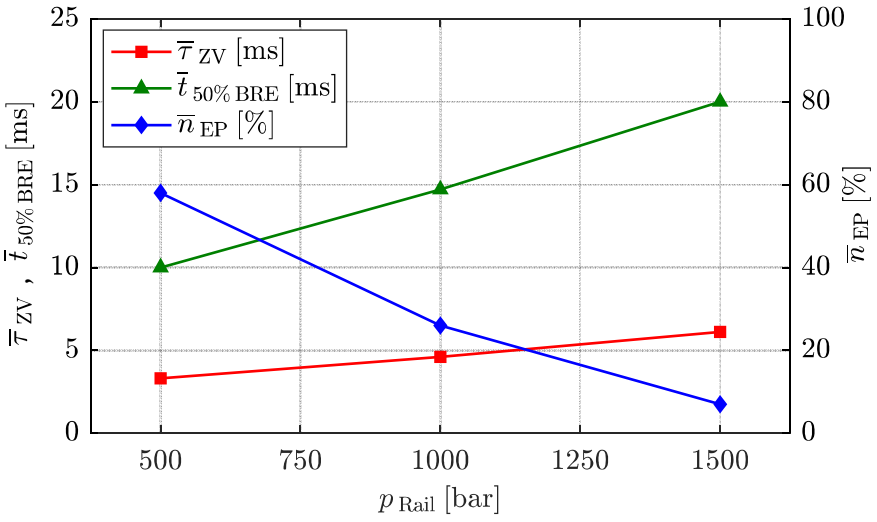


Abbildung 4.19: Mittlere Zündverzugszeiten, Brenndauern und prozentuale Anteile entzündeter Pilotstrahlen bei verschiedenen Einspritzdrücken

Es zeigt sich hier deutlich, dass nicht nur die Zündverzugszeit mit steigendem Raildruck zunimmt, sondern auch die gesamte Zündung des Dieselpilotkraftstoffes durch den Einspritzdruck beeinflusst wird. Im Fall des Basispunktes mit p_{Rail} = 1000 bar entzünden sich im Mittel nur ca. 26 % der Dieselpilotstrahlen. Bei einer Anhebung des Raildrucks auf 1500 bar verschlechtert sich die Dieselpilotzündung und es entzünden sich im Mittel nur noch 7 % der Dieselsprays. In diesem Betriebspunkt ist eine stetige Zündung nur noch durch die „Tröpfchen- und Injektorzündung“ gewährleistet, die jedoch für den motorischen Betrieb aufgrund ihrer langen Zündverzugszeiten und Brenndauern nicht geeignet ist.

Bei einer Absenkung des Einspritzdrucks auf p_{Rail} = 500 bar verbessert sich die Dieselpilotzündung hingegen merklich. Dies zeigt sich nicht nur an der kürzesten

Zündverzugszeit, sondern auch an dem höchsten prozentualen Anteil entzündeter Pilotstrahlen mit ca. 58 %. Die höhere Anzahl an entzündeten Sprays bringt nicht nur mehr Zündkeime mit sich, sondern auch eine bessere Verteilung im Brennraum. Das beschleunigt die Flammenpropagation im Brennraum und verkürzt die Brenndauern $\bar{t}_{50\%\mathrm{BRE}}$, wie Abbildung 4.19 zu entnehmen ist. Dabei nimmt $\bar{t}_{50\%\mathrm{BRE}}$ im untersuchten Bereich nahezu linear ab. Gemäß der Einteilung nach Tabelle 3.2 verändert sich hierbei das vorliegende Verbrennungsregime von einer verschleppten Verbrennung (Regime I) bei $p_{\mathrm{Rail}} = 1500$ bar über eine reguläre Verbrennung (Regime II) bei $p_{\mathrm{Rail}} = 1000$ bar zu einer schnellen Verbrennung (Regime III) bei $p_{\mathrm{Rail}} = 500$ bar.

4.4.4 Zwischenfazit

Die Variation des Einspritzdrucks zeigte einen signifikanten Einfluss auf die Dieselpilotzündung und damit sekundär auch auf die nachfolgende Verbrennung der Hauptcharge. Die indizierten Druckkurven zeigten einen früheren Anstieg des Brennraumdrucks und damit eine frühere Entzündung der Hauptcharge mit sinkendem Raildruck. Außerdem wiesen die Druckkurven beim niedrigsten Raildruck von $p_{\mathrm{Rail}} = 500$ bar deutlich geringere Zyklenschwankungen und damit eine stabilere Verbrennung auf als bei $p_{\mathrm{Rail}} = 1000$ bar und $p_{\mathrm{Rail}} = 1500$ bar. Die in der Druckverlaufsanalyse berechneten Heizraten bestätigten einen früheren Brennbeginn und zeigten, dass die Kraftstoffumsetzung mit fallenden Raildrücken schneller erfolgt. Daraus folgt eine frühere Verbrennungsschwerpunktlage, die sich in den Umsetzungsgraden widerspiegelte und wichtig für den motorischen Wirkungsgrad ist. Zudem lag der Umsetzungsgrad bei 500 bar um ca. 3 % höher als bei 1500 bar, was auf eine vollständigere Verbrennung hindeutet. Die Schattenaufnahmen zeigten eine schnellere und tiefere Penetration und einen vergrößerten Spraykegelwinkel der Dieselpilotstrahlen mit steigendem Raildruck. Dies geht einher mit einer vermehrten turbulenten Lufteinmischung (air entrainment) und führt zu einer stärkeren Verdünnung des Pilotkraftstoffes. Aufgrund der geringen Dieselpilotmenge und der starken Verdünnung sinkt die Dieselkraftstoffkonzentration innerhalb der Sprays signifikant ab und das Gemisch wird zu mager. Als Folge steigen die Zündverzugszeiten an und eine Selbstzündung der Dieselpilotstrahlen unterbleibt teilweise. Die Direktlichtaufnahmen offenbarten, dass die verlängerten Zündverzugszeiten in Kombination mit der niedrigeren Anzahl an entzündeten Pilotstrahlen bei steigenden Einspritzdrücken zu längeren Brenndauern führen. Dies wirkt sich nachteilig auf den effektiven Mitteldruck und den Wirkungsgrad aus.

4.5 Variation der Einspritzmenge

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Dieselpilotmenge auf die Zündung und Verbrennung im DF-Brennverfahren erforscht. In den nachfolgenden Abschnitten werden die Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse und die Schatten- und Direktlichtaufnahmen vorgestellt und ausgewertet. Zum Schluss erfolgt eine Zusammenfassung der Erkenntnisse in einem Zwischenfazit.

4.5.1 Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse

Zur Untersuchung des Einflusses der Dieselpilotmenge auf die Zündung und Verbrennung wurde eine Pilotmengenvariation im Bereich von $f_{\mathrm{Diesel}} = 0{,}5 - 8{,}0$ % durchgeführt. Dabei entspricht f_{Diesel} dem energetischen Anteil des Pilotkraftstoffes am gesamten sich im Brennraum befindenden Brennstoff. Die homogene Erdgas-Luftcharge wurde bei der Variation der Dieselpilotmenge konstant bei $\lambda_{\mathrm{HG}} = 2{,}00$ gehalten, um den Einfluss der Pilotmenge auf die Zündung und Verbrennung möglichst isoliert zu betrachten. Andernfalls wären Quereinflüsse durch die Veränderung der Methankonzentration im Hintergrundgemisch möglich gewesen. Damit steigt die gesamt eingebrachte Kraftstoffmenge mit ansteigender Pilotmenge geringfügig an.

Die Variation der Dieselpilotmenge wurde durch eine Anpassung der Bestromungszeit des Pilotinjektors durchgeführt. Alle weiteren Randbedingungen wurden konstant gehalten und entsprechen denen des Basispunkts ($\lambda_{\mathrm{HG}} = 2{,}00$, $p_{\mathrm{Rail}} = 1000$ bar, $\bar{T}_{\mathrm{BK}} = 680$ K). Die gemessenen Druckkurven der Referenzzyklen und die Schwankungsbreiten der untersuchten Zyklengruppen sind Abbildung 4.20 zu entnehmen.

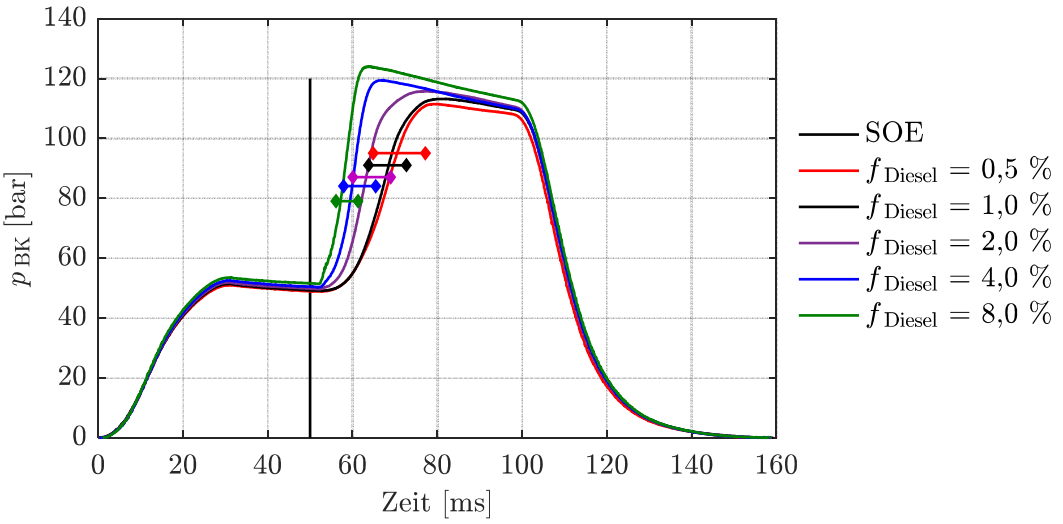


Abbildung 4.20: Brennraumdruckverläufe bei verschiedenen Einspritzmengen

Die präsentierten Druckkurven zeigen einen deutlichen Einfluss der Dieselpilotmenge auf die Druckanstiegsraten und die Zylinderspitzendrücke. Mit ansteigendem Pilotanteil steigen sowohl die Druckgradienten während der Verbrennungsphase, als auch die maximalen Druckwerte zum Verbrennungsende. Die größeren Druckanstiegsraten deuten auf eine schnellere Kraftstoffumsetzung bei höheren Dieselpilotanteilen hin. Gleichzeitig führt dies zu höheren Spitzendrücken, da die Wandwärmeverluste bei kürzeren Brenndauern abnehmen. Weiter verstärkt wird dies durch die zunehmende Kraftstoffmenge und die damit verbundene Wärmefreisetzung bei höheren Dieselpilotmengen.

Die Schwankungsbreiten der Druckverläufe zeigen eine stetige und signifikante Abnahme mit ansteigenden Dieselpilotanteilen. Demzufolge sinken die Zyklenschwankungen bei höheren Pilotmengen und das Brennverfahren wird stabiler.

Die Druckverläufe der Referenzzyklen wurden mithilfe einer Druckverlaufsanalyse ausgewertet. In Abbildung 4.21 sind die berechneten Heizraten $\dot{Q}_{\mathrm{H}}$ bei verschiedenen Dieselpilotanteilen dargestellt. Die Maximalwerte der Heizraten zeigen deutlich einen ansteigenden Trend mit zunehmendem Pilotanteil. Dies führt zu den höheren Druckgradienten, die in Abbildung 4.20 beobachtet wurden. Des Weiteren zeigt sich in den Heizratenverläufen nur ein geringfügig früheres Einsetzen der Verbrennung bei höheren Pilotmengen, jedoch deutlich kürzere Wärmefreisetzungsdauern. Dies deutet auf eine schnellere Kraftstoffumsetzung hin.

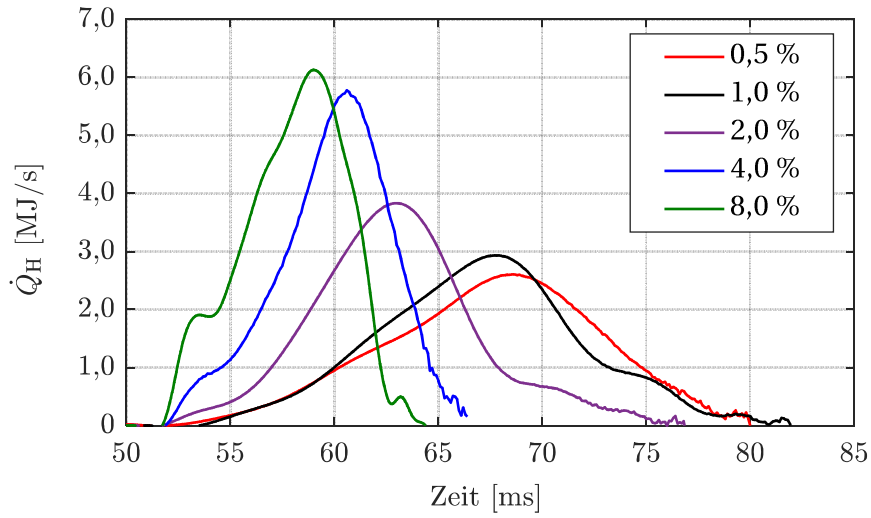


Abbildung 4.21: Heizraten bei verschiedenen energetischen Dieselpilotanteilen

Bestätigt wird dies durch die in Tabelle 4.6 aufgelisteten Wärmefreisetzungsdauern $\Delta t_{\dot{Q}_H}$ der Referenzzyklen bei verschiedenen Dieselpilotanteilen. Die Brennstoffumsetzung erfolgt bei der geringsten untersuchten Pilotmenge von $f_{\text{Diesel}} = 0{,}5$ % in 28 ms. Bei Zunahme der Pilotmenge wird die Kraftstoffumsetzung beschleunigt und die Wärmefreisetzungsdauer sinkt stetig bis auf 12 ms bei $f_{\text{Diesel}} = 8{,}0$ %.

$\boldsymbol{f_{\text{Diesel}}}$ [%]	0,5	1,0	2,0	4,0	8,0
$\boldsymbol{\Delta t_{\dot{Q}_H}}$ [ms]	28	27	23	15	12

Tabelle 4.6: Wärmefreisetzungsdauern bei verschiedenen Dieselpilotanteilen

Die Abbildung 4.22 zeigt die berechneten Kraftstoffumsetzungsgrade der Druckverlaufsanalyse. Der höchste Umsetzungsgrad stellt sich mit ca. 74 % beim größten Pilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 8{,}0$ % ein. Bei einer Absenkung des Pilotanteils um die Hälfte auf $f_{\text{Diesel}} = 4{,}0$ % erreicht der Umsetzungsgrad mit ca. 72 % einen ähnlichen Maximalwert, jedoch zeigt sich eine spätere und langsamere Kraftstoffumsetzung.

Im Fall einer weiteren Reduzierung der Pilotanteile auf $f_{\text{Diesel}} = 2{,}0$ % und 1,0 % sinkt der Umsetzungsgrad auf ca. 70 % ab. Darüber hinaus setzt die Kraftstoffumsetzung später ein und verläuft langsamer. Der geringste Pilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 0{,}5$ % zeigt einen ähnlichen Brennbeginn wie der Basispunkt bei $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0$ %, jedoch erfolgt die anschließende Kraftstoffumsetzung langsamer. Zudem liegt der erreichte maximale Umsetzungsgrad mit ca. 69 % leicht unterhalb des Basispunktes.

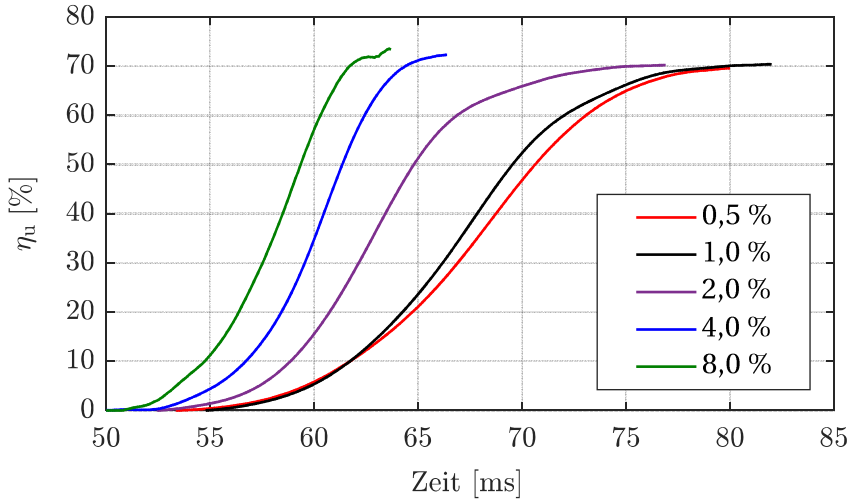


Abbildung 4.22: Umsetzungsgrade bei verschiedenen energetischen Dieselpilotanteilen

Zusammenfassend führt eine Erhöhung des Dieselpilotanteils zu einer schnelleren und vollständigeren Kraftstoffumsetzung. Dies ist in Hinsicht auf eine Wirkungsgradsteigerung und Absenkung der UHC-Emissionen erstrebenswert. Jedoch sind durch die schnellere Verbrennung, die höheren Spitzendrücke und den größeren Dieselkraftstoffanteil gesteigerte NO_x-Emissionen zu erwarten. Daher sind die realisierbaren Pilotmengen durch die geltenden Emissionsrichtlinien begrenzt.

4.5.2 Ergebnisse des Schattenverfahrens

Zur weiteren detaillierten Untersuchung der bisher betrachteten Phänomene werden in diesem Abschnitt die Schattenaufnahmen herangezogen und ausgewertet. Sie liefern entscheidende Erkenntnisse über die Gemischaufbereitung und Zündung des Dieselpilotkraftstoffes. Aufgrund eines Aufnahmefehlers der Hochgeschwindigkeitskamera liegen jedoch keine Bilder zum Fall $f_{\text{Diesel}} = 0{,}5$ % vor. Es ist aber davon auszugehen, dass sich die Trends des Bereichs $f_{\text{Diesel}} = 8{,}0 - 1{,}0$ % nach unten fortsetzen und daher auf den Fall $f_{\text{Diesel}} = 0{,}5$ % extrapolierbar sind.

Zu Beginn der Auswertung wurden die gemittelten Eindringtiefen der Sprays im zeitlichen Verlauf bei verschiedenen Dieselpilotanteilen evaluiert. Die Penetrationen wurden mithilfe des Schattenverfahrens bis zur Verdampfung des Pilotkraftstoffes detektiert. Dies ist je nach hydraulischer Einspritzdauer bis ca. 1,3 – 1,7 ms nach SOE möglich. In Abbildung 4.23 ist zu erkennen, dass die Penetrationsverläufe für $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0 - 8{,}0$ % bis $t = 0{,}8$ ms gleich verlaufen. Dies bedeutet, dass die eingespritzte Kraftstoffmasse das Öffnungsverhalten des Injektors und die frühe

Phase des Strahlaufbruchs nicht beeinflusst. Für diesen Bereich ist die Hydraulik und Dynamik des Einspritzventils und der Ansteuerdruck ausschlaggebend.

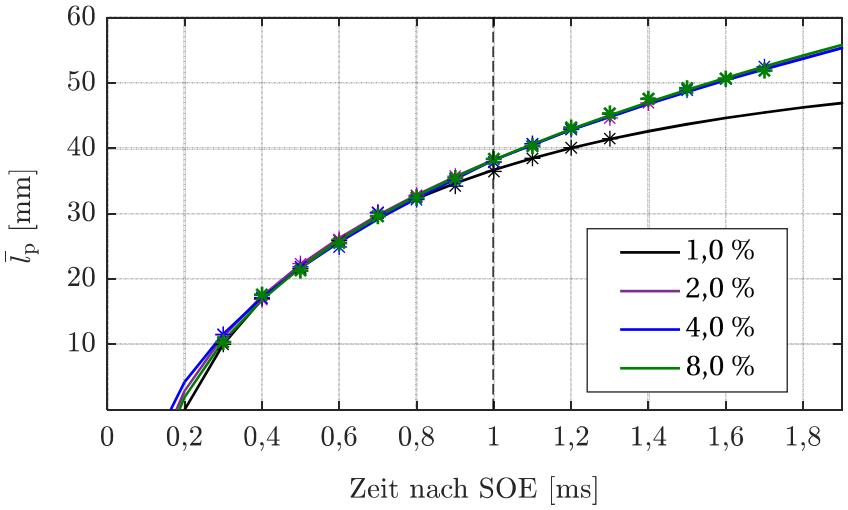


Abbildung 4.23: Gemessene Eindringtiefe des Dieselpilotkraftstoffs und die dazugehörigen Interpolationskurven bei verschiedenen energetischen Dieselpilotanteilen

Ab ca. 0,8 ms ändert sich das Strahleindringverhalten für $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0$ % im Vergleich zu $f_{\text{Diesel}} = 2{,}0 - 8{,}0$ %, da zu diesem Zeitpunkt die hydraulisch angesteuerte Nadel des Injektors bei $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0$ % schließt. Damit erfolgt keine weitere Kraftstoffzuführung aus dem Fußbereich des Sprays. Hinzu kommt, dass die Bestromungszeit des Injektors bei $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0$ % mit $\tau_{\text{BD}} = 288$ µs kürzer ist als die hydraulische Injektorverzugszeit mit $\tau_{\text{Inj}} \approx 300$ µs. Dies führt dazu, dass die Düsennadel nicht weit genug aus dem µ-Sackloch gehoben wird und der maximale Massenstrom und damit Impulsstrom niedriger ausfällt [129, 130]. Daraus ergeben sich niedrigere Spritzlochgeschwindigkeiten, die zu einer langsameren Penetration des Pilotkraftstoffes bei $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0$ % im weiteren zeitlichen Verlauf führt. Dies deckt sich mit den aus der Literatur bekannten Erkenntnissen von [36, 43–45, 99]. Es ist zu erwarten, dass sich dieser Trend bei dem geringeren Pilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 0{,}5$ % verstärkt fortsetzt.

Die gemessenen Eindringtiefen aus Abbildung 4.23 wurden zur Berechnung der Kennwerte des Strahlaufbruchs herangezogen. Die Kennwerte sind für die Dieselpilotanteile $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0 - 8{,}0$ % zum Zeitpunkt von $t = 1{,}0$ ms nach SOE in Tabelle 4.7 aufgelistet. Zu diesem Zeitpunkt liegt für $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0$ % eine etwas geringere mittlere Penetrationstiefe $\bar{l}_p$ im Vergleich zu den höheren Pilotmengen vor. Dies führt zu einem etwas geringeren Sprayvolumen V_{Spray} der Pilotstrahlen.

Den entscheidenden Einfluss hat jedoch der Pilotanteil auf die Gemischaufbereitung. Bei ähnlichem Sprayvolumen steigt die Dieselkonzentration ρ_{Diesel} innerhalb der Strahlen linear mit der Pilotmenge an. Dies spiegelt sich auch in den berechneten Werten in Tabelle 4.7 wieder. Die Kraftstoffkonzentration nimmt von $\rho_{\text{Diesel}} = 0{,}57$ µg/mm³ bei $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0$ % nahezu linear auf 4,22 µg/mm³ bei $f_{\text{Diesel}} = 8{,}0$ % zu.

f_{Diesel} [%]	1,0	2,0	4,0	8,0
$\bar{l}_{\text{p}}$ [mm]	36,6	38,4	38,5	38,7
$\bar{\theta}_{\text{Spray}}$ [°]	22,3	21,0	20,0	22,0
V_{Spray} [mm³]	1615	1678	1624	1871
ρ_{Diesel} [µg/mm³]	0,57	1,10	2,33	4,22

Tabelle 4.7: Gemessene und berechnete Kennwerte des Strahlaufbruchs zum Zeitpunkt $t = 1{,}0$ ms nach SOE bei verschiedenen energetischen Dieselpilotanteilen

Die Schattenaufnahmen der Zündung und Verbrennung sind für die Pilotanteile $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0 - 8{,}0$ % in Abbildung 4.24 dargestellt. Erste Vorreaktionen zeigen sich im Fall von $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0$ % bei $t = 1{,}9$ ms im direkten Umfeld des Injektors und im Kopfbereich eines Sprays. Bei $f_{\text{Diesel}} = 2{,}0$ % treten erste Vorreaktion etwas später bei $t = 2{,}3$ ms auf, die in den Sprays liegen. In den Fällen der beiden höchsten Pilotanteile von $f_{\text{Diesel}} = 4{,}0$ % und 8,0 % treten erste Vorreaktionen bei 2,8 ms auf, die ebenfalls innerhalb der Einspritzstrahlen liegen. Simultan bildet sich ein großvolumiger Zündkeim in der Vorreaktionszone bei $f_{\text{Diesel}} = 8{,}0$ %. Dieser Zündkeim wächst schnell zu einer sphärischen Zündzone an, die bei $t = 3{,}1$ ms gut zu erkennen ist. Im weiteren Verlauf propagiert die Flamme aufgrund der großen Dieselpilotmenge und der damit verbundenen hohen Flammengeschwindigkeit sehr schnell entlang der Sprays.

Bei $f_{\text{Diesel}} = 4{,}0$ % entsteht ein initialer Zündkeim bei $t = 3{,}1$ ms innerhalb der unteren Vorreaktionszone. Im weiteren zeitlichen Verlauf entzünden sich auch noch die mittlere und obere Vorreaktionszone und die Flamme breitet sich von diesen drei Zündbereichen ausgehend im Brennraum aus.

Im Fall von $f_{\text{Diesel}} = 2{,}0$ % entwickeln sich erste Zündkeime ebenfalls innerhalb der vorangegangenen Vorreaktionszonen bei $t = 2{,}9$ ms. Es ist deutlich zu erkennen, wie Vorreaktionen (1. Stufe der Zündung) und Zündkeime (2. Stufe der Zündung) zeitgleich auftreten können. Zusätzlich entzünden sich noch die beiden anderen vorangegangenen Vorreaktionszonen im unteren Teil des Brennraums. Ausgehend von diesen zwei Hauptreaktionsbereichen breitet sich die Flamme aus.

