



Florian Müller

**Innermotorische
Effizienzsteigerung
luftansaugender und
gemischansaugender
Dual-Fuel Brennverfahren**

λογος

Antriebe in der Fahrzeugtechnik

Band 2

Antriebe in der Fahrzeugtechnik

Band 2

Herausgegeben von

Prof. Dr.-Ing. Michael Günthner

Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau
Lehrstuhl für Antriebe in der Fahrzeugtechnik

Florian Müller

Innermotorische Effizienzsteigerung
luftansaugender und
gemischansaugender
Dual-Fuel Brennverfahren

Logos Verlag Berlin



Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

Dieses Werk ist lizenziert unter der Creative Commons Attribution-NonCommercial-NoDerivatives 4.0 Lizenz (<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>). Die Bedingungen der Creative-Commons-Lizenz gelten nur für Originalmaterial. Die Wiederverwendung von Material aus anderen Quellen (gekennzeichnet mit Quellenangabe) wie z.B. Schaubilder, Abbildungen, Fotos und Textauszüge erfordert ggf. weitere Nutzungsgenehmigungen durch den jeweiligen Rechteinhaber.



Logos Verlag Berlin GmbH 2023
ISBN 978-3-8325-5757-7
ISSN 2941-4326

Logos Verlag Berlin GmbH
Georg-Knorr-Str. 4, Geb. 10,
12681 Berlin
Tel.: +49 (0)30 / 42 85 10 90
Fax: +49 (0)30 / 42 85 10 92
<https://www.logos-verlag.de>

Innermotorische Effizienzsteigerung luftansaugender und gemischansaugender Dual-Fuel Brennverfahren

Vom Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik
der RPTU Kaiserslautern-Landau
zur Verleihung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

genehmigte

Dissertation

von

Herrn

Dipl.-Ing. Florian Müller

aus Homburg

D 386

Kaiserslautern 2023

Dekan:	Prof. Dr. rer. nat. Roland Ulber
Vorsitzender:	Prof. Dr.-Ing. Oliver Koch
Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Michael Günthner Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher
Eingereicht am:	14.07.2023
Mündliche Prüfung:	06.10.2023

Vorwort des Herausgebers

Zukünftige Technologien für Fahrzeugantriebe sind heute vielfach Gegenstand von Diskussionen, die oft mit großer Leidenschaft geführt werden. Die vorliegende Schriftenreihe des Lehrstuhls für Antriebe in der Fahrzeugtechnik der RPTU Kaiserslautern-Landau möchte objektive, wissenschaftlich fundierte Einblicke in den aktuellen Stand der Forschung und Ausblicke auf zukünftige Entwicklungen im Bereich der Fahrzeugantriebe bieten. Für die schnelle Umsetzung wissenschaftlicher Erkenntnis in praktische Anwendungen sind der Austausch mit anderen Forschern und Entwicklern sowie der erfolgreiche Transfer in die Industrie von besonderer Bedeutung. Neben Vorträgen auf Fachtagungen und Veröffentlichungen in Fachzeitschriften soll hierzu auch diese Schriftenreihe einen Beitrag leisten.

Im Mittelpunkt aktueller Antriebsforschung stehen einerseits besonders schadstoffarme bzw. emissionsfreie Antriebstechnologien und andererseits die Minimierung des CO₂-Ausstoßes über den Produktlebenszyklus. Zukunftsfähige Antriebe müssen beiden Anforderungen gerecht werden. Mit dieser Zielsetzung ergibt sich ein äußerst weiter Lösungsraum für zukünftige Antriebe, der von den gegenwärtig vieldiskutierten batterieelektrischen Antrieben über Brennstoffzellen-elektrische Konzepte bis hin zu verbrennungsmotorischen Lösungen mit regenerativen Kraftstoffen reicht. Noch weitergehende Gestaltungsmöglichkeiten bieten hybride Antriebskonzepte, beispielsweise durch die Kombination des Hauptantriebs mit weiteren elektrischen, hydraulischen oder pneumatischen Speichern und Antriebskomponenten, ggf. auch für Nebenantriebe.

Im Bereich der Antriebsforschung ist sich die Wissenschaft mittlerweile einig, dass es absehbar nicht „die“ eine einzige und universell anwendbare, ideale Antriebslösung für alle Anwendungen geben wird. Vielmehr ist es wichtig, für jede Antriebsaufgabe die jeweils optimale Lösung zu finden, welche einerseits die technischen Anforderungen des anzutreibenden Fahrzeugs bzw. Arbeitsgeräts zufriedenstellend erfüllt und andererseits den minimal möglichen Einfluss auf die Umgebung nimmt – sowohl im Hinblick auf die Schadstoffemissionen als auch hinsichtlich des Ausstoßes klimaschädlicher Gase. Erklärtes Ziel ist hierbei „zero impact“ – die Konzentrationen der potenziell kritischen Spezies im Abgas sollen auf dem Niveau des Hintergrunds bzw. darunter liegen. Bei Verbrennungsmotoren ist hierfür neben einer hochwirksamen Abgasnachbehandlung insbesondere die Vermeidung der Emissionsbildung bereits an der Quelle, also beim Verbrennungsprozess, von zentraler Bedeutung.

Vor diesem Hintergrund beschäftigte sich Herr Müller im Rahmen seiner Promotion mit den Möglichkeiten der Effizienzsteigerung bei sogenannten Dual-Fuel-Brennverfahren, für die verschiedene regenerative (biogene) Kraftstoffe in Verbindung mit konventionellem Dieseldieselkraftstoff zum Einsatz kamen. Zusätzlich wurde eine Minimierung einerseits der Schadstoffemissionen sowie andererseits des (fossilen) Dieselteils am Gesamtgemisch verfolgt. Die Untersuchungen zeigen, dass es möglich ist, hohe Substitutionsraten von Dieseldieselkraftstoff durch biogene Kraftstoffe zu erzielen und somit bei gleichbleibend hohem Motorwirkungsgrad in erheblichem Umfang fossiles CO₂ einzusparen. Gleichzeitig wurde bei wesentlichen Schadstoffkomponenten

Vorwort des Herausgebers

wie Partikeln und Stickstoffoxiden ein äußerst niedriges Rohemissionsniveau nachgewiesen. Erreicht wurden diese Erfolge durch die systematische Untersuchung der entscheidenden Betriebsparameter und -strategien, wobei neben der getrennten Einbringung der beiden Kraftstoffe auch die gemeinsame Direkteinspritzung nach vorheriger Mischung betrachtet wurde. Darüber hinaus konnte insbesondere die Rolle von Restgas (aus externer Rückführung und interner Rücksaugung) bei der Optimierung der Verbrennung beleuchtet werden. Die Ergebnisse und Schlussfolgerungen seiner sehr umfangreichen Untersuchungen stellt Herr Müller in dieser Arbeit vor.

Kaiserslautern, im Oktober 2023

Michael Günthner

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Antriebe in der Fahrzeugtechnik (LAF) des Fachbereichs Maschinenbau und Verfahrenstechnik der Rheinland-Pfälzischen Technischen Universität Kaiserslautern-Landau. Mein Dank gilt allen, die mich auf meinem Weg begleitet und mich dabei direkt oder indirekt unterstützt haben.

Zunächst möchte ich mich bei Herrn Prof. Michael Günthner für die Möglichkeit zur Promotion und die stetige Unterstützung während dieses Unterfangens bedanken. Mein Dank gilt ebenso Herrn Prof. Ulrich Spicher für die Begutachtung meiner Dissertation sowie Herrn Prof. Oliver Koch für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Ich möchte mich bei meinen Kollegen am Lehrstuhl bedanken, für all den Spaß, den wir während der Jahre hatten und auch für die tatkräftige Unterstützung in dieser Zeit. Ich bin sehr froh und dankbar für die daraus entstandenen Freundschaften.

Besonders möchte ich mich dabei bei Matthias Thees für die vielen erleuchtenden Diskussionen und auch für die gelegentlichen Ablenkungen von der Arbeit bedanken. Dies gilt ebenso für Thomas Buitkamp, der mir stets mit einem Rat (und einem oder mehreren Bier) zur Seite stand. Ebenso bedanken möchte ich mich bei meiner Bürokollegin Ann-Kathrin Jost für die vielen Abende in der Stadt, die lustige Zeit in unserem Büro und ihr jederzeit offenes Ohr. Herzlichen Dank an Thorsten Fuchs für das Korrekturlesen meiner Arbeit.

Mein Dank gilt auch vor allem meinen Eltern, die mich stets unterstützt und aufgebaut haben. Ohne ihre Hilfe und Geduld wäre dies alles nicht möglich gewesen.

Kaiserslautern, im Oktober 2023

Florian Müller

Kurzfassung

In den letzten Jahren ist die Notwendigkeit nachhaltiger Antriebstechnologien in den Fokus der öffentlichen Debatten zum Klimawandel gerückt. Eine mögliche Lösung zur Vermeidung der Nutzung fossiler Energieträger ist die Verwendung regenerativer Kraftstoffe. Dazu gehören z.B. Biokraftstoffe, die sich jedoch häufig nicht zum Einsatz in konventionellen kompressionsgezündeten Diesel-Brennverfahren eignen, die aufgrund ihres typischerweise hohen Wirkungsgrads weite Verbreitung gefunden haben. Zur effizienten Nutzung solcher Kraftstoffe bieten sich Dual-Fuel-Brennverfahren an, die hohe thermodynamische Wirkungsgrade erlauben.

Bei Dual-Fuel-Brennverfahren wird ein Primärkraftstoff durch einen Dieselanteil entzündet, womit eine sehr magere Verbrennung in Kombination mit einem hohen Verdichtungsverhältnis möglich ist. Bei gemischansaugenden Dual-Fuel-Motoren - auch als MPI-Verfahren (multi point injection) bezeichnet - entstehen jedoch erhöhte Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenstoffmonoxid.

In dieser Arbeit werden verschiedene Biokraftstoffe (Biomethan, -propan und -ethanol) hinsichtlich ihrer Eignung für Dual-Fuel-Brennverfahren und ihres Potenzials zur Absenkung des Anteils an fossilem Dieselmotorkraftstoff untersucht. Weiterhin werden die interne und die externe Abgasrückführung (AGR) zur Senkung der Schadstoffemissionen eingesetzt und bewertet. Zusätzlich wird die direkte, betriebspunktvariable Beimischung der Kraftstoffe zum Dieselmotorkraftstoff in einem luftansaugenden Dual-Fuel-Brennverfahren untersucht (DI-Verfahren - direct injection).

Während Biomethan im MPI-Verfahren die höchste Substitutionsrate der drei untersuchten Biokraftstoffe erlaubt (bis zu 91 %), ermöglicht die Kombination aus interner und externer AGR eine Senkung der Stickstoffoxide (bis zu -90 %), des Kohlenstoffmonoxids (bis zu -68 %) und der unverbrannten Kohlenwasserstoffe (bis zu -65 %). Biopropan und Bioethanol sind hinsichtlich der maximalen Substitutionsrate durch Klopfen beschränkt, zeigen im DI-Verfahren jedoch stark reduzierte gasförmige Rohemissionen. Diese entsprechen damit dem typischen, niedrigen Niveau eines Dieselmotors bei gleichzeitig stark reduzierter Rußbildung (bis zu -99 %).

Abstract

In recent years, the necessity of sustainable propulsion technologies has become the focus of public debates on climate change. A possible solution for avoiding fossil fuels is the use of regenerative fuels. These include biofuels, which are mostly not suitable for use in conventional, compression ignited diesel engines, which have found widespread use due to their characteristically high efficiency. Dual-fuel combustion processes, which enable high thermodynamic efficiencies, are ideal for the efficient use of such fuels.

In dual-fuel combustion processes, a primary fuel is ignited by injecting a secondary fuel (mostly diesel), allowing very lean combustion in combination with a high compression ratio. However, dual-fuel engines in which the primary fuel is premixed with the aspirated air inside the intake system - also known as multi-point injection (MPI) engines - suffer from increased emissions of unburned hydrocarbons and carbon monoxide.

In this work, different biofuels (biomethane, -propane and -ethanol) are investigated with respect to their suitability for dual-fuel combustion and the reduction potential for the share of fossil diesel fuel. Furthermore, internal and external exhaust gas recirculation (EGR) are used and evaluated to reduce pollutant emissions. In addition, the direct blending of the two liquid biofuels to the diesel fuel, with the blend ratio depending on the operating point, is investigated with direct injection (DI process).

While biomethane allows the highest substitution rate of the three investigated biofuels in MPI mode (up to 91%), the combination of internal and external EGR reduces the emissions of nitrogen oxides (up to -90%), carbon monoxide (up to -68%) and unburned hydrocarbons (up to -65%). Biopropane and bioethanol are limited regarding their relative share due to knock. However, in DI mode, both fuels exhibit greatly reduced raw gaseous emissions. Thus, these equal the typical, low level of a diesel engine with simultaneously greatly reduced soot formation (up to -99 %).

Inhaltsverzeichnis

Vorwort des Herausgebers	III
Vorwort	V
Kurzfassung	VI
Abstract	VII
Inhaltsverzeichnis.....	VIII
Abkürzungsverzeichnis.....	X
Formelzeichenverzeichnis.....	XII
Chemische Formelzeichen	XII
Griechische Formelzeichen	XIII
Lateinische Formelzeichen	XIII
Indizes.....	XIV
1 Einleitung.....	1
2 Stand der Technik.....	4
2.1 Dieselmotorenverfahren	4
2.2 Ottomotorenverfahren	6
2.3 HCCI-Brennverfahren	7
2.4 Dual-Fuel-Brennverfahren	9
3 Ziel der Arbeit	16
4 Theoretische Grundlagen.....	17
4.1 Kenngrößen zur Beschreibung des Motorprozesses	17
4.2 Schadstoffbildung	20
4.2.1 Stickstoffoxide (NO _x).....	20
4.2.2 Partikel (PM / PN).....	22
4.2.3 Kohlenstoffmonoxid (CO)	23
4.2.4 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC)	24
4.3 Abgasrückführung	24
5 Versuchsaufbau	28
5.1 Versuchsträger	28
5.1.1 Ventiltrieb.....	29

5.1.2 MPI-System	32
5.1.3 DI-System (Kraftstoffmischer)	33
5.2 Messtechnik.....	35
5.3 Kraftstoffe.....	36
5.4 Methodik.....	39
6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)	41
6.1 Biomethan.....	41
6.2 Vergleich zwischen Biomethan, Biopropan und Bioethanol.....	64
7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung	72
7.1 Bioethanol.....	72
7.2 Vergleich zwischen Biopropan und Bioethanol	87
8 Zusammenfassung und Ausblick.....	93
A Anhang	95
A.1 Ausführliche Diskussion der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)	97
A.1.1 Biopropan.....	97
A.1.2 Bioethanol.....	105
A.2 Ausführliche Diskussion der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung	117
A.2.1. Biopropan.....	117
B Literaturverzeichnis.....	128

Abkürzungsverzeichnis

AGR	Abgasrückführung
ASAM	Association for Standardisation of Automation and Measuring Systems
ATAC	Active Thermo-Atmosphere Combustion (dt.: Aktive Thermo-Atmosphärische Verbrennung)
AV	Auslassventil
BD	Brenndauer
BMEP	Brake Mean Effektive Pressure (dt.: Effektiver Mitteldruck)
BMW	Bayerische Motoren Werke
CAD	Computer-aided Design (dt.: Rechnerunterstütztes Konstruieren)
CDC	Conventional Diesel Combustion (dt.: Konventionelle Dieserverbrennung)
CDF	Conventional Dual-Fuel (dt.: Konventionelles Dual-Fuel)
CIHCC	Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion (dt.: Kompressionsgezündete Homogene Gemischverbrennung)
CN	Cetane Number (dt.: Cetanzahl)
CNG	Compressed Natural Gas (dt.: Komprimiertes Erdgas)
COV	Coefficient of Variation (dt.: Variationskoeffizient)
DDF	Diffusive Dual-Fuel (dt.: Diffusives Dual-Fuel)
DI	Direct Injection (dt.: Direkteinspritzung)
DOHC	Double Overhead Camshaft (dt.: Zwei Obenliegende Nockenwellen)
E-Fuel	Electrofuel (dt.: Elektrokraftstoff)
EN	Europäische Norm
EV	Einlassventil
FCKW	Fluorchlorkohlenwasserstoffe
FID	Flammenionisationsdetektor
FTIR	Fourier-Transformations-Infrarotspektrometer
GDBF	Gasoline/Diesel Blend Fuels (dt.: Benzin/Diesel Mischkraftstoff)
GWP	Global Warming Potential (dt.: Treibhauspotenzial)
HC	Hydrocarbons (dt.: Kohlenwasserstoffe)
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition (dt.: Homogene Kompressionszündung)

HCI	Homogeneous Charge Induced Ignition (dt.: Induzierte Zündung eines Homogenen Gemisches)
HDMK	Hocheffizientes Dieselmotorenkonzept
HFM	Heißfilm-Luftmassenmesser
HRF	High-reactivity Fuel (dt.: Hochreaktiver Kraftstoff)
ISO	International Organization for Standardization (dt.: Internationale Organisation für Normung)
KW	Kurbelwinkel
LRF	Low-reactivity Fuel (dt.: Niedrigreaktiver Kraftstoff)
MPD	Magnetopneumatischer Detektor
MPI	Multi Point Injection (dt.: Mehrpunkteinspritzung)
NDIR	Nichtdispersiver Infrarotsensor
NRSC	Non-Road Steady Cycle
OT	Oberer Totpunkt
PCCI	Premixed Charge Compression Ignition (dt.: Vorgemischte Kompressionszündung)
PDFC	Premixed Dual-Fuel Combustion (dt.: Vorgemischte Dual-Fuel-Verbrennung)
PDFC	Piston-split Dual-Fuel Combustion (dt.: Kolbengetrennte Dual-Fuel-Verbrennung)
PHCCI	Partial Homogeneous Charge Compression Ignition (dt.: Teilhomogene Kompressionszündung)
PM	Partikelmasse
PN	Partikelanzahl
PPCI	Partially Premixed Compression Ignition (dt.: Teilvorgemischte Kompressionszündung)
RCCI	Reactivity-Controlled Compression Ignition (dt.: Reaktivitätsgesteuerte Kompressionszündung)
ROZ	Research Oktanzahl
RWDR	Radial-Wellendichtring
SPCCI	Spark Controlled Compression Ignition (dt.: Funkenkontrollierte Kompressionszündung)
TPA	Three Pressure Analysis (dt.: Dreidruckanalyse)
TS	Toyota-Soken
UT	Unterer Totpunkt
VarK	Variationskoeffizient
ZOT	Oberer Totpunkt Zündung
ZVZ	Zündverzug