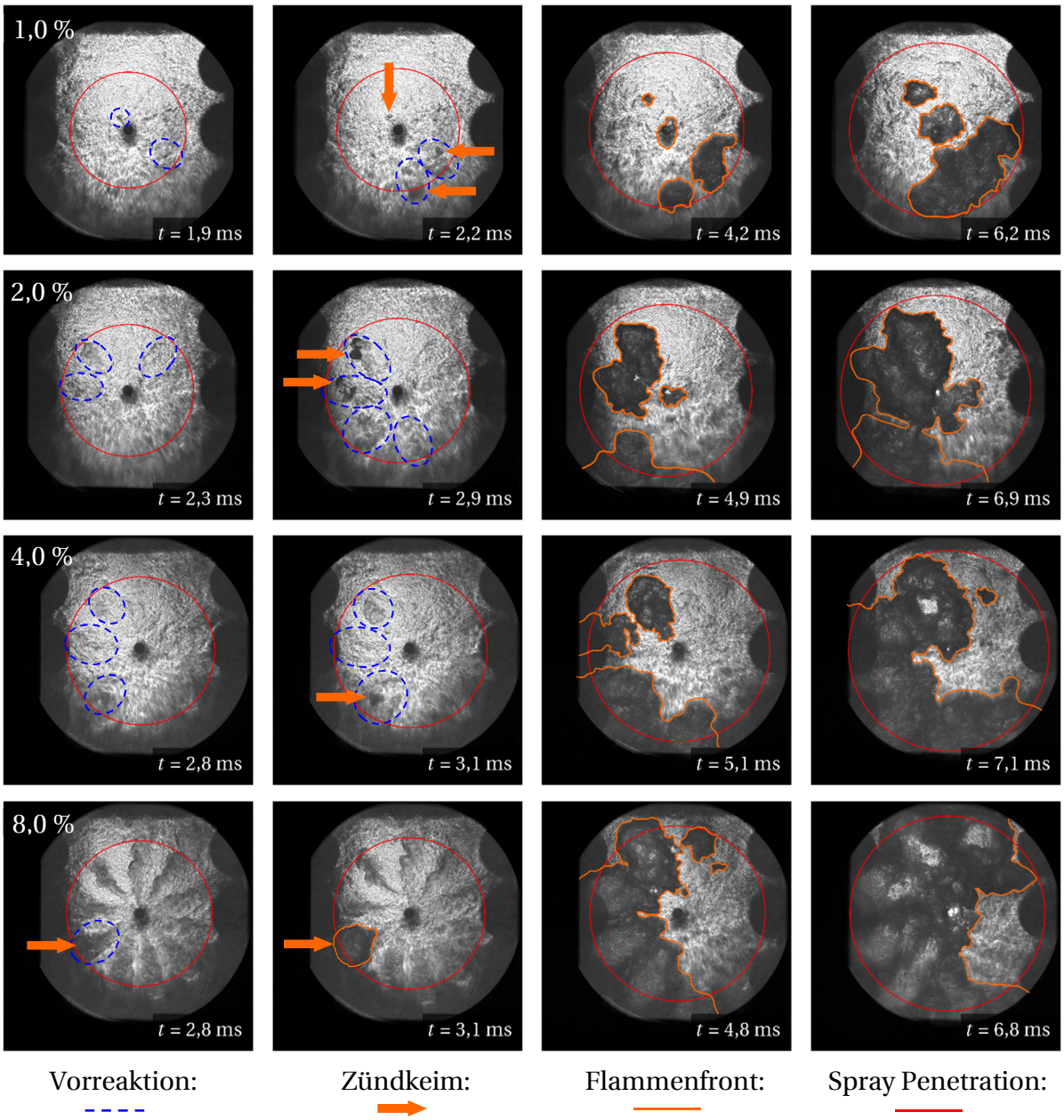


Abbildung 4.24: Schattenaufnahmen bei versch. energetischen Dieselpilotanteilen

Bei $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0$ % entstehen zwei Zündkeime aus den Vorreaktionen innerhalb der Sprays und ein Zündkeim in direkter Nähe zum Injektor bei $t = 2{,}2$ ms. Letzterer weist eine sehr kleine volumetrische Ausprägung auf und entsteht aus einer „Tröpfchenzündung“. Im weiteren zeitlichen Verlauf tritt noch eine „Injektorzündung“ auf, die bei $t = 4{,}2$ ms zu sehen ist. Die anschließende Flammenausbreitung erfolgt vergleichsweise langsam, da die initiale Flammenoberfläche der Zündkeime gering ist und nur eine minimale Kraftstoffanreicherung der mageren Hauptcharge aufgrund der geringen Pilotmenge erfolgt.

Es fällt auf, dass sowohl Vorreaktionszonen, als auch Zündkeime mit steigendem Pilotanteil später auftreten. Dies wird durch ein späteres Einspritzende hervorgerufen und dem damit verbundenen Nachstrom von kaltem Kraftstoff in die Sprays, der eine Abkühlung der Reaktionszonen verursacht [89]. Dem entgegen steht eine wesentlich höhere Kraftstoffdichte innerhalb der Sprays wie Tabelle 4.7 zeigt. Diese kompensiert zwar nicht die verlängerten Zündverzüge, jedoch führt sie zu einer deutlichen Stabilisierung der Dieselpilotzündung. Dies zeigt sich an der Anzahl entzündeter Sprays, die mit der Pilotmenge ansteigt. Daraus resultiert in Kombination mit einer erhöhten laminaren Flammengeschwindigkeit in den kraftstoffreichen Dieselsprays ein deutlich beschleunigter Ausbrand.

4.5.3 Ergebnisse der Direktlichtaufnahmen

Im Folgenden werden die Direktlichtaufnahmen zur weiteren Untersuchung des Einflusses der Pilotmenge auf die Zündung und Verbrennung herangezogen. Die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Referenzzyklen sind hierzu für den Zeitbereich 5,0 – 25,0 ms in Abbildung 4.25 dargestellt.

Zum Zeitpunkt $t = 5{,}0$ ms ist zu erkennen, dass mit steigendem Pilotanteil eine deutlich großflächigere Zündung entsteht. Bei den niedrigen Pilotanteilen von $f_{\mathrm{Diesel}} = 0{,}5$ % und 1,0 % entzündet sich der Dieselkraftstoff überwiegend im Nahfeld des Injektors. Da die Zündbereiche zudem keine typische Spraygeometrie einnehmen, kann davon ausgegangen werden, dass es sich hierbei um „Tröpfchenzündungen“ handelt. Gleichzeitig tritt eine „Injektorzündung“ an der Oberfläche der Einspritzdüse mit hellem Rußleuchten bei $f_{\mathrm{Diesel}} = 0{,}5$ % auf. Beim mittleren Pilotanteil von $f_{\mathrm{Diesel}} = 2{,}0$ % ist bei $t = 5{,}0$ ms eine ausgeprägte Zündung von zwei Sprays und eine beginnende Zündung einer angrenzenden dritten Zündfackel zu erkennen. Bei den hohen Dieselpilotanteilen von $f_{\mathrm{Diesel}} = 4{,}0$ % und 8,0 % tritt eine Zündung von fünf bzw. sechs Pilotstrahlen auf. Dabei ist die geometrische Form der Dieselsprays, die aus den Schattenaufnahmen bekannt ist, in der Zündzone deutlich zu erkennen.

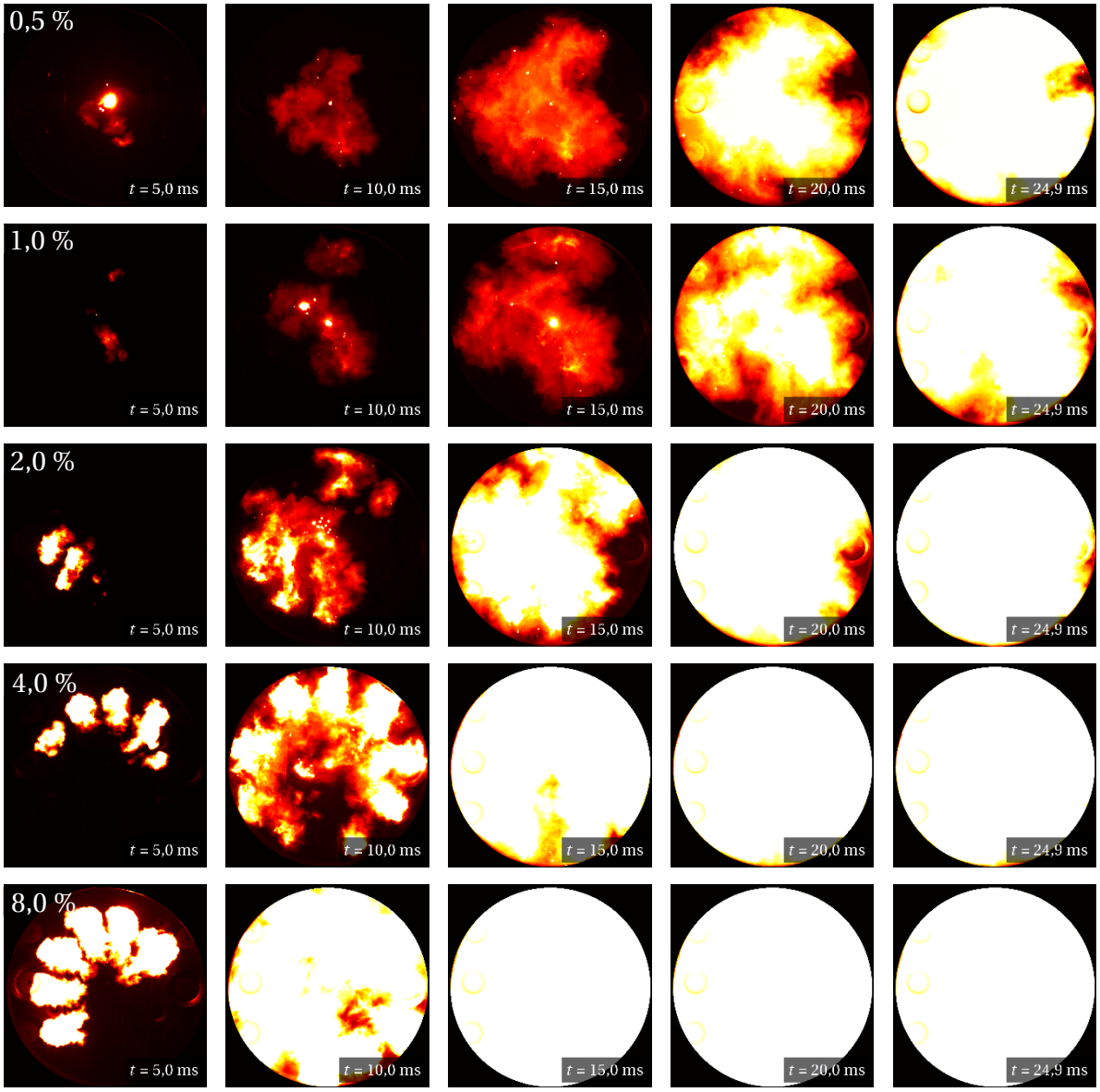


Abbildung 4.25: Direktlichtaufnahmen bei verschied. energetischen Dieselpilotanteilen

In Tabelle 4.8 sind die Zündverzugszeiten der in Abbildung 4.25 gezeigten Referenzzyklen zusammengefasst. Es zeigt sich kein eindeutiger Einfluss der Pilotmenge auf die Zündverzugszeit. Der kürzeste Zündverzug liegt beim geringsten Pilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 0{,}5\,\%$ vor. Jedoch tritt in diesem Fall ein erster Zündkeim im direkten Nahfeld der Einspritzdüse auf. Aufgrund der sehr kleinen geometrischen Form und der Position des Zündkeims handelt es sich hierbei um eine „Tröpfchenzündung“. Diese tritt bei der geringsten Pilotmenge früher auf, da die Einspritzdauer kürzer ist und das Einspritzende früher liegt. Es handelt sich damit nur um

einen sekundären Einfluss der Pilotmenge auf die Zündverzugszeit. Bei den Pilotanteilen $f_{\mathrm{Diesel}} = 2{,}0 - 8{,}0$ %, in denen eine Zündung innerhalb der Sprays auftritt, ist kein eindeutiger Einfluss des Pilotanteils auf die Zündverzüge in den Referenzzyklen zu erkennen.

f_{Diesel} [%]	0,5	1,0	2,0	4,0	8,0
τ_{ZV} [ms]	2,3	2,8	3,4	4,0	3,1

Tabelle 4.8: Zündverzugszeiten der Referenzzyklen bei verschiedenen energetischen Dieselpilotanteilen

Zum Zeitpunkt $t = 10{,}0$ ms hat die Flamme bei den niedrigen Pilotanteilen von $f_{\mathrm{Diesel}} = 0{,}5$ % und $f_{\mathrm{Diesel}} = 1{,}0$ % ca. ein Drittel des Brennraums erfasst. Aufgrund der kleinen initialen Flammenfront der „Tröpfchen- und Injektorzündung“ erfolgt die Flammenpropagation wesentlich langsamer als bei den höheren Pilotanteilen $f_{\mathrm{Diesel}} = 2{,}0 - 8{,}0$ %. Bei $f_{\mathrm{Diesel}} = 2{,}0$ % nimmt die Flamme zum gleichen Zeitpunkt bereits mehr als die Hälfte des Brennraums ein, da die initiale Flammenfront der drei Zündstrahlen bei 5,0 ms wesentlich größer ist. Darüber hinaus haben sich im weiteren Verlauf noch zwei zusätzliche Sprays (oben Mitte und oben rechts) entzündet.

Im Fall von $f_{\mathrm{Diesel}} = 4{,}0$ % entzünden sich zusätzlich zu den fünf initialen Pilotstrahlen noch weitere vier Sprays bis $t = 10{,}0$ ms. Mit insgesamt neun Zündstrahlen nimmt die Flamme zu diesem Zeitpunkt bereits ca. 80 % des Brennraums ein. Beim höchsten Pilotanteil von $f_{\mathrm{Diesel}} = 8{,}0$ % entflammen bis $t = 10{,}0$ ms alle vorhanden Pilotstrahlen und die Flamme hat zu diesem Zeitpunkt nahezu den gesamten Brennraum erfasst.

Im weiteren Verlauf der Verbrennung von $t = 10{,}0 - 24{,}9$ ms erfolgt die Flammenausbreitung bei den niedrigen Pilotanteilen $f_{\mathrm{Diesel}} = 0{,}5$ % und 1,0 % in radialer Richtung im Brennraum durch die magere Erdgas-Luftcharge. Der Ausbrand erfolgt durch eine Deflagration, deren Geschwindigkeit durch die turbulente Flammenausbreitung bestimmt wird [18, 44, 131, 132]. Als Folge des niedrigen Brennstoffanteils in der Hauptcharge erfolgt die Flammenausbreitung relativ langsam. Mit steigendem Pilotanteil wird die Propagation durch die höhere Anzahl an entzündeten Sprays und die damit verbundene größere initiale Flammenfront beschleunigt. Verstärkt wird dieser Effekt durch eine höhere laminare Flammengeschwindigkeit innerhalb der kraftstoffreichen Dieselpilotbereiche und durch das höhere Turbulenzniveau aufgrund der Entzündung der größeren Dieselpilotmenge. Dies führt zu einem schnelleren Durchbrand und damit zu kürzeren Brenndauern, wie zum Zeitpunkt $t = 15{,}0$ ms deutlich erkennbar ist.

Nachfolgend werden die gemittelten Werte der 10 untersuchten Zyklen je Betriebspunkt vorgestellt und diskutiert. Diese liefern zusätzlich zu den betrachteten Referenzzyklen eine statistische Aussage über den Einfluss des Dieselpilotanteils auf die Entzündung und Verbrennung. Um diesen Einfluss zu bewerten, sind in Abbildung 4.26 die gemittelten Werte der Zündverzugszeit $\bar{\tau}_{ZV}$, der Brenndauer $\bar{t}_{50\%BRE}$ und der prozentuale Anteil entzündeter Pilotstrahlen $\bar{n}_{EP}$ über verschiedene Pilotanteile zusammengefasst.

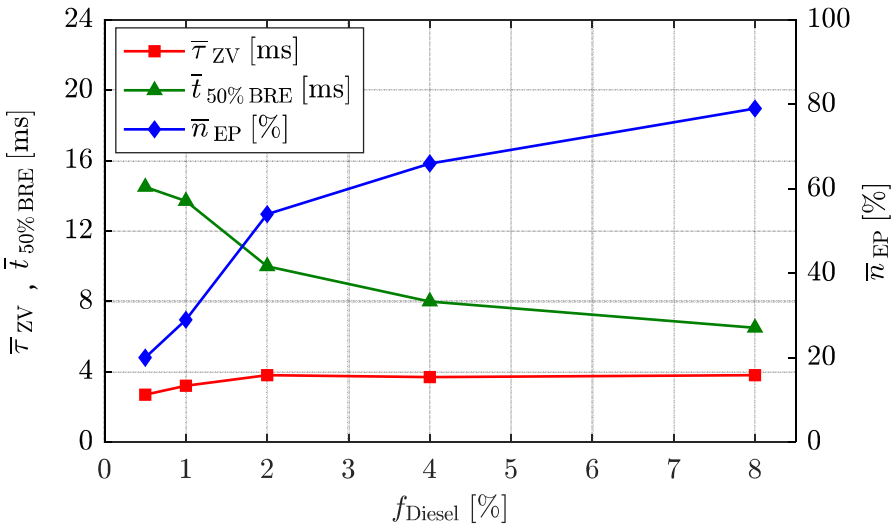


Abbildung 4.26: Mittlere Zündverzugszeiten, Brenndauern und prozentuale Anteile entzündeter Pilotstrahlen bei verschiedenen Einspritzmengen

Wie aus der Betrachtung der Referenzzyklen bereits bekannt ist, zeigt die Pilotmenge nur einen Einfluss auf den Zündverzug für $f_{Diesel} = 0{,}5$ % und 1,0 %. Jedoch ist dieser Einfluss auf das frühere Nadelschließen bei geringen Dieselmengen zurückzuführen und damit von indirekter Natur. Für die Pilotanteile $f_{Diesel} = 2{,}0 - 8{,}0$ % stellen sich konstante Zündverzüge von ca. 3,8 ms ein. Der Anteil entzündeter Pilotstrahlen $\bar{n}_{EP}$ wird hingegen signifikant durch die Dieselmenge beeinflusst. Im Fall des geringsten Pilotanteils von $f_{Diesel} = 0{,}5$ % entzünden sich nur 20 % der eingespritzten Dieselstrahlen. Im Basispunkt mit $f_{Diesel} = 1{,}0$ % zünden knapp 30 % der Sprays. In diesen beiden Betriebspunkten zünden vergleichsweise wenig Zündstrahlen und teilweise erfolgt eine Zündung der Hauptcharge nur durch „Tröpfchen- und Fackelzündung“. Die damit verbundene geringe initiale Flammenfrontoberfläche resultiert in langen Brenndauern $\bar{t}_{50\%BRE}$, wie Abbildung 4.26 zu entnehmen ist.

Eine Erhöhung des Dieselpilotanteils von $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0$ % auf 2,0 % führt zu einem leichten Anstieg der Zündverzugszeit von 3,2 ms auf 3,8 ms. Jedoch steigt gleichzeitig der prozentuale Anteil entzündeter Pilotstrahlen von ca. 30 % auf 55 %. Dies überkompensiert die Wirkung des längeren Zündverzuges und die Brenndauer $\bar{t}_{50\%\text{BRE}}$ sinkt von 13,7 ms auf 10,0 ms ab. Durch eine weitere Erhöhung des Pilotanteils auf 4 % bzw. 8 % steigt der Anteil entzündeter Sprays kontinuierlich weiter an auf ca. 65 % bzw. 80 %. Die Zündverzugszeit bleibt dabei konstant. Durch die vergrößerte initiale Flammenfront, die gleichmäßigere Verteilung der Zündkeime im Brennraum und die erhöhte laminare Flammengeschwindigkeit des Pilotkraftstoffes verkürzt sich die Brenndauer auf 8,0 ms bzw. 6,5 ms. Bei $f_{\text{Diesel}} = 0{,}5$ % und 1,0 % liegt eine reguläre Verbrennung (Regime II) vor. Durch die Beschleunigung des Ausbrandes mit zunehmender Pilotmenge liegt ab $f_{\text{Diesel}} \geq 2{,}0$ % eine schnelle Verbrennung des Regimes III vor. Dies wirkt sich im DF-Brennverfahren wirkungsgrad- und mitteldrucksteigernd aus. Aufgrund der schnelleren und heißeren Verbrennung, der höheren Spitzendrücke und der erhöhten Dieselkraftstoffmenge ist jedoch mit einem signifikanten Anstieg der NO_x-Emissionen zu rechnen.

4.5.4 Zwischenfazit

Der Dieselpilotanteil zeigte einen deutlichen Einfluss auf die Zündung und auf den nachfolgenden Durchbrand der Hauptcharge. Die indizierten Druckkurven offenbarten bei ähnlichem Brennbeginn einen wesentlich schnelleren Durchbrand und geringere Zyklenschwankungen mit steigender Pilotmenge. Dies bestätigte sich in der Druckverlaufsanalyse in Form von steigenden maximalen Heizraten bei gleichzeitig sinkenden Brenndauern mit zunehmenden Pilotanteilen. Die kürzeren Brenndauern erwiesen sich wirkungsgradsteigernd und führten zu einer Erhöhung des Umsetzungsgrades um fünf Prozent bei $f_{\text{Diesel}} = 8{,}0$ % im Vergleich zu $f_{\text{Diesel}} = 0{,}5$ %. Die Schattenaufnahmen deckten ein etwas späteres Auftreten von Vorreaktionen und Zündkeimen mit steigender Pilotmenge auf. Der anschließende Durchbrand der Hauptcharge erfolgte jedoch deutlich schneller aufgrund einer größeren initialen Flammenfront und höheren Flammengeschwindigkeiten in den kraftstoffreicheren Pilotstrahlen. Dies spiegelte sich auch in den Direktlichtaufnahmen wieder. Sie zeigten stetig früher liegende Verbrennungsschwerpunkte und mehr entzündete Pilotstrahlen mit steigender Dieselpilotmenge trotz geringfügig ansteigenden Zündverzügen.

4.6 Variation der Luftzahl

In diesem Abschnitt wird der Einfluss der Luftzahl des Erdgas-Lufthintergrundgemisches auf die Entzündung des Dieselpilotkraftstoffes und die nachfolgende DF-Verbrennung untersucht. Hierzu werden die Druckkurven und die Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse herangezogen und diskutiert. Im Anschluss werden die Direktlichtaufnahmen betrachtet und ausgewertet. Abschließend werden die Ergebnisse in einem Zwischenfazit zusammengefasst. Auf eine Anwendung des Schattenverfahrens wird in dieser Parameterstudie verzichtet, da davon ausgegangen werden kann, dass die Luftzahl keinen Einfluss auf die Gemischaufbereitung des Pilotkraftstoffes hat.

4.6.1 Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse

Zur Untersuchung des Einflusses des homogenen Hintergrundgemisches auf die Entzündung und Verbrennung im DF-Brennverfahren wurde die Luftzahl der Hauptcharge variiert. Ausgehend vom Basispunkt ($\lambda_{HG} = 2{,}0$, $p_{Rail} = 1000$ bar, $\bar{T}_{BK} = 680$ K) wurde der Bereich $\lambda_{HG} = 1{,}8 - 2{,}2$ bei einem Dieselpilotanteil von $f_{Diesel} = 1{,}0$ % untersucht. Die Druckkurven der Referenzzyklen und ihre Schwankungsbreiten sind in Abbildung 4.27 dargestellt.

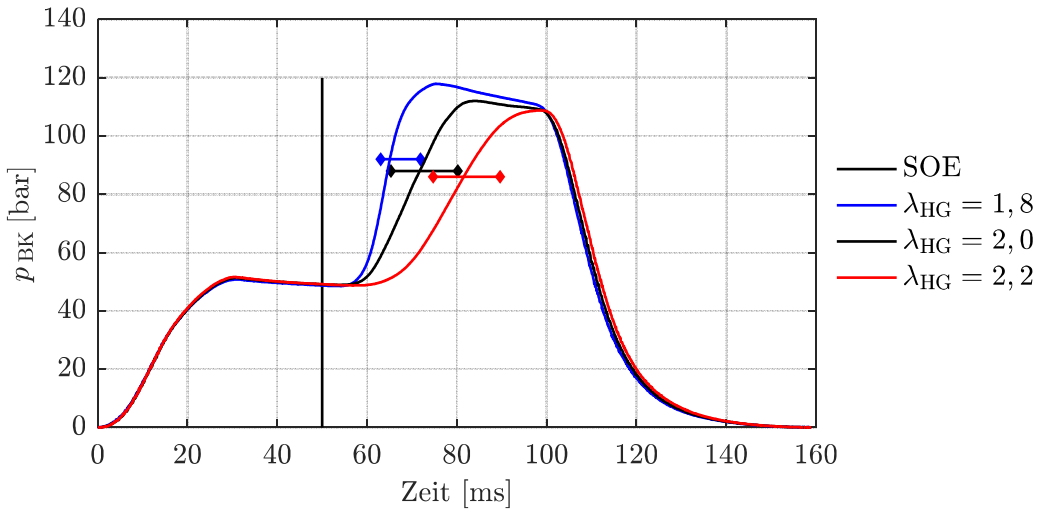


Abbildung 4.27: Brennraumdruckverläufe bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von $f_{Diesel} = 1{,}0$ %

Der Brennkammerdruckanstieg erfolgt früher und mit steileren Gradienten mit sinkender Luftzahl. Zudem zeigt die Luftzahl einen deutlichen Einfluss auf die Schwankungsbreite. Bei der niedrigsten untersuchten Luftzahl von $\lambda_{HG} = 1{,}8$ treten nur sehr geringe Zyklenschwankungen auf. Das Brennverfahren weist somit eine hohe Stabilität in Bezug auf die Entzündung, Verbrennung und Brenndauer auf. Mit zunehmender Luftzahl steigen die Schwankungsbreiten an und das Brennverfahren wird instabiler. Im Fall der höchsten Luftzahl von $\lambda_{HG} = 2{,}2$ treten sehr große Zyklenschwankungen auf, die bereits auf eine teilweise unvollständige Verbrennung hindeuten. Des Weiteren zeigt Abbildung 4.27 deutlich steigende Zylinderspitzendrücke mit abnehmender Luftzahl. Diese sind auf die vergrößerte Wärmefreisetzung der Hauptcharge zurückzuführen.

Um die Wechselwirkung zwischen Pilotkraftstoff und Hauptcharge weitergehend zu erforschen, wurde die Lambda-Variation zusätzlich bei den höheren Pilotanteilen von $f_{Diesel} = 4{,}0$ % und 8,0 % untersucht. Im Fall des mittleren Pilotanteils von $f_{Diesel} = 4{,}0$ % konnte die Hauptcharge im Bereich von $\lambda_{HG} = 1{,}8 - 2{,}2$ variiert werden. Die untere Grenze stellt sich durch das Eintreten von Selbstzündungen an der Verbrennungszelle ein. Durch den erhöhten Pilotanteil und die damit verbesserte Zündung steigen die Brennraumwandtemperaturen im Vergleich zum Basispunkt mit $f_{Diesel} = 1{,}0$ % an. Die obere Grenze ergibt sich durch Zündaussetzer und unvollständige Verbrennung bei weiterer Abmagerung des Gemisches. Die Brennkammerdruckkurven des Betriebspunktes mit $f_{Diesel} = 4{,}0$ % sind in Abbildung 4.28 dargestellt.

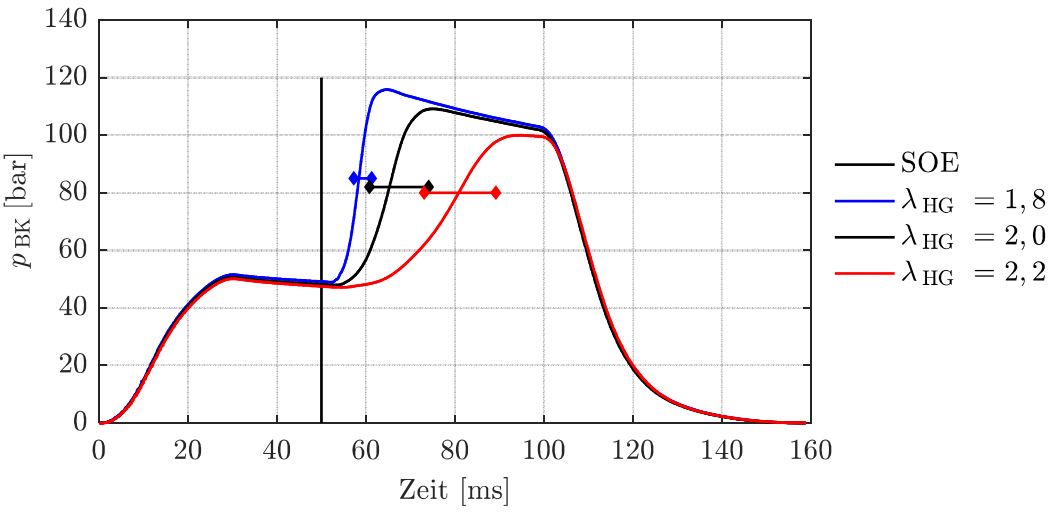


Abbildung 4.28: Brennraumdruckverläufe bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Luft-hintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von $f_{Diesel} = 4{,}0$ %

Es zeigt sich, dass der Einfluss der Luftzahl der Hauptcharge auf die Entzündung und Verbrennung auch bei der deutlich erhöhten Dieselpilotmenge von $f_{\text{Diesel}} = 4{,}0\ \%$ im Vergleich zum Basispunkt sehr ähnlich ist. Mit sinkender Luftzahl setzt die Verbrennung der Hauptcharge früher ein und die Druckgradienten steigen an. Dies deutet auf eine schnellere Umsetzung des Kraftstoffes der Hauptcharge hin. Zusätzlich ist eine signifikante Reduktion der Schwankungsbreite mit steigendem Erdgasanteil zu erkennen. Daraus lässt sich schließen, dass sowohl die Entzündung, als auch die Verbrennung stabiler wird. Die höheren Spitzendrücke mit fallender Luftzahl ergeben sich aus der vermehrten Wärmefreisetzung bei höheren Erdgaskonzentrationen.

Die Abbildung 4.29 zeigt die Druckkurven des höchsten untersuchten Dieselpilotanteils mit $f_{\text{Diesel}} = 8{,}0\ \%$. Durch die Erhöhung der Dieselpilotmenge konnte der Bereich der Luftzahlvariation bis $\lambda_{\text{HG}} = 2{,}4$ erweitert werden. Dies war möglich, da die Erhöhung des Pilotanteils zu einer verbesserten Zündung der Hauptcharge führt, wie in *Abschnitt 4.5* gezeigt wurde.

Es ist zu erkennen, dass die Entzündung der Hauptcharge mit sinkender Luftzahl früher einsetzt. Jedoch ist der Einfluss des Erdgas-Luft-Gemisches auf die Zündverzugszeiten geringer im Vergleich zu den Lambdavariationen mit $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0\ \%$ und $f_{\text{Diesel}} = 4{,}0\ \%$. Dies deutet darauf hin, dass durch die Erhöhung der Dieselpilotmenge ein Übergang von der Diesel-Erdgas-Mischzündung zu einer konventionellen Dieselzündung stattfindet, bei der durch den hohen Dieselanteil der Einfluss des Erdgases auf die Entzündung abnimmt.

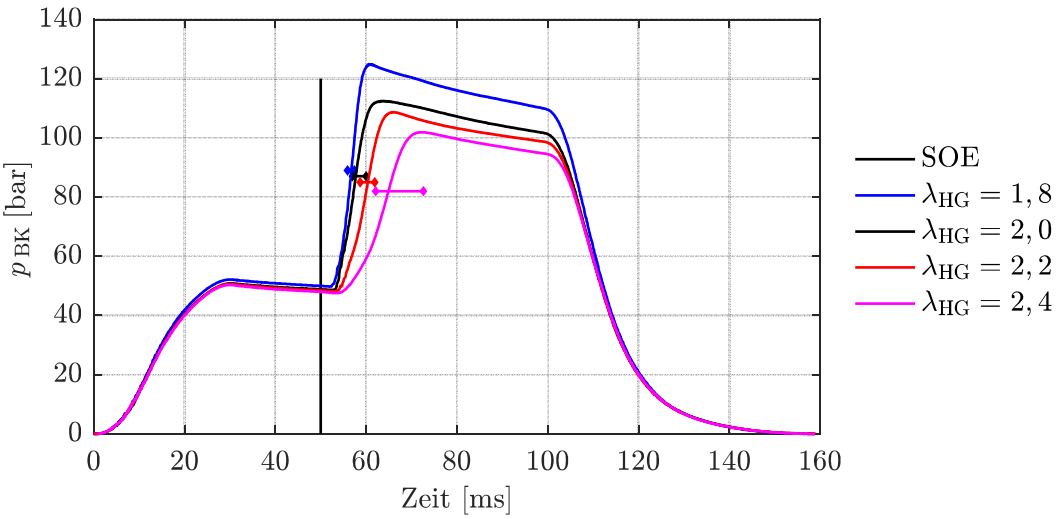


Abbildung 4.29: Brennraumdruckverläufe bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Luft-hintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 8{,}0\ \%$

Des Weiteren zeigt Abbildung 4.29 zunehmende Druckgradienten mit sinkender Luftzahl. Der Einfluss auf die Druckgradienten ist jedoch wesentlich geringer als bei den niedrigeren Pilotanteilen von f_{Diesel} = 1,0 % und 4,0 %. Dies deutet ebenfalls auf eine in sich stabile und autarke Dieselzündung hin. Die in den Druckkurven erkennbaren, sehr steilen Druckanstiege lassen auf eine instantane und volumetrische Zündung des Dieselöls schließen. Dadurch entstehen starke Druckschwingungen in der Verbrennungszelle, die den rauen Drucksignalverlauf bei Brennbeginn verursachen. Eine derart schnelle Entzündung der Hauptcharge wirkt sich zwar positiv auf den Wirkungsgrad, Mitteldruck und HC-Emissionen aus. Jedoch ist auch mit einer vermehrten Entstehung von thermischen Stickoxiden zu rechnen. Die Schwankungsbreiten der Druckkurven in Abbildung 4.29 zeigen, dass die Zündung und Verbrennung mit abnehmender Luftzahl stetig stabiler wird. Allerdings ist die Differenz der Schwankungsbreiten auch bei sehr mageren Hintergrundgemischen aufgrund der hohen Pilotmenge und der damit einhergehenden stabilen Selbstzündung des Dieselkraftstoffes geringer.

In Abbildung 4.30 sind die Heizraten $\dot{Q}_{\text{H}}$ der Luftzahlvariation bei einem Pilotanteil von f_{Diesel} = 1,0 % abgebildet. Sie wurden mithilfe der Druckverlaufsanalyse aus den Druckkurven der Referenzzyklen berechnet, die in Abbildung 4.27 gezeigt wurden.

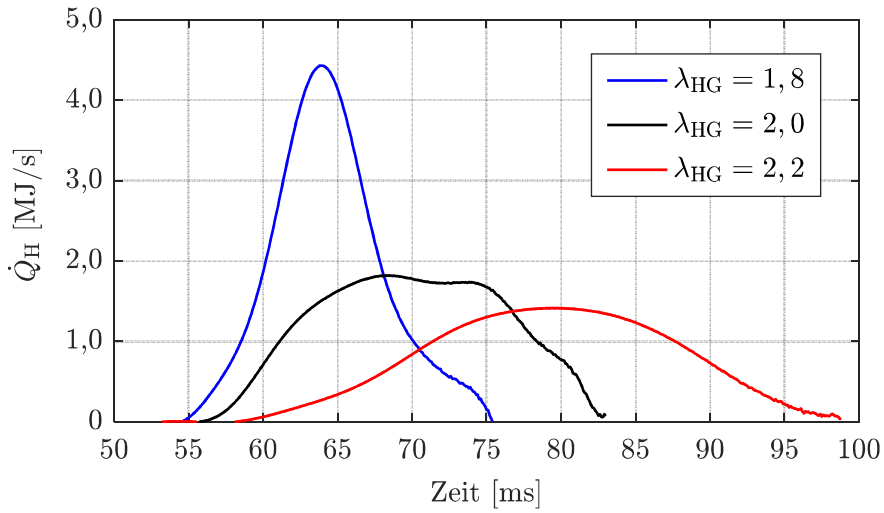


Abbildung 4.30: Heizraten bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 1,0 %

Die Heizraten zeigen einen deutlichen Einfluss der Luftzahl des Erdgas-Luft-Gemisches auf den Maximalwert der Wärmefreisetzung. Dieser steigt mit sinkender Luftzahl an. Die Verdoppelung der maximalen Heizrate bei λ_{HG} = 1,8 im Vergleich

zu $\lambda_{HG} = 2{,}0$ deutet zudem auf eine effizientere Dieselpilotzündung hin. Hingegen scheinen bei $\lambda_{HG} = 2{,}0$ und $\lambda_{HG} = 2{,}2$ ähnliche Zündregime vorzuliegen und der leichte Anstieg der Wärmefreisetzung resultiert aus der höheren Kraftstoffkonzentration bei $\lambda_{HG} = 2{,}0$. Zudem ist zu erkennen, dass die Wärmefreisetzung mit sinkender Luftzahl früher einsetzt. Dies deutet auf kürzere Zündverzüge hin.

Zusätzlich zeigen die Heizraten einen signifikanten Einfluss der Luftzahl auf die Wärmefreisetzungsdauer $\Delta t_{\dot{Q}_H}$. Diese nimmt stetig zu von 21 ms bei $\lambda_{HG} = 1{,}8$ auf 40 ms bei $\lambda_{HG} = 2{,}2$, wie Tabelle 4.9 zu entnehmen ist. In Bezug auf eine Erhöhung des Mitteldrucks und Wirkungsgrades im DF-Brennverfahren ist ein möglichst rascher und gleichmäßiger Kraftstoffumsatz, wie bei $\lambda_{HG} = 1{,}8$, vorteilhaft.

$\boldsymbol{\lambda_{HG}}$ [–]	1,8	2,0	2,2
$\boldsymbol{\Delta t_{\dot{Q}_H}}$ [ms]	21	31	40

Tabelle 4.9: Wärmefreisetzungsdauern bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von $f_{Diesel} = 1{,}0$ %

Die Abbildung 4.31 zeigt die Heizraten der Lambdavariation mit einem erhöhten Pilotanteil von $f_{Diesel} = 4{,}0$ %. Die Maximalwerte der Heizraten steigen mit abnehmender Luftzahl signifikant. Im Gegensatz zum Betriebspunkt mit $f_{Diesel} = 1{,}0$ % zeigt sich bei $f_{Diesel} = 4{,}0$ % eine deutliche Steigerung der Wärmefreisetzungsrate von $\lambda_{HG} = 2{,}0$ im Vergleich zu $\lambda_{HG} = 2{,}2$. Dies weist auf eine Verbesserung der Dieselpilotzündung hin. Außerdem zeigt sich ein früheres Einsetzen der Wärmefreisetzung mit abnehmender Luftzahl.

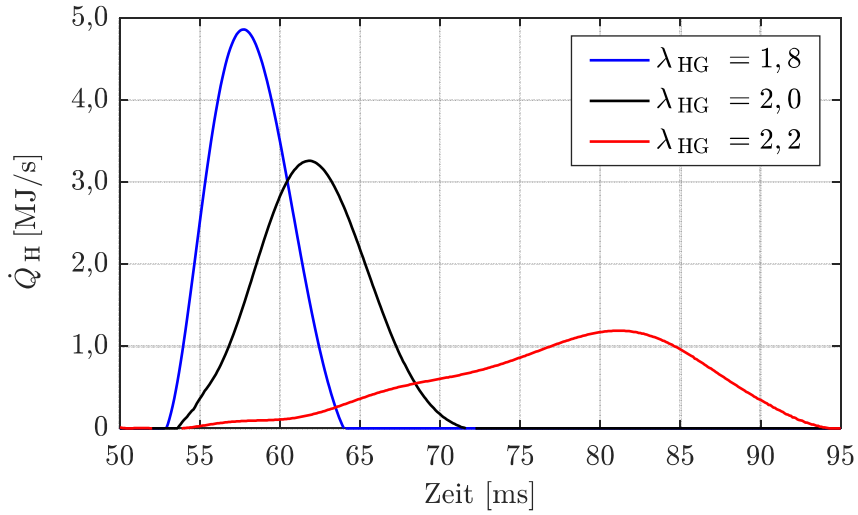


Abbildung 4.31: Heizraten bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von $f_{Diesel} = 4{,}0$ %

Die Wärmefreisetzungsdauern in Tabelle 4.10 weisen eine signifikant schnellere Kraftstoffumsetzung mit sinkender Luftzahl auf. Die deutliche Beschleunigung von $\lambda_{HG} = 2{,}2$ auf $\lambda_{HG} = 2{,}0$ weist auf ein verändertes und wesentlich effektiveres Zündregime hin. Dies führt zu einer Verkürzung der Wärmefreisetzungsdauer von 39 ms bei $\lambda_{HG} = 2{,}2$ auf 18 ms bei $\lambda_{HG} = 2{,}00$ bzw. 11 ms bei $\lambda_{HG} = 1{,}8$.

$\boldsymbol{\lambda_{HG}}$ [–]	1,8	2,0	2,2
$\boldsymbol{\Delta t_{\dot{Q}_H}}$ [ms]	11	18	39

Tabelle 4.10: Wärmefreisetzungsdauern bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von $f_{Diesel} = 4{,}0$ %

Die maximale Wärmefreisetzungsraten $\dot{Q}_H$ steigen auch bei der höchsten untersuchten Pilotmenge von $f_{Diesel} = 8{,}0$ % kontinuierlich mit abnehmender Luftzahl an, wie Abbildung 4.32 zeigt. Der Spitzenwert liegt mit $\dot{Q}_H = 6{,}6$ MJ/s bei $\lambda_{HG} = 1{,}8$ etwa 200 % höher als im Fall von $\lambda_{HG} = 2{,}4$, jedoch ist die Kraftstoffkonzentration nur um ca. 33 % gestiegen. Dies weist darauf hin, dass sich die Dieselpilotzündung mit abnehmender Luftzahl verbessert und daraus eine schnellere Kraftstoffumsetzung resultiert. Des Weiteren ist Abbildung 4.32 zu entnehmen, dass der Brennbeginn mit sinkendem Lambda früher einsetzt.

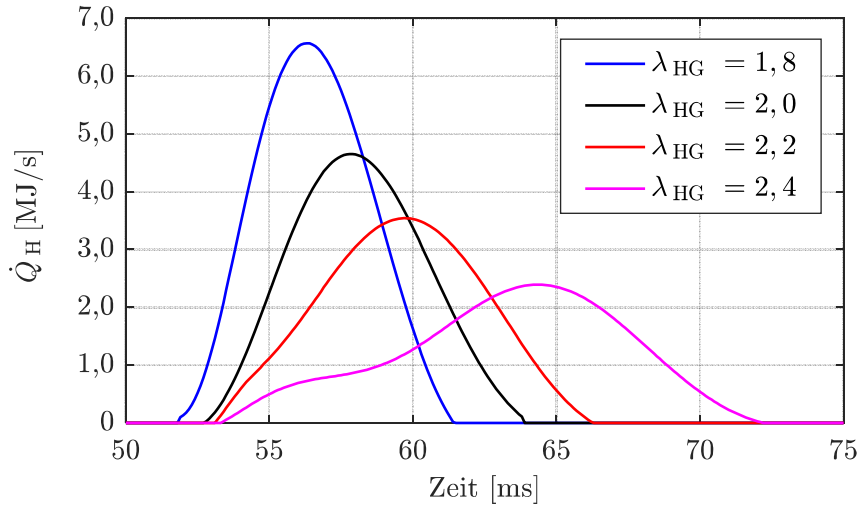


Abbildung 4.32: Heizraten bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von $f_{Diesel} = 8{,}0$ %

In Tabelle 4.11 sind die Wärmefreisetzungsdauern der Heizraten von Abbildung 4.32 aufgelistet. Es ist zu erkennen, dass die Dauer der Kraftstoffumsetzung mit sinkender Luftzahl stetig abnimmt. Dabei reduziert sich $\Delta t_{\dot{Q}_H}$ um ca. 50 % von 19 ms bei $\lambda_{HG} = 2{,}4$ auf 9 ms bei $\lambda_{HG} = 1{,}8$. Ein Teil kann auf die Erhöhung der laminaren Flammengeschwindigkeit zurückgeführt werden. Diese verdoppelt sich jedoch nicht, sondern steigt von $\lambda_{HG} = 2{,}4$ auf $\lambda_{HG} = 1{,}8$ nur um ca. 50 %[4] an [133, 134]. Folglich ist der verbleibende Teil auf eine verbesserte Dieselpilotzündung zurückzuführen, die zu einem rascheren Ausbrand der Hauptcharge führt.

λ_{HG} [–]	1,8	2,0	2,2	2,4
$\Delta t_{\dot{Q}_H}$ [ms]	9	11	13	19

Tabelle 4.11: Wärmefreisetzungsdauern bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von $f_{Diesel} = 8{,}0$ %

In Abbildung 4.33 sind die berechneten Umsetzungsgrade der Luftzahlvariation mit der Pilotmenge $f_{Diesel} = 1{,}0$ % eingezeichnet. Der höchste Umsetzungsgrad η_u tritt bei $\lambda_{HG} = 1{,}8$ mit ca. 71 % ein, gefolgt von $\lambda_{HG} = 2{,}0$ mit ca. 68 % und $\lambda_{HG} = 2{,}2$ mit ca. 67 %. Demnach sinkt die Effizienz der Verbrennung mit steigender Luftzahl. Dies wirkt sich nachteilig auf den Wirkungsgrad aus und erhöht die HC-Abgasemissionen unter Annahme ähnlicher Wandwärmeverluste. Dieses Phänomen ist bei DF-Motoren bereits bekannt. Es tritt vor allem bei niedrigen Lastpunkten auf und wird als „Methanschlupf“ bezeichnet [135].

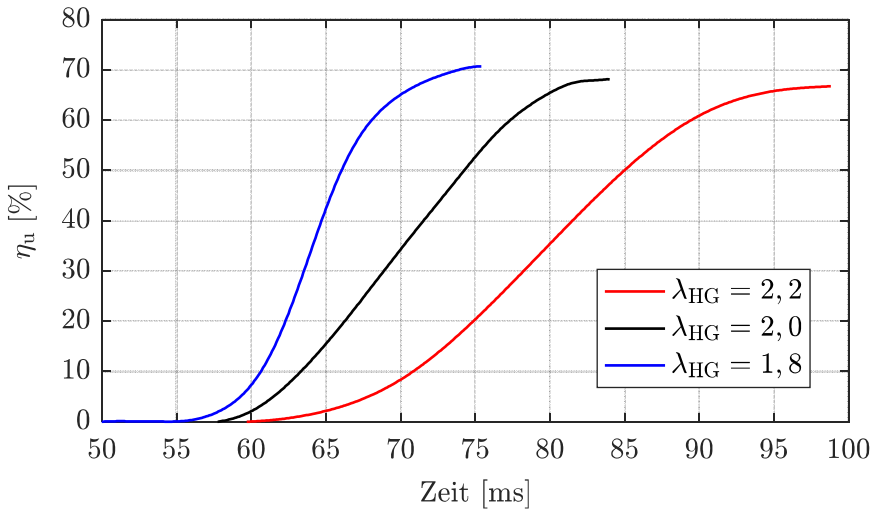


Abbildung 4.33: Umsetzungsgrade bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von $f_{Diesel} = 1{,}0$ %

[4] Werte extrapoliert ab $\lambda_{HG} > 2{,}1$

Des Weiteren ist in Abbildung 4.33 ein früheres Einsetzen der Kraftstoffumsetzung und damit ein früherer Brennbeginn mit abnehmender Luftzahl zu erkennen. Gleichzeitig steigen die Gradienten und damit die Geschwindigkeit der Kraftstoffumsetzung mit sinkender Luftzahl an. Beide Merkmale sind förderlich in Bezug auf eine Erhöhung des Mitteldrucks, sowie des Wirkungsgrades und folglich erstrebenswert.

Die Abbildung 4.34 zeigt die Umsetzungsgrade der Lambdavariation bei der erhöhten Dieselpilotmenge von $f_{\text{Diesel}} = 4{,}0$ %. Der Umsetzungsgrad liegt bei $\lambda_{\text{HG}} = 1{,}8$ und $\lambda_{\text{HG}} = 2{,}0$ auf gleich hohem Niveau von ca. 72 %, gefolgt von $\lambda_{\text{HG}} = 2{,}2$ mit ca. 68 %. Der deutlich niedrigere Umsetzungsgrad im Fall von $\lambda_{\text{HG}} = 2{,}2$ lässt auf eine zum Teil unvollständige Verbrennung schließen. Zudem ist im Vergleich zwischen Abbildung 4.33 und Abbildung 4.34 zu erkennen, dass der Kraftstoffumsatz bei $\lambda_{\text{HG}} = 2{,}2$ zeitlich nahezu gleich träge verläuft und unabhängig von der Pilotmenge ist.

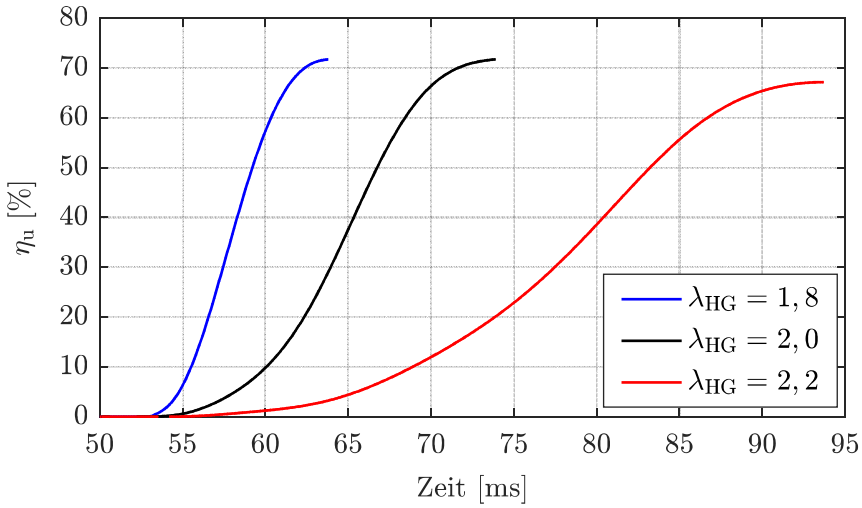


Abbildung 4.34: Umsetzungsgrade bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 4{,}0$ %

Im Fall von $\lambda_{\text{HG}} = 1{,}8$ und 2,0 wird die Verbrennung hingegen durch die Erhöhung des Pilotanteils deutlich beschleunigt, erkennbar an den signifikant höheren Druckgradienten. Dies deutet auf eine Veränderung des Zündregimes in den Fällen von $\lambda_{\text{HG}} = 1{,}8$ und 2,0 durch die Erhöhung von $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0$ % auf 4,0 % hin. Außerdem zeigt sich auch bei dieser Luftzahlvariation, dass die Verbrennung mit abnehmender Luftzahl früher einsetzt. Dies weist auf kürzere Zündverzüge des Dieselpilotkraftstoffes mit zunehmender Erdgaskonzentration des Hintergrundgemisches hin.

Die Umsetzungsgrade bei verschiedenen Luftzahlen und dem höchsten untersuchten Dieselpilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 8{,}0\ \%$ sind in Abbildung 4.35 dargestellt. Der höchste Umsetzungsgrad wird bei $\lambda_{\text{HG}} = 1{,}8$ mit $\eta_{\text{u}} \approx 73\ \%$ erreicht. Mit zunehmendem Lambda sinken die Umsetzungsgrade kontinuierlich bis auf ca. 68 % beim magersten Hintergrundgemisch mit $\lambda_{\text{HG}} = 2{,}4$. Es wird angenommen, dass ein verstärktes Flammenlöschen (quenching) vor allem an den kalten Brennraumwänden zu einer zunehmend unvollständigeren Verbrennung führt, da die Reaktivität mit der Kraftstoffkonzentration abnimmt. Dies würde sich im motorischen Betrieb nachteilig auf den Wirkungsgrad, Mitteldruck und den Methanschlupf auswirken.

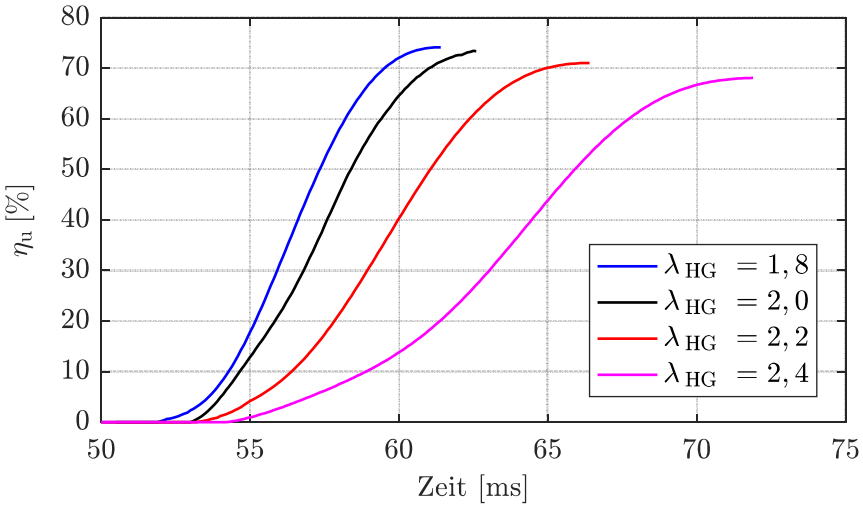


Abbildung 4.35: Umsetzungsgrade bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 8{,}0\ \%$

Des Weiteren bestätigt sich der Trend, wie auch bei den geringeren Pilotanteilen, dass die Druckgradienten signifikant mit sinkender Luftzahl ansteigen und sich die Brenndauern im gleichen Maße verkürzen. Es wird davon ausgegangen, dass die abnehmende Luftzahl auch hier zu einer Veränderung des Zündregimes der Dieselpilotzündung führt, da die Zunahme der Brenngeschwindigkeit nicht alleine auf die erhöhte laminare Flammengeschwindigkeit bei kraftstoffreicheren Gemischen zurückzuführen ist. Bestätigt wird diese These durch die früher einsetzende Verbrennung, wie sie auch bei den beiden niedrigeren Pilotanteilen beobachtet wurde. Ein früherer Brennbeginn und kürzere Brenndauern erhöhen im motorische Betrieb den Mitteldruck und Wirkungsgrad. Durch die damit verbundenen hohen Brennraumtemperaturen und -drücke sind jedoch vor allem in Kombination mit der hohen Dieselkraftstoffmenge bei $f_{\text{Diesel}} = 8{,}0\ \%$ sehr hohe NO_x-Emissionen zu erwarten.

4.6.2 Ergebnisse der Direktlichtaufnahmen

Die Direktlichtaufnahmen in Abbildung 4.36 zeigen die Entzündung und Flammenausbreitung der Referenzzyklen bei verschiedenen Luftzahlen des Hintergrundgemisches und einem Dieselpilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0$ %. Es fällt auf, dass die Intensität des Flammenleuchtens deutlich mit sinkender Luftzahl zunimmt. Dies resultiert aus der steigenden Wärmefreisetzungsrate mit abnehmender Luftzahl, die bereits aus der Druckverlaufsanalyse bekannt ist. Diese führt zu höheren Flammentemperaturen und damit zu vermehrten Chemilumineszenzreaktionen, da diese im sichtbaren Frequenzbereich stark temperaturabhängig sind. Zum Zeitpunkt $t = 5{,}0$ ms ist eine Zündung nur im Betriebspunkt mit $\lambda_{\text{HG}} = 1{,}8$ zu erkennen. Hier entstehen zu diesem Zeitpunkt zwei initiale Zündkeime im Spraybereich oberhalb und links vom Injektor. Gleichzeitig entzündet sich Pilotkraftstoff an der Injektordüse.

In Tabelle 4.12 sind Zündverzugszeiten der Referenzzyklen aufgelistet, die der Zeitspanne zwischen SOE und dem initialen Auftreten eines Zündkeimes in den Direktlichtaufnahmen entsprechen. Die Zündverzugszeiten zeigen bei den Referenzzyklen keinen eindeutigen Trend in Bezug auf eine Beeinflussung durch das Hintergrundgemisch.