Formelzeichenverzeichnis

Chemische Formelzeichen

Formel	Bezeichnung
C_2H_2	Ethin / Acetylen
C_2H_4	Ethen
C_2H_6	Ethan
C_2H_6O	Ethanol
C_3H_8	Propan
CH_4	Methan
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO_2	Kohlenstoffdioxid
H	Wasserstoff atomar
H_2O	Wasser
$HCOH$	Formaldehyd
$HCOOH$	Ameisensäure
$i-C_4H_{10}$	Iso-Butan
M	Stoßpartner
N_2 / N	Stickstoff / atomar
N_2O	Distickstoffmonoxid / Lachgas
N_2O_3	Distickstofftrioxid
N_2O_4	Distickstofftetroxid
N_2O_5	Distickstoffpentoxid
$n-C_4H_{10}$	n-Butan
NH_3	Ammoniak
NO	Stickstoffmonoxid
NO_2	Stickstoffdioxid
NO_3	Nitrat
NO_x	Stickstoffoxide
O_2 / O	Sauerstoff / atomar
OH	Hydroxid-Ion
SF_6	Schwefelhexafluorid

Griechische Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
α	° (Grad)	Winkel
Δ	-	Differenz
η	-	Wirkungsgrad
κ	-	Polytropenexponenten
λ	-	Verbrennungsluftverhältnis
π	-	Kreiszahl
σ	-	Standardabweichung
Φ	-	Äquivalenzverhältnis

Lateinische Formelzeichen

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
A_{ix}	°	x %-Umsatzpunkt
b	g/kWh	Spezifischer Verbrauch
c	ppm, %	Konzentration
c_p	J/(kg K)	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
C_p	J/K	Absolute Wärmekapazität bei konstantem Druck
d	-	Differenz
e	g/kWh	Spezifische Schadstoffemission
H	MJ/kg	Heizwert
i	-	Arbeitsspielzahl
I	J	Summenheizverlauf
I_{norm}	-	Normierter Summenheizverlauf
k	-	Geschwindigkeitskoeffizient
L	-	Luftbedarf
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/h	Massenstrom
M	Nm	Drehmoment
M	g/mol	Molare Masse
max	-	Maximalwert
mF	kg/h	Massenstrom
min	-	Minimalwert
n	min ⁻¹	Drehzahl
p	N/m ²	Druck
P	kW	Leistung

Formelzeichenverzeichnis

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
Q_{zu}	MJ	Zugeführte Wärme
Q_{α}	J/°	Differenzieller Heizverlauf
R	J/(kg K)	Universelle Gaskonstante
RH	%	Relative Luftfeuchte
ρ	kg/m ³	Dichte
t	s	Zeit
T	K, °C	Temperatur
V	m ³	Volumen
$VarK$	-	Variationskoeffizient
VF	l/h	Volumenstrom
x	%	Anteil

Indizes

Index	Bezeichnung
Abgas	Abgas
Aus	Auslass
aus	Aus
bez	Bezogen
Biokraftstoff	Biokraftstoff
C	Kohlenstoff
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
Diesel	Dieselmotorkraftstoff
e	Effektiv
Ein	Einlass
global	Global
h	Einzelhubvolumen
H	Gesamthubvolumen
h	Hochdruckschleife
hd	Hochdruck
i	Indiziert
in	In
Kst	Kraftstoff
l	Ladungswechselschleife
lokal	Lokal
Luft	Luft

Index	Bezeichnung
m	Mittel
Motormittel	Motormittel
nd	Niederdruck
norm	Normiert
p	Druck
Primär-Kst.	Primärkraftstoff
r	Reibung
Ruß	Ruß
st	Stöchiometrisch
Subst	Substitution
THC	Gesamtkohlenwasserstoffe
Turbo	Turbolader
u	Unterer
x	Variable / Platzhalter
zu	Zugeführt
Zyl	Zylinder

1 Einleitung

Seit dem Beginn der Industrialisierung ist der Verbrauch fossiler Energieträger stark angestiegen. Dies hat zur Folge, dass der darin gebundene Kohlenstoff in Form von Kohlenstoffdioxid (CO_2) freigesetzt wird und in die Atmosphäre gelangt. Letzteres trägt dort zum Treibhauseffekt und damit zum Klimawandel bei [1]. Die nachfolgende Abbildung zeigt den ansteigenden Verlauf der CO_2 -Konzentration in der Atmosphäre nach [2]. Die Verbrennung fossiler Kohlenwasserstoffe hat hieran nach Überzeugung der Wissenschaft wesentlichen Anteil [1, 3].

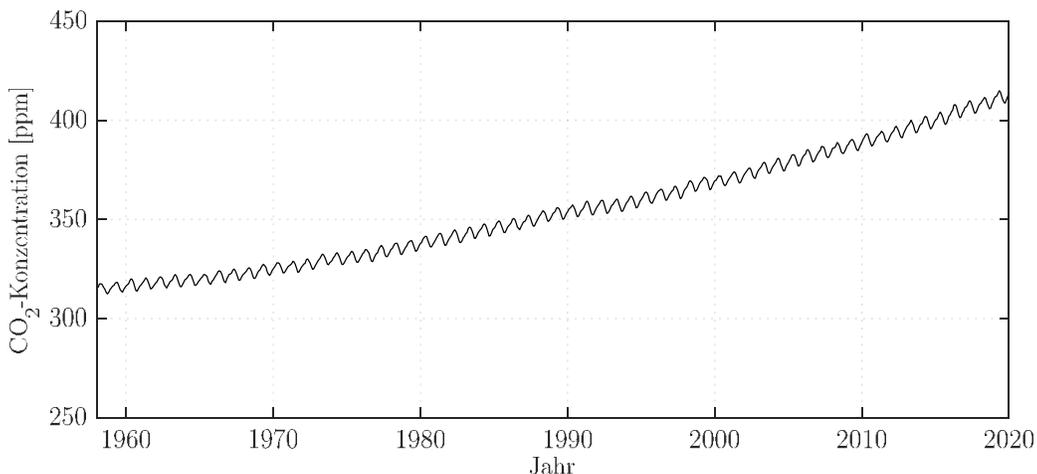


Abbildung 1.1: Verlauf der atmosphärischen CO_2 Konzentration zwischen 1958 und 2020 nach [2]

Neben Kohlenstoffdioxid zählen Methan (CH_4), Distickstoffoxid (N_2O - auch Lachgas genannt), fluorierte Kohlenwasserstoffverbindungen (FCKW) und Schwefelhexafluorid (SF_6) nach dem Kyoto-Protokoll zu den Treibhausgasen [4]. Die Klimawirksamkeit dieser Treibhausgase wird mit dem sogenannten „Global Warming Potential“ (GWP) auf den Wert von Kohlenstoffdioxid bezogen und für verschiedene Zeitfenster angegeben (20, 100, 500 Jahre) [1]. Die Berechnung auf 100 Jahre wurde verbindlich als Standard festgelegt. Hier besitzt Methan somit ein Treibhauspotenzial (GWP_{100}) von 25 [5] mit einer Verweildauer in der Atmosphäre von 10 Jahren, bevor es zu Kohlenstoffdioxid und Wasser oxidiert wird [6]. In Abbildung 1.2 sind beispielhaft die mit den Treibhauspotenzialen der Einzelkomponenten berechneten Treibhausgasemissionen für Deutschland im Jahr 2020 als CO_2 -Äquivalent dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Großteil der Emissionen mit 87.73 % auf Kohlenstoffdioxid entfällt, gefolgt von Methan mit 6.73 %. Von den Gesamtemissionen sind dabei zu 20.2 % auf den Transportsektor zurückzuführen [7]. Im Pariser Klimaabkommen [8] wird eine Begrenzung der Erderwärmung auf deutlich unter 2°C – mit einem Idealziel von 1.5°C – gegenüber der vorindustriellen Zeit gefordert. Um das 2°C -Ziel zu erreichen, darf ein Grenzwert von voraussichtlich 450 ppm CO_2 in der Erdatmosphäre nicht überschritten werden [9]. Somit muss der Ausstoß an Kohlenstoffdioxid aus fossilen Quellen sehr schnell und stark reduziert werden, um unter-

1 Einleitung

halb dieses Grenzwerts zu bleiben. Als Alternative für fossile Brennstoffe bieten sich regenerative Energieträger an, bei deren Verwendung im Idealfall nur so viel CO_2 freigesetzt wird, wie zuvor bei der Erzeugung der Atmosphäre entzogen wurde.

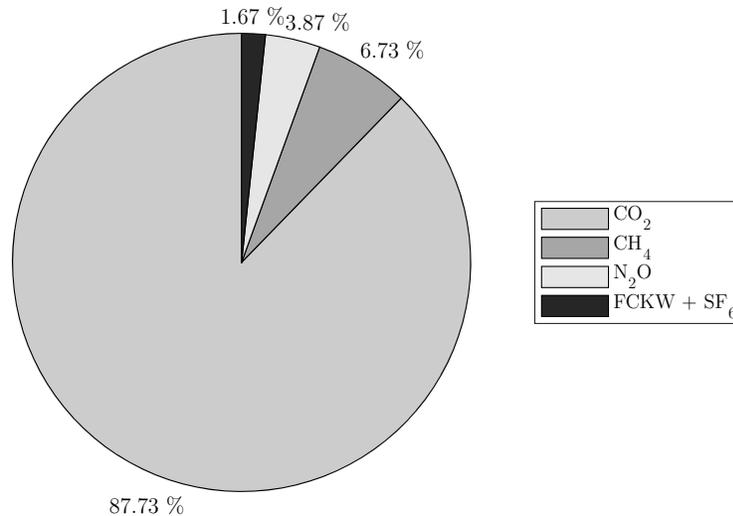


Abbildung 1.2: Treibhausgasemissionen in CO_2 -Äquivalent für Deutschland 2020 (ohne Landnutzung, Landnutzungsänderung und Forstwirtschaft) [nach 7]

Es entsteht also ein geschlossener Kohlenstoffdioxidkreislauf, wodurch die Konzentration in der Atmosphäre nicht weiter ansteigt. In diese Kategorie fallen Biokraftstoffe der ersten, zweiten und dritten Generation [10]. Während Biokraftstoffe der ersten Generation in Konkurrenz zur Nahrungsmittelproduktion stehen und deshalb in der öffentlichen Debatte kritisiert werden [11–13], wird dieser Konflikt bei Biokraftstoffen der zweiten und dritten Generation aufgelöst [14, 15]. Biokraftstoffe der zweiten Generation, zu deren Erzeugung organische Abfälle wie z.B. Altholz und Stroh zum Einsatz kommen, werden bereits in Demo- und Pilotanlagen mit steigenden Kapazitäten hergestellt [16, 17], allerdings befinden sich die Biokraftstoffe der dritten Generation auf Basis von Algen noch in der Phase der Erforschung [18]. Für alle Biokraftstoffe muss jedoch bei der Erzeugung die gesamte Prozesskette betrachtet werden. So sind diese Energieträger nur klimaneutral, wenn der An- und Abbau der Biomasse, deren Transport sowie die weitere Verarbeitung und Verteilung unter der Nutzung nachhaltiger Energiequellen geschehen. Dies ist aktuell noch nicht der Fall, so dass noch nicht von einer kompletten CO_2 -Neutralität ausgegangen werden kann [19], was auch in der Richtlinie zur Förderung der Nutzung von Energie aus erneuerbaren Quellen der Europäischen Union durch die Definition von Treibhausgas-Minderungsquoten für die jeweiligen Kraftstoffe Beachtung findet [20]. Die sogenannten „E-Fuels“, also synthetische, aus elektrischer Energie erzeugte Kraftstoffe, fallen ebenfalls in die Kategorie nachhaltiger Energieträger [21], sofern die eingesetzte Energie aus regenerativen Quellen stammt. Jeder dieser nachhaltigen Energieträger bietet die Möglichkeit, fossile Kraftstoffe unter Beibehaltung der existierenden Versorgungsinfrastruktur zu ersetzen und damit auch die bereits im Einsatz befindlichen Fahrzeuge zu defossilisieren. Zusätzlich sind sie auch in Anwendungen einsetzbar, die nach aktuellem Stand der

Technik nicht oder nur schwer durch eine vollständige Elektrifizierung abzudecken sind. Hierzu gehören zum Beispiel der Fern- und Schwerlastverkehr [22, 23] sowie die Luft- [24, 25] und Schifffahrt [26–29].

2 Stand der Technik

In der vorliegenden Arbeit werden verschiedene Biokraftstoffe in einem auf Dual-Fuel-Brennverfahren umgerüsteten Dieselmotor aktueller Bauart untersucht. Daher beschäftigt sich dieses Kapitel mit den Grundlagen und dem Entwicklungsstand der Diesel- und der Dual-Fuel-Verbrennung. Da das vorgestellte Dual-Fuel-Brennverfahren im Fall der MPI-Einbringung eine Mischform aus einer Diffusionsverbrennung (schematisch in Abbildung 2.1 dargestellt) und einer Flammenfrontverbrennung (Abbildung 2.2) ist, wird auch das Ottobrennverfahren kurz erläutert.

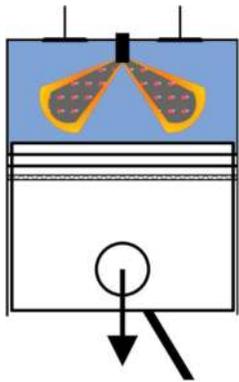


Abbildung 2.1: Diffusionsverbrennung

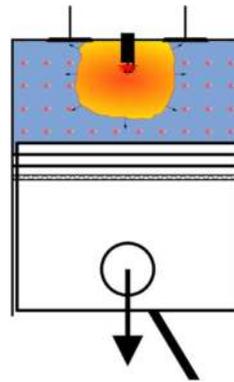


Abbildung 2.2: Flammenfrontverbrennung

2.1 Dieselmotorenverfahren

Bei Dieselmotoren wird ein heterogenes Luft-Kraftstoff-Gemisch verbrannt. Dies bedeutet, dass der Kraftstoff nicht gleichmäßig (homogen) im Brennraum verteilt ist, sondern in einem Bereich konzentriert vorliegt. Bei modernen Dieselmotoren mit Direkteinspritzung ist dies in unmittelbarer Nähe der Einspritzdüse der Fall. Durch die hohen Temperaturen, die bei der Kompression der Luft im Zylinder entstehen, entzündet sich der Kraftstoff während des Einspritzvorgangs nach einer gewissen Totzeit, auch Zündverzögerung genannt, selbstständig (Selbstzündung). Nach der Entflammung verbrennt der Kraftstoff in einer Diffusionsverbrennung. Der Name leitet sich von dem Diffusionsvorgang der Luft (und damit auch des Sauerstoffs) in die Flamme her, welcher durch die Konzentrationsunterschiede außer- und innerhalb des brennenden Kraftstoffstrahls entsteht. Aus diesem Grund herrschen im Bereich der Brennzone lokal unterschiedliche Luft-Kraftstoff-Verhältnisse zwischen $\lambda \approx 0$ (reiner Kraftstoff) und $\lambda \approx \infty$ (reine Luft). Eine Beschleunigung der Durchmischung zwischen Kraftstoff und Luft kann sowohl von der Kraftstoffseite her erfolgen als auch von der Luftseite. Ersteres beruht auf der kinetischen Energie des Kraftstoffstrahls, welche durch den Einspritzdruck bestimmt wird, in Kombination mit Kavitations- und Turbulenzerscheinungen durch die Geometrie der Spritzlöcher. Auf diese Weise wird der Kraftstoff zu mikrofeinen Tröpfchen zerstäubt und

durch deren hohe Gesamtoberfläche die Verdampfung beschleunigt [30, S. 96-98]. Abbildung 2.3 zeigt den Zerfall des Dieselstrahls nach [31, S. 10]. Beginnend im Düsenloch (oberer Teil der Abbildung) bis unmittelbar nach dem Austritt kommt es zum sogenannten Primärzerfall, bei dem der Kraftstoffstrahl in Ligamente und Tropfen aufgebrochen wird. Diese werden im daran anschließenden Sekundärzerfall durch aerodynamische Kräfte der Umgebung in kleinere Tröpfchen zerlegt [32, S. 154-155].

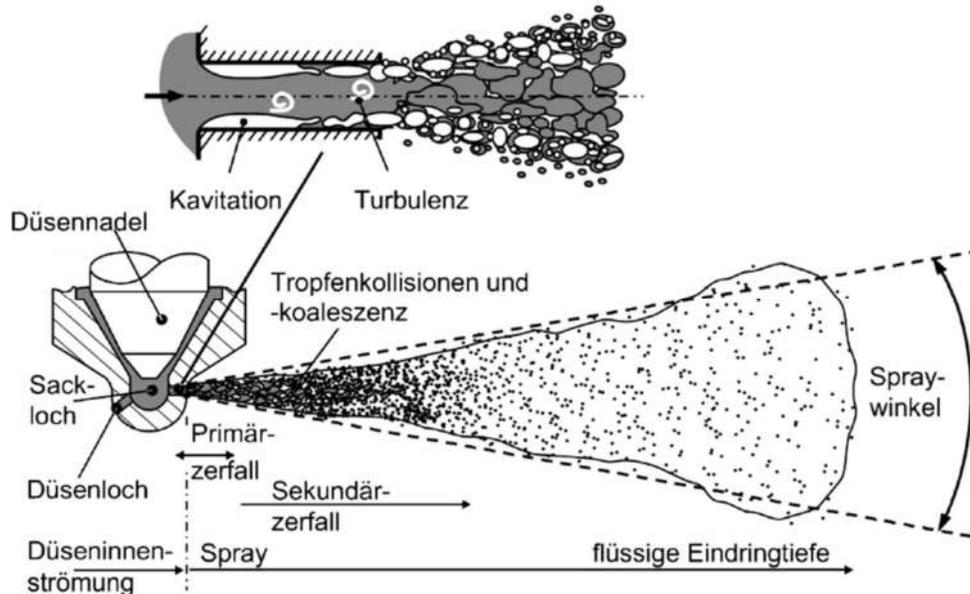


Abbildung 2.3: Primär- und Sekundärzerfall des Dieselstrahls [32, S. 154]

Als luftseitige Maßnahme wird oft eine Drallströmung um die Hochachse des Zylinders genutzt, welche durch die Gestaltung der Einlasskanäle erzeugt wird. Diese sorgt dafür, dass der Flamme Sauerstoff zugeführt wird und somit fette Phasen in der Verbrennung reduziert werden, was wiederum die Rußbildung verringert. Des Weiteren führt die Rotationsbewegung der Luft zu einem weiteren Aufbrechen des Kraftstoffstrahls [30, S. 94-95].

Hinsichtlich der Verbrennung unterscheidet man beim Dieselfahren drei charakteristische Phasen, siehe Abbildung 2.4. Nach Einspritzbeginn vermischt sich zunächst der Kraftstoff mit der Luft im Brennraum, ohne sich bereits zu entzünden. Nach der Zündverzugszeit, die sowohl von der Zündwilligkeit des Kraftstoffs (Cetanzahl) als auch von den Randbedingungen hinsichtlich Druck und Temperatur abhängig ist, entflammt der in dieser Zeit aufbereitete (d.h. hinreichend mit Luft vermischte) Kraftstoffanteil und verbrennt schlagartig, was meist zu hohen Druckanstiegsgradienten führt und deshalb auch akustisch wahrnehmbar ist. Das entstehende Geräusch wird als „Dieselnageln“ bezeichnet. Zur Absenkung des Zündverzugs – und der damit verbundenen Abmilderung dieses Geräusches – können eine oder mehrere Voreinspritzungen eingebracht werden. Dabei wird eine geringe Kraftstoffmenge in den Brennraum eingespritzt, welche nach der Zündverzugszeit verbrennt und so für einen geringen Druckanstieg sorgt. Dieser Druckanstieg erzeugt eine globale Temperaturerhöhung im Brennraum.