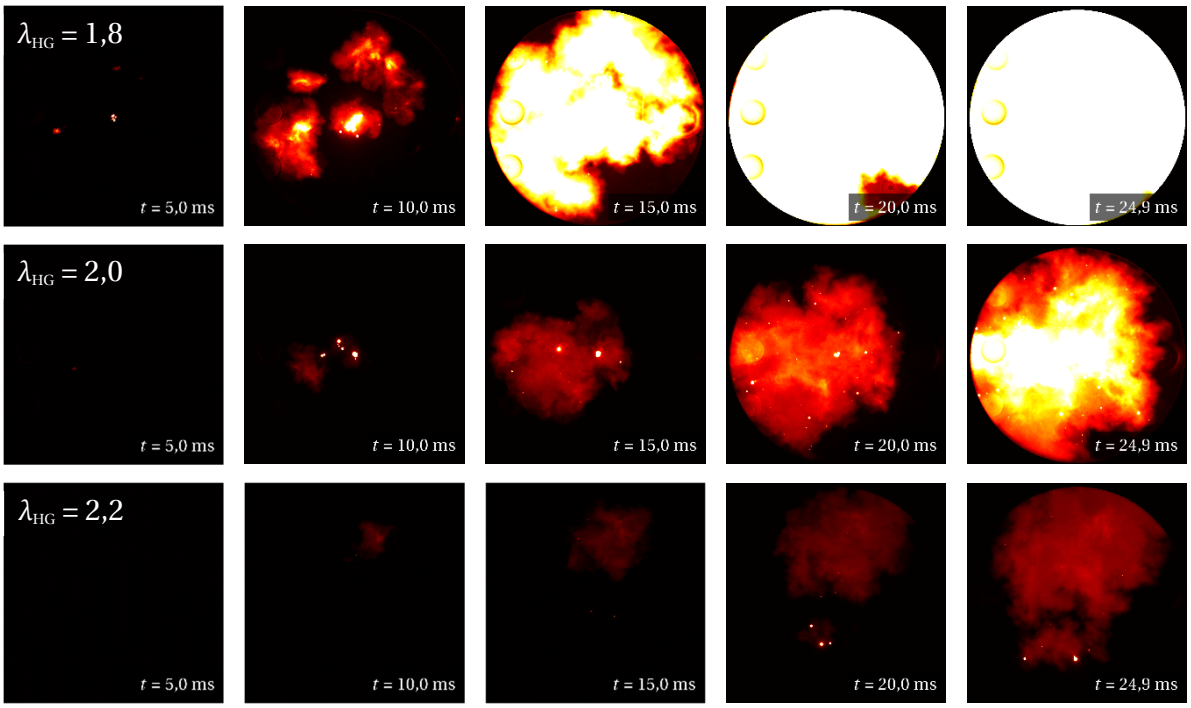


Abbildung 4.36: Direktlichtaufnahmen bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0$ %

λ_{HG} [−]	1,8	2,0	2,2
τ_{ZV} [ms]	4,6	5,8	5,3

Tabelle 4.12: Zündverzugszeiten der Referenzzyklen bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 1,0 %

Bei t = 10,0 ms hat sich Flamme im Betriebspunkt mit λ_{HG} = 1,8 ausgehend von den drei initialen Zündkeimen bereits großflächig entlang der kraftstoffreichen Sprayzonen ausgebreitet. Zusätzlich hat sich ein weiterer Zündkeim oben links innerhalb des Pilotsprays entwickelt. Bei λ_{HG} = 2,0 ist eine Zündung im Spraybereich links vom Injektor und eine Zündung an der Oberfläche der Einspritzdüse zu erkennen. Gleichzeitig sind brennende Tröpfchen aus der Injektorschließphase im Injektornahfeld mit heller Rußstrahlung vorhanden. Im Fall des magersten Hintergrundgemisches von λ_{HG} = 2,2 tritt der erste Zündkeim oberhalb der Einspritzdüse innerhalb eines Pilotsprays auf. Vor allem im direkten Vergleich zu λ_{HG} = 1,8 fällt auf, dass die Anzahl an Zündkeimen geringer ist und die Entzündung der Hauptcharge verspätet erfolgt.

Zum Zeitpunkt t = 15,0 ms hat die Flamme in der kraftstoffreichen Hauptcharge von λ_{HG} = 1,8 bereits einen Großteil des Brennraums erfasst. Die Flamme hat sich ausgehend von den vier Zündbereichen bei t = 10,0 ms radial im Brennraum ausgebreitet. In gleicher Weise propagiert die Flamme auch beim Basispunkt mit λ_{HG} = 2,0, jedoch aufgrund der geringeren initialen Flammenoberfläche deutlich langsamer. Bei λ_{HG} = 2,2 zeigt sich die geringe laminare Flammengeschwindigkeit bei sehr mageren Gemischen, die in Kombination mit dem einzelnen Zündkeim zu einem verschleppten Ausbrand führt.

Im Zeitbereich t = 20,0 − 25,0 ms setzt sich der deutlich schnellere Ausbrand bei geringerer Luftzahl des Hintergrundgemisches fort, der sich aus der höheren Anzahl an initialen Zündkeimen und der höheren laminaren Flammengeschwindigkeit ergibt. Daraus folgt eine kürzere Brenndauer und ein höherer Spitzendruck, die beide zielführend zur Erhöhung des Mitteldruckes und Wirkungsgrades sind.

Die Abbildung 4.37 präsentiert die Mittelwerte der Zündverzugszeit $\bar{\tau}_{ZV}$, der Brenndauer $\bar{t}_{50\%BRE}$ und des prozentualen Anteils entzündeter Pilotstrahlen $\bar{n}_{EP}$ aus den zehn analysierten Zyklen der einzelnen Betriebspunkte. Die Mittelwerte der Zündverzugszeiten weisen, im Gegensatz zu den Einzelwerten der Referenzzyklen, einen Einfluss der Luftzahl des Hintergrundgemisches auf. Die mittlere Zündverzugszeit nimmt von $\bar{\tau}_{ZV}$ = 4,4 ms bei λ_{HG} = 1,8 geringfügig zu auf $\bar{\tau}_{ZV}$ = 4,6 ms bei λ_{HG} = 2,0, gefolgt von einer deutlichen Zunahme auf $\bar{\tau}_{ZV}$ = 9,3 ms bei λ_{HG} = 2,2. Dies deutet daraufhin, dass die Dieselpilotzündung bei einer Abmagerung über $\lambda_{HG} > 2,0$

und dem sehr geringen Pilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0$ % instabil wird. Diese Hypothese wird bei Betrachtung des prozentualen Anteils entzündeter Pilotstrahlen $\bar{n}_{\text{EP}}$ bestätigt. In den beiden Betriebspunkten $\lambda_{\text{HG}} = 1{,}8$ und $\lambda_{\text{HG}} = 2{,}0$ entzünden sich mit 27 % und 26 % etwa gleich viele Sprays. Bei $\lambda_{\text{HG}} = 2{,}2$ sinkt der Anteil hingegen signifikant auf 15 % im Mittel ab.

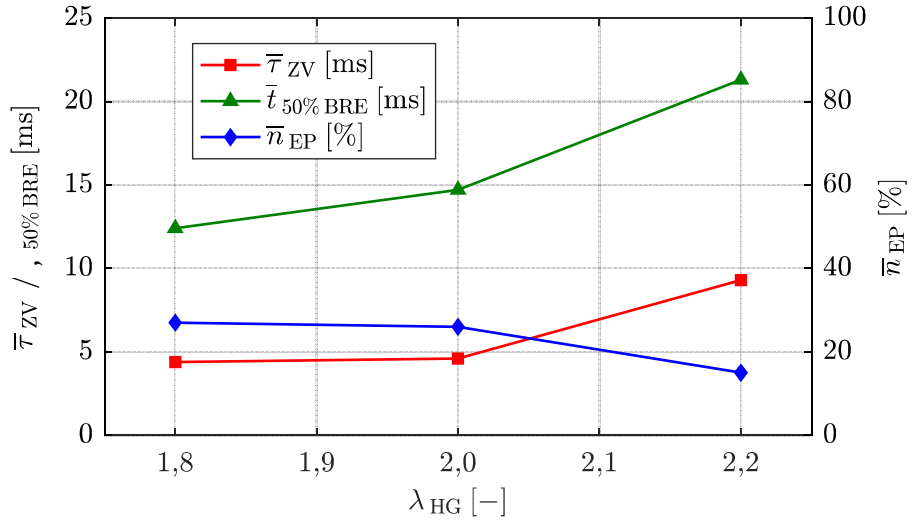


Abbildung 4.37: Mittlere Zündverzugszeiten, Brenndauern und prozentuale Anteile entzündeter Pilotstrahlen bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0$ %

Aus der Kombination der kürzesten Zündverzugszeit, der größten Anzahl entzündeter Pilotstrahlen und der höchsten laminaren Flammengeschwindigkeit stellt sich die kürzeste Brenndauer mit $\bar{t}_{50\%\text{BRE}} = 12{,}4$ ms bei $\lambda_{\text{HG}} = 1{,}8$ ein. Gefolgt von $\bar{t}_{50\%\text{BRE}} = 14{,}7$ ms bei $\lambda_{\text{HG}} = 2{,}0$ und $\bar{t}_{50\%\text{BRE}} = 21{,}3$ ms bei $\lambda_{\text{HG}} = 2{,}2$. Es liegt demzufolge eine reguläre Verbrennung (Regime II) bei $\lambda_{\text{HG}} = 1{,}8$ und $\lambda_{\text{HG}} = 2{,}0$ vor, die sich bei $\lambda_{\text{HG}} = 1{,}8$ an der Grenze zur schnellen Verbrennung des Regimes III befindet. Die Verbrennung bei $\lambda_{\text{HG}} = 2{,}2$ ist einer verschleppten Verbrennung des Regimes I zuzuordnen.

In Abbildung 4.38 sind die Direktlichtaufnahmen der Luftzahlvariation bei einem erhöhtem Dieselpilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 4{,}0$ % dargestellt. Bei $t = 5{,}0$ ms zeigt der Referenzzyklus mit der kraftstoffreichsten Hauptcharge von $\lambda_{\text{HG}} = 1{,}8$ eine bereits weit fortgeschrittene Dieselpilotzündung. Zudem ist eine hohe Anzahl an Zündstrahlen zu sehen, die überwiegend auf der thermisch heißeren Seite der Auslassventile zünden. Es fällt eine deutliche Verbesserung der Pilotzündung im Vergleich zum Basispunkt mit $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0$ % in Abbildung 4.36 auf. Die Zündung setzt bei gleicher Luftzahl durch die erhöhte Pilotmenge früher und mit einer höheren Zündwahrscheinlichkeit ein.

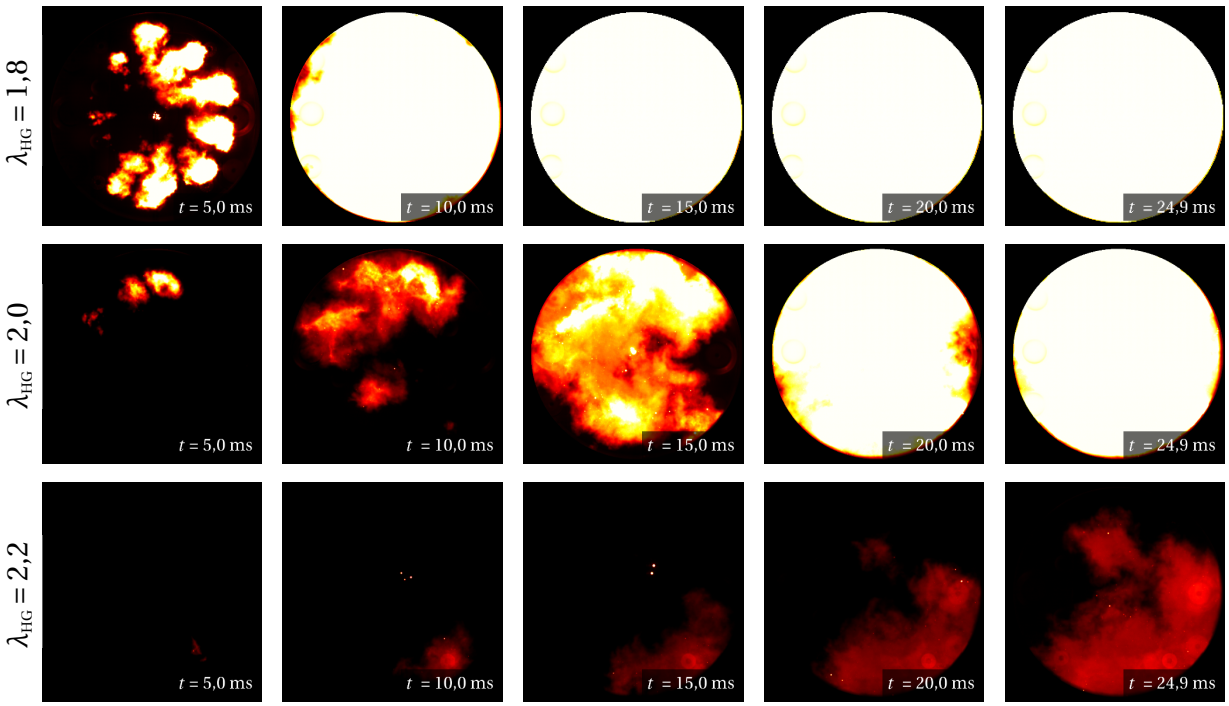


Abbildung 4.38: Direktlichtaufnahmen bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 4{,}0\ \%$

Bei Abmagerung der Hauptcharge auf $\lambda_{\text{HG}} = 2{,}0$ zeigt sich die Dieselpilotzündung bei $t = 5{,}0$ ms weniger weit fortgeschritten und es treten weniger Zündstrahlen im Vergleich zu $\lambda_{\text{HG}} = 1{,}8$ auf. Im magersten Betriebspunkt mit $\lambda_{\text{HG}} = 2{,}2$ ist zum gleichen Zeitpunkt nur ein einzelner Zündkeim zu sehen, der sich im Spraybereich an einem heißen Auslassventil bildet. Die initiale Flammenfrontoberfläche der Dieselpilotzündung ist jedoch im Vergleich zum Betriebspunkt mit der kraftstoffreichen Hauptcharge von $\lambda_{\text{HG}} = 1{,}8$ sehr klein. Das frühere Einsetzen der Dieselpilotzündung bei abnehmender Luftzahl spiegelt sich in den Zündverzugszeiten wieder, die in Tabelle 4.13 aufgelistet sind.

$\boldsymbol{\lambda_{\text{HG}}}$ [−]	1,8	2,0	2,2
$\boldsymbol{\tau_{\text{ZV}}}$ [ms]	2,1	3,6	3,9

Tabelle 4.13: Zündverzugszeiten der Referenzzyklen bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 4{,}0\ \%$

Zum Zeitpunkt $t = 10{,}0$ ms hat die Flamme im Fall von $\lambda_{\text{HG}} = 1{,}8$ nahezu den kompletten sichtbaren Bereich des Brennraumes erfasst. Die Flammenpropagation erfolgt aufgrund der kurzen Zündverzugszeit und der hohen Anzahl an Zündstrahlen

in diesem Betriebspunkt sehr zügig. Bei $\lambda_{HG} = 2{,}0$ breitet sich die Flamme ausgehend von den drei initialen Zündkeimen kreisförmig im Brennraum aus. Zusätzlich hat sich ein weiterer Zündkeim unterhalb des Injektors gebildet, der die Flammenpropagation im unteren Teil des Brennraums beschleunigt. Bei der magersten Hauptcharge mit $\lambda_{HG} = 2{,}2$ propagiert die Flamme ausgehend von dem einzelnen initialen Zündkeim vergleichsweise langsam. Gleichzeitig ist eine „Tröpfchenzündung“ oberhalb des Injektors mit heller Rußstrahlung zu sehen, jedoch besitzt diese nur eine sehr geringe räumliche Ausdehnung und eine kleine initiale Flammenoberfläche. Daher trägt sie kaum zur Kraftstoffumsetzung der Verbrennung bei.

Bei $t = 15{,}0$ ms hat die Flamme im kraftstoffreichsten Hintergrundgemisch mit $\lambda_{HG} = 1{,}8$ den Brennraum vollständig erfasst und verbleibt dort im weiteren Verlauf mit heller Rußstrahlung. Im Fall der Hauptcharge mit $\lambda_{HG} = 2{,}0$ hat die Flamme zum gleichen Zeitpunkt ca. 70 % des sichtbaren Brennraumes eingenommen und erfasst die verbleibenden Bereiche bis zum Ende der Aufnahmezeit bei $t = 25{,}0$ ms. Im magersten Betriebspunkt mit $\lambda_{HG} = 2{,}2$ breitet sich die Flamme ausgehend vom initialen Zündkeim relativ langsam entlang der Brennraumwand aus, an der sich der noch unverbrannte Pilotkraftstoff befindet. Zum Zeitpunkt $t = 20{,}0$ ms ist ein weiterer Zündbereich oberhalb des Injektors zu erkennen, der sich aus der „Tröpfchenzündung“ entwickelt hat. Aufgrund seines geringen geometrischen Ausmaßes trägt er jedoch nur bedingt zur Flammenpropagation bei. Bis zum Ende der Kameraaufnahmezeit bei $t = 25{,}0$ ms erfasst die Flamme nur ca. 55 % des sichtbaren Brennraumes.

Die bei der Analyse der Referenzzyklen gewonnenen Erkenntnisse spiegeln sich ebenfalls in den statistischen Mittelwerten der 10 untersuchten Zyklen je Betriebspunkt wieder. Diese sind in Abbildung 4.39 zusammengefasst.

Die mittleren Zündverzüge steigen mit zunehmender Luftzahl des Hintergrundgemisches von $\bar{\tau}_{ZV} = 2{,}6$ ms bei $\lambda_{HG} = 1{,}8$ auf $\bar{\tau}_{ZV} = 6{,}7$ ms bei $\lambda_{HG} = 2{,}2$ an. Gleichzeitig sinkt der prozentuale Anteil der entzündeten Pilotstrahlen signifikant von $\bar{n}_{EP} = 95$ % auf $\bar{n}_{EP} = 36$ % ab. Daraus ergeben sich kleinere initiale Flammenfrontoberflächen und verlängerte effektive Flammenwege. In Kombination mit den steigenden Zündverzugszeiten und den abnehmenden laminaren Flammengeschwindigkeiten bei mageren Gemischen führt dies zu einer Erhöhung der Brenndauern. Diese steigen drastisch von $\bar{t}_{50\%BRE} = 6{,}6$ ms bei $\lambda_{HG} = 1{,}8$ auf $\bar{t}_{50\%BRE} = 11{,}8$ ms bei $\lambda_{HG} = 2{,}0$ und $\bar{t}_{50\%BRE} = 13{,}4$ ms bei $\lambda_{HG} = 2{,}2$ an. Demzufolge liegt eine schnelle Verbrennung (Regime III) bei $\lambda_{HG} = 1{,}8 - 2{,}0$ und eine reguläre Verbrennung (Regime II) bei $\lambda_{HG} = 2{,}2$ vor. Im Vergleich zur Lambdavariation mit einem Pilotanteil

von $f_{\text{Diesel}} = 1{,}0$ % verbessert sich das Verbrennungsregime bei allen Luftzahlen um eine Kategorie durch die Erhöhung der Pilotmenge.

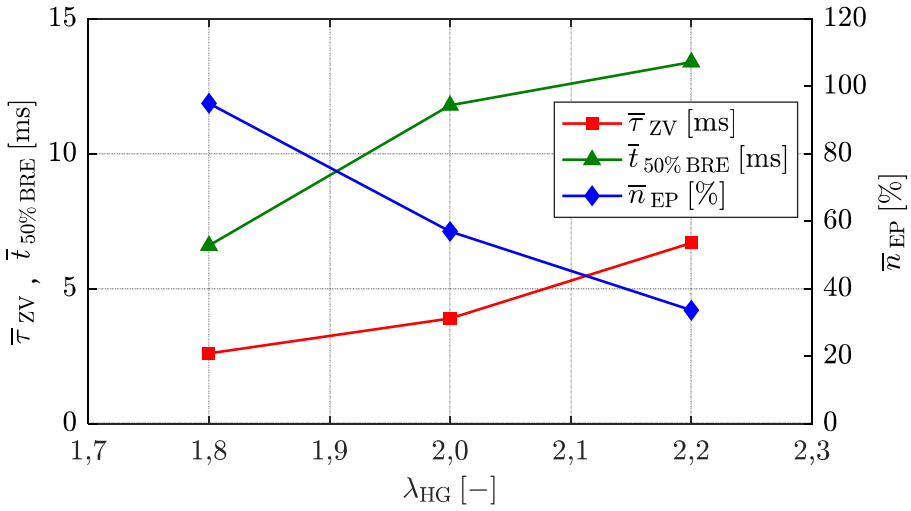


Abbildung 4.39: Mittlere Zündverzugszeiten, Brenndauern und prozentuale Anteile entzündeter Pilotstrahlen bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 4{,}0$ %

Die Abbildung 4.40 zeigt die Direktlichtaufnahmen der Referenzzyklen bei verschiedenen Luftzahlen des Hintergrundgemisches und dem größten untersuchten Pilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 8{,}0$ %.

In der ersten Bildreihe ist zum Zeitpunkt von $t = 5{,}0$ ms bei $\lambda_{\text{HG}} = 1{,}8$ und $\lambda_{\text{HG}} = 2{,}0$ eine bereits weit fortgeschrittene Dieselpilotzündung zu sehen, bei der sich alle Sprays entzündet haben. Aufgrund der hohen Pilotmenge und der damit verbundenen großen Sprayzone hat die Flamme zu diesem frühen Zeitpunkt bereits ca. 70 – 80 % des Brennraumes erfasst. Bei $\lambda_{\text{HG}} = 2{,}2$ ist die Dieselpilotzündung zum gleichen Zeitpunkt deutlich weniger fortgeschritten. Die Zündbereiche sind kleiner und liegen im Kopfbereich der Pilotsprays an der Brennraumwand. Zudem haben sich nur 8 von 10 Pilotstrahlen entzündet. Der beobachtete Trend setzt sich bei weiterer Abmagerung der Hauptcharge fort. Im Fall von $\lambda_{\text{HG}} = 2{,}4$ ist die Zündung bei $t = 5{,}0$ ms noch in der Anfangsphase und die Zündbereiche sind am kleinsten. Es haben sich zu diesem Zeitpunkt nur 3 von 10 Sprays entzündet.

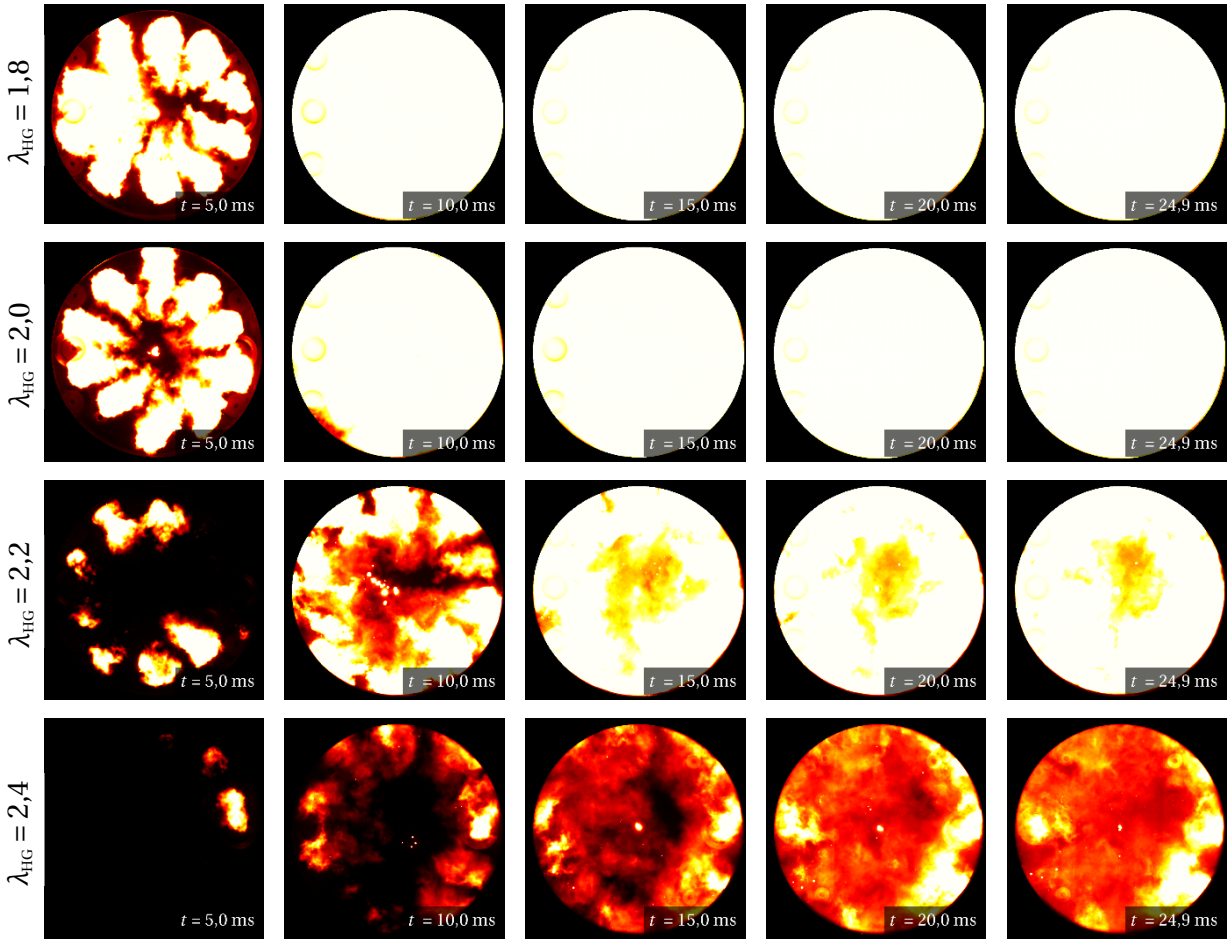


Abbildung 4.40: Direktlichtaufnahmen bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 8{,}0\ \%$

In Tabelle 4.14 sind die dazugehörigen Zündverzugszeiten der Referenzzyklen aufgelistet. Es ist zu erkennen, dass die Zündverzüge stetig mit zunehmender Luftzahl ansteigen und sich von $\tau_{\text{ZV}} = 1{,}8$ ms bei $\lambda_{\text{HG}} = 1{,}8$ auf $\tau_{\text{ZV}} = 4{,}1$ ms bei $\lambda_{\text{HG}} = 2{,}4$ mehr als verdoppeln.

λ_{HG} [−]	1,8	2,0	2,2	2,4
τ_{ZV} [ms]	1,9	2,4	3,2	4,1

Tabelle 4.14: Zündverzugszeiten der Referenzzyklen bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von $f_{\text{Diesel}} = 8{,}0\ \%$

Im weiteren zeitlichen Verlauf von $t = 10{,}0 - 25{,}0$ ms hat die Flamme bei den Betriebspunkten mit $\lambda_{HG} = 1{,}8$ und $\lambda_{HG} = 2{,}0$ bereits den kompletten bzw. nahezu kompletten sichtbaren Bereich des Brennraums erfasst. Sie verbleibt dort bis zum Ende der Kameraaufnahmezeit mit hellem Rußleuchten. Bei $\lambda_{HG} = 2{,}2$ haben sich zwischen $t = 5{,}0 - 10{,}0$ ms die noch verbliebenen zwei Sprays entzündet. Anschließend propagiert die Flamme entlang der Pilotsprayachsen radial in Richtung Brennraumzentrum.

Im Fall der magersten Hauptcharge mit $\lambda_{HG} = 2{,}4$ entzünden sich die noch unverbrannten Pilotsprays ebenfalls im zeitlichen Verlauf von $t = 5{,}0 - 10{,}0$ ms. Die Zündbereiche liegen aufgrund der langen Zündverzugszeit unmittelbar an den Brennraumwänden. Eine sphärische Flammenausbreitung der Zündkeime ist aufgrund der Lage nur begrenzt möglich, da ein Flammenlöschen (quenching) an den kalten Brennraumwänden stattfindet.

Des Weiteren zeigt sich, dass der Ausbrand aufgrund der niedrigen laminaren Flammengeschwindigkeit bei mageren Gemischen deutlich langsamer erfolgt. Helles Rußleuchten tritt im magersten Betriebspunkt nur in den brennraumwandnahen Randbereichen auf, in denen die Pilotkraftstoffkonzentration am höchsten ist. Im Brennraumzentrum hingegen ist das Flammenleuchten deutlich geringer. Folglich ist in diesem Bereich mit einer niedrigen NO_x-Entstehung zu rechnen. Die deutlich langsamere Kraftstoffumsetzung mit zunehmender Luftzahl und die damit verbundenen längeren Brenndauern wirken sich jedoch nachteilig auf den erreichbaren Mitteldruck und Wirkungsgrad aus.

Im direkten Vergleich der Verbrennung der Pilotmengen $f_{Diesel} = 1{,}0 - 8{,}0$ % der mageren Betriebspunkte mit $\lambda_{HG} = 2{,}2$ und 2,4 fällt auf, dass erst bei einer vergleichsweisen hohen Pilotmenge von 8,0 % eine zügige Dieselpilotzündung erfolgt. Nur in diesem Fall scheint die Dieselmenge ausreichend groß zu sein, um sich auch bei sehr magerem und damit reaktionsträgem Erdgas-Luft-Gemisch autark und stabil zu entzünden.