Zusätzlich entsteht ein lokaler Hochtemperaturbereich, auf welchen das Gemisch der Haupteinspritzung trifft und so dessen Zündverzug reduziert wird [32, S. 157]. Nach dieser initialen vorgemischten Verbrennung findet die eigentliche Diffusionsverbrennung statt, deren erster Abschnitt („Phase 2“ in der Abbildung), in welchem der Großteil der Energie freigesetzt wird und auch die in Kapitel 4.2 beschriebenen Schadstoffe entstehen, als „Hauptverbrennung“ bezeichnet wird. In „Phase 3“, der sogenannten Nachverbrennung, wird der nach dem Schließen der Injektornadel noch vorhandene Kraftstoff umgesetzt und es findet eine teilweise Nachoxidation der bei der Verbrennung entstandenen Rußemissionen statt.

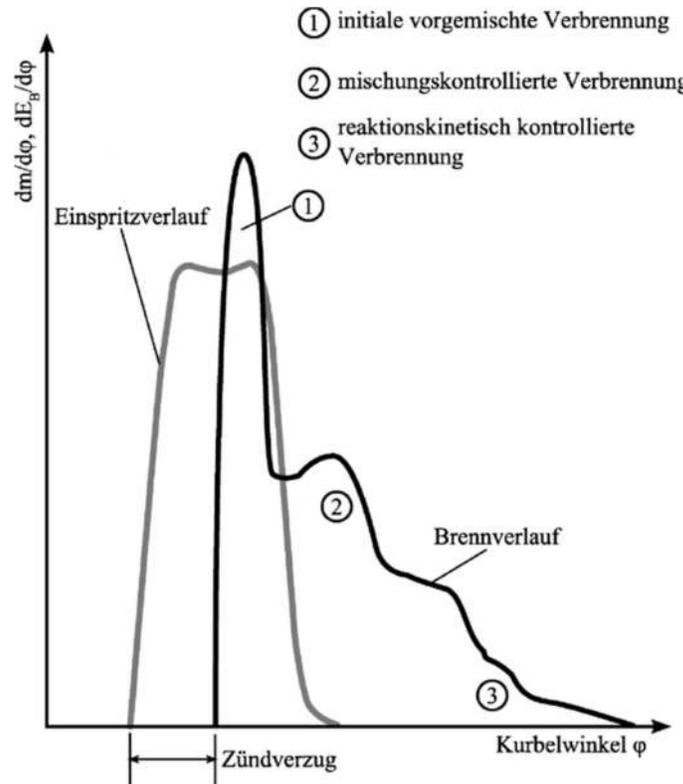


Abbildung 2.4: Phasen der Dieselverbrennung [32, S. 156]

Zur Anhebung der Abgastemperatur können der Hauptverbrennung noch weitere Einspritzvorgänge nachgelagert werden, z.B. für die schnellere Aufheizung der Komponenten (z.B. Katalysatoren) der Abgasnachbehandlung. In modernen Dieselmotoren wird für die Einspritzung ein Common-Rail-System benutzt, welches mehrere Einspritzungen pro Verbrennungstakt ermöglicht.

2.2 Ottobrennverfahren

Auch beim Ottobrennverfahren gibt es Sonderformen, die mit einem heterogenen Luft-Kraftstoff-Gemisch arbeiten. Diese bilden inzwischen jedoch eher die Ausnahme und die Verbrennung eines homogenen Luft-Kraftstoff-Gemischs ist die Regel. Hierbei liegt im Brennraum zum Start der Verbrennung an jeder Stelle nahezu das gleiche Luft-Kraftstoff-Verhältnis vor (d.h. $\lambda_{\text{lokal}} = \lambda_{\text{global}}$). Die Gemischbildung erfolgt je nach Motor durch Kraftstoffeinspritzung

bereits im Saugrohr (Multi Point Injection, MPI) oder erst im Brennraum (Direct Injection, DI). In beiden Fällen liegt bei Verbrennungsbeginn ein homogenes Gemisch vor, welches durch eine Zündkerze fremdgezündet und in einer Flammenfront verbrannt wird. Dies bedeutet, dass sich eine Flamme vom Zündort aus in alle Richtungen durch den Brennraum bewegt.

Bei einer irregulären Verbrennung (ausgelöst z.B. durch zu hohe Drücke und Temperaturen im Brennraum) kann es hingegen zu einem Verbrennungsstart vor der eigentlichen Zündung kommen, was als Vorentflammung bezeichnet wird. Auch nach dem Zündzeitpunkt sind solche ungewollten Phänomene möglich. Hierbei kann es durch die Druckwelle, welche durch den Brennraum läuft und eine höhere Ausbreitungsgeschwindigkeit als die Flammenfront besitzt, zur Zündung in Bereichen kommen, die noch nicht von der Flamme erfasst wurden. Dies wird als Klopfen bezeichnet. In beiden Fällen entstehen hohe Verbrennungsdrücke, die zu Schäden im Brennraum führen können. Die Fähigkeit eines Kraftstoffs, dieser Selbstzündung zu widerstehen, wird als Klopfempfindlichkeit bezeichnet und durch die Oktanzahl bzw. Methanzahl quantifiziert. Abbildung 2.5 zeigt diese Verbrennungsphänomene im Vergleich zur normalen Verbrennung und zur unbefeuerten Schleppdruckkurve.

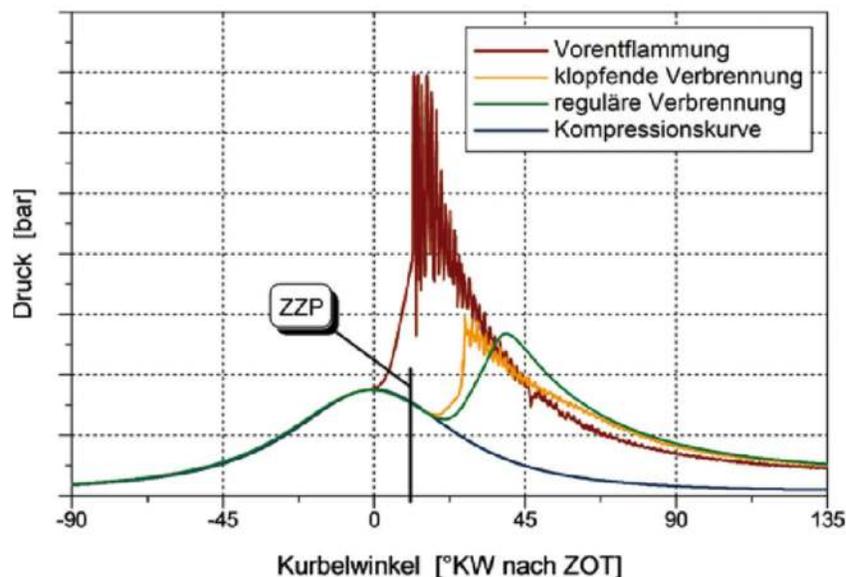


Abbildung 2.5: Formen der Verbrennung im Ottobrennverfahren: reguläre Verbrennung und Anomalien [33]

2.3 HCCI-Brennverfahren

Zusätzlich zur Zündung per Zündkerze oder durch einen Einspritzstrahl existiert noch das Verfahren der homogenen Kompressionszündung (HCCI, Homogeneous Charge Compression Ignition), welches auf der Selbstzündung des verdichteten Luft-Kraftstoff-Gemischs beruht. Hierfür ist auch der Begriff Raumzündung gebräuchlich, da sich der Kraftstoff im gesamten Brennraum nahezu gleichzeitig entzündet. Bei HCCI handelt es sich um ein sogenanntes „Niedertemperaturbrennverfahren“. Dies bedeutet, dass die lokale Temperatur während der Verbrennung (meist) unter der Stickstoffoxid-Bildungstemperatur liegt, bei einem Luft-Kraft-

stoff-Verhältnis oberhalb der Rußgrenze. Abbildung 2.6 zeigt diesen Zusammenhang beispielhaft für Dieselkraftstoff nach Kamimoto und Bay [34]. Das dort verwendete Äquivalenzverhältnis Φ entspricht dem Kehrwert des Luftverhältnisses λ . Es ist zu erkennen, dass HCCI niedrige Schadstoffrohmissionen verspricht. Durch die Entkopplung der Entflammung von einer gut steuerbaren Zündung durch einen Funken entstehen jedoch Herausforderungen bezüglich der Kontrollierbarkeit des Zündzeitpunkts und der Druckgradienten der Verbrennung.

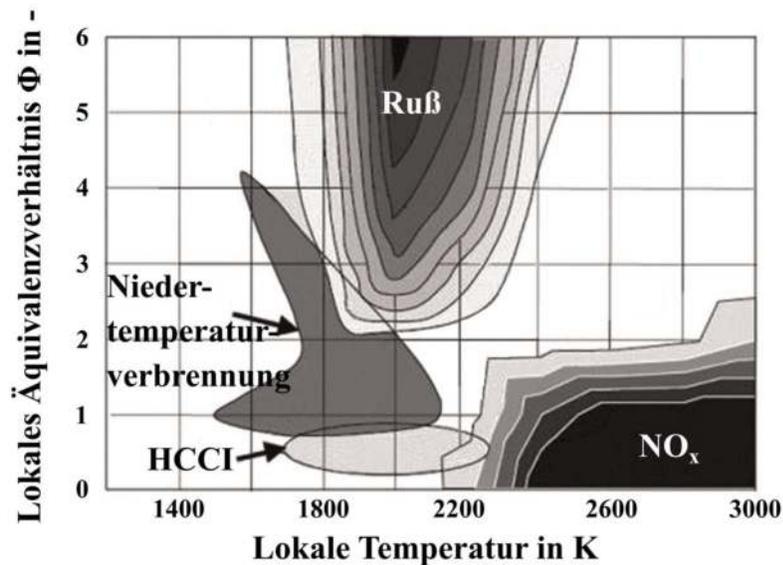


Abbildung 2.6: Ruß- und NO_x -Entstehung von Dieselkraftstoff in Abhängigkeit von lokaler Temperatur und lokalem Äquivalenzverhältnis: Einordnung HCCI und Niedertemperaturverbrennung [nach 34]

Erstmals vorgestellt wurde dieses Brennverfahren 1979 durch Onishi et al. [35] unter dem Namen „Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC)“ bzw. Noguchi et al. [36] als „Toyota-Soken (TS)“. In beiden Fällen war eine Anwendung in Zweitaktmotoren untersucht worden, während Najt et al. [37] 1983 entsprechende Versuche unter dem Namen „Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion (CIHCC)“ in einem Viertaktmotor durchführten um Erkenntnisse über die zugrunde liegenden Verbrennungsmechanismen zu erlangen. 1989 untersuchte Thring [38] den Einfluss von HCCI auf den indizierten Wirkungsgrad. Es wurden im Vergleich zur Fremdzündung niedrigere Kraftstoffverbräuche beobachtet, welche im Bereich von Dieselmotoren lagen, und die Vorteile hoher AGR-Raten sowie hoher Ladungstemperatur verdeutlicht. Seither beschäftigen sich eine Vielzahl von Forschungsvorhaben mit einer Erweiterung des Betriebsbereichs des HCCI-Brennverfahrens, sowohl mit konventionellen, fossilen Kraftstoffen [39–41] als auch mit alternativen Energieträgern [42–44]. Mit dem Skyactive X-Motor setzt Mazda 2019 eine als SPCCI (Spark Controlled Compression Ignition) bezeichnete Abwandlung erstmals in Serie ein. Hier erfolgt die Zündung des homogen mageren Grundgemischs durch die Entflammung eines lokal fetteren Gemischs an der Zündkerze, welche zu einem Druckanstieg im Brennraum führt und damit den restlichen Kraftstoff zur Selbstzündung bringt. Das lokal fette Gemisch wird durch eine gezielte Einspritzung einer kleinen

Kraftstoffmenge in Richtung der Zündkerze erzeugt. [45, 46]

2.4 Dual-Fuel-Brennverfahren

Unter den Dual-Fuel-Brennverfahren versteht man die simultane Nutzung zweier Kraftstoffe, wovon der eine über eine hohe Reaktionsfreudigkeit (high-reactivity fuel, HRF) und der andere über eine geringe Reaktionsfreudigkeit (low-reactivity fuel, LRF) verfügt. Diesel zählt zu den HRF, während Benzin, Bioethanol, Biopropan und Biomethan als LRF gewertet werden. Die Dual-Fuel-Verfahren lassen sich je nach Einspritzzeitpunkt und Energieanteil der beiden Kraftstoffe noch weiter unterteilen, siehe Abbildung 2.7 [47].

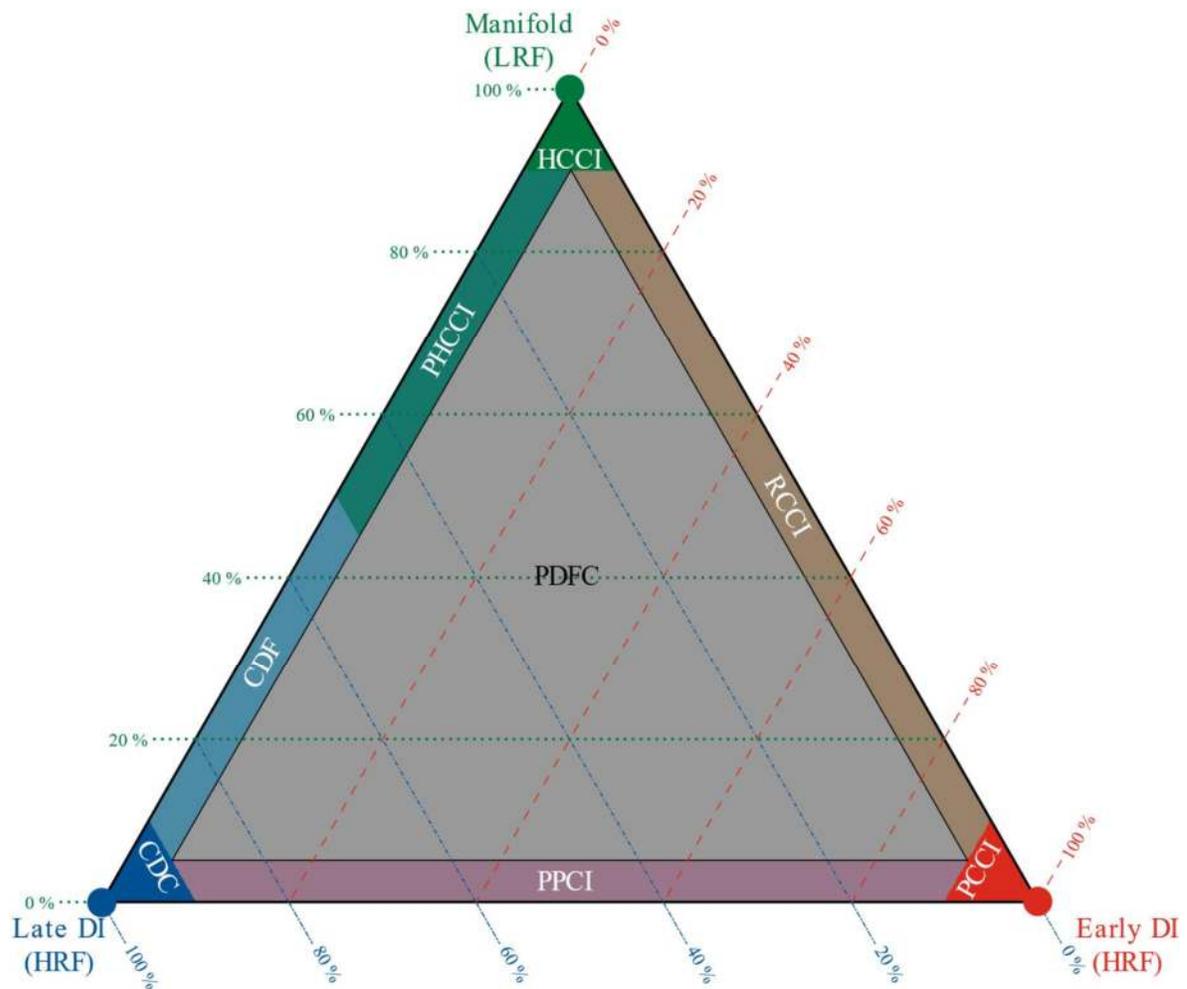


Abbildung 2.7: Einteilung der Dual-Fuel-Brennverfahren [nach 47]

Die Ecken des Diagramms stellen jeweils die Einbringungsarten der reinen Saugrohreinspritzung (Manifold), frühen Direkteinspritzung (Early DI) und späten Direkteinspritzung (Late DI) dar und bilden somit den Übergang von der konventionellen Verbrennung eines Kraftstoffs hin zur Zweistoffverbrennung (Dual-Fuel). Die genaue Unterteilung nach Martin et al. [47] lautet:

2 Stand der Technik

- Gesamtkraftstoffmenge ($> 90\%$) in einer Einbringungsart:
 - CDC: *Conventional Diesel Combustion* (Late DI), „Konventionelle Dieselerbrennung“
 - HCCI: *Homogeneous Charge Compression Ignition* (Manifold), „Homogene Kompressionszündung“
 - PCCI: *Premixed Charge Compression Ignition* (Early DI), „Vorgemischte Kompressionszündung“
- Gesamtkraftstoffmenge ($> 90\%$) in zwei unterschiedlichen Einbringungsarten:
 - CDF: *Conventional Dual-Fuel* (Late DI $> 50\%$ & Manifold), „Konventionelles Dual-Fuel“
 - PHCCI: *Partial HCCI* (Manifold $> 50\%$ & Late DI), „Teilhomogene Kompressionszündung“
 - RCCI: *Reactivity-Controlled CI* (Early DI & Manifold), „Reaktivitätsgesteuerte Kompressionszündung“
 - PPCI: *Partially Premixed CI* (Early DI & Late DI), „Teilvorgemischte Kompressionszündung“
- Mindestens 10% der Kraftstoffmenge aus jeder der drei Einbringungsarten:
 - PDFC: *Premixed Dual-Fuel Combustion*, „Vorgemischte Dual-Fuel-Verbrennung“ [nach 48], oder *Piston-split Dual-Fuel Combustion*, „Kolbengetrennte Dual-Fuel-Verbrennung“ [nach 47]