In Abbildung 4.41 sind die Mittelwerte der statistischen Auswertung über die Luftzahl dargestellt. Die mittleren Zündverzugszeiten steigen mit zunehmendem λ_{HG} stetig von $\bar{\tau}_{ZV} = 1{,}8$ ms bei $\lambda_{HG} = 1{,}8$ auf $\bar{\tau}_{ZV} = 4{,}1$ ms bei $\lambda_{HG} = 2{,}4$ an. Der mittlere Anteil entzündeter Sprays $\bar{n}_{EP}$ liegt im Bereich von $\lambda_{HG} = 1{,}8 - 2{,}2$ bei nahezu 100 %. Es zeigt sich im direkten Vergleich mit den Werten des Pilotanteils von $f_{Diesel} = 4{,}0$ % in Abbildung 4.39, dass durch die Erhöhung der Pilotmenge eine vollständige Entzündung des Dieselkraftstoffes auf den Bereich $\lambda_{HG} = 2{,}0 - 2{,}2$ erweitert wurde. Ab $\lambda_{HG} = 2{,}4$ ist jedoch ein deutlicher Abfall auf ca. $\bar{n}_{EP} = 75$ % erkennbar.

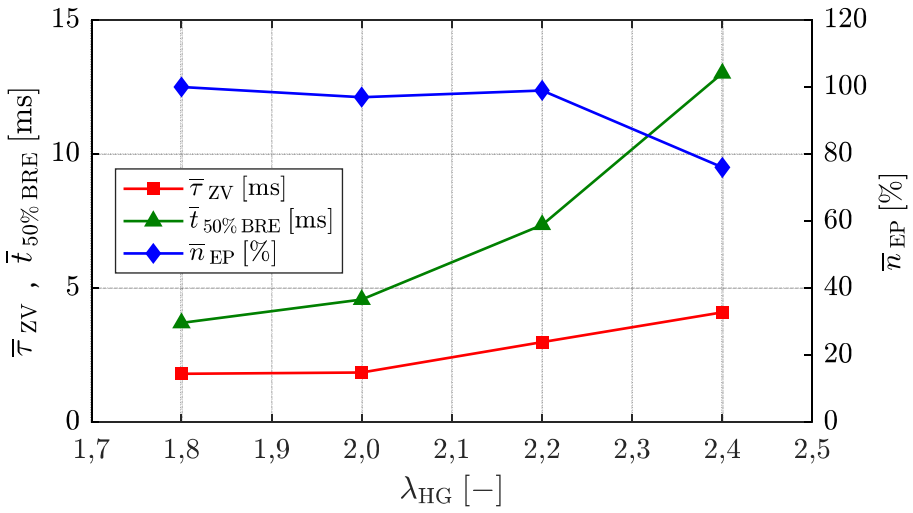


Abbildung 4.41: Mittlere Zündverzugszeiten, Brenndauern und prozentuale Anteile entzündeter Pilotstrahlen bei verschiedenen Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches mit einem Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 8,0 %

Die mittlere Zeitspanne $\bar{t}_{50\%BRE}$ ergibt sich aus der Kombination der Zündverzugszeit, der Anzahl entzündeter Pilotstrahlen und der laminaren Flammengeschwindigkeit des Hintergrundgemisches. Sie steigt zwischen λ_{HG} = 1,8 – 2,0 leicht an. Dies ist auf die Abnahme der laminaren Flammengeschwindigkeit zurückzuführen, da in diesem Bereich die Zündverzugszeit und der Anteil entzündeter Pilotsprays nahezu konstant bleibt. Zwischen λ_{HG} = 2,0 – 2,2 nimmt $\bar{t}_{50\%BRE}$ stärker zu, da neben der sinkenden Flammengeschwindigkeit auch eine Verlängerung der Zündverzüge auftritt. Der höchste Anstieg der Brenndauer ist zwischen λ_{HG} = 2,2 – 2,4 zu verzeichnen, da in diesem Bereich neben der Abnahme der Flammengeschwindigkeit und der Verlängerung des Zündverzuges noch zusätzlich die Anzahl entzündeter Pilotsprays sinkt. Dies führt zu einer geringeren initialen Flammenfrontoberfläche und längeren effektiven Flammenwegen bis zur vollständigen Brennraumerfassung.

Der hohe Dieselpilotanteil von f_{Diesel} = 8,0 % verursacht einen schnellen Ausbrand gemäß Regime III für den Luftzahlbereich λ_{HG} = 1,8 – 2,2. Nur die sehr magere Hauptcharge mit λ_{HG} = 2,4 ist dem regulären Verbrennungsregime II zuzuordnen.

4.6.3 Wechselwirkung zwischen dem Dieselpilotanteil und der Luftzahl des Hintergrundgemisches

Nachfolgend werden die Ergebnisse der vorangegangenen Untersuchungen des Einflusses der Luftzahl des Hintergrundgemisches auf die Entzündung und Verbrennung bei verschiedenen Pilotanteilen miteinander verglichen. Ziel ist es die Wechselwirkung zwischen der Pilotmenge und der Erdgaskonzentration der Hauptcharge zu verstehen.

Die Abbildung 4.42 fasst die Zündverzugszeiten bei verschiedenen Dieselpilotanteilen und Luftzahlen der Erdgas-Lufthauptcharge zusammen. Es ist zu erkennen, dass die Zündverzüge bei allen untersuchten Pilotmengen kontinuierlich mit der Luftzahl ansteigen. Am deutlichsten nehmen sie bei Annäherung der Luftzahl des Hintergrundgemisches an die Entflammungsgrenze im Bereich $\lambda_{HG} = 2{,}0 - 2{,}2$ zu.

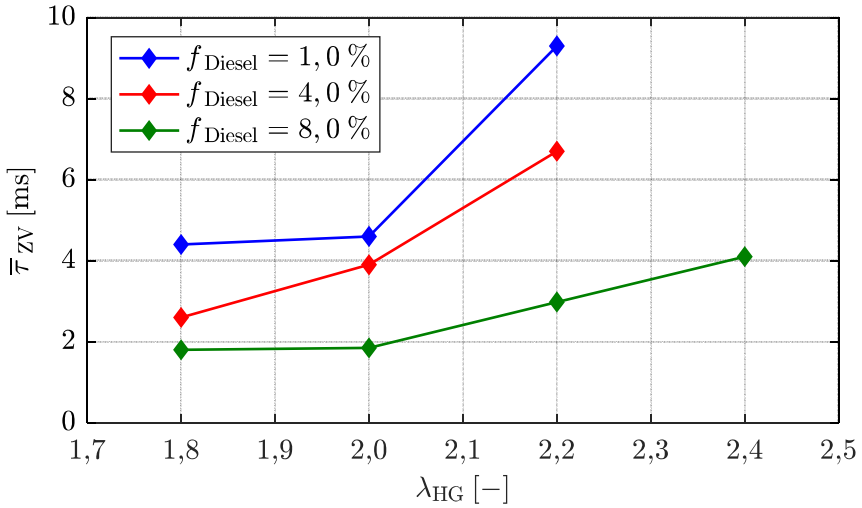


Abbildung 4.42: Vergleich der Zündverzugszeiten bei verschiedenen Dieselpilotanteilen und Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches

Des Weiteren ist zu erkennen, dass die Zündverzugszeiten über den gesamten untersuchten Luftzahlbereich bei hohen Dieselmengen stetig kürzer sind als bei geringen. Dies ist auf die höhere Dieselkraftstoffkonzentration innerhalb der Sprays bei größeren Pilotmengen zurückzuführen, die eine schnellere Selbstentzündung bewirkt. Zudem nehmen die Zündverzüge bei geringen Dieselmengen mit der Luftzahl stärker zu als bei hohen Pilotanteilen. Daraus lässt sich schließen, dass bei größeren Dieselmengen eine in sich stabilere Zündung vorliegt, die einer geringeren Beeinflussung durch das Hintergrundgemisch unterliegt.

In Abbildung 4.43 ist ein Vergleich der prozentualen Anteile der entzündeten Sprays bei verschiedenen Pilotanteilen und Luftzahlen der Hauptcharge aufgeführt. Das Diagramm zeigt, dass die Pilotzündung bei der höchsten untersuchten Dieselmenge über einen weiten Luftzahlbereich von $\lambda_{HG} = 1{,}8 - 2{,}2$ stabil vorliegt und es sich stetig nahezu alle Strahlen entzünden. Dies deutet daraufhin, dass die hohe Dieselmenge eine in sich stabile Zündung bewirkt, die in diesem Bereich nur in Bezug auf die Zündverzugszeit durch das Hintergrundgemisch beeinflusst wird.

Erst bei $\lambda_{HG} = 2{,}4$ ändert sich das Verhalten und es entzünden sich nicht mehr alle eingespritzten Sprays. Im Fall der mittleren Pilotmenge liegt eine vollständige Pilotzündung nur bei der kraftstoffreichen Hauptcharge von $\lambda_{HG} = 1{,}8$ vor. Im weiteren Verlauf bis $\lambda_{HG} = 2{,}2$ zeigt sich ein signifikanter Einfluss der Luftzahl des Hintergrundgemisches auf die Stabilität der Pilotzündung. Im Fall des geringsten untersuchten Pilotanteils von $f_{Diesel} = 1{,}0$ % liegt von Beginn an ein instabiles Zündregime vor, bei dem sich nur sehr wenige Sprays entzünden und die Zündung zum Teil nur durch „Tröpfchen- und Injektorzündung“ erfolgt. Bei dieser Pilotmenge bleibt die Zündung im Bereich $\lambda_{HG} = 1{,}8 - 2{,}0$ auf einem instabilen Niveau und neigt ab $\lambda_{HG} = 2{,}2$ zu Zündaussetzern.

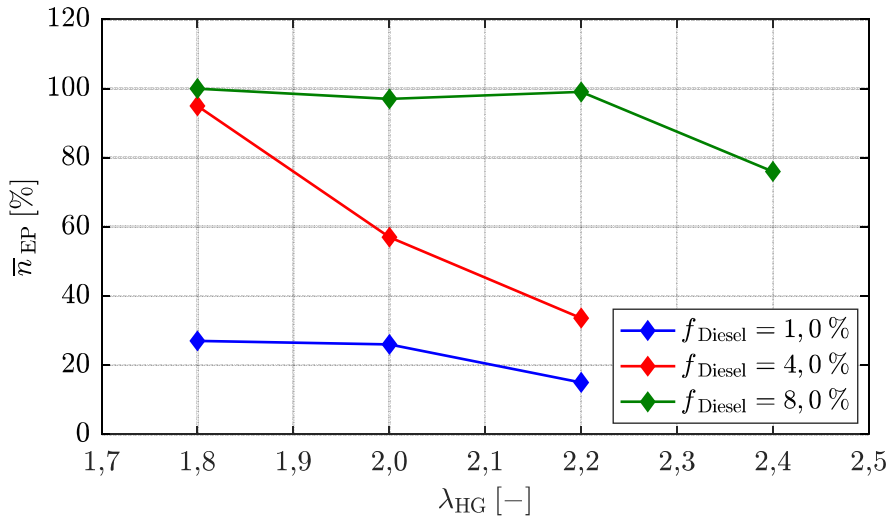


Abbildung 4.43: Vergleich der prozentualen Anteile an entzündeten Pilotstrahlen bei verschiedenen Dieselpilotanteilen und Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches

Die Brenndauern des DF-Brennverfahrens steigen bei allen untersuchten Dieselpilotanteilen mit der Luftzahl an, wie Abbildung 4.44 zeigt. Dies resultiert zum einen aus den längeren Zündverzügen und den geringeren laminaren Flammengeschwindigkeiten. Zum anderen aus der abnehmenden Anzahl an entzündeten

Sprays, die zu einer geringeren initialen Flammenfrontoberfläche und längeren Flammenwegen führt.

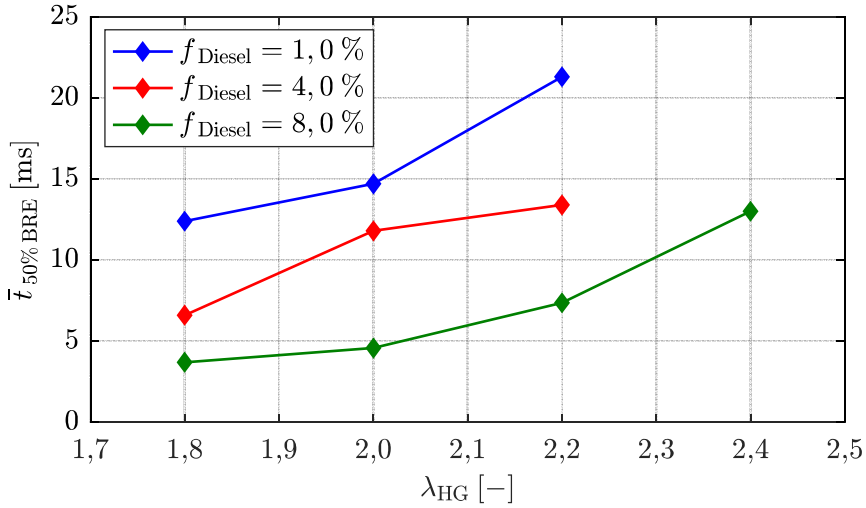


Abbildung 4.44: Vergleich der Brenndauern bei verschiedenen Dieselpilotanteilen und Luftzahlen des Erdgas-Lufthintergrundgemisches

Im Gegensatz zu den in dieser Arbeit gezeigten Einflüssen der Luftzahl des Hintergrundgemisches auf die Dieselpilotentzündung gibt es in der Literatur auch konträre Ergebnisse. In den Arbeiten von [43, 44] und eigenen Arbeiten am Lehrstuhl für Thermodynamik hat sich gezeigt, dass es eine kinetisch hemmende Wirkung von Methan auf die Vorreaktionen der Dieselzündung gibt. Diese Untersuchungen wurden jedoch an Einhubtriebwerken mit konstanten Wandtemperaturen durchgeführt, an denen jeweils nur ein Verbrennungszyklus pro Untersuchung stattfindet.

Dem entgegen steht eine thermisch fördernde Wirkung von heißeren Brennraumwänden bedingt durch die höhere Wärmefreisetzung bei niedrigeren Luftzahlen. In den Untersuchungen von Woschni et al. [136] zeigte sich, dass bei einer Absenkung der Luftzahl λ von 2,4 auf 1,6 die Wandtemperatur der Zylinderlaufbuchse $T_{\mathrm{Zylinderlaufbuchse}}$ eines Dieselmotors um 65 K anstieg, wie Abbildung 4.45 zu entnehmen ist. Dieser Einfluss zeigte sich auch in den experimentellen Untersuchungen von Unfug et al. [14] an DF-Großmotoren.

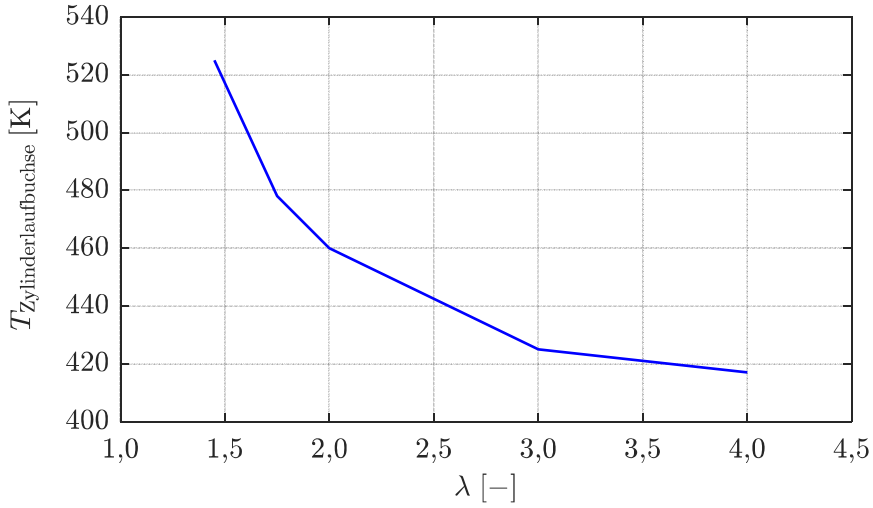


Abbildung 4.45: Einfluss der Luftzahl auf die Wandtemperatur der Zylinderlaufbuchse eines Dieselmotors [136][5]

Höhere Wandtemperaturen führen zu einer Reduzierung der Wärmeverluste während der Einlass- und Kompressionsphase[6] aufgrund der niedrigeren Temperaturdifferenz zwischen dem Brennraumgas und den Wänden, wodurch sich eine höhere Kompressionsendtemperatur einstellt [137, 138]. Höhere Kompressionsendtemperaturen verkürzen die Zündverzüge signifikant und erhöhen die Stabilität der Dieselpilotzündung, wie die Untersuchungen in *Abschnitt 4.3* offenbart haben. Hier zeigte sich, dass bereits eine Temperaturerhöhung der Brennraumgase um 10 K zu einer Verkürzung der mittleren Zündverzugszeit von 7,1 ms auf 3,2 ms führt. Dies entspricht einer Reduzierung des Zündverzuges um 65 % und verdeutlicht den Einfluss der Wand- und Gastemperaturen auf die Dieselpilotzündung.

Gemäß den Untersuchungen in dieser Arbeit und von [55, 92, 112] überwiegt der thermische dem kinetischen Effekt im stationären motorischen Betrieb. Bestätigt wird dies durch Untersuchungen an einem Einzylinder-Forschungsmotor, die ebenfalls kürzere Zündverzugszeiten und eine stabilere Dieselpilotzündung mit sinkender Luftzahl zeigen [46].

[5] Diagramm erstellt aus den Werten von $T_{Büchse1}$ über p_{mi} (Bild 28) und den Werten von λ über p_{mi} (Bild 29) aus [136]

[6] Im Hubkolbenmotoren durch den Kompressionshub und in der periodisch beladbaren Verbrennungszelle durch die Nachkompression (Verschiebearbeit)

Ein Vergleich der Zündverzüge über der Luftzahl des Forschungsmotors (FM LVK[7]) und der periodisch beladbaren Verbrennungszelle (PBZ TD[8]) ist in Abbildung 4.46 dargestellt.

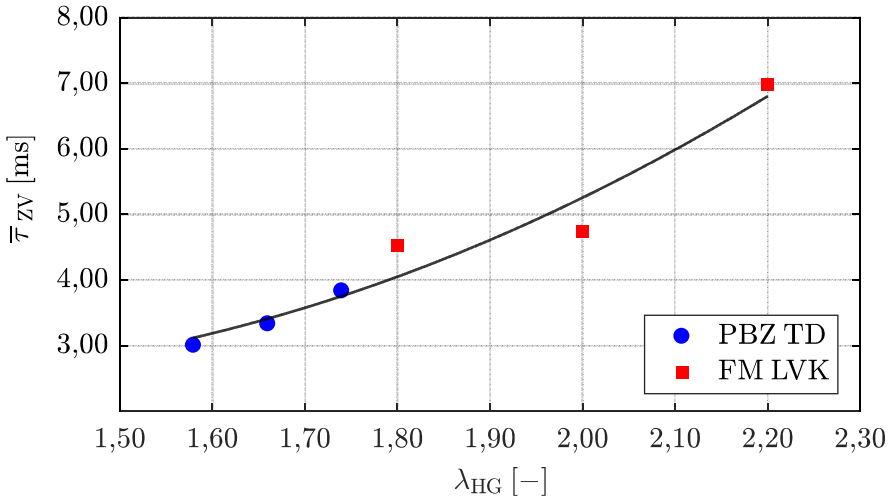


Abbildung 4.46: Vergleich des Einflusses der Luftzahl des Erdgas-Lufthintergrundgemisches auf den Zündverzug in Untersuchungen an einem Einzylinderforschungsmotor [46] und der periodisch beladbaren Verbrennungszelle

Das Diagramm zeigt, dass sich am Forschungsmotor der gleiche Trend eines zunehmenden Zündverzuges mit steigender Luftzahl einstellt wie an der Verbrennungszelle. Außerdem veranschaulicht die eingezeichnete Interpolationskurve, dass die am Motor und an der Verbrennungszelle gemessenen Zündverzugszeiten miteinander vergleichbar sind, obwohl sich die Versuchsaufbauten konzeptionell voneinander unterscheiden.

Gestützt wird diese Erkenntnis durch Untersuchungen von Karim [9] und Liu et al. [139] an DF-Motoren. Diese zeigen, dass die Zündverzugszeit bei konstanter Dieselpilotmasse mit sinkender Luftzahl des Methan-Luft-Gemisches erst ansteigen und dann auf ein Minimum abfallen. Der Anstieg des Zündverzuges erfolgt im sehr mageren Bereich von $\lambda \approx 5-3$. Bei diesen Luftzahlen ist eine Verbrennung des Methan-Luft-Gemisches außerhalb der Dieselpilotflamme nicht möglich, da es zu kraftstoffarm ist. Der thermische Effekt der höheren Brennraumtemperaturen tritt folglich nicht auf und der chemische Effekt überwiegt. Bei $\lambda \approx 3-1$

[7] Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen – Technische Universität München
[8] Lehrstuhl für Thermodynamik – Technische Universität München

hingegen sinken die Zündverzüge stetig ab bis ein Minimum bei stöchiometrischem Gemisch erreicht wird. In diesem Luftzahlbereich nehmen die Brennraumtemperaturen kontinuierlich mit der Methankonzentration aufgrund der steigenden Wärmefreisetzung zu und der thermische Effekt überkompensiert den chemischen Einfluss.

4.6.4 Zwischenfazit

Die Variation der Luftzahl des Erdgas-Lufthintergrundgemisches zeigte bei den drei untersuchten Dieselpilotanteilen von $f_{\mathrm{Diesel}} = 1{,}0 - 8{,}0$ % einen signifikanten Einfluss auf die Zündung und Verbrennung des DF-Brennverfahrens. Die Druckkurven offenbarten ein früheres Einsetzen der Verbrennung und eine schnellere Kraftstoffumsetzung mit abnehmender Luftzahl. Gleichzeitig sanken die Schwankungsbreiten und die Verbrennung wurde stabiler. Die in der Druckverlaufsanalyse berechneten Heizraten bestätigten einen früheren Brennbeginn und eine kürzere Brenndauer mit abnehmender Luftzahl bei allen untersuchten Pilotmengen. Gleichzeitig stiegen die Umsetzungsgrade mit sinkender Luftzahl an. Die Direktlichtaufnahmen bestätigten bei allen untersuchten Pilotanteilen eine Abnahme der Zündverzüge mit fallender Luftzahl. Dabei zeigte sich ein stärkerer Einfluss der Luftzahl auf die Dieselpilotzündung bei geringeren Pilotanteilen. Gleichzeitig stieg die Anzahl der Zündstrahlen mit abnehmendem Lambda der Hauptcharge. Dies erklärt die stabilere Verbrennung und die deutlich kürzeren Brenndauern bei niedrigeren Luftzahlen, die sich positiv auf eine Erhöhung des Mitteldrucks und des Wirkungsgrades auswirken. Die Untersuchungen zeigten zudem, dass der thermische Effekt höherer Brennraumtemperaturen im stationären motorischen Betrieb den kinetisch hemmenden Einfluss des Methans auf die Dieselpilotzündung überkompensiert.

4.7 Variation der Spritzlochzahl

Die in *Abschnitt 4.5* vorgestellten Ergebnisse zur Variation des Pilotanteils zeigten einen deutlichen Einfluss der Dieselkraftstoffmenge auf die Anzahl der entzündeten Sprays und die Brenndauer. Eine Erhöhung der Dieselpilotmasse verkürzte die Verbrennungszeiten und steigerte die Anzahl der entzündeten Sprays. Dies resultierte aus höheren Dieselkraftstoffkonzentrationen in den Pilotsprays. Es ist jedoch erwünscht, den Pilotanteil so gering wie möglich zu halten, um übermäßige

NO_x-Emissionen durch die Dieselverbrennung zu vermeiden. Eine Reduzierung der Anzahl an Düsenlöchern hat den Vorteil, dass die Dieselmasse je Spritzloch zunimmt, ohne die globale Pilotkraftstoffmenge zu erhöhen. Daher wird in diesem Abschnitt ein Vergleich eines 10- mit einem 5-Loch-Injektor vorgestellt. Die Randbedingungen entsprechen dem Basispunkt mit $\lambda_{HG} = 2{,}0$, $p_{Rail} = 1000$ bar, $\bar{T}_{BK} = 680$ K und $f_{Diesel} = 1{,}0$ %.

Der 5-Loch-Injektor ist eine Laser-mikrogeschweißte Modifikation eines Standard BOSCH CRI 3-25 10-Loch-Injektors. Um die Pilotmasse konstant zu halten und gleichzeitig die Anzahl der Düsenlöcher zu variieren, wurde die Bestromungsdauer t_{inj} angepasst. Obwohl der 5-Loch-Injektor eine kürzere Bestromungszeit hat, ist die tatsächliche hydraulische Einspritzdauer länger als die des 10-Loch-Injektors, wie in Abbildung 4.47 zu sehen ist. Dies wird durch einen schnelleren Druckaufbau im Injektorsitzloch während der Öffnungsphase sowie einen langsameren Druckabfall in der Schließphase aufgrund des langsameren Kraftstoffabflusses bewirkt.

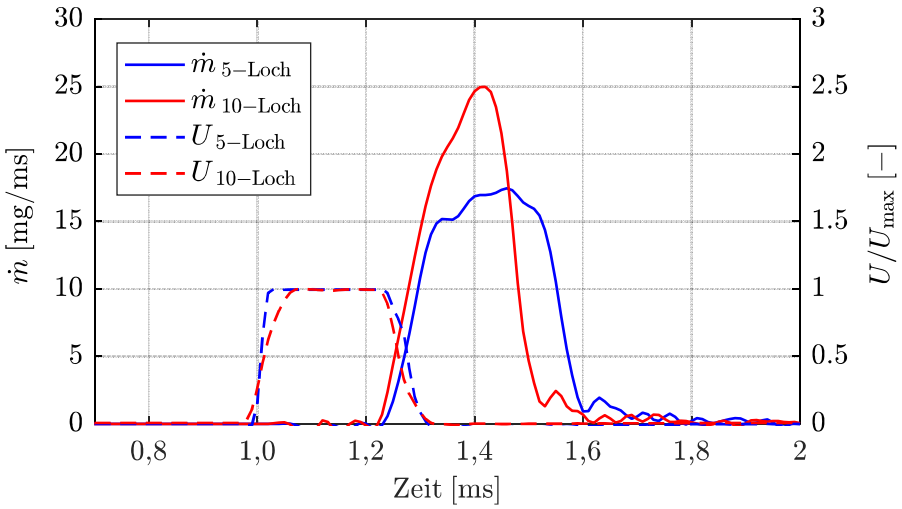


Abbildung 4.47: Gemessene Einspritzraten und Bestromungssignale des 5- und 10-Loch-Injektors[9]

[9] Die Einspritzverlaufsmessungen wurden an einem IAV Injection Analyzer am Institut für Verbrennungskraftmaschinen (IVB) der TU Braunschweig durchgeführt

4.7.1 Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse

Die in Abbildung 4.48 dargestellten Brennraumdruckverläufe der Düsenlochvariation zeigen einen früheren Brennbeginn und eine höhere Druckanstiegsrate beim 5-Loch- im Vergleich zum 10-Loch-Injektor. Der maximale Spitzendruck wird bei der 5-Loch-Düse früher erreicht und liegt trotz gleichem globalen Energiegehalt deutlich höher. Dies deutet auf einen höheren Umsetzungsgrad und geringere Wärmeverluste hin. Darüber hinaus ist für den 5-Loch-Injektor eine stabilere Verbrennung erkennbar, die sich an der geringeren Schwankungsbreite der Druckkurven zeigt.

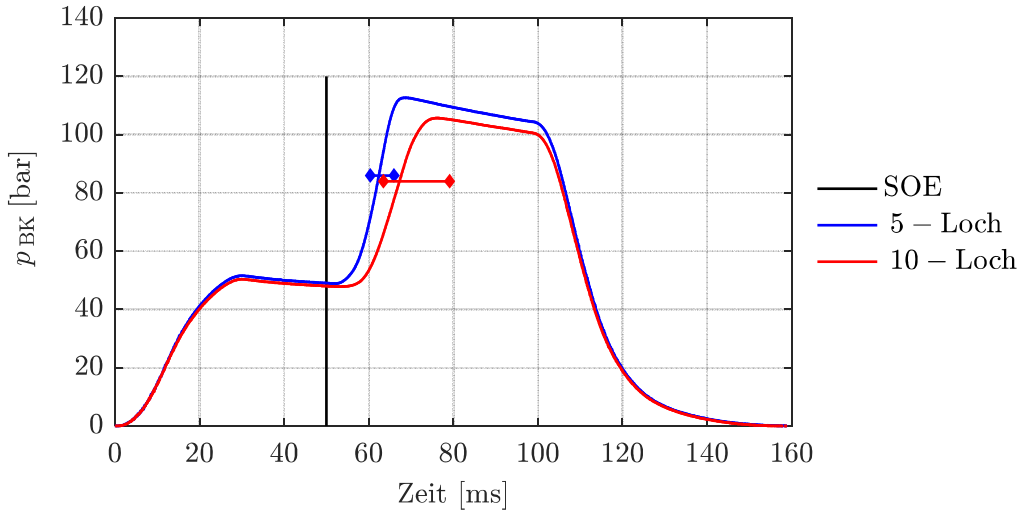


Abbildung 4.48: Brennraumdruckverläufe bei verschiedenen Düsenlochzahlen

In Abbildung 4.49 sind die Heizraten $\dot{Q}_H$ der beiden untersuchten Düsenkonfigurationen dargestellt. Die Wärmefreisetzung der 5-Loch-Düse setzt früher ein und erreicht einen deutlich höheren Maximalwert als die des 10-Loch-Injektors. Dies bestätigt die These eines früheren Brennbeginns und einer schnelleren Kraftstoffumsetzung, die bei Betrachtung der Brennraumdruckkurven aufgestellt wurde.

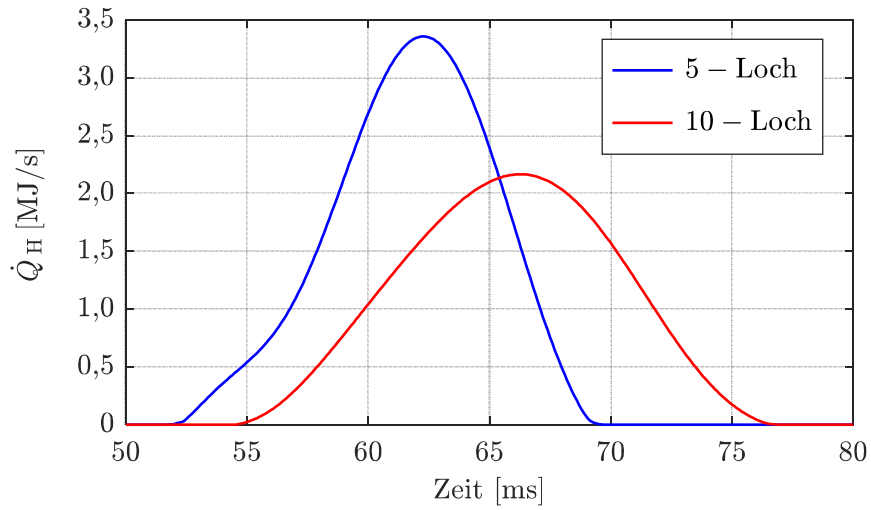


Abbildung 4.49: Heizraten bei verschiedenen Düsenlochzahlen

Zudem ist zu erkennen, dass die Reduktion der Düsenlochzahl zu einer Verkürzung der Wärmefreisetzungsdauer $\Delta t_{\dot{Q}_{\mathrm{H}}}$ führt, in welcher der Kraftstoff umgesetzt wird. Wie Tabelle 4.9 zu entnehmen ist, sinkt die Wärmefreisetzungsdauer um ca. 20 % von $\Delta t_{\dot{Q}_{\mathrm{H}}}$ = 22 ms beim 10-Loch-Injektor auf 17 ms unter Verwendung der 5-Loch-Düse. Eine Verkürzung der Brenndauer bei gleichbleibend niedrigem Dieselpilotanteil bietet das Potential zur Erhöhung des Mitteldrucks und Wirkungsgrades, ohne die NO_x-Emissionen signifikant zu steigern.

λ_{HG} [–]	5-Loch	10-Loch
$\Delta t_{\dot{Q}_{\mathrm{H}}}$ [ms]	17	22

Tabelle 4.15: Wärmefreisetzungsdauern bei verschiedenen Düsenlochzahlen

Dies spiegelt sich in den Umsetzungsgraden in Abbildung 4.50 wieder. Durch die Reduzierung der Spritzlochzahl von 10 auf 5 Löcher steigt der Umsetzungsgrad von ca. 70 auf 76 %. Des Weiteren zeigt sich ein früherer Brennbeginn und eine schnellere Kraftstoffumsetzung. Daraus ergibt sich ein deutlich früher gelegener Verbrennungsschwerpunkt, der sich im motorischen Betrieb förderlich auf den Mitteldruck und Wirkungsgrad auswirkt.

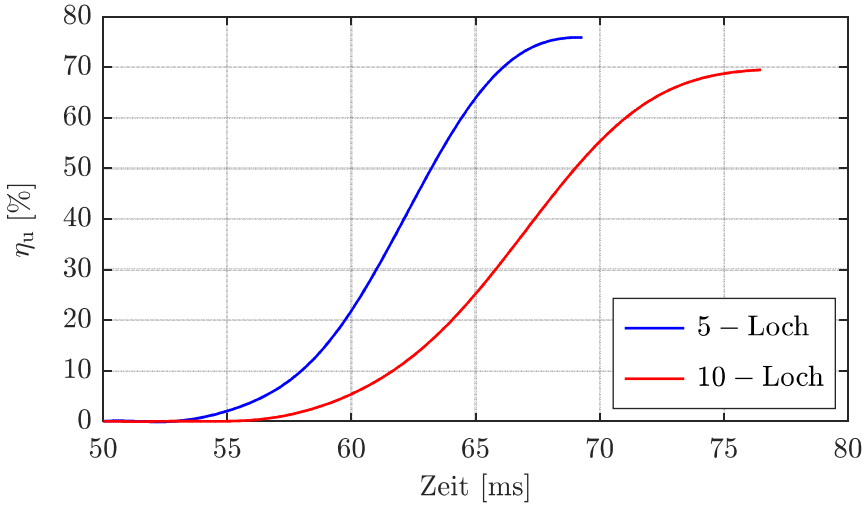


Abbildung 4.50: Umsetzungsgrade bei verschiedenen Düsenlochzahlen

4.7.2 Ergebnisse des Schattenverfahrens

Die gemessenen mittleren Eindringtiefen $\bar{l}_p$ der Pilotstrahlen des 5- und 10-Loch-Injektors sind in Abbildung 4.51 dargestellt. Wie erwartet, dringen die Sprays des 5-Loch-Injektors schneller und tiefer in die Brennkammer ein. Dies ist eine Folge des schnelleren Druckaufbaus im µ-Sackloch bei Einspritzbeginn aufgrund der geringeren Spritzlochzahl und der damit einhergehenden größeren Drosselung des Kraftstoffstroms. Der höhere Druck im Sackloch bei Einspritzbeginn führt zu einem höheren Impuls des initial eingespritzten Kraftstoffes, der sich in der größeren Eindringtiefe im ersten Messpunkt bei 0,2 ms in Abbildung 4.51 widerspiegelt. Die Differenz der Penetrationstiefe der beiden Injektoren bleibt im weiteren zeitlichen Verlauf während des Einspritzvorgangs konstant. Nach Einspritzende des 10-Loch-Injektors vergrößert sich der Vorsprung der Eindringtiefe der 5-Loch-Düse aufgrund des späteren Nadelschließens und dem damit verbundenen längeren Einspritzvorganges. Das spätere Injektorschließen wird durch den langsameren Druckabfall im Sackloch der 5-Loch-Düse verursacht, welche auf die höhere Drosselung des Kraftstoffstroms zurückzuführen ist.

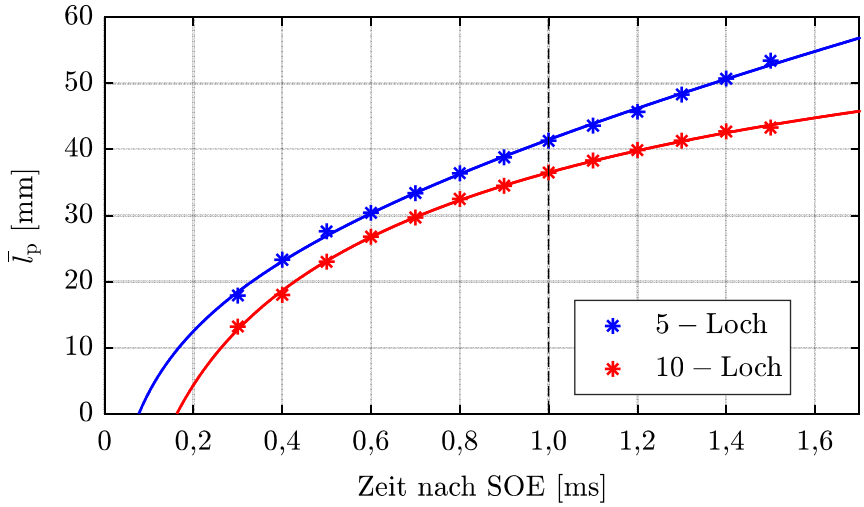


Abbildung 4.51: Gemessene Eindringtiefe des Dieselpilotkraftstoffes und die dazugehörigen Interpolationskurven bei verschiedenen Düsenlochzahlen

Die größeren Scherkräfte aufgrund der höheren Spritzloch- und Eindringgeschwindigkeiten bewirken einen schnelleren Strahlaufbruch beim 5-Loch-Injektor, der sich in größeren Spraykegelwinkeln zeigt. Die gestiegene Eindringtiefe und der breitere Spraywinkel führen zu einem größeren Sprayvolumen. Die Tabelle 4.16 gibt einen Überblick über die gemessenen Werte der Eindringtiefe $\bar{l}_p$ und des mittleren Spraykegelwinkel $\bar{\theta}_{Spray}$, sowie die berechneten Werte des Sprayvolumens V_{Spray} und der Kraftstoffkonzentration ρ_{Diesel}.

f_{Diesel} [%]	5-Loch		10-Loch
$\bar{l}_p$ [mm]	41,5		36,5
$\bar{\theta}_{Spray}$ [°]	25,6		22,9
V_{Spray} [mm³]	3035		1690
ρ_{Diesel} [µg/mm³]	0,60	+ 11 %	0,54

Tabelle 4.16: Gemessene und berechnete Kennwerte des Strahlaufbruchs zum Zeitpunkt t = 1,0 ms nach SOE bei verschiedenen energetischen Dieselpilotanteilen

Obwohl das Sprayvolumen pro Strahl bei der 5-Loch-Düse höher ist als beim 10-Loch-Injektor, unterliegt der Dieselkraftstoff einer geringeren Abmagerung, da die Kraftstoffmenge pro Spritzloch doppelt so hoch ist. Folglich stellt sich eine höhere lokale Kraftstoffkonzentration innerhalb der Sprays ein, die beim 5-Loch-Injektor 11 % höher als bei der 10-Loch-Konfiguration ist, wie Tabelle 4.16 zu entnehmen ist. Dies führt zur besseren und stabileren Zündung der Sprays des 5-Loch-Injektors, die in den Druckkurven der Abbildung 4.48 beobachtet wurde. Es ist jedoch

anzumerken, dass bei kleinen Brennräumen die Gefahr eine Wandbenetzung durch den Pilotkraftstoff bei Reduzierung der Spritzlochzahl besteht. Dies sollte in jedem Fall vermieden werden, da es zur Abkühlung und zu Flammenlöschen (quenching) der Pilotcharge führen kann.

Die verbesserte Zündung zeigt sich in den Schattenbildaufnahmen Abbildung 4.52 in Form eines früheren Auftretens von Vorreaktionen für den 5-Loch-Injektor (1,3 ms) im Vergleich zum 10-Loch-Injektor (2,8 ms). Die dunkleren Schatten der Vorreaktionen bei Verwendung der 5-Loch-Düse deuten auf eine höhere Wärmefreisetzung in der „kalten Flamme“ aufgrund der erhöhten Kraftstoffkonzentration in den Sprays hin.

Die Zündkeime entwickeln sich in den Vorreaktionsbereichen und entstehen zeitlich früher mit reduzierter Anzahl von Spritzlöchern. Während die Zündung des 10-Loch-Injektors hauptsächlich in der Nähe der Düse in Form von „Tröpfchenzündungen“ erfolgt, tritt sie hingegen beim 5-Loch-Injektor in den Kopfbereichen der Pilotstrahlen auf. Dadurch wird eine bessere räumliche Verteilung der Zündkeime erreicht, was eine schnellere Flammenpropagation im Brennraum fördert. Ein Vergleich der beiden Konfigurationen bei $t = 8{,}0$ ms bestätigt eindeutig eine schnellere Ausbreitung der Flamme und folglich eine schnellere Kraftstoffumsetzung bei Verwendung der 5-Loch-Düse.

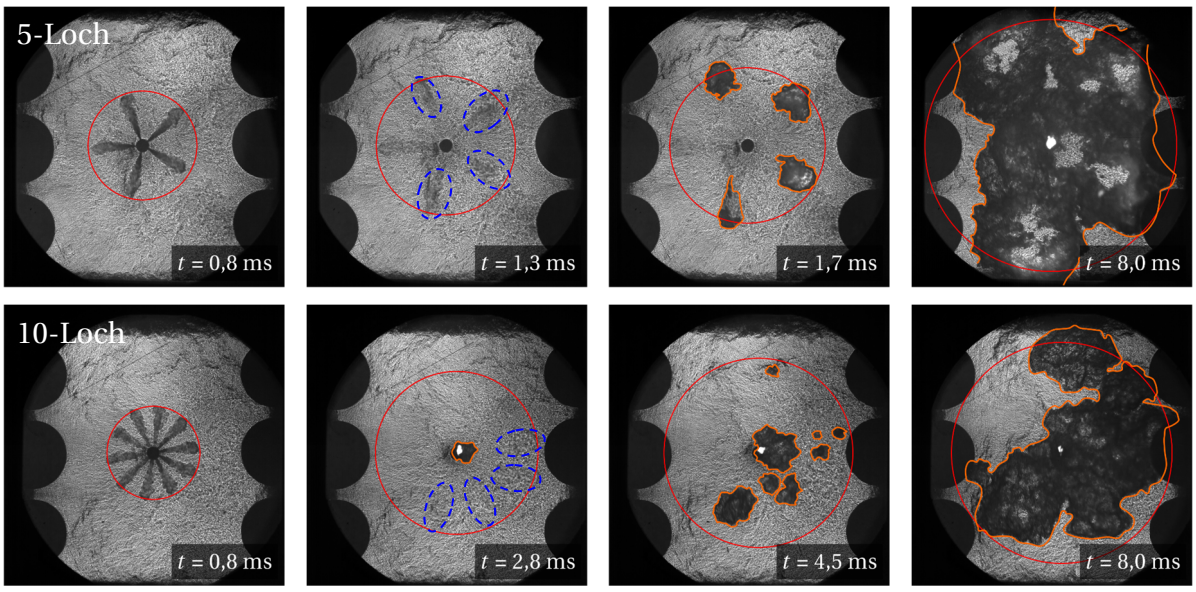


Abbildung 4.52: Schattenaufnahmen bei verschiedenen Düsenlochzahlen

4.7.3 Ergebnisse der Direktlichtaufnahmen

Zur weiteren Untersuchung der Zündung und Verbrennung werden in diesem Abschnitt die Direktlichtaufnahmen analysiert. In Abbildung 4.53 sind die Aufnahmen der Referenzzyklen der beiden untersuchten Düsenkonfigurationen im Zeitbereich $t = 5 - 25$ ms dargestellt. Zum Zeitpunkt $t = 5{,}0$ ms ist die Zündung unter Verwendung des 5-Loch-Injektors bereits deutlich weiter fortgeschritten als bei der 10-Loch-Düse. Es liegen vier relativ großflächige Zündbereiche in den Pilotsprays vor und zusätzlich eine „Tröpfchenzündung“ im Nahfeld der Düse. Beim 10-LochInjektor hingegen sind zum gleichen Zeitpunkt nur zwei kleinere Zündbereiche in den Pilotstrahlen sichtbar und eine „Injektorzündung“ an der Düsenspitze.

Dies spiegelt sich auch in den Zündverzugszeiten der Referenzzyklen in Tabelle 4.17 wieder. Sie liegen bei Verwendung des 5-Loch-Injektors bei $\tau_{ZV} = 2{,}2$ ms und bei der 10-Loch-Düse bei $\tau_{ZV} = 2{,}5$ ms. Der kürzere Zündverzug resultiert aus der höheren Kraftstoffkonzentration innerhalb der Pilotstrahlen bei Verwendung der 5-Loch-Düse, wie im vorangegangenen *Abschnitt 4.7.2* festgestellt wurde.

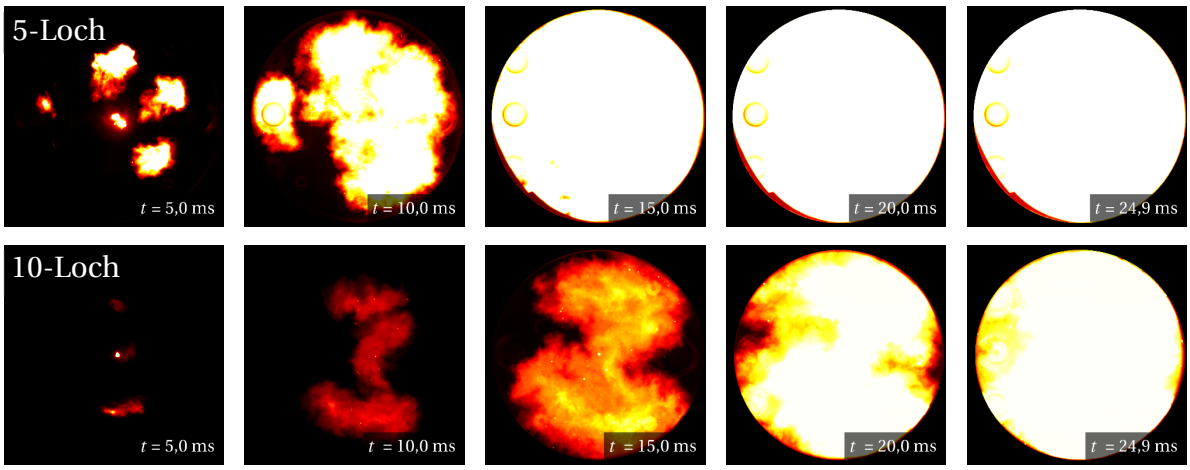


Abbildung 4.53: Direktlichtaufnahmen bei verschiedenen Düsenlochzahlen

Injektor	5-Loch	10-Loch
τ_{ZV} [ms]	2,2	2,5

Tabelle 4.17: Zündverzugszeiten der Referenzzyklen bei verschiedenen Düsenlochzahlen

Bei t = 10,0 ms hat sich die Flamme im Fall des 5-Loch-Injektors bereits großflächig ausgebreitet und ca. 70 % des Brennraumes erfasst. Dies ist auf die gute räumliche Verteilung der Zündkeime im Brennraum und die große initiale Flammenoberfläche der Zündbereiche zurückzuführen. Bei Verwendung des 10-Loch-Injektors erfolgt die Flammenpropagation aufgrund der geringeren Anzahl von Zündkeimen und der kleineren volumetrischen Ausprägung der Zündbereiche deutlich langsamer.

Bis zum Zeitpunkt t = 15,0 ms hat die Flamme bei Verwendung der 5-Loch-Düse bereits den gesamten Brennraum erfasst und verbleibt dort bis zum Ende der Aufnahmezeit mit hellleuchtender Rußstrahlung. Mit dem 10-Loch-Injektor erfasst die Flamme erst deutlich später bei ca. t = 25,0 ms den gesamten Brennraum. Der langsamere Ausbrand lässt sich nahezu ausschließlich auf die schlechtere Pilotzündung mit weniger entzündeten Strahlen und einer geringeren initialen Flammenoberfläche zurückführen, da sich die Zündverzüge der beiden Konfigurationen nur minimal unterscheiden. Der schnellere Durchbrand der 5-Loch-Konfiguration führt zu einer kürzeren Brenndauer, die sich positiv auf die angestrebte Steigerung des Mitteldrucks und Wirkungsgrades auswirkt.

In Tabelle 4.18 sind die statistischen Mittelwerte der 10 untersuchten Verbrennungszyklen je Düsenkonfiguration aufgelistet. Diese bestätigen die bisherigen Erkenntnisse aus der Analyse der Referenzzyklen. Die mittlere Zündverzugszeit $\bar{\tau}_{ZV}$ reduziert sich von 2,6 ms beim 10-Loch-Injektor auf 2,4 ms mit der 5-Loch-Düse.

Injektor [–]	5-Loch	10-Loch
$\bar{\tau}_{ZV}$ **[ms]**	2,4	2,6
$\bar{n}_{EP}$ **[% /(–)]**	73 (4,4)	53 (5,8)
$\bar{t}_{50\%BRE}$ **[ms]**	7,8	9,6

Tabelle 4.18: Mittlere Zündverzugszeiten, Brenndauern und prozentuale Anteile entzündeter Pilotstrahlen bei verschiedenen Düsenlochzahlen

Der prozentuale Anteil von entzündeten Pilotstrahlen $\bar{n}_{EP}$ nimmt um 20 % von 53 % bei der 10-Lochkonfiguration auf 73 % mit der 5-Loch-Düse zu. Die absolute Anzahl von entzündeten Sprays ist zwar beim 5-Loch-Injektor geringer, jedoch überkompensiert die bessere räumliche Verteilung und die deutlich größere initiale Flammenfrontoberfläche der Zündkeime diesen Einfluss. Die höhere Kraftstoffkonzentration innerhalb der Sprays des 5-Loch-Injektors bewirkt, dass sich die Pilotstrahlen großflächig im Kopfbereich entzünden. Beim 10-Loch-Injektor hingegen entwickeln sich wesentlich kleinere Zündkeime, die sich überwiegend an gro-

ßen Tröpfchen aus der Injektorschließphase bilden. Deren initiale Flammenfrontoberfläche ist deutlich kleiner und die räumliche Verteilung beschränkt sich auf das Brennraumzentrum um den Injektor. Dies führt zu einer effektiveren Zündung der Hauptcharge durch den 5-Loch-Injektor im Vergleich zur 10-Loch-Konfiguration.

Aus diesem Grund stellt sich eine kürzere Brenndauer mit $\bar{t}_{50\%\mathrm{BRE}} = 7{,}8$ ms bei Verwendung der 5-Loch-Düse ein im Vergleich zu $\bar{t}_{50\%\mathrm{BRE}} = 9{,}6$ ms mit der 10-Loch-Konfiguration. Folglich erweist sich eine Reduzierung der Düsenlochzahl als zielführend zur Erhöhung des Mitteldrucks und Wirkungsgrades, wenn der Dieselpilotkraftstoff einer starken Abmagerung unterliegt, wie sie im RCCI-Brennverfahren in der Regel auftritt.

4.7.4 Zwischenfazit

Die Variation der Düsenlochzahl hat gezeigt, dass deren Reduzierung die Dieselpilotzündung verbessern kann. Die Druckkurven offenbarten im Fall der 5-Loch-Düse weniger Zyklenschwankungen und eine stabilere Verbrennung. Gleichzeitig lagen die Zylinderspitzendrücke deutlich höher als bei Verwendung des 10-Loch-Injektors. Die Druckverlaufsanalyse zeigte, dass dies auf einen höheren Umsetzungsgrad der Verbrennung zurückzuführen ist. Des Weiteren zeigte sich in den berechneten Heizraten, dass die Verbrennung nicht nur früher einsetzt, sondern auch die Kraftstoffumsetzungsrate des 5-Loch-Injektors deutlich höher ist. Anhand der Schattenaufnahmen wurde dies auf eine effektivere und stabilere Dieselpilotzündung zurückgeführt, die durch eine höhere Kraftstoffkonzentration in den Sprays verursacht wird. Die Direktlichtaufnahmen zeigten, dass dies zu einem kürzeren Zündverzug und einer stabileren Entflammung der Pilotstrahlen führt. Daraus ergibt sich eine bessere Verteilung der Zündkeime im Brennraum mit einem größeren initialen Zündvolumen für den 5-Loch-Injektor. Dies führt zu einem schnelleren Ausbrand der Hauptcharge mit früherem Brennbeginn, was sich positiv auf den Wirkungsgrad und den Mitteldruck auswirkt. Die Gefahr der Wandbenetzung und die zunehmenden Flammenwege zwischen den Sprays begrenzen jedoch die Reduzierung der Anzahl der Düsenlöcher.

5 Zusammenfassung

Dual-Fuel-Großmotoren erfreuen sich in den letzten Jahren einer stetig steigenden Nachfrage aufgrund ihrer niedrigen Abgasemissionen und hoher Kraftstoffflexibilität. Dieser Trend wird sich voraussichtlich auch in den nächsten Jahren fortsetzen. DF-Motoren mit homogener Gemischbildung (Diesel-Gasmotoren) erreichen jedoch nur niedrigere Mitteldrücke im Vergleich zu konventionellen Dieselmotoren durch die Gefahr einer klopfenden Verbrennung. Dies limitiert weitere Verbesserungen der Leistung und Effizienz dieser Motoren. Gängige Maßnahmen gegen das Auftreten einer klopfenden Verbrennung wie Miller-Steuerzeiten erweisen sich nachteilig für die Entzündung des Pilotkraftstoffes und als Folge auch negativ für den thermischen Wirkungsgrad. Um die Mitteldrücke und Wirkungsgrade zu steigern, ist es notwendig, die physikalischen und chemischen Prozesse der Zündung und Entflammung in Diesel-Gasmotoren im Detail zu verstehen. Mit diesem Verständnis können Einfluss- und Verbesserungsmaßnahmen abgeleitet werden, die eine Erhöhung der Mitteldrücke und Wirkungsgrade ermöglichen.

Untersuchte Prozesse

Zur Untersuchung der Zündung und Entflammung in Diesel-Gasmotoren wurden experimentelle Untersuchungen an einer periodisch beladbaren Verbrennungszelle durchgeführt. Dabei wurden thermodynamische Messtechnik verwendet und eine Druckverlaufsanalyse durchgeführt, um die Wärmefreisetzung und Umsetzungsgrade zu berechnen. Zusätzlich wurden Direktlicht- und Schattenaufnahmen mithilfe eines optischen Zugangs angefertigt. Zur Applikation der Schattenmesstechnik an der Verbrennungszelle wurde hierzu ein verspiegelter Zylinderkopf entwickelt und verwendet. Um den Einfluss von Einspritzparametern und Randbedingungen auf die Zündung und Verbrennung isoliert zu betrachten, wurden folgende Variablen unabhängig voneinander variiert:

- Brennraumtemperatur
- Einspritzdruck
- Einspritzmenge
- Luftzahl des Erdgas-Luft-Gemisches
- Spritzlochzahl

Die Analyse der Ergebnisse dieser Arbeit führt zu folgenden Schlussfolgerungen:

Brennraumtemperatur

Reduzierte Brennraumtemperaturen sind vorteilhaft zur Absenkung der NO_x-Abgasemissionen und zur Vermeidung einer klopfenden Verbrennung. Jedoch gehen sie mit einer Verlängerung der Zündverzugszeiten einher, was eine tiefere Penetration der Dieselpilotstrahlen in den Brennraum nach sich zieht. Die Schattenaufnahmen zeigen, dass dies zu einer stärkeren Verdünnung der Strahlen durch turbulente Lufteinmischung und zu einer lokalen Absenkung der Dieselkraftstoffkonzentration innerhalb der Sprays führt. Die Selbstzündung des Dieselkraftstoffes verschlechtert sich mit sinkender Kraftstoffkonzentration und nähert sich der mageren Zündgrenze. Sobald diese unterschritten wird, bilden die auftretenden Vorreaktionen innerhalb der Zündstrahlen keine Zündkeime mehr und erlöschen wieder. Daraus resultiert eine geringe Anzahl entzündeter Sprays und eine schlechtere räumliche Verteilung von Zündkeimen im Brennraum. Dies führt zu längeren Brenndauern und erhöhten Zyklenschwankungen.