Die einfachste Variante eines Dual-Fuel-Brennverfahrens (hinsichtlich Umsetzung und Kontrollierbarkeit) stellt eine Einbringung des niedrig reaktiven Kraftstoffs in die Ansaugluft im Saugrohr mit anschließender Zündung im Zylinder durch eine späte Direkteinspritzung des hochreaktiven Kraftstoffs dar. Nach obenstehender Einteilung (siehe Abbildung 2.7) handelt es sich damit, je nach Substitutionsrate, um den CDF- bzw. PHCCI-Betrieb. Bei dem CDF- und dem PHCCI-Brennverfahren ist der Zündzeitpunkt des Gemischs direkt mit dem Einspritzzeitpunkt des Dieselanteils gekoppelt und somit leicht kontrollierbar. Yu et al. [49] bezeichnen diese Strategie als *Homogeneous Charge Induced Ignition* (HCII), Induzierte Zündung eines homogenen Gemischs. Durch die Verwendung eines Dieselizezündstrahls zur Zündung sind auch sehr magere Gemische aus dem LRF und Luft noch entflammbar, während eine Fremdzündung durch konventionelle Zündkerzen in Kombination mit 500 mJ-Hochenergiezündspulen (dies entspricht der ca. 5-fachen Energiemenge konventioneller Zündspulen [50]) für Benzin auf $\lambda \approx 1.9$ beschränkt ist [51]. Bei der Studie von Yu et al. wurde Benzin als LRF verwendet und mit Diesel gezündet, was eine Niedertemperaturverbrennung mit geringen Ruß- und Stickstoffoxidemissionen ermöglichte, jedoch einen Anstieg der Kohlenwasserstoff-Emissionen durch das Erlöschen der Flamme in Wandnähe zur Folge hatte. Ebenso stiegen die Kohlenstoffmonoxid-Emissionen bei niedrigen Lasten durch die reduzierte Verbrennungstemperatur an. Die Auswirkungen auf den indizierten Wirkungsgrad waren je nach Lastpunkt unterschiedlich. Bei niedriger Motorlast wurde ein Abfall des Wirkungsgrads mit steigendem Benzinanteil beobachtet, während bei höherer Last das Gegenteil zu erkennen war. In dem

mit AGR untersuchten, niedriglastigeren Betriebspunkt konnte der bekannte NO_x -Partikel Trade-Off aufgelöst werden. Ebenfalls untersucht wurde die Vormischung von Diesel und Benzin, welche die gleichen Vorteile zeigte, jedoch ohne den Nachteil ansteigender Kohlenwasserstoff-Emissionen und mit verringerter Kohlenstoffmonoxid-Bildung. Durch das Herabsetzen der Reaktivität der Kraftstoffmischung mit steigendem Benzanteil konnte ein Ansteigen des Zündverzugs beobachtet werden. Yoshida et al. [52] untersuchten zuvor bereits die Verbrennung eines mageren Benzin-Luft-Gemischs durch einen Dieseldzündstrahl in einem Fenster des Verbrennungsluftverhältnisses von 2.38 bis 10.20 für das LRF-Gemisch. Mit der Vergrößerung der Dieseleinspritzmenge wurden die Kohlenwasserstoff-Emissionen gesenkt, es stiegen jedoch die Emissionen von Kohlenstoffmonoxid, Stickstoffoxiden und Ruß an. Chaichan [53] untersuchte den Dual-Fuel-Betrieb von Diesel und Methan im gleichen Brennverfahren. Es wurde eine Absenkung der NO_x - und Rußemissionen beobachtet unter Zunahme der Emissionen von CO und unverbrannten Kohlenwasserstoffen (in diesem Fall CH_4). Der Wirkungsgrad war in den untersuchten Punkten der reinen Dieselerverbrennung unterlegen. Pettinen et al. [54] betrachteten ebenfalls den Diesel-Methan-Betrieb, jedoch mit Fokus auf den Einfluss der Dieseleinspritzparameter und einer Variation der Ladelufttemperatur. Durch eine Anhebung des Einspritzdrucks und der Ladelufttemperatur konnte der Betriebsbereich ausgeweitet werden. Belgiorno et al. [55] konnten mit Hilfe von 35 % externer AGR die Kohlenstoffmonoxid- (CO) und Kohlenwasserstoff-Emissionen (THC) eines Diesel-Methan Motors um 30 % bzw. 37 % senken. Diese Beobachtungen wurden von Shim et al. [56] und Dev et al. [57] bestätigt. Kang et al. [58] beschäftigten sich mit der Optimierung eines Diesel-Propan-Brennverfahrens. Zum Einsatz kam ein CDF- bzw. PHCCI-Ansatz mit Übergang in Richtung RCCI. Als Stellgrößen wurden der Einspritzzeitpunkt des Dieseldkraftstoffs, der Propananteil und die externe Abgasrückführtrate untersucht. Bezüglich früher Einspritzzeitpunkte zeigten sich Vorteile hinsichtlich des indizierten Wirkungsgrads und der Stickstoffoxid-Emissionen. Wurde die Einspritzung jedoch zu früh durchgeführt, nahm der Wirkungsgrad wieder ab, begleitet von einem Anstieg der THC- und CO-Emissionen. Die Erhöhung des Propananteils führte zu einer Senkung der Rußemissionen in Kombination mit steigendem Ausstoß unverbrannter Kohlenwasserstoffe und von Kohlenstoffmonoxid. Die NO_x -Emissionen blieben hierbei auf einem konstanten Niveau. Durch die Auflösung des Ruß- NO_x Trade-Offs konnten hohe AGR-Raten genutzt werden, um den Stickstoffoxid-Ausstoß zu senken, jedoch auf Kosten des Wirkungsgrads. Polk et al. [59] untersuchten ein klassisches (CDF) Dual-Fuel-Brennverfahren mit Propan und Diesel. Das Propan wurde vor dem Einlass des Turboladers zentral eingeblasen und im Brennraum durch einen Dieseldzündstrahl kurz vor oberem Totpunkt (OT) gezündet. Der maximale Propananteil war bei niedriger Motorlast durch hohe Kohlenstoffmonoxid- und Kohlenwasserstoff-Emissionen begrenzt. Höhere Motorlasten hingegen waren hinsichtlich der Propanzugabe durch zunehmend hohe Druckgradienten während der Verbrennung beschränkt. In allen Fällen wurde eine Senkung der Ruß- und NO_x -Emissionen beobachtet, die von einem Anstieg der THC- und CO-Emissionen begleitet wurde. Mit steigendem Propananteil nahm der thermische Wirkungsgrad ab, und die Vollständigkeit des Kraftstoffumsatzes wurde durch höhere Motorlasten begünstigt.

Die Verwendung von Ethanol als LRF mit Zündung durch eine späte Dieseleinspritzung wurde von Han et al. [60] untersucht. Hierbei wurden der Energieanteil aus Ethanol auf bis zu 95 % gesteigert und höhere Wirkungsgrade als im reinen Dieselpetrieb erreicht. Während die NO_x - und Rußemissionen abgesenkt wurden, zeigten die THC- und CO-Emissionen einen Anstieg durch die Flammenfrontverbrennung des Ethanol-Luft-Gemischs. Ähnliche Beobachtungen wurden von Heuser et al. [61] gemacht. Beim Übergang vom klassischen Dual-Fuel hin zum RCCI-Betrieb konnten ein weiterer Rückgang der Stickstoffoxid-Emissionen beobachtet und auch der Kohlenstoffmonoxid- sowie der Kohlenwasserstoffausstoß gesenkt werden. Nord et al. [62] untersuchten die Saugrohreinbringung von vorgewärmtem, flüssigem Ethanol mit 10 % Wassergehalt. Durch die Vorwärmung wurde die maximal mögliche Substitutionsrate bei niedriger Last erhöht, jedoch bei höheren Lasten reduziert. Bei hohen Drehzahlen konnte eine Steigerung des Wirkungsgrads beobachtet werden, während bei den Emissionen kein nennenswerter Unterschied festzustellen war.

Bei der ausschließlichen Einbringung von HRF über sowohl eine frühe als auch eine späte Direkteinspritzung dient letztere zur Zündung des Gemischs. Dieser Betrieb geht auch von der konventionellen Dieselpverbrennung aus und wird, je nach Anteil der frühen bzw. späten Direkteinspritzung, als PPCI bzw. PCCI bezeichnet. Durch die niedrigeren Spitzentemperaturen werden die Stickstoffoxid-Emissionen abgesenkt, während durch die stärkere Homogenisierung die Partikelemissionen abnehmen und der Wirkungsgrad steigt. Allerdings steigen gleichzeitig die Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenstoffmonoxid [63–65]. Shimazaki et al. zeigte abnehmende Wirkungsgrade für frühe Einspritzzeitpunkte im PCCI-Betrieb, konnte jedoch mit einer angepassten Einspritzdüsengeometrie sowohl diese als auch die höheren Kohlenstoffmonoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen teilweise kompensieren [66].

Im Vergleich hierzu wird bei Einbringung des LRF in das Saugrohr mit anschließender früher Dieseleinspritzung im Zylinder (RCCI) der Zündzeitpunkt vom Einspritzzeitpunkt des Dieselanteils entkoppelt. Stattdessen wird er durch die Reaktivität des Gesamtgemischs bestimmt, welche sich wiederum durch das Mischungsverhältnis der beiden Kraftstoffe ergibt. Durch die weiter verbesserte Homogenisierung können der Wirkungsgrad gesteigert und die NO_x - und Partikelemissionen gleichzeitig noch weiter gesenkt werden. [67, 68]

Jha et al. [69] untersuchten eine RCCI-Verbrennung von Biomethan und Diesel bei niedrigen Lasten mit Energieanteilen von Biomethan zwischen 50 % und 90 %. Bei beiden untersuchten Lastpunkten stiegen mit dem Biomethananteil auch die zyklischen Schwankungen der Verbrennung an, ebenso wie die Kohlenstoffmonoxid- und Kohlenwasserstoff-Emissionen. Dahingegen nahmen die Stickstoffoxid-Konzentrationen mit steigendem Anteil an Biomethan exponentiell ab. Bezüglich des Wirkungsgrads war speziell bei der höchsten untersuchten Substitution von 90 % ein Rückgang zu verzeichnen. Zur Erweiterung des Betriebsbereichs hin zu höheren Lasten untersuchten Guardiola et al. [70] ein *Diffusive Dual-Fuel* (DDF) Brennverfahren, welches dem CDF bzw. PHCCI aus Abbildung 2.7 entspricht. Hierbei wurde von der

frühen Direkteinspritzung von Diesel im Zylinder auf eine späte Dieseleinspritzung umgeschaltet. Außerdem wurde zwischen vollständig vorgemischter (*Fully-Premixed*) und hochgradig vorgemischter (*Highly-Premixed*) RCCI-Verbrennung für niedrige bzw. mittlere Lasten unterschieden, je nach Einspritzzeitpunkt des Dieselanteils. Mit der vollständigen Vormischung konnten Motorlasten bis 8 bar indizierten Mitteldrucks (entsprechend 40 % der maximalen Last des Versuchsmotors) abgedeckt werden, während der hochgradig vorgemischte Betrieb bis zu einem indizierten Mitteldruck von 15 bar (75 % Last) genutzt wurde. Ab dieser Last kam der DDF-Modus zum Einsatz.

Die Verbrennung vorgemischter Kraftstoffe in einer Diffusionsflamme fällt in den Bereich der konventionellen Dieselerverbrennung (CDC). Yu et al. [49] untersuchten die Vormischung von Diesel und Benzin, *Gasoline/Diesel Blend Fuels* (GDBF) genannt. Der Einfluss des Mischungsverhältnisses auf den indizierten Wirkungsgrad war hier geringer als beim CDF- bzw. PHCCI-Modus. Mit steigendem Benzinanteil wurde eine Verlängerung des Zündverzugs bei gleichzeitiger Verkürzung der Verbrennungsdauer beobachtet. Während die Rußemissionen in diese Richtung reduziert wurden, stiegen die Stickstoffoxid-Emissionen an. Der Ausstoß an unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenstoffmonoxid zeigte sich als unabhängig vom Benzinanteil. Zeraati-Rezaei et al. [71] konnten mit einem Gemisch aus 75 % Benzin und 25 % Diesel unter Nutzung heißer externer AGR eine Verbesserung der Verbrennungsstabilität beobachten. Ebenso wurden die Stickstoffoxid-, Kohlenwasserstoff- und Kohlenstoffmonoxid-Emissionen abgesenkt, unter Beibehaltung niedriger Rußemissionen durch den Benzinanteil des Kraftstoffgemischs und hoher thermischer Wirkungsgrade.

Satgé de Caro et al. [72] untersuchten den Einfluss von 10 % und 20 % Ethanolbeimischung zu Dieselkraftstoff mit und ohne Nutzung von zusätzlichen Additiven. Ohne Additivierung konnte eine Reduktion der Cetanzahl und eine Entmischung beobachtet werden. Der Zündverzug befand sich für alle untersuchten Mischungen in einem ähnlichen Bereich; auffällig war die Reduktion der Rußemissionen bei Zugabe von Ethanol, begleitet von einem leichten Anstieg der unverbrannten Kohlenwasserstoffe im Fall ohne Additivierung. Hajba et al. [73] beschrieben zusätzlich zur Reduktion der Zündwilligkeit eine Reduktion des Gemischheizwerts bei der Beimischung von Ethanol aufgrund des geringeren Heizwerts von Ethanol im Vergleich zu Diesel. Kim et al. [74] untersuchten die Beimischung von 3 %, 5 % und 10 % Ethanol zu Diesel bei niedrigen Leerlaufbedingungen. Es zeigte sich ein Anstieg des Zündverzugs mit dem Ethanolgehalt und eine verkürzte Brenndauer mit einer höheren maximalen Wärmefreisetzung. Hinsichtlich der Emissionen wurde ein leichter Rückgang der Stickstoffoxide verzeichnet, während die Rußemissionen um ca. 43 % reduziert wurden.

Giramondi et al. [75] brachten ebenfalls Diesel und Ethanol gemeinsam direkt in den Brennraum ein, jedoch ohne Vormischung, sondern unter der Nutzung zweier getrennter Injektoren. Die Hauptenergiemenge (zwischen 78 % und 98 %) wurde durch das durch den Zentralinjektor eingespritzte Ethanol bereitgestellt. Der Dieselizehendstrahl wurde kurz zuvor bzw. gleichzeitig durch einen seitlichen Injektor eingespritzt. Bei den Versuchen wurde der Einfluss verschiedener Dieselinjektoren und Einspritzzeitpunkte untersucht. Während sich der Einlochinjektor

2 Stand der Technik

am robustesten hinsichtlich der Entflammung des Ethanol zeigte, hatten die Injektoren mit zwei und vier Löchern Vorteile beim thermischen Wirkungsgrad. Bei niedrigen Lasten war ein möglichst geringer zeitlicher Abstand der beiden Einspritzungen positiv, während bei hohen Lasten eine frühere Dieseleinspritzung von Vorteil war.

Im Fall der Zugabe von Propan zu Diesel konnten Ma et al. [76] bei 6 % bzw. 14 % Substitution einen Anstieg des effektiven Wirkungsgrads und der Stickstoffoxid-Emissionen beobachten. Die Kohlenwasserstoff- und Rußemissionen fielen, ebenso wie die Verbrennungsdauer und der Zündverzug. Bezüglich der Kohlenstoffmonoxid-Emissionen ergab sich bei hohen Lasten eine Reduktion während bei niedrigeren Lasten kein nennenswerter Unterschied zum reinen Dieselmotor messbar war. Mancaruso et al. [77] betrachteten die Einspritzung von Propan-Diesel-Gemischen mit den Masseverhältnissen 20/80 und 40/60 im Vergleich zu reinem Dieselmotor an einem optischen Einzylindermotor. Die Mischkraftstoffe zeigten einen größeren Strahlwinkel beim Austritt aus dem Injektor. Weiterführend untersuchten Cardone et al. [78] das 20/80-Kraftstoffgemisch am selben optischen Einzylindermotor hinsichtlich der Verbrennung. Es wurde eine Verlagerung des Verbrennungsschwerpunkts nach spät und eine fehlende Entflammung der Voreinspritzung beobachtet. Durch Optimierung der Betriebsstrategie konnte dem entgegengewirkt werden. Das Gemisch zeigte eine reduzierte Stickstoffoxid-Bildung durch eine Reduktion der Verbrennungstemperaturen sowie eine Senkung der Ruß-Emissionen. Zhang et al. [79] untersuchten die Lösung von Methan in Diesel und konnten mit steigender Methankonzentration ein Abfallen von NO_x - und Rußemissionen feststellen. Der Zündverzug des Gemischs stieg mit dem Methangehalt an und die maximale Wärmefreisetzung wurde reduziert. Während bei einem Methananteil von $10.1 \frac{\text{ml Methan}}{\text{ml Diesel}}$ ein geringerer thermischer Wirkungsgrad im Vergleich zu reinem Dieselmotor gemessen wurde, zeigten die höheren Konzentrationen von $16.1 \frac{\text{ml Methan}}{\text{ml Diesel}}$ und $23.8 \frac{\text{ml Methan}}{\text{ml Diesel}}$ eine Erhöhung des thermischen Wirkungsgrads.

Zusammenfassend zeigte sich bei den Untersuchungen zu den CDF- und PHCCI-Verfahren der Anstieg der Kohlenstoffmonoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen als Herausforderung. Die Nutzung der Abgasrückführung erwies sich hierbei als innermotorische Maßnahme, welche diese Schadstoffkomponenten effektiv reduzieren kann. Auch eine Anhebung der Ladelufttemperatur stellte sich hierfür als geeignet heraus. Somit kann geschlossen werden, dass diese Schadstoffe durch die Anhebung der Temperatur im Brennraum gesenkt werden und hierzu weiterführende Untersuchungen stattfinden sollten. In diesem Zusammenhang wäre die Verwendung einer Abgasrücksaugung, die bereits in rein kompressionsgezündeten sowie homogen kompressionsgezündeten Brennverfahren Anwendung gefunden hat [80–82], eine mögliche Maßnahme zur Temperaturanhebung im Brennraum.

Die Nutzung vorgemischter Kraftstoffe zeigte keine erhöhten CO- und THC-Emissionen und bietet sich daher als alternatives Brennverfahren an. Jedoch besteht bei Kraftstoffen, die nachhaltig herstellbar sind (z.B. Ethanol und Propan), noch die Möglichkeit, deren Anteile im Vergleich zu den vorgestellten Untersuchungen weiter anzuheben. Eine variable Mischung unmit-

telbar vor Einspritzung in den Brennraum könnte die Entmischung aufgrund der kurzen Zeitspanne bis zur Verbrennung vermeiden helfen. Außerdem könnte die Kraftstoffmischung hinsichtlich ihrer Zündfähigkeit auf diese Weise variabel an die im Brennraum vorliegenden Zündrandbedingungen angepasst werden.

3 Ziel der Arbeit

Die vorliegende Arbeit hat zum Ziel, die Potenziale der Biokraftstoffe Biomethan, -ethanol und -propan in einer Dual-Fuel-Verbrennung hinsichtlich des Wirkungsgrads und der Emissionen unter verschiedenen Randbedingungen systematisch zu untersuchen und eine Optimierung des Brennverfahrens bzw. der Betriebsstrategie abzuleiten.

Bei den Emissionen sind vor allem Stickstoffoxide, Partikel, Kohlenstoffmonoxid sowie unverbrannte Kohlenwasserstoffe von Bedeutung. Die CO_2 -Emissionen werden in einen biogenen und einen fossilen Anteil aufgeteilt, um das Minderungspotenzial fossiler Treibhausgasemissionen erfassen zu können.

Die Kraftstoffaufbereitung hat entscheidenden Einfluss sowohl auf die Schadstoffemissionen als auch auf den thermodynamischen Wirkungsgrad und soll deshalb vertieft untersucht werden. Im ersten Schritt erfolgt die Einbringung der Biokraftstoffe im Saugrohr. Im Fall von Bioethanol und -propan wird zusätzlich eine Vormischung mit dem Dieselkraftstoff mit anschließender gemeinsamer Einbringung über die Dieselinjektoren untersucht. Ein wesentlicher Parameter bei Dual-Fuel-Konzepten ist die sogenannte Substitutionsrate, welche als Verhältnis der Massenströme und Heizwerte zwischen Biokraftstoff und Dieselkraftstoff definiert ist. Diese Substitutionsrate soll für alle Kraftstoffe systematisch variiert werden um Betriebsoptima und -grenzen zu ermitteln.

Hinsichtlich der innermotorischen Maßnahmen zur Senkung der Schadstoffemissionen und Steigerung des Wirkungsgrads soll der Fokus auf der Abgasrückführung (AGR) liegen. Hierfür wird, ergänzend zur gekühlten, externen Abgasrückführung, die Rücksaugung von Abgas aus dem Auslass im Ansaugtakt (interne Abgasrückführung) untersucht. Der Versuchsträger bietet hierfür die Möglichkeit, einen zweiten Auslassventilhub stufenlos zuzuschalten. Die zuvor genannten Maßnahmen sollen sowohl für sich als auch in Kombination untersucht werden.

Speziell bei Biomethan sind die unverbrannten Kohlenwasserstoffemissionen als kritisch zu betrachten, da diese nahezu ausschließlich aus Methan (CH_4) bestehen, welches in der Atmosphäre ein Treibhausgas mit der 25-fachen Klimawirkung im Vergleich zu Kohlenstoffdioxid darstellt [83]. Es ist somit anzustreben, die Emissionen von Methan zu minimieren bzw. zu eliminieren.

4 Theoretische Grundlagen

Zur Bewertung der Messergebnisse und Erklärung der Zusammenhänge sollen im Folgenden die notwendigen Grundlagen erörtert werden. Dies betrifft zum einen die physikalischen Kenngrößen, welche zur Beschreibung der Verbrennung und des Arbeitsprozesses des Motors benötigt werden, und zum anderen die Vorgänge, die für die Schadstoffbildung verantwortlich sind. Des Weiteren sollen die Effekte der Abgasrückführung beschrieben werden.

4.1 Kenngrößen zur Beschreibung des Motorprozesses

In einem Verbrennungsmotor wird die im Kraftstoff gespeicherte chemische Energie durch eine Verbrennung als Wärme (Q_{zu}) freigesetzt. Diese zugeführte Energie wird bestimmt durch die eingebrachte Kraftstoffmenge m_{Kst} und den unteren Heizwert H_u des Kraftstoffs [nach 30, S. 17]:

$$Q_{zu} = m_{Kst} * H_u \quad (1)$$

Die im Brennraum freigesetzte Wärme wird aus dem aktuellen Zylinderdruck p_i und -volumen V_i mit dem Polytropenexponenten κ berechnet. Hierfür wird der erste Hauptsatz der Thermodynamik verwendet und der sogenannte differenzielle Heizverlauf Q_α für ein vorgegebenes Intervall von z.B. $\Delta\alpha = 1 \text{ }^\circ KW$ wie folgt berechnet [nach 84, S. 247]

$$Q_\alpha = \frac{1}{2 * \Delta\alpha * (\kappa - 1)} [\kappa * p_\alpha * (V_{\alpha+\Delta\alpha} - V_{\alpha-\Delta\alpha}) + V_\alpha * (p_{\alpha+\Delta\alpha} - p_{\alpha-\Delta\alpha})] \quad (2)$$

Durch die Aufsummierung des differenziellen Heizverlaufs für jeden Schritt kann der Summenheizverlauf I , auch integraler Heizverlauf genannt, gebildet werden. Diesen Summenheizverlauf normiert das Erfassungssystem für die Zylinderdrücke in dem Berechnungsfenster durch Division durch den Maximalwert [nach 85, S. 102]:

$$I_{norm} = \frac{I}{\max(I)} \quad (3)$$

Aus dem normierten Summenheizverlauf können die Zeitpunkte im Prozessverlauf berechnet werden, bei denen eine bestimmte Energiemenge umgesetzt wurde. Hierzu zählen üblicherweise die Punkte bei 5 %, 10 %, 50 % und 90 % Energieumsatz, auch als A_{ix} bezeichnet. Der 50 %-Umsatzpunkt A_{i50} wird auch Verbrennungsschwerpunkt genannt und gilt als wichtiger Bewertungsindikator für einen effizienten Energieumsatz der Verbrennung.

Durch Druckverluste in der Kompression aufgrund von Blowby (Zylinderfüllung, welche aus dem Brennraum ins Kurbelgehäuse gelangt) über die Kolbenringe und Wärmeverluste über die Brennraumwände, den Zylinderkopf und den Kolben, kann der differenzielle Heizverlauf –

und damit auch der integrale Heizverlauf – negative Werte annehmen. Dieser Anteil wird bei der Berechnung der Umsatzpunkte durch Formel (3) vernachlässigt.

Stammt die freigesetzte Wärme aus zwei verschiedenen Kraftstoffen, so wird deren chemische Energie addiert. Aus dem Verhältnis der beiden Anteile lässt sich die Substitutionsrate (x_{Subst}) berechnen. Im Falle eines Dual-Fuel-Motors, bei welchem das Gemisch durch einen Diesel-Zündstrahl entflammt wird, ergibt sich somit

$$x_{Subst} = \frac{m_{Primär-Kst} * H_{u,Primär-Kst}}{m_{Primär-Kst} * H_{u,Primär-Kst} + m_{Diesel} * H_{u,Diesel}} \quad (4)$$

Die Verbrennung führt zu einer Temperatur- und Druckänderung des im Brennraum befindlichen Gases. Geht man von einem idealen Gas aus, so gilt die allgemeine Zustandsgleichung:

$$p * V = m * R * T \quad (5)$$

Der durch die Verbrennung entstandene Druck übt auf die Fläche des Kolbens eine Kraft aus, welche über das Pleuel auf die Kurbelwelle geleitet wird, so dass die lineare Bewegung des Kolbens in eine Drehbewegung der Kurbelwelle umgewandelt wird. Über die angreifende Kraft am Kolben und dessen Weg lässt sich so die geleistete Arbeit berechnen, wobei sich Kolbenfläche und -weg zur Volumenänderung dV zusammenfassen lassen. Zusammen mit dem Hubvolumen V_h des Zylinders kann so der indizierte Mitteldruck $p_{m,i}$ berechnet werden, welcher die mittlere innere volumenspezifische Arbeit über ein Arbeitsspiel beschreibt [32, S. 33]:

$$p_{m,i} = \frac{1}{V_h} \int_{-360^\circ}^{+360^\circ} p \, dV \quad (6)$$

Der indizierte Mitteldruck lässt sich wiederum in zwei Teilbeträge aufteilen, den indizierten Mitteldruck der Hochdruckschleife (bzw. der Verbrennung) $p_{mi,h}$ und der Niederdruckschleife (bzw. des Ladungswechsels) $p_{mi,l}$ [nach 84, S. 242]:

$$p_{m,i} = p_{m,i,h} + p_{m,i,l} \quad (7)$$

Durch die Einbeziehung des Hubvolumens V_H und der Arbeitsspielzahl i ($= 0.5$ für Viertaktmotoren) kann der Mitteldruck in ein (fiktives) indiziertes Drehmoment umgerechnet werden [nach 32, S. 33]:

$$M_i = \frac{p_{m,i} * V_H * i}{2 * \pi} \quad (8)$$

Zusammen mit dem an der Kurbelwelle gemessenen effektiven Drehmoment M_e ergibt sich das negative Reibmoment M_r des Motors [nach 32, S. 33]:

$$M_r = M_i - M_e \quad (9)$$

Entsprechend Formel (8) und Formel (9) lässt sich die gleiche Differenz auch aus dem indizierten und dem effektiven Mitteldruck bilden, um so den Reibmitteldruck p_{mr} zu berechnen.

Zur Betrachtung des Wirkungsgrads des Motors muss zunächst das effektive bzw. indizierte Drehmoment M mit Hilfe der Motordrehzahl n in die effektive bzw. indizierte Leistung P umgerechnet werden [nach 32, S. 33]:

$$P_e = 2 * \pi * M_e * n \quad \text{bzw.} \quad P_i = 2 * \pi * M_i * n \quad (10)$$

Setzt man diese Leistung nun ins Verhältnis zu der zugeführten Wärmemenge Q_{zu} , so erhält man den effektiven bzw. indizierten Wirkungsgrad η [nach 32, S. 34]:

$$\eta_e = \frac{P_e}{Q_{zu}} \quad \text{bzw.} \quad \eta_i = \frac{P_i}{Q_{zu}} \quad (11)$$

Die Leistung wird auch dazu benutzt die Kraftstoffmassenströme \dot{m}_{Kst} in spezifische Verbräuche b_e bzw. b_i umzurechnen und so verschiedene Motorgrößen miteinander vergleichen zu können [nach 32, S. 34]

$$b_e = \frac{\dot{m}_{Kst}}{P_e} \quad \text{bzw.} \quad b_i = \frac{\dot{m}_{Kst}}{P_i} \quad (12)$$

Ähnlich verhält es sich bei den spezifischen Schadstoffemissionen e_y , welche durch die Abgasanlage als Volumenkonzentrationen c im Abgas gemessen werden. Zur Berechnung werden die Molmassen M_y der einzelnen Abgaskomponenten benötigt sowie die mittlere Molmasse M_{Abgas} des Gesamtabgases (letztere kann laut Abgasgesetzgebung der Stage V [86] für Dieselmotoren allgemein als $28.9 \frac{g}{mol}$ angenommen werden), die effektive Leistung P_e und der Abgasmassenstrom \dot{m}_{Abgas} [86]

$$e_y = c_y * \frac{M_y}{M_{Abgas}} * \frac{\dot{m}_{Abgas}}{P_e} \quad (13)$$

Der Abgasmassenstrom ergibt sich gemäß der Massenerhaltung aus dem Luftmassenstrom und den einzelnen Kraftstoffmassenströmen.

$$\dot{m}_{Abgas} = \dot{m}_{Luft} + \dot{m}_{Diesel} + \dot{m}_{Primär-Kst} \quad (14)$$

Eine weitere wichtige Kenngröße für Verbrennungsmotoren ist das Verbrennungsluftverhältnis λ . Es gibt das Verhältnis zwischen der vorhandenen und der zur vollständigen (=stöchiometrischen) Verbrennung notwendigen Luftmasse an. Sind die stöchiometrischen Luftbedarfe L_{st} für die einzelnen Kraftstoffe bekannt, so lässt sich daraus und aus den Kraftstoffmassenströmen das Gesamtluftverhältnis berechnen.

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{Luft}}{\dot{m}_{Diesel} * L_{st,Diesel} + \dot{m}_{Primär-Kst} * L_{st,Primär-Kst}} \quad (15)$$

Zur Bewertung der Entflammung des Gemischs wird beim Dieselmotor der Zündverzug als Differenz zwischen dem Einspritzzeitpunkt und dem 5 % Umsatzpunkt A_{i05} benutzt; die Angabe erfolgt üblicherweise auf Kurbelwinkelbasis ($^{\circ}\text{KW}$). Die Bewertung der Verbrennungsgeschwindigkeit erfolgt durch die Brenndauer BD auf der gleichen Basis als Differenz zwischen 90 % und 5 % Umsatzpunkt (A_{i90} bzw. A_{i05}).

Um die Vollständigkeit einer Verbrennung zu bewerten, eignet sich die Kohlenstoffbilanzierung. Hier wird die Kohlenstoffmasse betrachtet, welche in den einzelnen Emissionskomponenten gebunden ist und in Relation zu der Gesamtmasse des durch den Kraftstoff eingebrachten Kohlenstoffs gesetzt. Es ergibt sich hierdurch folgende Formel:

$$\frac{m_C \text{ in } CO_2 + m_C \text{ in } CO + m_C \text{ in } THC + m_C \text{ in } \text{Ru\ss}}{m_C \text{ aus Diesel} + m_C \text{ aus Prim\ddot{a}r-Kst}} * 100 = 100 \% \quad (16)$$

Die Kohlenstoffmasse in den Kraftstoffen lässt sich aus deren Massenströmen und ihrem (z.B. per Kraftstoffanalyse ermittelten) Kohlenstoffmassenanteil berechnen. Für die Emissionskomponenten wird die Molmasse des Kohlenstoffs in Relation zur Gesamtmolmasse des Moleküls betrachtet und mit den spezifischen Emissionsmassenströmen multipliziert. Die Vollständigkeit der Verbrennung kann anhand des in CO_2 umgesetzten Anteils bewertet werden.

Zur Bewertung der Stabilität der Verbrennung werden die Zyklusschwankungen des indizierten Mitteldrucks in Form des Variationskoeffizienten betrachtet. Darunter versteht man die Standardabweichung der indizierten Mitteldrücke der aufgezeichneten Einzelzyklen in Relation zum Mittelwert dieser Mitteldrücke. Dies wird als VarK oder auch als COV (coefficient of variation) abgekürzt [nach 87, S. 21]:

$$VarK(p_{m,i}) = \frac{\sigma_{p_{m,i}}}{p_{m,i}} \quad (17)$$

4.2 Schadstoffbildung

Bei der stöchiometrischen Verbrennung von Kraftstoffen, die aus Kohlenwasserstoff-Verbindungen bestehen, entstehen bei idealem und vollständigem Umsatz ausschließlich Kohlenstoffdioxid (CO_2) und Wasser (H_2O) als Produkte. Durch die Randbedingungen bei der Verbrennung kommt es jedoch daneben zur Bildung unerwünschter, chemischer Verbindungen, welche durch ihre Eigenschaften einen negativen Einfluss auf Mensch und Umwelt haben. Diese Verbrennungsprodukte werden als Schadstoffe bezeichnet. Die wesentlichen derzeit regulierten Schadstoffe, die in einem Verbrennungsmotor entstehen, sind Stickstoffoxide, Partikel, Kohlenstoffmonoxid und unverbrannte Kohlenwasserstoffe.

4.2.1 Stickstoffoxide (NO_x)

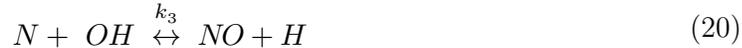
Unter dem Begriff Stickstoffoxide bzw. NO_x werden primär Stickstoffmonoxid (NO) und Stick-

stoffdioxid (NO_2), aber auch NO_3 , N_2O , N_2O_3 , N_2O_4 und N_2O_5 zusammengefasst [87]. Während der Verbrennung entsteht überwiegend NO , welches unter atmosphärischen Bedingungen mit der Zeit zu NO_2 oxidiert wird.

Bei der NO -Bildung unterscheidet man zwischen folgenden vier Wegen [32]:

- Thermisches NO ,
- Prompt- NO ,
- über den N_2O -Mechanismus erzeugtes NO ,
- aus Brennstoff-Stickstoff gebildetes NO .

Thermisches NO stellt in den meisten Fällen den dominanten Anteil an der Stickstoffmonoxid-Entstehung dar und wird nach dem sogenannten erweiterten Zeldovich-Mechanismus im bereits verbrannten Gemisch gebildet. Der Zeldovich-Mechanismus besteht aus drei Bildungsreaktionen [32, S. 495]:



Die Geschwindigkeitskoeffizienten k_i geben an, wie schnell die jeweilige Reaktion abläuft. Jede Reaktion hat hierbei verschiedene Faktoren für die Hinreaktion ($k_{i,r}$, „nach rechts“) sowie die Rückreaktion ($k_{i,l}$, „nach links“). Für diese Faktoren sind, je nach Quelle, unterschiedliche Werte zu finden. Eine Übersicht ist in [32, S. 496] enthalten. Allgemein ist jedoch festzuhalten, dass die Faktoren stark temperaturabhängig sind. Eine Verdoppelung der Temperatur führt z.B. für $k_{1,r}$ zu einer Steigerung um den Faktor 10^3 .

Fasst man die Gleichungen (18), (19) und (20) zusammen, erhält man aus den Konzentrationen $[c]$ der einzelnen Stoffe eine Formel für die NO -Bildungsrate (Veränderung der Konzentration $[\text{NO}]$ über die Zeit dt) [32, S. 495]

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = k_{1,r}[\text{O}][\text{N}_2] + k_{2,r}[\text{N}][\text{O}_2] + k_{3,r}[\text{N}][\text{OH}] - k_{1,l}[\text{NO}][\text{N}] - k_{2,l}[\text{NO}][\text{O}] - k_{3,l}[\text{NO}][\text{H}] \quad (21)$$

Während der Verbrennung liegt die momentane NO -Konzentration unter der Gleichgewichtskonzentration, was die Hinreaktion in Richtung NO -Bildung begünstigt. Der umgekehrte Fall, dass die NO -Konzentration über der Gleichgewichtskonzentration liegt und somit NO reduziert wird, liegt im motorischen Prozess nur am Ende des Expansionstaktes vor, wo die Temperatur allerdings bereits so stark abgenommen hat, dass die Reaktion einfriert und letztlich der entsprechende NO -Gehalt im ausgeschobenen Abgas erhalten bleibt. Ahmad und Plee [88] konnten diesen Zusammenhang von Sauerstoffkonzentration und Stickstoffmonoxidkonzentration durch die Zugabe von reinem Sauerstoff bzw. reinem Stickstoff in der motorischen Anwendung experimentell belegen und mit der Flammentemperatur in Korrelation bringen.

Prompt-NO resultiert aus der Stickstoffmonoxid-Bildung in der Flammenfront und basiert auf der Reaktion des CH-Radikals mit molekularem Stickstoff zu Blausäure (HCN), welche wiederum zu NO weiterreagiert. Eine genauere Beschreibung dieses noch nicht vollständig erforschten Mechanismus ist in [32, S. 499] zu finden.

Über den N₂O-Mechanismus erzeugtes NO spielt vor allem bei Magerbrennverfahren in Kombination mit hohen Spitzendrücken eine Rolle. Die Reaktion basiert auf dem Vorhandensein eines Stoßpartners M als eine Art Katalysator und ähnelt der ersten Zeldovich-Reaktion durch die Reaktion von molekularem Stickstoff mit atomarem Sauerstoff [32, S. 500]:



Das so entstandene Lachgas (N₂O) wird anschließend mit atomarem Sauerstoff zu Stickstoffmonoxid oxidiert [32, S. 500].



Da in Europa in Dieselmotoren für Kraftfahrzeuge praktisch kein Stickstoff mehr enthalten ist, spielt **Brennstoff-Stickstoff** in diesem Bereich heute keine Rolle mehr und wird daher an dieser Stelle nicht weiter diskutiert.

4.2.2 Partikel (PM / PN)

Unter dem Begriff Partikel werden im Allgemeinen feste Abgaskomponenten mit oder ohne Anlagerung flüchtiger Bestandteile zusammengefasst, welche sowohl organischer als auch anorganischer Herkunft sein können. Laut Definition der Norm EN ISO 8178 zählen hierzu alle Komponenten, die unterhalb von 51.7 °C auf einem genormten Filter abgeschieden werden können. Der größte Anteil besteht bei Dieselmotoren aus einer Mischung von elementarem Kohlenstoff (Ruß), Kohlenwasserstoffen und Sulfaten. Die genaue Zusammensetzung ist abhängig vom Motorbetriebspunkt [32, S. 486-487]. In der Abgasgesetzgebung wird teilweise noch zwischen der Partikelmasse (PM) und der Partikelanzahl (PN) unterschieden.