Einspritzdruck

Der Einspritzdruck hat einen großen Einfluss auf die Gemischaufbereitung des Dieselpilotkraftstoffes. Die Schattenaufnahmen zeigen, dass sich mit sinkendem Raildruck der Impuls und die Penetration der Pilotstrahlen reduziert. Niedrigere Strahlgeschwindigkeiten führen zu geringeren Scherkräften an den Randbereichen der Strahlen und damit zu kleineren Spraywinkeln und zu einer reduzierten Lufteinmischung. Dies steigert die lokale Dieselkraftstoffkonzentration innerhalb der Sprays und verbessert die Selbstzündung der Pilotstrahlen. Die Direktlichtaufnahmen zeigen kürzere Zündverzugszeiten und eine höhere Anzahl entzündeter Sprays bei niedrigeren Raildrücken. Die schnellere Entzündung und die bessere räumliche Verteilung der Zündkeime fördert den schnellen Durchbrand und verkürzt die Brenndauer bei gleichzeitig reduzierten Zyklenschwankungen. Eine geringe Eindringtiefe der Pilotstrahlen durch niedrige Einspritzdrücke kann jedoch bei sehr großen Brennräumen zu langen Flammenwegen in radialer Richtung führen. In diesem Fall sollte ein Kompromiss aus einer für die Selbstzündung ausreichenden Dieselkraftstoffkonzentration und eine hinreichende Penetration des Brennraumes angestrebt werden.

Einspritzmenge

Die Einspritzmenge des Pilotkraftstoffes erwies sich als ein entscheidender Parameter für die Stabilität der Dieselpilotzündung. Die Schattenaufnahmen zeigen, dass die lokale Dieselkraftstoffkonzentration nahezu linear mit der Pilotmenge ansteigt. Dies bewirkt eine Verbesserung der Selbstzündung des Dieselkraftstoffes

und eine höhere Anzahl an Zündstrahlen. Daraus resultieren ein beschleunigter Durchbrand bei gleichzeitig niedrigen Zyklenschwankungen. Jedoch gehen mit steigendem Pilotanteil in der Regel auch höhere Stickoxidemissionen einher. Auf die Zündverzüge des Pilotkraftstoffes hat die Einspritzmenge nur einen geringen Einfluss. Grund hierfür sind zwei gegenläufige Phänomene. Einerseits wirkt sich die steigende Dieselkraftstoffkonzentration innerhalb der Sprays bei zunehmender Einspritzmenge positiv auf die Selbstzündung aus. Andererseits führt die steigende Dieselpilotmenge auch zu lokal niedrigeren Temperaturen innerhalb der Einspritzstrahlen aufgrund der Abkühlung durch den Verdampfungsprozess und der längeren Einspritzzeit. Diese Temperaturabsenkung wirkt sich verlängernd auf die Zündverzugszeit aus.

Luftzahl

Die Untersuchungen zum Einfluss der Luftzahl auf die Zündung und Verbrennung zeigen den gleichen Trend bei allen untersuchten Dieselpilotmengen. Es stellen sich kürzere Zündverzüge und eine höhere Anzahl an entzündeten Pilotstrahlen mit sinkender Luftzahl ein. Die Spitzendrücke und Druckgradienten steigen mit abnehmender Luftzahl aufgrund der höheren Wärmefreisetzung und der zunehmenden Flammengeschwindigkeiten. Die höhere Reaktivität des Erdgas-Luft-Gemisches bewirkt eine stabilere Verbrennung und kürzere Brenndauern. Die Ergebnisse der periodisch beladbaren Verbrennungszelle decken sich mit denen von Diesel-Gasmotoren aus der Literatur [14, 46]. Untersuchungen an Einhubtriebwerken zeigen hingegen einen gegenläufigen Trend, der auf eine kinetisch hemmende Wirkung von Methan auf die Dieselpilotzündung hindeutet [43]. Der thermische Effekt der höheren Brennraumwandtemperaturen durch die steigende Wärmefreisetzung mit sinkender Luftzahl überkompensiert jedoch die kinetisch hemmende Wirkung im motorischen Betrieb.

Spritzlochzahl

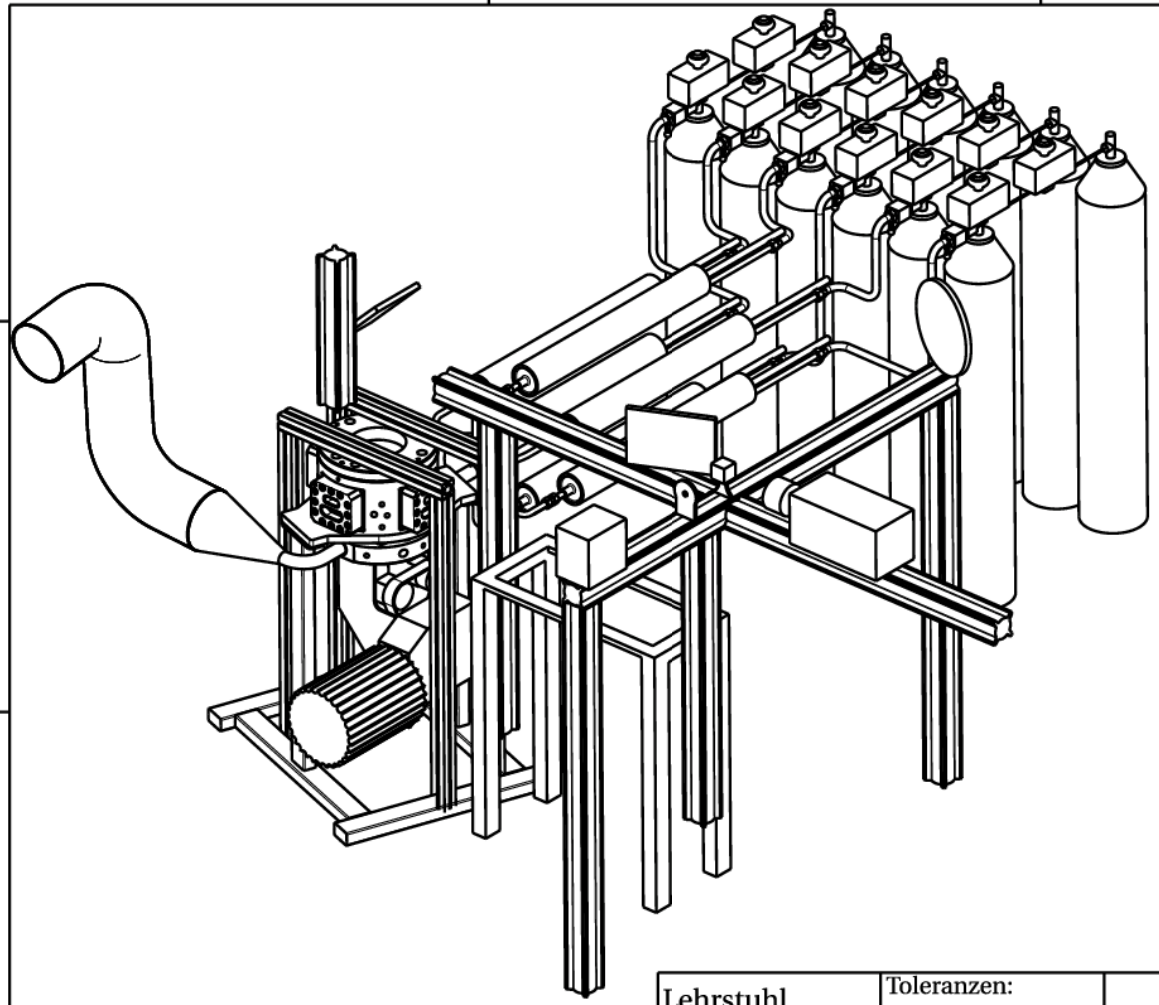
Die Variation der Spritzlochzahl des Dieselinjektors zeigt, dass die Pilotzündung durch eine Reduktion der Lochzahl verbessert werden kann. Trotz der tieferen Penetration und der damit verbundenen höheren Lufteinmischung der Pilotstrahlen ergibt sich eine höhere Dieselkraftstoffkonzentration innerhalb der Sprays durch die Anhebung der Dieselmenge je Spritzloch. Dies führt zu kürzeren Zündverzügen, einer höheren Zündwahrscheinlichkeit der Pilotstrahlen und einer besseren räumlichen Verteilung der Zündkeime im Brennraum. Als Folge nimmt die Brenndauer ab und Verbrennungsstabilität verbessert sich. Jedoch limitieren das Risiko einer Wandbenetzung und die wachsenden Flammenwege zwischen den Zündstrahlen die Reduktion der Spritzlochzahl.

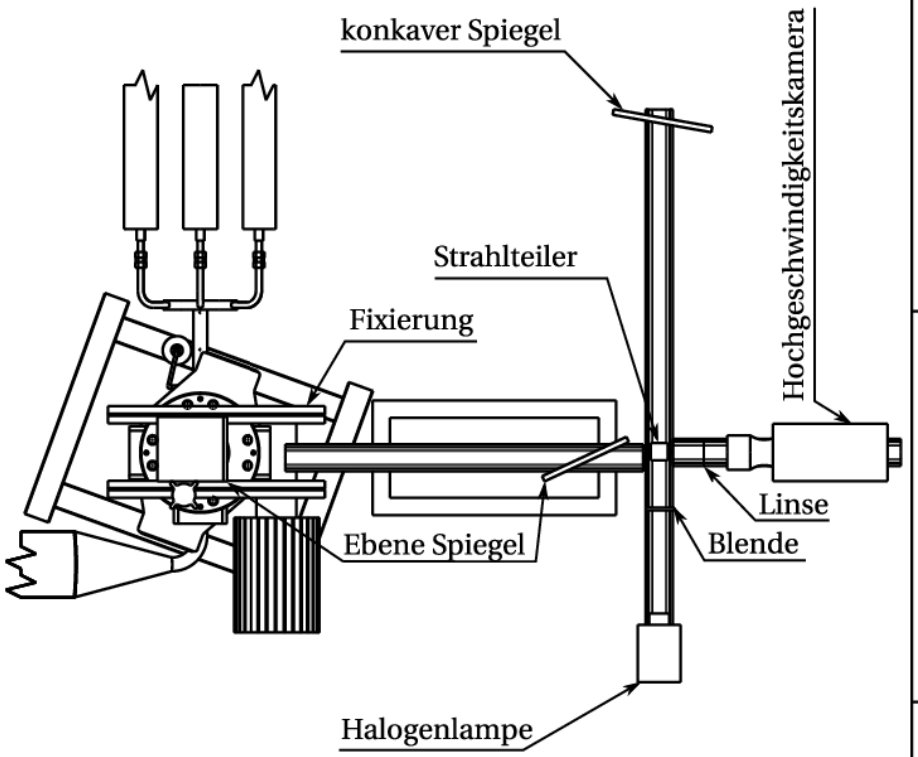
Fazit

Die experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit zeigen, dass die Dieselkraftstoffkonzentration innerhalb der Pilotstrahlen eine Schlüsselrolle in der Zündung von Diesel-Gasmotoren spielen. Insbesondere in Großmotoren mit Mikropilotzündung leidet die Entzündung des Dieselpilotsprays unter der hohen Verdünnung aufgrund der geringen Einspritzmenge und der langen Zündverzugszeiten. Wie es in dieser Arbeit erstmals vorgestellt wurde, kann die Dieselpilotzündung durch eine Optimierung der Einspritzparameter verbessert werden, welche die Dieselkraftstoffkonzentration innerhalb der Sprays erhöhen. Jedoch können diese Methoden zu einer reduzierten Erfassung des Brennraums durch die Pilotstrahlen führen. Aus diesem Grund gilt es ein Optimum zwischen einer ausreichenden Dieselkraftstoffkonzentration innerhalb des Sprays und einer weitreichenden Erfassung des Brennraums durch den Pilotkraftstoff zu finden. Eine hinlängliche Dieselkraftstoffkonzentration der Pilotstrahlen ist notwendig, um eine stabile Selbstzündung sicherzustellen. Eine großflächige Verteilung des Pilotkraftstoffes im Brennraum beschleunigt die Flammenausbreitung und den Durchbrand.

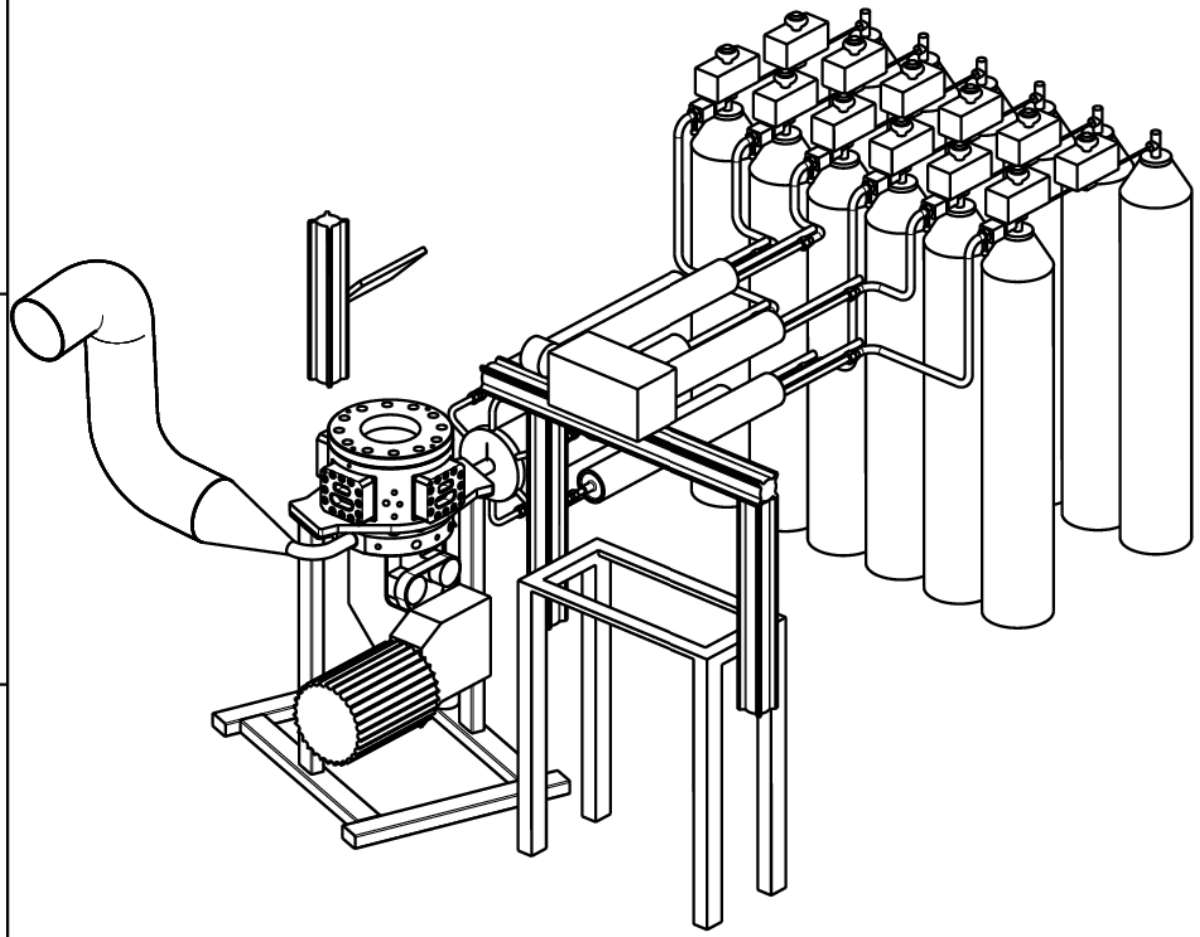
Anhang

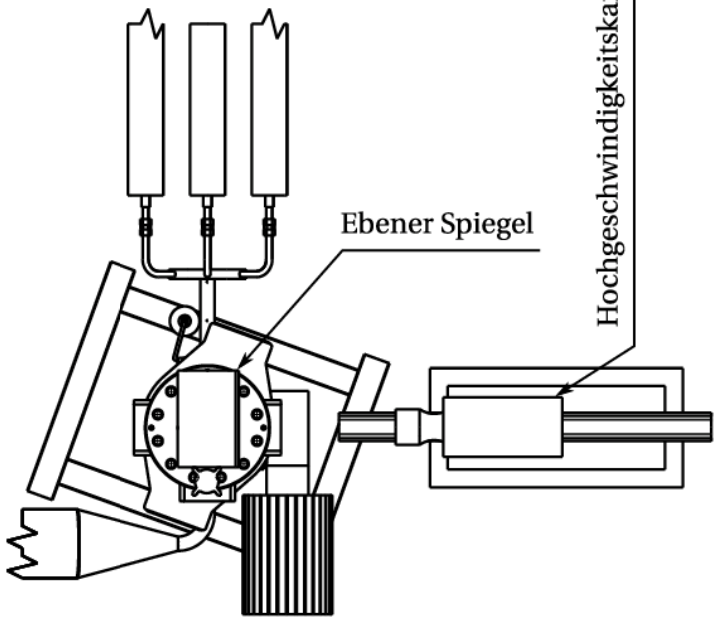
A. 1 Konstruktionszeichnungen





Lehrstuhl für Thermodynamik	Toleranzen: ISO 2768-m		Maßstab: 1:26	Stückzahl:
			Werkstoff:	
			Werkstoffnr.:	Angebotsnr.:
Eingang		Datum	Bauteilname:	
		bearb.		
		gepr.		
		Projektleiter: Marcus Grochowina	Bauteilgruppe: **Schattenmesstechnik Konfiguration**	
		Telefonnr.: 089 - 28916193	Zeichnungsfortlauf:	Blatt:
Zustand	Bemerkung	Auftrag/Fonds: 5071527		



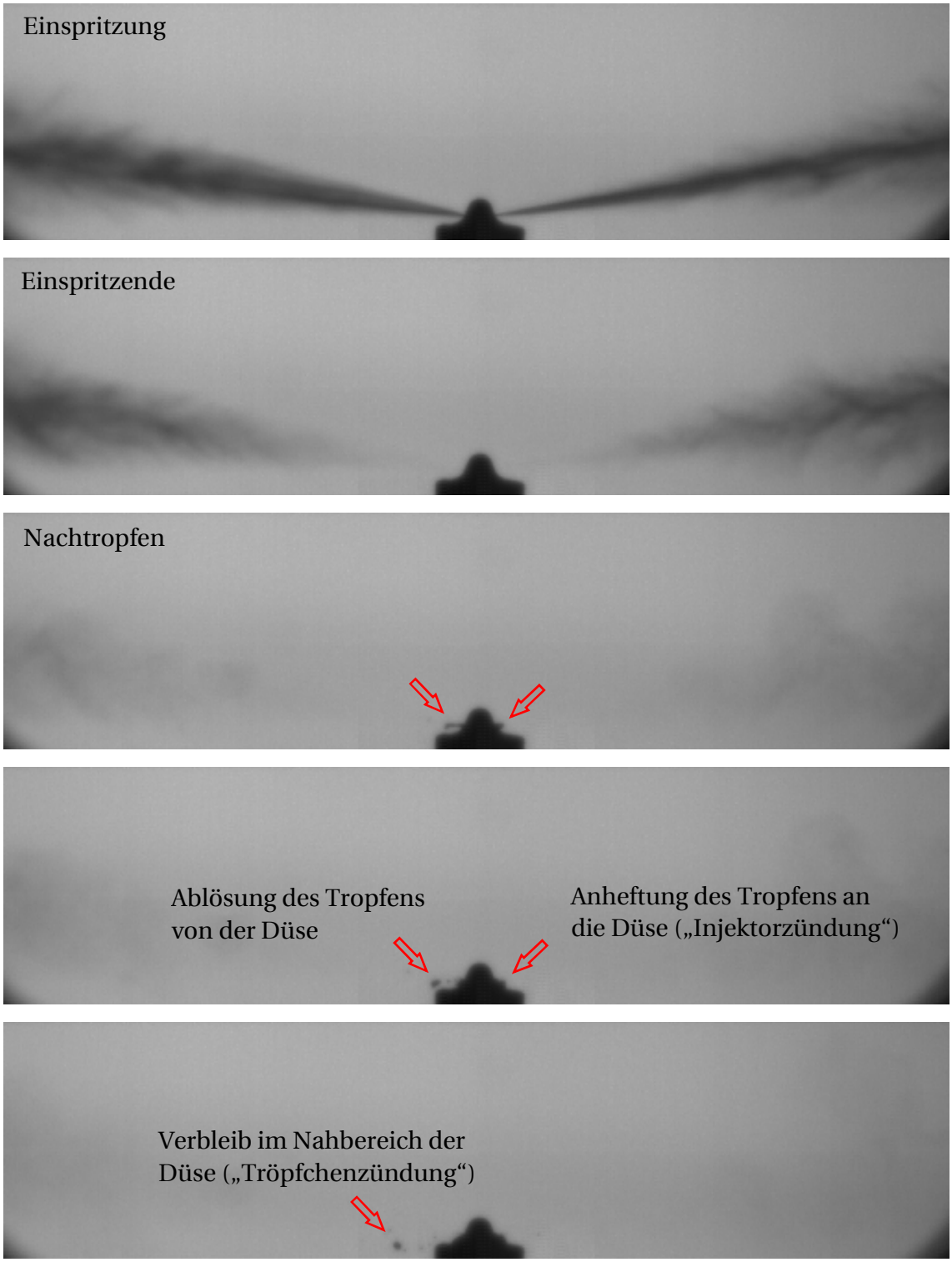


Lehrstuhl für Thermodynamik	Toleranzen: ISO 2768-m		Maßstab: 1:25	Stückzahl:
			Werkstoff:	
			Werkstoffnr.:	Angebotsnr.:
Eingang		Datum	Bauteilname:	
		bearb.		
		gepr.		
		Projektleiter: Marcus Grochowina	Bauteilgruppe: **Direktlicht Konfiguration**	
		Telefonnr.: 089 - 28916193	Zeichnungsfortlauf:	Blatt:
Zustand	Bemerkung	Auftrag/Fonds: 5071527		

A. 2 Konstanten der Logarithmusfunktion zur Approximation der Dieselpilotpenetration

Konstanten der Formel (3.15)	A [mm]	B [ms^{-1}] mit t [ms]
Einspritzdruckvariation p_{Rail}		
500 bar	19,78	4,63
1000 bar	20,14	5,96
1500 bar	20,96	6,69
Temperaturvariation T_{BK}		
665/675/685 K	22,27	5,48
Dieselpilotanteilvariation f_{Diesel}		
1 %	21,39	5,53
2 %	23,16	5,25
4 %	24,82	4,84
8 %	24,31	4,92
Düsenlochzahlvariation		
10-Loch	19,19	6,63
5-Loch	21,47	7,16

A. 3 Nachtropfen des Dieselinjektors



Literaturverzeichnis

[1] U. Waldenmaier, "Berechnung der Verbrennung in schwerölbetriebenen Großdieselmotoren: Implementierung und Validierung mariner Kraftstoffmodelle in KIVA3V," Dissertation, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität München, München, 2009.

[2] International Maritime Organization (IMO), "Third IMO Greenhouse Gas Study 2014: Executive Summary and Report," London, England, 2015.

[3] R. Winkel, U. Wedigge, D. Johnsen, and S. Papaefthimiou, "Shore Side Electricity in Europe: Potential and Environmental Benefits," *Energy Policy*, vol. 88, pp. 584–593, 2016.

[4] International Maritime Organization, *The International Convention for the Prevention of Pollution from Ships, 1973, as modified by the Protocol of 1978 relating thereto Resolution MEPC 251 (66)*, 2014.

[5] F. Unfug, "Experimentelle und numerische Untersuchung der Verbrennung eines mittelschnelllaufenden 4-Takt Dieselmotors," Dissertation, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), KIT, Karlsruhe, 2013.

[6] M. Troberg and D. Delneri, "Roadmap zur Erfüllung der Tier-III-Abgasnorm für Schiffsmotoren," *MTZ*, vol. 71, no. 6, pp. 394–401, 2010.

[7] M. Stephenson, *Shale Gas and Fracking: The Science Behind the Controversy*. Amsterdam, Netherlands: Elsevier Science, 2015.

[8] B. Buchholz and C. Fink, "Strategien zur Einhaltung der Emissionsgrenzwerte," *Schiff & Hafen: Fachzeitschrift für Schifffahrt, Schiffbau & Offshore-Technologie*, vol. 62, no. 6, pp. 22–28, 2010.

[9] G. A. Karim, *Dual-Fuel diesel engines*. Boca Raton, USA: CRC Press, 2015.

[10] F. Unfug, M. Auer, G. Stiesch, "Analysis and Comparison of the Combustion of a Lean Natural Gas/Air Mixture in a Gas-Engine with Scavenged Pre-

Chamber and a Dual-Fuel Engine with Pilot Injection," in *HdT, Engine Combustion Processes (ENCOM 2017)*, pp. 105–118.

[11] P. Achilles, *Untersuchung der limitierten Emissionen eines Zündstrahlmotors im Gas-Diesel-Mischbetrieb unter Variation des Einspritzpumpen-Förderbeginns für den Einsatz im BHKW*. Hamburg: Bedey Media GmbH, 2004.

[12] R. Basshuysen, *Ottomotor mit Direkteinspritzung: Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial,* 3rd ed. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.

[13] J. Liebl, *Ladungswechsel im Verbrennungsmotor 2014: Wege zur optimalen Gemischbildung und Verbrennung*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018.

[14] F. Unfug, "Investigation on Dual Fuel Engine Gas Combustion using Tomographic In-Cylinder Measurement Technique and Simultaneous High Speed OH-Chemiluminescence Visualization," in *SAE 2016 International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting*, SAE International, Ed, 2016, pp. 1–10.

[15] R. M. Hanson, S. L. Kokjohn, D. A. Splitter, and R. D. Reitz, "An Experimental Investigation of Fuel Reactivity Controlled PCCI Combustion in a Heavy-Duty Engine," *SAE Int. J. Engines*, vol. 3, no. 1, pp. 700–716, 2010.

[16] J. Shu, J. Fu, J. Liu, L. Zhang, and Z. Zhao, "Experimental and Computational Study on the Effects of Injection Timing on Thermodynamics, Combustion and Emission Characteristics of a Natural Gas (NG)-Diesel Dual Fuel Engine at low Speed and low Load," *Energy Conversion and Management*, vol. 160, pp. 426–438, 2018.

[17] A. G. Tänzler, *Experimentelle Untersuchung eines Dual-Fuel-Brennverfahrens für schwere Nutzfahrzeugmotoren*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.

[18] G. P. Merker and R. Teichmann, *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise und alternative Antriebssysteme Verbrennung, Messtechnik und Simulation*: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019.

[19] H.-J. Berner, S. Bohatsch, B. Hofmann, A. Ferrari, and M. Bargende, "Strahlgeführte Erdgas-Direkteinblasung zur Erzielung höchster Wirkungsgrade," in *Fachbuch / Haus der Technik*, Bd. 96, *Gasfahrzeuge*, Renningen: Expert-Verlag, 2008, pp. 142–160.

[20] H.-J. Berner and M. Bargende, Eds, *Erdgas als alternativer Kraftstoff - Ein Überblick*. Düsseldorf: VDI-Verl, 2000.

[21] K. Takasaki, D. Imhof, I. Ryosuke, D. Tsuru, K. Kumagae, K. Hidaka, N. Kato, and M. Grochowina, Eds, *Fundamental Study on GI (Natural Gas High-Pressure Injection) Combustion with Visualization Method*, 2013.