Für die Rußbildung sind lokal fette Bereiche im Brennraum und ausreichend hohe Temperaturen zwischen 1200 K und 2000 K notwendig [89, S. 262]. Dies führt zu einer pyrolytischen Zersetzung bestimmter Kohlenwasserstoff-Radikale, die aus Vorreaktionen der im Kraftstoff enthaltenen Aromaten entstehen. Aus diesen wird zunehmend der enthaltene Wasserstoff abgespalten (Dehydrierung) und Ethin (C₂H₂, auch Acetylen genannt) angelagert, wodurch sich der Kohlenstoffanteil erhöht. Als Konsequenz bilden sich sogenannte Rußkerne, welche durch den bereits beschriebenen Prozess unter Beibehaltung der Teilchenanzahl weiterwachsen (sogenanntes Oberflächenwachstum). Durch die Kollision der Rußkerne kommt es teilweise zu deren Zusammenschluss (Koagulation), was zu einer Abnahme der Teilchenanzahl unter Beibehaltung der Gesamtteilchenmasse führt. Dies erzeugt sogenannte Rußprimärteilchen, welche in einem Größenbereich von 20 bis 30 nm liegen und kugelförmig vorliegen. Der weitere Zusammenschluss dieser Primärteilchen wird als Agglomeration bezeichnet und führt, in Abgrenzung zur Koagulation, zu kettenförmigen Strukturen größerer Länge [32, S. 486-491] [90].

Der Rußbildung entgegen steht der Rußabbau durch die Oxidation der Rußteilchen bei hoher Temperatur in sauerstoffreichen Gebieten des Brennraums. Zur Oxidation ist die Anwesenheit von OH-Radikalen und molekularem Sauerstoff erforderlich. Während des Expansionstaktes ist die Konzentration dieser Stoffe aufgrund der vorherrschenden Temperatur ab einem gewissen Punkt jedoch nicht mehr ausreichend hoch, um den noch vorhandenen Ruß weiter zu oxidieren, wodurch dieser Mechanismus einfriert. Dieses Einfrieren passiert bei einem Absinken der Temperaturen unter 1300 K bis 1400 K [89, S. 263].

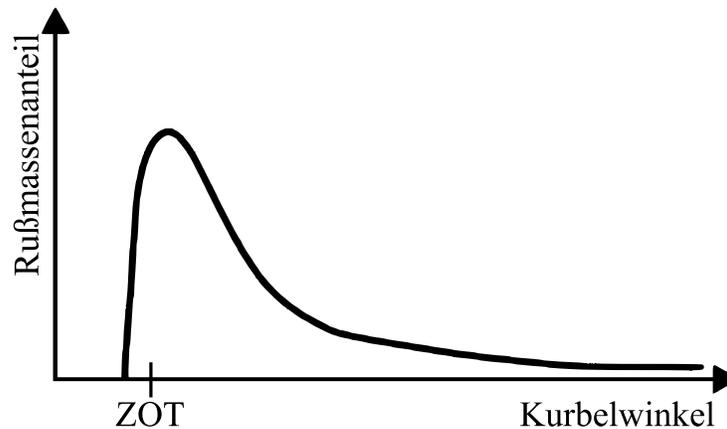


Abbildung 4.1: Rußmassenanteil qualitativ während der Verbrennung über Kurbelwinkel eines Dieselmotors [nach 89]

Abbildung 4.1 zeigt schematisch den zeitlichen Verlauf der Rußmasse im Brennraum. Die Oxidation führt dazu, dass typischerweise 90 % bis 99 % der durch die Pyrolyse gebildeten Rußmasse wieder abgebaut werden, bevor diese durch den Ladungswechsel in den Abgastrakt gelangt [89, S. 263].

4.2.3 Kohlenstoffmonoxid (CO)

Kohlenstoffmonoxid stellt ein Zwischenprodukt bei der Oxidation von Kohlenwasserstoffen zu Kohlenstoffdioxid dar. Bei Vorhandensein von ausreichend Sauerstoff bei einer stöchiometrischen oder mageren Verbrennung kann das gesamte CO theoretisch zu CO_2 oxidiert werden. Bei den im Dieselmotor auftretenden Luftverhältnissen mit $\lambda > 1$ ist Reaktion (24) dominant [32, S. 477].



Durch die Temperaturabhängigkeit der Oxidation kommt es bei extrem mageren Bedingungen und damit niedrigen Temperaturen im Brennraum, welche speziell in Wandnähe zu einer unvollständigen Verbrennung führen, zu einem Anstieg der Kohlenstoffmonoxid Emissionen, [32, S. 478].

Bei Dieselmotoren ist CO jedoch nur in geringen Mengen im Abgas zu finden, während Ottomotoren, vor allem während des Betriebs mit unterstöchiometrischem Luft-Kraftstoff-Verhältnis ($\lambda < 1$), einen hohen Anteil an Kohlenstoffmonoxid an den Rohemissionen verzeichnen.

4.2.4 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC)

Die unverbrannten Kohlenwasserstoffe werden häufig mit der Abkürzung HC für den englischen Begriff „hydrocarbons“ bzw. THC für „total hydrocarbons“ bezeichnet. Sie umfassen sämtliche gasförmigen und flüssigen Kohlenwasserstoffverbindungen im Abgas des Motors, ungeachtet ihrer Quelle. So können HC sowohl aus der Verbrennung stammen als auch aus dem Motoröl oder der Umgebungsluft. Zudem kann Kraftstoff unter bestimmten Randbedingungen auskondensieren und Ansammlungen bilden, aus denen er später wieder abdampft und somit zu Kohlenwasserstoff-Emissionen führt. In der aktuellen Abgasgesetzgebung werden sie definiert als die Summe aller Kohlenwasserstoffverbindungen, die von einem Flammen-Ionisations-Detektor (FID) erfasst werden können. Diese HC können sowohl aus vollständig unverbrannten Kraftstoffbestandteilen bestehen als auch aus teilweise oxidierten Zwischenprodukten der Verbrennung.

Bei Verbrennungsmotoren, die ein homogenes Luft-Kraftstoff-Gemisch bilden, wie der klassische Ottomotor mit äußerer Gemischbildung oder der Ottomotor mit früher Direkteinspritzung, ist besonders das Erlöschen der Flammenfront verantwortlich für unverbrannte Kohlenwasserstoffe. Dies kann durch einen Temperaturverlust der Flamme aufgrund nahegelegener Bauteile geschehen, z.B. in der Nähe der Zylinderwand oder durch Spalte wie den Quetschspalt zwischen Kolben und Zylinderkopf bzw. Kolben und Zylinderwand. Bei einer heterogenen späten Gemischbildung durch direkte Einspritzung des Kraftstoffs in den Brennraum, wie sie im Dieselmotor stattfindet, sind diese Mechanismen nur von geringer Bedeutung, da der Kraftstoff durch die unmittelbare Entzündung nach der Einspritzung nur in sehr kleinen Mengen unverbrannt in diese Bereiche gelangen kann. In diesem Fall sind lokal zu magere Luft-Kraftstoff-Verhältnisse in den Randbereichen des Kraftstoffstrahls und das Innere des Strahls durch Sauerstoffmangel problematisch [32, S. 478-481].

4.3 Abgasrückführung

Als Maßnahme zur Reduktion der NO_x -Emissionen sowie ggf. zur Entdrosselung des Motors wird teilweise die sogenannte Abgasrückführung (AGR) eingesetzt. Bei der AGR wird gezielt bereits verbranntes Abgas erneut der Verbrennung zugeführt. Die Einbringung kann sowohl direkt in den Brennraum geschehen (interne Abgasrückführung) als auch im Ansaugpfad (externe Abgasrückführung). Zusätzlich lassen sich beide Maßnahmen kombinieren. Auch bei der ausschließlichen Nutzung der externen AGR verbleibt in der Regel eine gewisse Menge Abgas im Brennraum. Dieser Anteil wird als sogenanntes „Restgas“ bezeichnet.

Die Funktionsweise der AGR beruht auf der zusätzlichen Einbringung dreiatomiger Stoffe, welche durch die Verbrennung entstehen (wie CO_2 und H_2O) ins Arbeitsgas. Hierdurch verfügt die Gasmischung bei Abgasrückführung über eine höhere spezifische Wärmekapazität, wodurch der Temperaturanstieg infolge des Kraftstoffumsatzes geringer ausfällt und somit die Verbrennungsspitzen temperatur sinkt. Des Weiteren reduziert die AGR die Sauerstoffkonzentration im Brennraum und verringert damit in Folge die Flammgeschwin-

digkeit, was ebenfalls wiederum die Spitzentemperaturen im Brennraum herabsetzt. Dieser Effekt wird in Kapitel 4.2.1 auf der Grundlage der Erkenntnisse aus [88] weitergehend erläutert.

Bei der Wahl der AGR-Beimessungsstrategie wird zwischen verschiedenen Arten der Einleitung unterschieden [30, S. 103]. Wird bei der Zugabe ein konstanter Saugrohrdruck beibehalten, sinkt der Luftmassenstrom durch den zusätzlichen Partialdruck der AGR ab, wodurch der Sauerstoffgehalt abnimmt. In diesem Fall spricht die Literatur [30, S. 103] von „replaced EGR“, da die AGR die Luft teilweise ersetzt. Wird hingegen die Luftmasse konstant gehalten, was mit einer Erhöhung des Saugrohrdrucks einhergeht, spricht [30, S. 103] von „added EGR“. Im Vergleich dieser beiden Maßnahmen hat die „replaced EGR“ aufgrund des geringeren Sauerstoffgehalts eine stärkere Reduktion der Stickstoffoxid-Emissionen zur Folge, jedoch mit dem Nachteil erhöhter Rußemissionen bei Anwendung in einem Dieselmotorenverfahren, wie im Fall von [30, S. 103]. Dieser auch bei vielen weiteren Maßnahmen zur innermotorischen Emissionsreduktion beim Dieselmotor beobachtete Zusammenhang zwischen den Ruß- und den Stickstoffoxid-Emissionen wird allgemein als „NO_x-Partikel Trade-Off“ bezeichnet.

Hinsichtlich der technischen Umsetzung der Einleitung der externen AGR wird bei turboaufgeladenen Motoren zusätzlich zwischen sogenannter Hochdruck-AGR und Niederdruck-AGR unterschieden. Die Hochdruck-AGR ist schematisch in Abbildung 4.2 illustriert, wobei Turbine und Verdichter außerhalb des abgebildeten Bereichs angeordnet wären. Auf der linken Seite des Bildes sind der Zylinder mit dem Kolben, das Einlasssystem mit Ventil, das Auslasssystem mit Ventil sowie die externe AGR-Strecke mit Kühler und Klappe vereinfacht im Ansaugtakt dargestellt. Auf der rechten Seite sind schematisch die Hübe bzw. Steuerzeiten der Auslass- (rot) bzw. Einlassventile (blau) während des Ladungswechsels (Ausschiebe- und Ansaugtakt) über dem Kurbelwinkel (gekennzeichnet durch die unteren Totpunkte – UT – und dem oberen Totpunkt – OT – der Kolbenstellung) dargestellt.

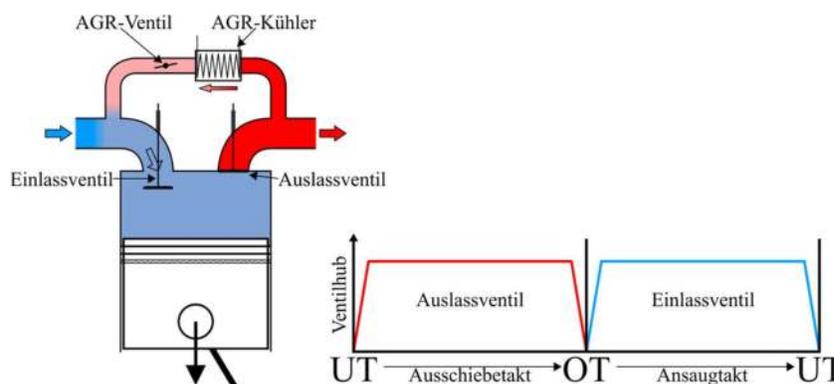


Abbildung 4.2: Externe, gekühlte Hochdruck-AGR: Aufbau (links) und schematischer Hubverlauf der Aus- und Einlassventile (rechts)

Hierbei wird Abgas aus dem Abgaskrümmer unter hohem Druck entnommen, durch einen Kühler geleitet und vor den Einlasskanälen mit der verdichteten Frischluft gemischt. Die Menge des zurückgeführten Abgases wird durch eine Klappe zwischen Kühler und Einleitstelle

bzw. Mischer gesteuert. In diesem Fall ist die maximale Menge zurückführbaren Abgases bei voll geöffneter Klappe durch die Druckdifferenz zwischen Auslass- und Einlassseite beschränkt. Aus diesem Grund besitzen manche Motoren zusätzliche Drosselorgane im Abgassystem (z.B. Abgasklappen), mit denen durch die Drosselung des Abgasmassenstroms ein höherer Gegen- druck im Abgaskrümmen erzeugt werden kann, um somit eine höhere Rückführmenge an Ab- gas zu erreichen. Bei der Niederdruck-AGR hingegen wird das Abgas nach der Entspannung über die Turbine des Turboladers bei niedrigerem Druck entnommen, gekühlt und der An- saugluft bereits vor Eintritt in den Turbolader wieder zugeführt. Durch den Unterdruck an der Einleitstelle sind die möglichen AGR-Raten höher, dies geht jedoch gleichzeitig mit höhe- ren Anforderungen an die Qualität des Abgases einher. So können Partikel in der AGR oder auskondensierte Wassertropfen zu einer Beschädigung des Verdichterrads des Turboladers führen oder auch den Ladeluftkühler mit der Zeit verstopfen.

Analog zur externen AGR gibt es auch verschiedene Arten der internen Abgasrückführung. Hierbei erfolgt keine aktive Kühlung des zurückgeführten Abgases, so dass die Dichte der zurückgeführten Abgasmasse geringer ist und meist eine stärkere Verdrängung von Frischluft stattfindet. Abbildung 4.3 zeigt als eine Variante die Abgasrückhaltung. Hierbei werden die Auslassventile vor dem Ende des Ausschiebetakts bereits geschlossen und das so „gefangene“ Abgas zwischenkomprimiert. Im Ansaugtakt wird das Gas zunächst wieder expandiert, bevor die Einlassventile öffnen und damit das Einströmen der Frischluft beginnt.

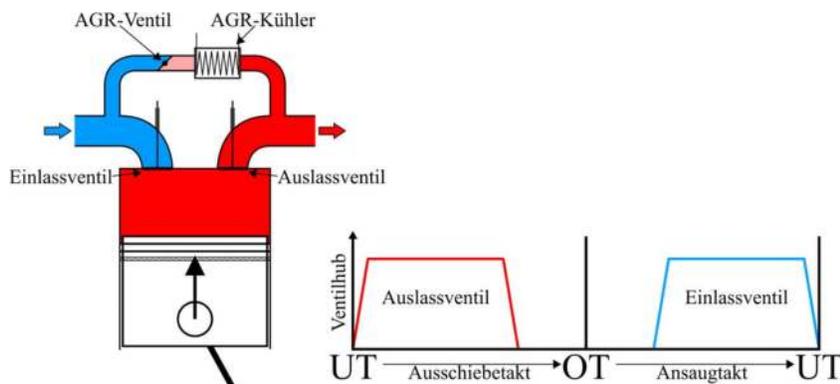


Abbildung 4.3: Interne, ungekühlte AGR durch Rückhaltung: Aufbau (links) und schematischer Hubverlauf der Aus- und Einlassventile (rechts)

Alternativ kann eine interne Abgasrückführung über ein zusätzliches Öffnen der Einlassventile im Ausschiebetakt mit anschließendem Wiederansaugen der in den Einlass geschobenen Abgasmasse im Ansaugtakt oder durch ein Offenhalten oder zweites Öffnen des Auslassventils im Ansaugtakt realisiert werden. Bei erstgenannter Maßnahme werden die Einlassventile und die Bauteile des Ansaugbereichs hohen thermischen Belastungen und Verschmutzungen ausgesetzt, weswegen die Rücksaugung aus dem Auslass in der Praxis meist leichter zu bewerkstelligen ist. Im Fall eines Dieselmotors ist es üblicherweise wegen des hohen Verdichtungsverhältnisses und dem damit verbundenen geringen Abstands des Kolbens zum Zylinderkopf im oberen Totpunkt nicht möglich, die Auslassventile über den Ladungswechsel-OT hinweg

geöffnet zu halten, um die Abgasrücksaugung zu ermöglichen. Aus diesem Grund wird hier ein zweiter Auslassventilhub (nachfolgend entsprechend dem englischen Fachbegriff „Second Event“ genannt) nach dem eigentlichen Haupthub verwendet. Abbildung 4.4 zeigt schematisch die Umsetzung eines solchen Second Event-Hubs und die Ansaugung über die Einlass- und Auslassventile im Ansaugtakt.

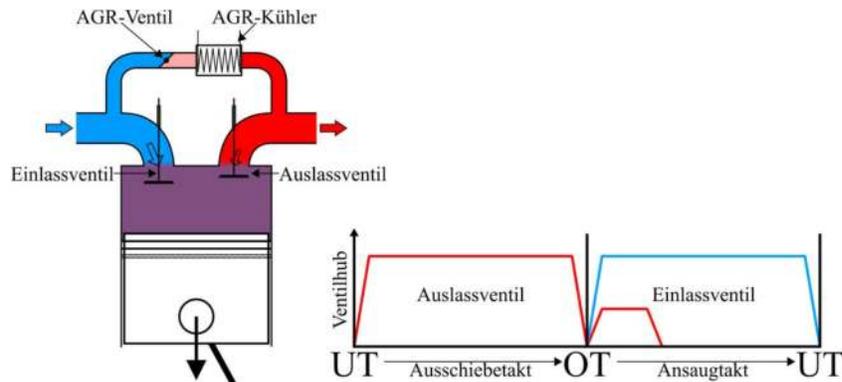


Abbildung 4.4: Interne, ungekühlte AGR durch Rücksaugung: Aufbau (links) und schematischer Hubverlauf der Aus- und Einlassventile (rechts)

Durch den Aufenthalt des Abgases im Krümmer wird es im Vergleich zur Rückhaltung abgekühlt, weswegen hier auch die Mischungstemperatur niedriger liegt.

Bei einer Kombination der externen, gekühlten Hochdruck-Abgasrückführung mit der internen, ungekühlten AGR durch Rücksaugung, welche für diese Arbeit relevant ist, wird das Temperaturniveau im Vergleich zu den Einzelmaßnahmen weiter gesteigert. Das Schema ist in Abbildung 4.5 zu erkennen.

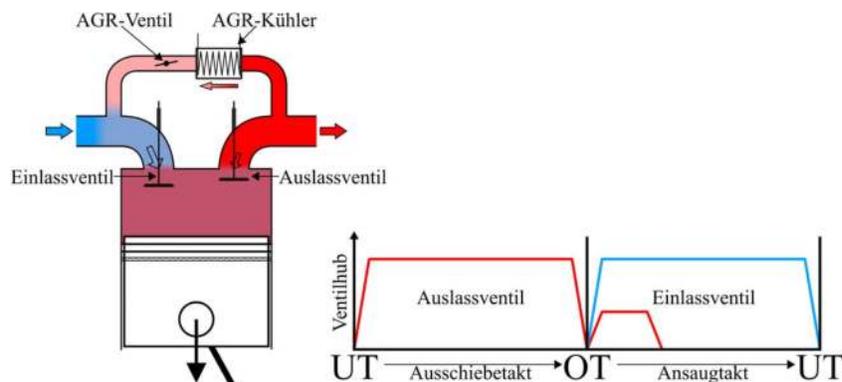


Abbildung 4.5: Kombination aus externer, gekühlter Hochdruck-AGR und interner, ungekühlter AGR durch Rücksaugung: Aufbau (links) und schematischer Hubverlauf der Aus- und Einlassventile (rechts)

5 Versuchsaufbau

Die vorgestellten Untersuchungen wurden an einem stationären Motorprüfstand vorgenommen und die Messergebnisse anschließend simulativ nachverarbeitet. Im ersten Schritt wurde der Motor mit einem Zwischenflansch ausgerüstet, in welchem die Kraftstoffinjektoren für die Saugrohreindüsung (Multi Point Injection, MPI) der verschiedenen Kraftstoffe eingebaut waren. Anschließend wurde eine Mischvorrichtung vor der Dieselhochdruckpumpe integriert, um ein definiertes Diesel-Bioethanol- bzw. Diesel-Biopropen-Gemisch zur Einspritzung über die originalen Dieselinjektoren zu erzeugen.

5.1 Versuchsträger

Als Grundlage für die Untersuchungen diente ein John Deere 4045 Reihenvierzylinder-Dieselmotor mit 4.5 l Hubraum. Die technischen Daten können Tabelle 5.1 entnommen werden.

Tabelle 5.1: Technische Daten des JD4045 Motors

	Wert	Einheit
Nennleistung	130	kW
Nenndrehzahl	2100	min ⁻¹
Nenndrehmoment (bei 1600 min ⁻¹)	703	Nm
Hubvolumen	4.5	dm ³
Hub	127	mm
Bohrung	106.5	mm
Maximaler Einspritzdruck	2000	bar
Verdichtungsverhältnis	17.3:1	-
Ventile pro Zylinder	4	-
Abgasnorm	EU Stage IV	-

Der Motor ist mit zwei in Reihe geschalteten Turboladern ausgerüstet, wovon der näher am Motor angeordnete sogenannte Hochdrucklader über ein Wastegate verfügt, dessen Öffnungsdruck direkt über den Ladedruck gesteuert wird. Eine aktive Ladedruckregelung ist serienmäßig nicht vorgesehen. Der zweite Turbolader, der sogenannte Niederdrucklader, wird hingegen stets mit dem vollen Abgasmassenstrom durchströmt. Direkt hinter dem Niederdrucklader verfügt der Motor serienmäßig über eine Abgasklappe, mit welcher sich der Abgasgegendruck einstellen lässt. Des Weiteren ist eine gekühlte Hochdruck-Abgasrückführung verbaut, die Abgas unmittelbar vor dem Eintritt in die Turbine des Hochdruckladers entnimmt und über einen Mischer vor den Einlasskanälen des Zylinderkopfes (d.h. hinter dem Ladeluftkühler) wieder einleitet. Durch das AGR-Regelventil nach dem Abgaskühler in der AGR-Strecke ist die Menge des zurückgeführten Abgases einstellbar. Zusätzlich kann über die Erhöhung des Abgasgegendrucks durch die Abgasdrosselklappe des Motors eine weitere Steigerung der AGR-

Rate erreicht werden.

Die Einbringung des Dieselkraftstoffs erfolgt über ein Common-Rail-Einspritzsystem mit Magnetventilinjektoren, welches über eine kraftstoffgeschmierte, mechanische Hochdruckpumpe versorgt wird. Die Injektoren verfügen über einen gemeinsamen Rücklauf, der den überschüssigen Kraftstoff drucklos zurück zum Kraftstoffreservoir leitet. Die serienmäßige Ventilsteuerung ist über eine untenliegende Nockenwelle realisiert, welche über Stößelstangen und Kipphebel die insgesamt 16 obenliegenden Ventile betätigt. Bei dem verwendeten Motor wurde ein Zylinderkopf mit doppelten, obenliegenden Nockenwellen (Double Overhead Camshafts, DOHC) einschließlich eines vollvariablen Ventiltriebs verbaut. Die untenliegende Nockenwelle dient hierbei nur noch als Zwischenglied zum Antrieb des DOHC. Der Rumpfmotor ist in seiner modifizierten Version in Abbildung 5.1 zu sehen.

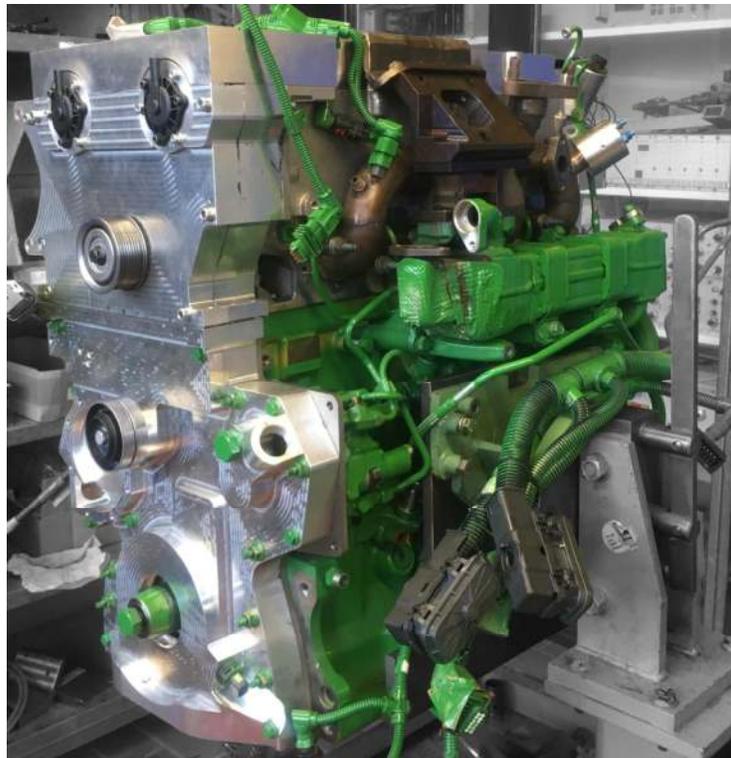


Abbildung 5.1: JD4045 Versuchsmotor

Die veränderten Bauteile sind unlackiert und deshalb optisch gut vom grün lackierten Basismotor zu unterscheiden. Dieser Aufbau wurde aus einem vorangehenden Projekt des Lehrstuhls für Antriebe in der Fahrzeugtechnik übernommen [91].

5.1.1 Ventiltrieb

Ein Schnitt durch die Konstruktion des Ventiltriebs ist in Abbildung 5.2 dargestellt. Der Aufbau besteht aus zwei Teilen. Der untere Teil stellt den eigentlichen Zylinderkopf dar. Er enthält die Ventile, die Ein- und Auslasskanäle sowie die Dieselinjektoren, einschließlich der Kraftstoff-

5 Versuchsaufbau

Zu- und Rückleitungen. Der obere Teil wird als Ventiltriebsträger bezeichnet. In ihm sind die Komponenten verbaut, die zur Betätigung der Ventile dienen.

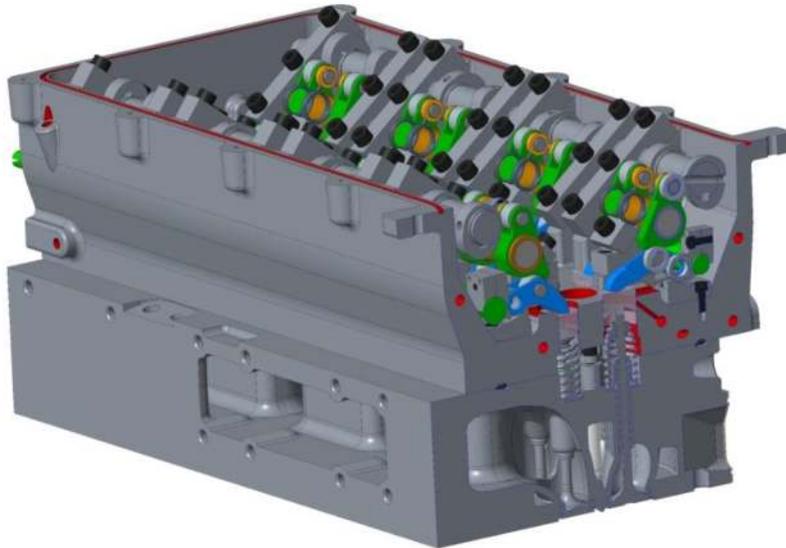


Abbildung 5.2: Schnittbild des Zylinderkopfs mit aufgesetztem Ventiltriebsträger

Die genaue Anordnung der Bauteile des variablen Ventiltriebs ist in Abbildung 5.3 zu sehen. Im Vergleich zu einem klassischen Ventiltrieb mit Rollenschlepphebeln ist hier noch ein Zwischenhebel (2) zwischen Nockenwelle (1) und Rollenschlepphebel (9) geschaltet, welcher den Nockenhub überträgt. Durch eine Verdrehung der Exzenterwelle (6) ändert sich der Kontaktpunkt des Rollenschlepphebels mit der Arbeitskurve des Zwischenhebels. Auf Seiten der Exzenterwelle stützt sich der Rollenschlepphebel auf der Schlepphebelkulisse (7) ab, die bei der Verstellung die Bahn des Rollenschlepphebels vorgibt. Der Rollenschlepphebel betätigt schließlich einen Hydrotassenstößel, welcher einen hydraulischen Ventilspielausgleich ermöglicht und den Hub auf das Ventil überträgt.

Der Ventiltrieb bietet die Möglichkeit, sowohl die Einlass- als auch die Auslassventilhübe zu verstellen. In dieser Arbeit wurde auf eine Verstellung der Einlassseite verzichtet und nur die Auslassexzenterwelle betätigt, um den zweiten Auslassventilhub (Second Event-Hub) zu beeinflussen, welcher dem Nocken jeweils eines Auslassventils pro Zylinder aufgeprägt ist. Durch die Auslegung der Auslassexzenterwelle wird der Hub des jeweils zweiten Auslassventils je Zylinder nicht verstellt; eines der beiden Auslassventile öffnet also unabhängig von der Stellung der Exzenterwelle immer bis zum maximal möglichen Ventilhub. Zur Überprüfung der Auslegung und Zuordnung der Ventilhubbe zu den Exzenterwellenstellungen wurde der Zylinderkopf auf einem Komponentenprüfstand vermessen. Die Nockenwellen werden hierfür durch einen Elektromotor angetrieben, welcher mit einem Drehwinkelgeber ausgerüstet ist. Die Messung des Ventilhubes erfolgt mittels eines Laser-Vibrometers, welches auf die Ventile gerichtet ist und somit eine direkte Messung ohne Toleranzen durch Bauteilsteifigkeiten möglich macht. Durch eine Drehmomentmesswelle zwischen Elektromotor und Nockenwelle ist es weiterhin

möglich, das Schleppmoment für die einzelnen Exzenterwellenstellungen zu messen, welches als Reibung im Motorbetrieb anfällt. Die so erfassten Ventilhubverläufe sind in Abbildung 5.4 für den in dieser Arbeit relevanten Bereich dargestellt.

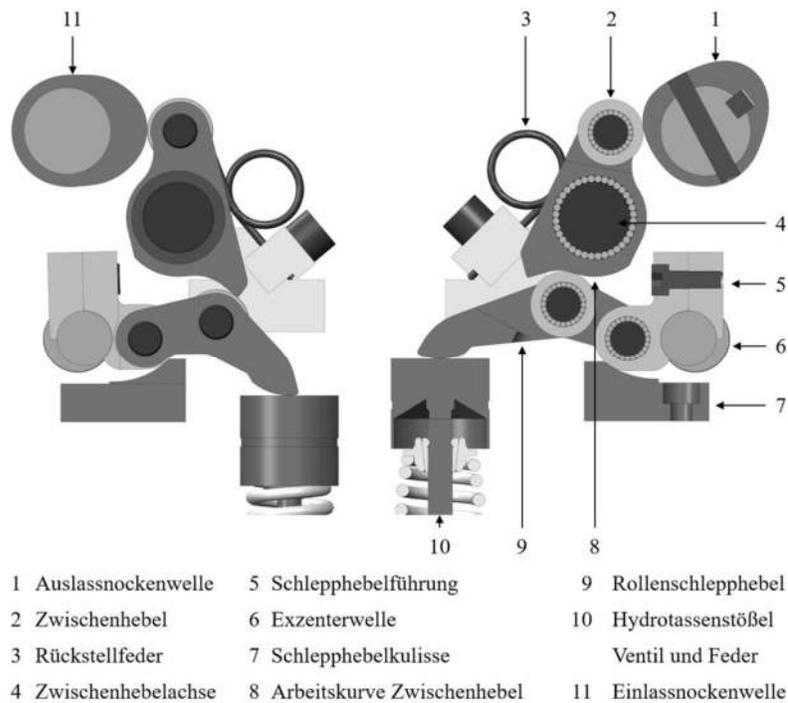


Abbildung 5.3: Aufbau des vollvariablen Ventiltriebs

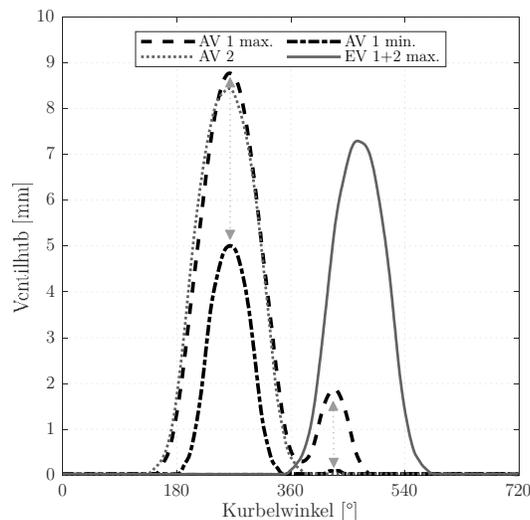


Abbildung 5.4: Gemessene Verstellcharakteristik des Ventiltriebs

Es ist zu erkennen, dass bei der Reduzierung des zweiten Auslassventilhubes auch der Haupthub im Ausschietakt in der Höhe und Steuerzeit beeinflusst wird. Bezüglich des Schleppmoments (Abbildung 5.5) ergibt sich ein Anstieg mit zunehmendem Second Event-Hub bzw. Haupthub des ersten Auslassventils. Da das zweite Auslassventil stets mit dem maximalen Ventilhub

5 Versuchsaufbau

öffnet, bleibt dessen Beitrag zum Reibmoment - unabhängig vom Second Event-Hub - konstant. Der Anstieg mit der Motordrehzahl kann als vernachlässigbar angesehen werden.

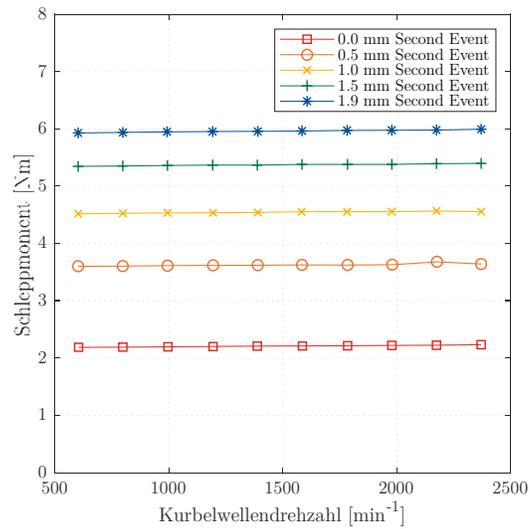


Abbildung 5.5: Gemessenes Schleppmoment der Auslassnockenwelle

5.1.2 MPI-System

Die Einbringung der verschiedenen Kraftstoffe im MPI-Betrieb erfolgt über einen eigens konstruierten Zwischenflansch, der in Abbildung 5.6 zu sehen ist. Die Innenkontur wurde hierbei am Ansaugtrichter abgenommen und verlängert.

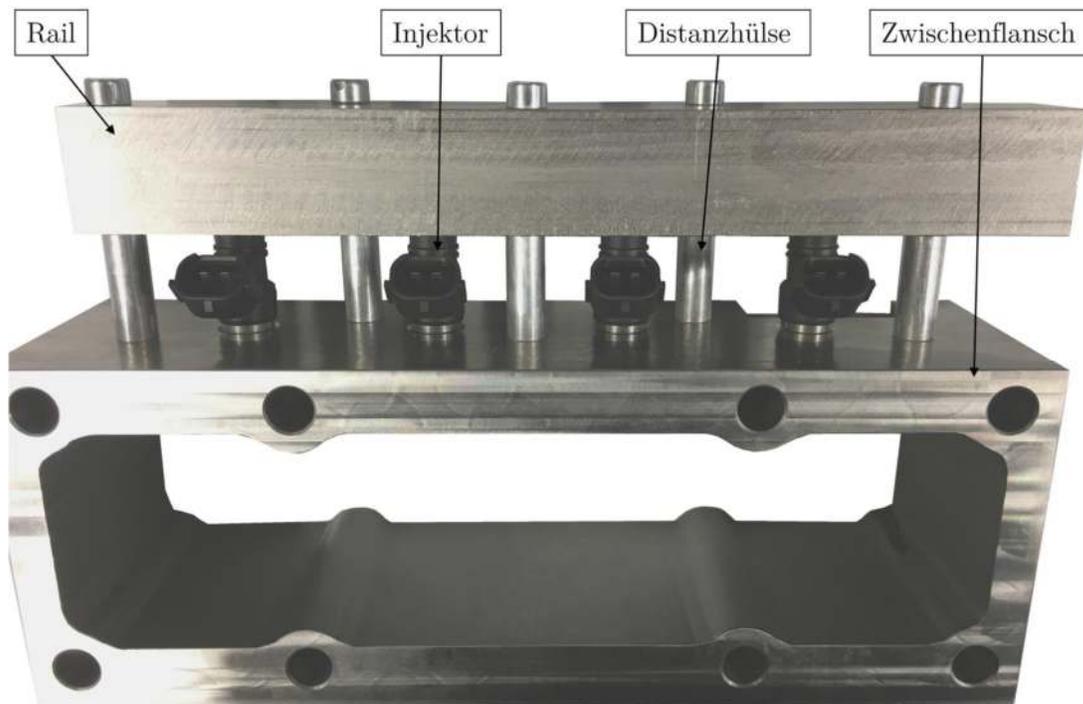


Abbildung 5.6: Zwischenflansch mit Einspritzventilen und Kraftstoffrail

In diesem Zwischenflansch sind vier CNG-Einspritzventile vom Typ Bosch NGI2 installiert, welche durch ein Rail mit Kraftstoff versorgt und durch ein MoTeC M800-Steuergerät angesteuert werden. Das Rail dient auch als Niederhalter für die Einspritzventile und ist durch Distanzhülsen direkt mit dem Zwischenflansch verschraubt. Die Injektoren sind in der Lage, den Motor sowohl mit CNG als auch Bioethanol oder Biopropan zu versorgen. Zur Absicherung der Kraftstoffbeständigkeit sind alle Teile aus Edelstahl gefertigt.