[22] D. Imhof, "Visual Combustion Studies for environmentally friendly Marine Diesel and Gas Engines," Dissertation, Laboratory of Energy and Combustion (ECO), Kyushu University, Fukuoka, Japan, 2013.

[23] G. Zitzler, *Analyse und Vorausberechnung der Brennverläufe von Gasmotoren bei Einsatz verschiedener Gasarten*. München: Biblion, 2004.

[24] F. Zacharias, *Gasmotoren*. Würzburg: Vogel Verlag, 2001.

[25] M. Auer, "Erstellung phänomenologischer Modelle zur Vorausberechnung des Brennverlaufs von Magerkonzept-Gasmotoren," Dissertation, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität München, München, 2010.

[26] C. Trapp and R. Böwing, "Gasmotoren und gasförmige Kraftstoffe," in *Handbuch Dieselmotoren: Das deutsche Standardwerk über den Dieselmotor*, Tschöke, Helmut, Mollenhauer, Klaus, Maier, Rudolf and H. Tschöke, Eds. 4th ed, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018, pp. 1–20.

[27] S. Kammerstätter, "Verbrennungsablauf und Schadstoffbildung in Erdgas-Großmotoren mit Vorkammerzündung," Dissertation, Lehrstuhl für Thermodynamik, Technische Universität München, München, 2012.

[28] C. Heinz, "Untersuchung eines Vorkammerzündkonzepts für Großgasmotoren in einer Hochdruckzelle mit repetierender Verbrennung," Dissertation, Lehrstuhl für Thermodynamik, Technische Universität München, München, 2011.

[29] A. Hanenkamp, S. Terbeck, and S. Köbler, "32/40 PGI — Neuer Otto-Gasmotor ohne Zündkerzen," *MTZ*, vol. 67, no. 12, pp. 932–941, 2006.

[30] R. Ishibashi and D. Tsuru, "An Optical Investigation of Combustion Process of a direct High-Pressure Injection of Natural Gas," *Journal of Marine Science and Technology*, vol. 22, no. 3, pp. 447–458, 2017.

[31] D. Seboldt, *Untersuchungen zum Potenzial der CNG-Direkteinblasung zur Reduktion von HC-Emissionen in Gasmotoren*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.

[32] A. Klingbeil, S. Hong, and R. J. Primus, "Influence of Diesel Fuel Injection Characteristics on Dual-Fuel Combustion Modes in a Large-Bore, Medium-

Speed Engine," in *Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference 2018*: ASME, 2018, 1–9.

[33] J. Shi, P. Lopez Aguado, N. Guerrassi, and G. Dober, "Einblick in den Primärzerfall des Hochdruck-Einspritzstrahls durch Verwendung von Large-Eddy-Simulation und Röntgenuntersuchung," *MTZ*, vol. 78, no. 5, pp. 56–65, 2017.

[34] P. Leick, "Quantitative Untersuchungen zum Einfluss von Düsengeometrie und Gasdichte auf den Primärzerfallsbereich von Dieselsprays," Dissertation, Technische Universität Darmstadt, Darmstadt, 2008.

[35] I. Pribicevic, "Dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung bei Einspritzdrücken bis 300 MPa," Dissertation, Lehrstuhl für Thermodynamik, Technische Universität München, München, 2013.

[36] N. Dronniou, J. Kashdan, B. Lecointe, K. Sauve, and D. Soleri, "Optical Investigation of Dual-Fuel CNG/Diesel Combustion Strategies to Reduce CO2 Emissions," *SAE Int. J. Engines*, vol. 7, no. 2, pp. 873–887, 2014.

[37] M. P.B. Musculus, P. C. Miles, and L. M. Pickett, "Conceptual Models for partially premixed Low-Temperature Diesel Combustion," *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 39, no. 2-3, pp. 246–283, 2013.

[38] M. Schiffner, M. Jud, and T. Sattelmayer, "Reaction Kinetics Analysis of Dual Fuel Internal Combustion Engines Based on Ignition Delay Times Using n-Heptane/Methane Fuel Blends," in *Proceedings of the 8th European Combustion Meeting*, 2017, pp. 1–6.

[39] H. Wei, J. Qi, L. Zhou, W. Zhao, and G. Shu, "Ignition Characteristics of Methane/ n -Heptane Fuel Blends under Engine-like Conditions," *Energy Fuels*, vol. 32, no. 5, pp. 6264–6277, 2018.

[40] G. A. Karim, "Combustion in Gas Fueled Compression: Ignition Engines of the Dual Fuel Type," *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 125, no. 3, pp. 827–836, 2003.

[41] S. Schlatter, B. Schneider, Y. Wright, and K. Boulochous, "N-heptane Micro Pilot assisted Methane Combustion in a Rapid Compression Expansion Machine," *Fuel*, pp. 339–352, 2016.

[42] S. Schlatter, "Experimental and Numerical Characterization of Enhanced Ignition Systems for Large Bore Gas Engines," Dissertation, ETH Zürich, Zürich, Schweiz, 2015.

[43] S. Schlatter, B. Schneider, Y. Wright, and K. Boulouchos, “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 *Proceedings of the SAE 2012 World Congress & Exhibition*: SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2012, pp. 1–14.

[44] A. Srna, “Experimental Characterization of Pilot-Fuel Ignition, Combustion, and Soot Formation in Dual-Fuel Combustion Systems,” Dissertation, Institute for Energy Technology, ETH Zürich, Zürich, Schweiz, 2018.

[45] A. Srna, M. Bolla, Y. M. Wright, K. Herrmann, R. Bombach, S. S. Pandurangi, K. Boulouchos, and G. Bruneaux, “Effect of Methane on Pilot-Fuel Auto-Ignition in Dual-Fuel Engines,” *Proceedings of the Combustion Institute*, vol. 37, no. 4, pp. 4741–4749, 2018.

[46] S. Weber, R. Stegmann, M. Prager, and G. Wachtmeister, “The Effect of Inlet Valve Timing and Engine Speed on Dual Fuel NG-Diesel Combustion in a Large Bore Engine,” *SAE Int. J. Engines*, vol. 11, no. 2, pp. 229–246, 2018.

[47] R. Basshuysen and F. Schäfer, Eds, *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven,* 7th ed. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.

[48] C. Teetz, D. Bergmann, A. Schneemann, and J. Eichmeier, “HCCI-Motor von MTU mit geringen Rohemissionen,” *MTZ*, vol. 73, no. 9, pp. 640–645, 2012.

[49] M. Neurohr, “Untersuchung von zyklischen Verbrennungsschwankungen eines Ottomotors im HCCI-Betrieb,” Dissertation, Institut für Kolbenmaschinen (IFKM), KIT, Karlsruhe, 2018.

[50] M. J. Atkins and C. R. Koch, “The Effect of Fuel Octane and Dilutent on Homogeneous Charge Compression Ignition Combustion,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 219, no. 5, pp. 665–675, 2005.

[51] D. Dahl, “Gasoline Engine HCCI Combustion: Extending the high load limit,” Dissertation, Department of Applied Mechanics, Chalmers University of Technology, Göteborg, Schweden, 2012.

[52] R. Backhaus, “Ottomotor mit HCCI-Technik von General Motors,” *MTZ*, vol. 69, no. 6, pp. 482–485, 2008.

[53] A. Aldawood, S. Mosbach, and M. Kraft, "HCCI Combustion Control Using Dual-Fuel Approach: Experimental and Modeling Investigations," in *Proceedings of the SAE 2012 World Congress & Exhibition*: SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2012.

[54] D. Dunn-Rankin and P. Therkelsen, *Lean Combustion: Technology and Control*. London: Academic Press is an imprint of Elsevier, 2016.

[55] Daniel Hertel, "Experimentelle Untersuchungen der Zündung und Verbrennung in dieselpilotierten Dual-Fuel Motoren," Masterarbeit, Lehrstuhl für Thermodynamik, Technische Universität München, München, 2017.

[56] A.K. Saha, D. Das, R. Srivastava, P.K. Panigrahi, K. Muralidhar, G.E. Bhiogade, N. Sunheriya, and J.G. Suryawanshi, Eds, *Investigations on Premixed Charge Compression Ignition (PCCI) Engines: A Review: Fluid Mechanics and Fluid Power – Contemporary Research*: Springer India, 2017.

[57] R. D. Reitz and S. Kokjohn, "Comparison of Conventional Diesel and Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion in a Light-Duty Engine," in *2012 Directions in Engine-Efficiency and Emissions Research (DEER) Conference*, pp. 1–15.

[58] E. Doosje, F. Willems, and R. Baert, "Experimental Demonstration of RCCI in Heavy-Duty Engines using Diesel and Natural Gas," in *Proceedings of the 2014 SAE World Congress*, SAE International, Ed, 2014, 1-10.

[59] R. K. Maurya, *Characteristics and Control of Low Temperature Combustion Engines: Employing gasoline, ethanol and methanol*. Cham: Springer, 2018.

[60] S. J. Curran, Z. Gao, and R. M. Wagner, "Reactivity-Controlled Compression Ignition Drive Cycle Emissions and Fuel Economy Estimations using Vehicle System Simulations," *International Journal of Engine Research*, vol. 16, no. 8, pp. 1014–1024, 2014.

[61] S. Curran, R. Hanson, R. Wagner, and R. D. Reitz, "Efficiency and Emissions Mapping of RCCI in a Light-Duty Diesel Engine," in *Proceedings of the SAE 2013 World Congress & Exhibition*: SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2013.

[62] R. Hanson, S. Curran, R. Wagner, S. Kokjohn, D. Splitter, and R. D. Reitz, "Piston Bowl Optimization for RCCI Combustion in a Light-Duty Multi-Cylinder Engine," *SAE Int. J. Engines*, vol. 5, no. 2, pp. 286–299, 2012.

[63] R. Hanson, S. Kokjohn, D. Splitter, and R. D. Reitz, "Fuel Effects on Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion at Low Load," *SAE Int. J. Engines*, vol. 4, no. 1, pp. 394–411, 2011.

[64] R. Hanson and R. D. Reitz, "Transient RCCI Operation in a Light-Duty Multi-Cylinder Engine," *SAE Int. J. Engines*, vol. 6, no. 3, pp. 1694–1705, 2013.

[65] S. Kokjohn, R. Hanson, D. Splitter, J. Kaddatz, and R. D. Reitz, "Fuel Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion in Light- and Heavy-Duty Engines," *SAE Int. J. Engines*, vol. 4, no. 1, pp. 360–374, 2011.

[66] S. Kokjohn, R. D. Reitz, D. Splitter, and M. Musculus, "Investigation of Fuel Reactivity Stratification for Controlling PCI Heat-Release Rates Using High-Speed Chemiluminescence Imaging and Fuel Tracer Fluorescence," *SAE Int. J. Engines*, vol. 5, no. 2, pp. 248–269, 2012.

[67] D. E. Nieman, A. B. Dempsey, and R. D. Reitz, "Heavy-Duty RCCI Operation Using Natural Gas and Diesel," *SAE Int. J. Engines*, vol. 5, no. 2, pp. 270–285, 2012.

[68] D. Splitter, R. D. Reitz, and R. Hanson, "High Efficiency, Low Emissions RCCI Combustion by Use of a Fuel Additive," *SAE Int. J. Fuels Lubr,* vol. 3, no. 2, pp. 742–756, 2010.

[69] D. Splitter, M. Wissink, S. Kokjohn, and R. D. Reitz, "Effect of Compression Ratio and Piston Geometry on RCCI Load Limits and Efficiency," in *Proceedings of the SAE 2012 World Congress & Exhibition*: SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2012.

[70] B. Henke, K. Schleef, B. Buchholz, S. Andree, E. Hassel, M. Hoff, and R. Graumüller, "Pilot Injection Strategies for Medium-Speed Dual Fuel Engines," in *Proceedings, Heavy-Duty-, On- und Off-Highway-Motoren 2017: Effizienz und Emissionen 12. Internationale MTZ-Fachtagung*, W. Siebenpfeiffer, Ed. 1st ed, Wiesbaden: Springer, 2018, pp. 115–135.

[71] S. Xu, D. Anderson, M. Hoffman, R. Prucka, and Z. Filipi, "A Phenomenological Combustion Analysis of a Dual-Fuel Natural-Gas Diesel Engine," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 231, no. 1, pp. 66–83, 2016.

[72] S. Solomon, D. Qin, M. Manning, Z. Chen, M. Marquis, K.B. Averyt, M. Tignor, and H.L. Miller, Eds, *Climate Change 2007: The Physical Science Basis. Contri-*

bution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change. Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA: Cambridge University Press, 2007.

[73] U. Spicher, A. Kölmel, H. Kubach, and G. Töpfer, "Combustion in Spark Ignition Engines with Direct Injection," in *Proceedings of the SAE 2000 World Congress*: SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2000.

[74] G. Töpfer, J. Reissing, H.-J. Weimar, and U. Spicher, "Optical Investigation of Knocking Location on S.I.-Engines with Direct-Injection," in *Proceedings of the SAE 2000 World Congress*: SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2000.

[75] G. P. Merker, *Verbrennungsmotoren: Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung,* 3rd ed. Wiesbaden: B.G. Teubner Verlag / GWV Fachverlage, Wiesbaden, 2006.

[76] J. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals 2E,* 2nd ed. New York, N.Y.: McGraw-Hill Education, 2019.

[77] E. Tomita, N. Fukatani, N. Kawahara, K. Maruyama, T. Komoda, "Combustion Characteristics & Performance of Supercharged Pyrolysis Gas Engine with Micro-Pilot Ignition," in *Proc. of 25th CIMAC World Congress on Combustion Engine Technology (CIMAC 2007)*, pp. 1–10.

[78] P. Prechtl, "Analyse und Optimierung der innermotorischen Prozesse in einem Wasserstoff-Dieselmotor," Dissertation, Lehrstuhl für Thermodynamik, Technische Universität München, München, 2000.

[79] SWM Labor, "Erdgasbeschaffenheit: Monatsdurchschnitt August 2016: Erdgasnetz der SWM Infrastruktur GmbH & Co. KG und SWM Infrastruktur Region GmbH," München, Okt. 2016.

[80] J. D. Grünwald, "Verbesserung der Reduktionsmitteldispersion und -verdunstung in SCR-Abgasanlagen," Dissertation, Technische Universität München, München, 2007.

[81] J. Grünwald, T. Sattelmayer, and S. Steinbach, "Wirbelmischer für SCR-Verfahren im Pkw," *MTZ*, vol. 66, no. 1, pp. 44–48, 2005.

[82] S. Steinbach, *Einfluss der Transportvorgänge auf die Effizienz von Harnstoffkatalysatoren in SCR-Abgasanlagen,* 1st ed. München: Verl. Dr. Hut, 2007.

[83] C. J. Louen, *Datenbasierte Zustandsüberwachung in Personenkraftfahrzeugen mit Anwendung an einem Drei-Wege-Katalysator*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016.

[84] I. E. Gordon and L. S. Rothman, *The HITRAN Database: High-Resolution Transmission Molecular Absorption Database*. Available: http://www.cfa.harvard.edu/HITRAN.

[85] L. S. Rothman, I. E. Gordon, A. Barbe, D.C. Benner, P. F. Bernath, M. Birk, V. Boudon, L. R. Brown, A. Campargue, J.-P. Champion, K. Chance, L. H. Coudert, V. Dana, V. M. Devi, S. Fally, J.-M. Flaud, R. R. Gamache, A. Goldman, D. Jacquemart, I. Kleiner, N. Lacome, W. J. Lafferty, J.-Y. Mandin, S. T. Massie, S. N. Mikhailenko, C. E. Miller, N. Moazzen-Ahmadi, O. V. Naumenko, A. V. Nikitin, J. Orphal, V. I. Perevalov, A. Perrin, A. Predoi-Cross, C. P. Rinsland, M. Rotger, M. Šimečková, M.A.H. Smith, K. Sung, S. A. Tashkun, J. Tennyson, R. A. Toth, A. C. Vandaele, and J. Vander Auwera, "The HITRAN2016 Molecular Spectroscopic Database," *Journal of Quantitative Spectroscopy and Radiative Transfer*, vol. 203, pp. 3–69, 2017.

[86] Joachim Rienitz, "Optical inhomogeneities: Schlieren and Shadowgraph Methods in the seventeenth and eighteenth Centuries," *Endeavour*, vol. 21, no. 2, pp. 77–81, 1997.

[87] B. Ofner, "Dieselmotorische Kraftstoffzerstäubung und Gemischbildung mit Common-Rail Einspritzsystemen," Dissertation, Lehrstuhl für Thermodynamik, Technische Universität München, München, 2001.

[88] T. Steinhilber, "Einfluss der Wasser- oder Emulsionseinspritzung auf die homogene Dieselverbrennung," Dissertation, Lehrstuhl für Thermodynamik, Technische Universität München, München, 2007.

[89] F. Pischinger, "Abschlussbericht SFB 224: Motorische Verbrennung," RWTH Aachen, Aachen, 2001.

[90] J. H. Gladstone and T. P. Dale, "Researches on the Refraction, Dispersion, and Sensitiveness of Liquids," *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*, vol. 153, pp. 317–343, 1863.

[91] G. Mie, "Beiträge zur Optik trüber Medien, speziell kolloidaler Metallösungen," *Annalen der Physik*, vol. 330, no. 3, pp. 377–445, 1908.

[92] Simon Tartsch, "Aufbau eines optischen Schatten-Messsystems und Durchführung von Verbrennungsuntersuchungen," Masterarbeit, Lehrstuhl für Thermodynamik, Technische Universität München, München, 2016.

[93] G. S. Settles, *Schlieren and Shadowgraph Techniques: Visualizing Phenomena in Transparent Media*: Springer Berlin Heidelberg, 2012.

[94] P. K. Panigrahi and K. Muralidhar, *Schlieren and Shadowgraph Methods in Heat and Mass Transfer*: Springer New York, 2012.

[95] M. Schuth and W. Buerakov, *Handbuch Optische Messtechnik: Praktische Anwendungen für Entwicklung, Versuch, Fertigung und Qualitätssicherung*: Carl Hanser Verlag GmbH & Company KG, 2017.

[96] H. N. Najm, P. H. Paul, C. J. Mueller, and P. S. Wyckoff, "On the Adequacy of Certain Experimental Observables as Measurements of Flame Burning Rate," *Combustion and Flame*, vol. 113, no. 3, pp. 312–332, 1998.

[97] A. Schocker, *Cavity ring-down Spektroskopie zur Untersuchung von Hochtemperaturprozessen: Detektion radikalischer Intermediate und methodische Weiterentwicklung*. Göttingen: Cuvillier, 2005.

[98] A. Leipertz, M. Schmid, and C. Fettes, "Optische Untersuchung zur Homogenisierbarkeit der Zylinderladung an einem CR-Pkw-Transparentmotor," in *5. Dresdner Motorenkolloquium: Zukünftige Brennverfahren für Dieselmotoren*, Dresden: HTW Dresden, 2003, pp. 222–232.

[99] M. Malin, C. Kiesling, C. Redtenbacher, and A. Wimmer, "Einfluss der Diesel-Piloteinspritzung auf die Verbrennung in Diesel-Gas Dual Fuel Motoren," in *10. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2016*, pp. 491–514.

[100] M. A. Konle, *Verbrennungsinduziertes Wirbelaufplatzen in moderat turbulenten Drallströmen,* 1st ed. München: Verl. Dr. Hut, 2010.

[101] M. Roßbach, "Untersuchung der Bildung und Oxidation von Ruß in Motoren mit Direkteinspritzung," Dissertation, Institut für Technische Chemie und Polymerchemie (ITCP), KIT, Karlsruhe, 2013.

[102] R. Siegel, J. Lohrengel, and J. R. Howell, *Wärmeübertragung durch Strahlung: Teil 3 Strahlungsübergang in absorbierenden, emittierenden und streuenden Medien*: Springer Berlin Heidelberg, 2013.

[103] R. Teichmann and A. Wimmer, "Druckverlaufsanalyse," in *Grundlagen Verbrennungsmotoren*, G. P. Merker, Ed, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018, pp. 901–911.

[104] M. Prager, “Analytische Modellierung des Betriebsverhaltens eines Gasmotors mit neuem Gaszündstrahlverfahren für hohe Leistungsdichte,” Dissertation, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität München, München, 2010.

[105] J. Yu, V. Vuorinen, O. Kaario, T. Sarjovaara, and M. Larmi, “Characteristics of High Pressure Jets for Direct Injection Gas Engine,” *SAE Int. J. Fuels Lubr,* vol. 6, no. 1, pp. 149–156, 2013.

[106] H. Hiroyasu and M. Arai, “Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines,” in *Proceedings of the International Congress & Exposition*: SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1990.

[107] M. Bargende, *Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren: 4. Internationales Stuttgarter Symposium 20. - 22. Februar 2001 = Automotive and engine technology*. Renningen: Expert-Verl, 2001.

[108] S. Sazhin, G. Feng, and M. Heikal, “A Model for Fuel Spray Penetration,” *Fuel*, vol. 80, no. 15, pp. 2171–2180, 2001.

[109] Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, TU München (Weber, Stefan), "Zündung der Dieselpilotstrahlen in Dual-Fuel-Diesel-Gasmotoren. Untersuchungen an einem optisch zugänglichen Forschungsmotor.", Telefonat, Okt. 2019.

[110] N. Otsu, “A Threshold Selection Method from Gray-Level Histograms,” *IEEE Trans. Syst, Man, Cybern,* vol. 9, no. 1, pp. 62–66, 1979.

[111] M. Grochowina, D. Hertel, S. Tartsch, and T. Sattelmayer, “Ignition of Diesel Pilot Fuel in Dual-Fuel Engines,” *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 141, no. 8, 2019.

[112] M. Grochowina, M. Schiffner, S. Tartsch, and T. Sattelmayer, “Influence of Injection Parameters and Operating Conditions on Ignition and Combustion in Dual-Fuel Engines,” *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 140, no. 10, 2018.

[113] C. Auerbach, *Zylinderdruckbasierte Mehrgrößenregelung des Dieselmotors mit teilhomogener Verbrennung: Eine wissenschaftlich-technische Studie,* 1st ed.: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.

[114] G. Wachtmeister, “Skriptum zur Vorlesung Verbrennungsmotoren: Wintersemester 2018/19,” Vorlesungsskript, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, TU München, München, 2018.

[115] M. Pöschl, "Dissertation: Einfluss von Temperaturinhomogenitäten auf den Reaktionsablauf bei der klopfenden Verbrennung," Dissertation, Lehrstuhl für Thermodynamik, TU München, München, 2006.

[116] X. Fu and S. Aggarwal, "Two-stage ignition and NTC phenomenon in diesel engines," *Fuel*, vol. 144, pp. 188–196, 2015.

[117] M. Schiffner, M. Grochowina, and T. Sattelmayer, "Development of a Numerical Model for Ignition Phenomena in a Micro Pilot Ignited Dual Fuel Engine with External Mixture Formation," in *Volume 2: Emissions Control Systems; Instrumentation, Controls, and Hybrids; Numerical Simulation; Engine Design and Mechanical Development*: ASME, 2017, 1–11.

[118] M. Musculus and T. Lachaux, "Two-Stage Ignition and Unburned Fuel Emissions for Heavy-Duty Diesel Low-Temperature Combustion of Neat n-Heptane," in *5th US Combustion Meeting: Organized by the Western States Section of the Combustion Institute and Hosted by the University of California at San Diego*, Washington D.C.: Western States Section of the Combustion Institute, 2007, pp. 1–6.

[119] J. Warnatz, U. Maas, and R. W. Dibble, *Combustion: Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation,* 4th ed. Berlin: Springer, 2010.

[120] R. Golloch, *Downsizing bei Verbrennungsmotoren: Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2005.

[121] H. Eyring, "The Activated Complex in Chemical Reactions," *The Journal of Chemical Physics*, vol. 3, no. 2, pp. 107–115, 1935.

[122] S. Arrhenius, "Über die Dissociationswärme und den Einfluss der Temperatur auf den Dissociationsgrad der Elektrolyte," *Zeitschrift für Physikalische Chemie*, vol. 4U, no. 1, pp. 1–10, 1889.

[123] Z. M. Hammond, J. H. Mack, and R. W. Dibble, "Effect of Hydrogen Peroxide Addition to Methane fueled homogeneous Charge Compression Ignition Engines through numerical simulations," *International Journal of Engine Research*, vol. 17, no. 2, pp. 209–220, 2014.

[124] H. K. Ciezki and G. Adomeit, "Shock-Tube Investigation of Self-Ignition of n-Heptane-Air Mixtures under Engine Relevant Conditions," *Combustion and Flame*, vol. 93, no. 4, pp. 421–433, 1993.

[125] U. Pfahl, K. Fieweger, and G. Adomeit, “Self-Ignition of Diesel-Relevant Hydrocarbon-Air Mixtures under Engine Conditions,” *Symposium (International) on Combustion*, vol. 26, no. 1, pp. 781–789, 1996.

[126] J. Turner, D. Sykes, G. de Sercey, V. Stetsyuk, M. Gold, R. Pearson, and C. Crua, “A Quantitative Analysis of Nozzle Surface Bound Fuel for Diesel Injectors,” in *ILASS2017 - 28th European Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*, 2017, pp. 1–9.

[127] Y. Gauthier, *Einspritzdruck bei modernen PKW-Dieselmotoren: Einfluss auf die Rußemission*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2010.

[128] C. Rollbusch, “Einfluss von Höchstdruckeinspritzung und Düsendurchfluss auf das Emissionsverhalten eines kleinen Nutzfahrzeug-Dieselmotors,” Dissertation, Lehrstuhl Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren, Universität Rostock, Rostock, 2015.

[129] T. Schulze, “Untersuchung des Einflusses der Spritzlochgeometrie der Einspritzdüse auf die dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung,” Dissertation, Technische Universität Dresden, Dresden, 2005.

[130] S. Zirngibl, M. Prager, and G. Wachtmeister, Eds, *Entwicklung eines Dual-Fuel Zündstrahl-Brennverfahrens für den Einsatz in einem mit Biogas betriebenen Mini-BHKW*. Roßlau: WTZ Roßlau, 2017.

[131] H. Eichlseder, M. Klüting, and W. F. Piock, *Grundlagen und Technologien des Ottomotors (Der Fahrzeugantrieb) (German Edition)*. Dordrecht: Springer, 2008.

[132] R. Pischinger, M. Klell, and T. Sams, *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*: Springer Vienna, 2009.

[133] C. Dong, Q. Zhou, X. Zhang, Q. Zhao, T. Xu, and S. Hui, “Experimental Study on the laminar Flame Speed of Hydrogen/Natural Gas/Air Mixtures,” *Front. Chem. Eng. China*, vol. 4, no. 4, pp. 417–422, 2010.

[134] P. Dirrenberger, H. Le Gall, R. Bounaceur, O. Herbinet, P.-A. Glaude, A. Konnov, and F. Battin-Leclerc, “Measurements of Laminar Flame Velocity for Components of Natural Gas,” *Energy Fuels*, vol. 25, no. 9, pp. 3875–3884, 2011.

[135] M. Grochowina, “Research and Comparison between Gas Injection (GI) and Diesel Combustion using CFD and Experimental Data,” Diplomarbeit, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Technische Universität München, 2012.

[136] G. Woschni, W. Spindler, and K. Kolesa, “Wärmedichter Brennraum: Untersuchung des Verhaltens eines Dieselmotors mit wärmedichten Brennraum,” Vorhaben Nr. 311, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, München, 1986.

[137] B. Kaal, *Phänomenologische Modellierung der stationären und transienten Stickoxidemissionen am Dieselmotor: Dissertation*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017.

[138] D. Ghebru, *Modellierung und Analyse des instationären thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotor und Gesamtfahrzeug: Dissertation*. Berlin: Logos Verlag Berlin, 2013.

[139] Z. Liu and G. A. Karim, “An Examination of the Ignition Delay Period in Gas-Fueled Diesel Engines,” *J. Eng. Gas Turbines Power*, vol. 120, no. 1, pp. 225–231, 1998.