Der Aufbau mit vier Einspritzventilen macht eine zylinderselektive Anpassung von Einspritzmenge und -zeitpunkt möglich. Die genaue Positionierung der Komponenten am Zylinderkopf ist in Abbildung 5.7 zu erkennen. Zur Abdichtung werden sowohl in Richtung des Zylinderkopfs als auch zum AGR-Mischer hin die originalen Formdichtungen des Serienmotors benutzt.

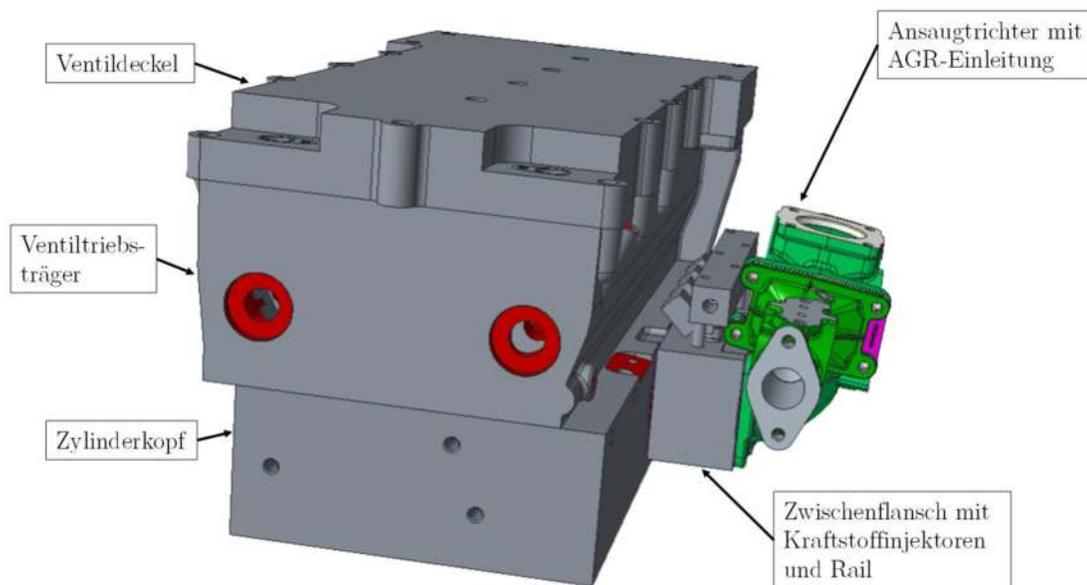


Abbildung 5.7: Positionierung des Zwischenflanschs, CAD-Modell

5.1.3 DI-System (Kraftstoffmischer)

Zur Mischung von Dieseldieselkraftstoff mit Bioethanol bzw. Biopropan wurde ein Kraftstoffmischer aufgebaut, durch welchen im laufenden Motorbetrieb beliebige Mischungsverhältnisse zwischen den beiden Kraftstoffen eingestellt werden können. Abbildung 5.8 zeigt die konkrete Umsetzung der Apparatur. Diesel und Bioethanol bzw. Biopropan werden getrennt voneinander unter Druck zugeführt und durch gegenüberliegende Einspritzventile in eine Mischkammer eingespritzt. Aus dieser Mischkammer wird der Vorlauf der Diesel-Hochdruckpumpe des Motors gespeist. Der Rücklauf vom Motor läuft über einen wassergekühlten Kraftstoffwärmetauscher wieder in die Mischkammer zurück. Durch das Mischprinzip mittels Kraftstoffinjektoren ist ein Druckgefälle zwischen Diesel- bzw. Bioethanol-/Biopropaninjektor notwendig. Um im Propanbetrieb eine Verdampfung des Kraftstoffs in Folge des Druckverlusts zu verhindern, muss mit einem entsprechend hohen Vordruck im Injektorzulauf gearbeitet werden, damit der Druck im Mischkreis über dem Dampfdruck des Propans gehalten werden kann, siehe Abbildung 5.9.

5 Versuchsaufbau

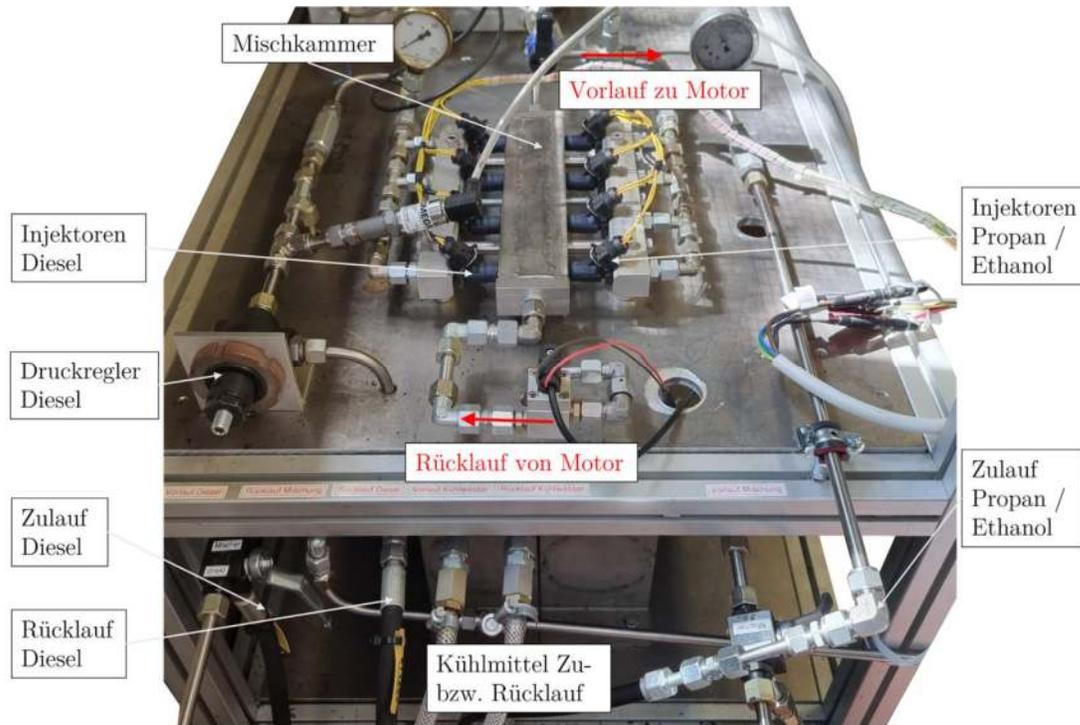


Abbildung 5.8: Aufbau des Kraftstoffmischers

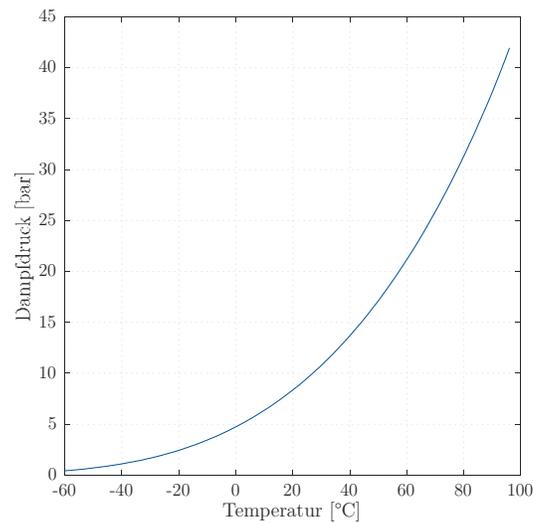


Abbildung 5.9: Dampfdruckkurve für Biopropan [nach 92]

Im konkreten Fall wird im Diesel-Biopropan-Betrieb jeweils ein Vordruck von 13 bar vor den Einspritzdüsen eingestellt. Dieser hohe Vorförderdruck wurde für die Propanseite durch eine Stickstoffbeaufschlagung des Tanks bewerkstelligt, während der Dieseldieselkraftstoff mittels einer Zahnradpumpe auf einen entsprechend hohen Druck gebracht wird. Zur Begrenzung des Drucks durch die Zahnradpumpe ist ein Druckregler eingebaut. Dieser steuert den überschüssigen Massenstrom wieder in Richtung der Kraftstoffkonditionierung ab, in welcher der Dieseldieselkraftstoff wieder heruntergekühlt und dem Mischer erneut zugeführt wird. Die Dauer der Änderung des Mischungsverhältnisses ist hierbei vom Kraftstoffverbrauch des Motors und da-

mit vom Betriebspunkt abhängig.

Da die originale Hochdruckpumpe nur für Versorgungsdrücke von maximal 0.5 bar ausgelegt ist, wurde sie modifiziert und für Drücke über 15 bar verstärkt. Hierfür musste der originale Radial-Wellendichtring (RWDR) durch eine druckfestere Variante ausgetauscht und eine Anlagefläche in Form einer aufgeschraubten Hülse für den neuen RWDR geschaffen werden, wie in Abbildung 5.10 zu sehen ist.

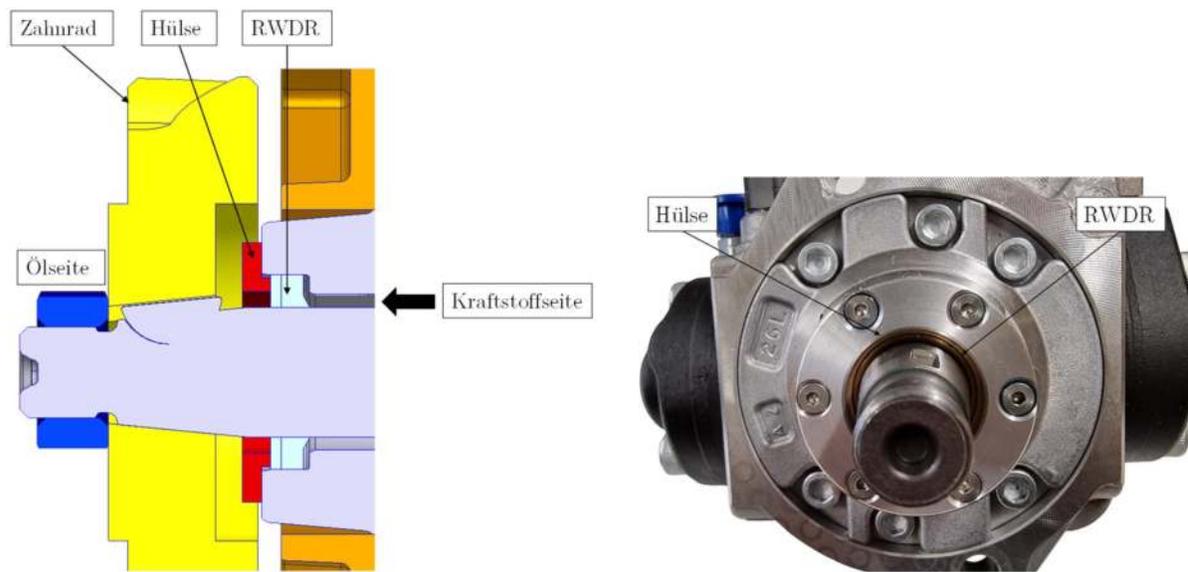


Abbildung 5.10: CAD-Modell der Modifikationen an der Diesel-Hochdruckpumpe (links) und Umsetzung am realen Bauteil (rechts)

5.2 Messtechnik

Ein schematischer Aufbau der verwendeten Messtechnik ist in Abbildung 5.11 dargestellt. Der Motor ist mit einer hochelastischen Kupplung der Firma Reich (Typ TOK) mit der Belastungseinheit gekoppelt. Als Belastungseinheit kommt eine Wirbelstrombremse vom Typ W400 des Herstellers Schenck zum Einsatz, die mit einem Durchtrieb inklusive Freilauf für den Schleppbetrieb mittels einer Elektromaschine ausgestattet ist. Durch einen integrierten Impulsgeber in der Wirbelstrombremse wird die Drehzahl gemessen. Die Erfassung des abgegebenen Drehmoments erfolgt über eine Kraftmessdose, welche an der Wirbelstrombremse montiert ist. Zur Regelung der Bremse wird eine Schenck LSG2000 Steuereinheit benutzt. Der Massen- und Volumenstrom sowie die Dichte sowohl des Diesel- als auch der des Primärkraftstoffs werden über Coriolis-Sensoren direkt gemessen. Bei der für Diesel verwendeten Kraftstoffmessanlage vom Typ AVL Fuelexact ist zudem eine Konditionierung integriert, welche den Diesekraftstoff auf eine konstante Vorlauftemperatur von 40 °C temperiert. Die Temperierung des Primärkraftstoffs erfolgt über einen Wasser-Wärmetauscher, der durch ein gebäudeseitiges Kühlsystem konditioniert wird. Der Luftmassenstrom wird mit einem ABB Sensyflow Heißfilm-Luftmassenmesser (HFM) erfasst. Die Stellung der Exzenterwellen wird jeweils mit einem NovoTechnik RSC2841 Potentiometer gemessen; aus dem ermittelten Winkel

wird in Kombination mit den Messwerten vom Komponentenprüfstand der aktuelle Ventilhub ermittelt. Die Verstellung bzw. Winkelregelung erfolgt mit speziellen Regelungseinheiten, die in der Elektronikwerkstatt der RPTU entwickelt und gefertigt wurden, in Kombination mit BMW Valvetronic-Stellmotoren. Zur Erfassung der Verbrennung, und damit auch zur Bestimmung der notwendigen Einspritzzeitpunkte, wurde der Motor mit einer Druckindizierung auf allen vier Zylindern sowie im Ein- und Auslasskanal in unmittelbarer Nähe zu Zylinder 4 ausgestattet. Eine genaue Übersicht über die verwendete Messtechnik mit den jeweiligen Messprinzipien ist im Anhang in Tabelle A.1 zu finden.

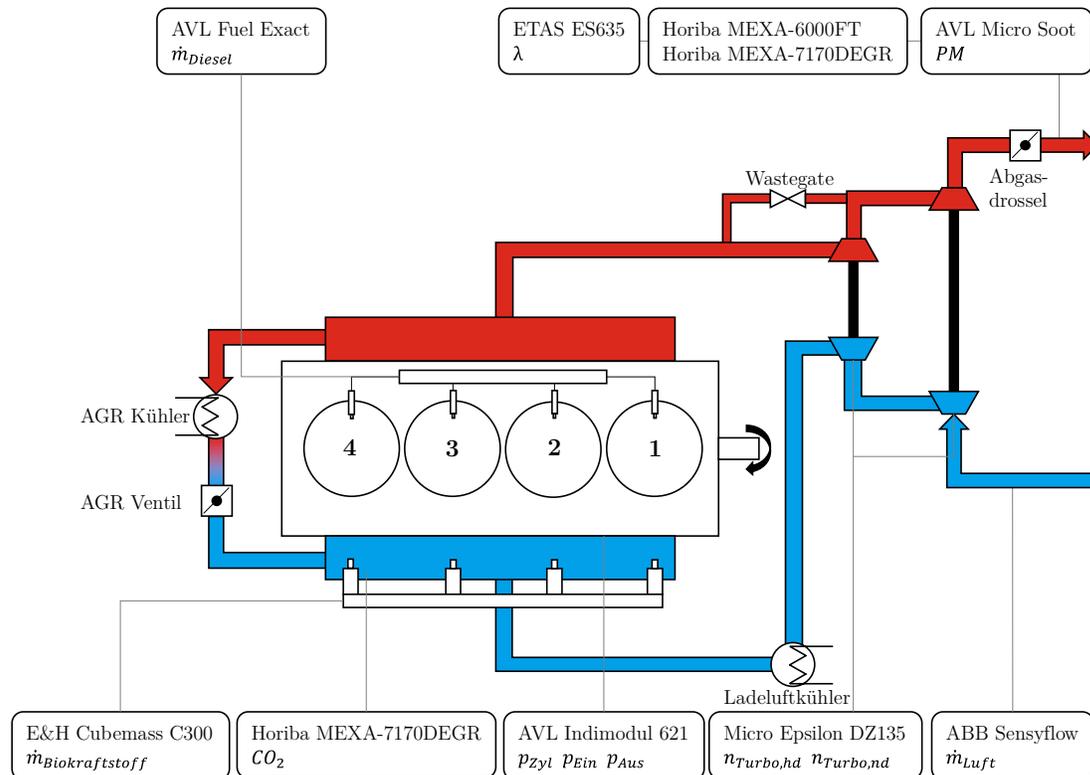


Abbildung 5.11: Schematischer Prüfstands Aufbau, vollständiger Messstellenplan siehe Abbildung A.1

Zur Aufzeichnung der Indizierdaten mit einer Auflösung von $0.1 \text{ } ^\circ\text{KW}$ kommt die Software Indicom in Kombination mit einem Indimodul 621 der Firma AVL zum Einsatz. Bei jeder Messung werden 100 Zyklen aufgezeichnet und in der Nachverarbeitung gemittelt. Die restlichen Messwerte werden mit einer Frequenz von 10 Hz durch ein NI LabVIEW Programm mitgeschrieben, inklusive der – über eine ASAM-Schnittstelle übermittelten – Mess- und Stellgrößen aus dem John Deere-Motorsteuergerät. Eine genaue Zuordnung der Messstellen findet sich im Anhang in Abbildung A.1.

5.3 Kraftstoffe

Bei den untersuchten Kraftstoffen handelt es sich um Biomethan, Biopropan und Bioethanol. Für jeden der Biokraftstoffe liegt ein entsprechender Nachweis der Erzeugung aus biogenen Quellen vor. Das bei der Verbrennung freigesetzte Kohlenstoffdioxid ist Teil des natürlichen

CO₂-Kreislaufs, da es zuvor bei der Erzeugung der Kraftstoffe der Atmosphäre entnommen wurde. Es trägt daher bilanziell nicht zum Anstieg der CO₂-Konzentration in der Luft bei.

In der folgenden Tabelle 5.2 sind die motorisch relevanten Eigenschaften der einzelnen Stoffe sowie des Diesel-Zündkraftstoffs dargestellt. Von den untersuchten, ins Saugrohr eingebrachten Kraftstoffen besitzt Biomethan laut den Stoffdaten die höchste Klopfestigkeit und Biopropan die niedrigste. Beim gravimetrischen unteren Heizwert liegt Biomethan ebenfalls am höchsten; Bioethanol fällt im Vergleich mit dem am Abstand niedrigsten Energieinhalt auf, welcher in dem gebundenen Sauerstoff begründet ist. Als Zündkraftstoff kommt herkömmlicher Dieseldieselkraftstoff nach der Norm EN 590 zum Einsatz. Im Fall von Bioethanol ist der in Tabelle 5.2 genannte Volumenanteil mit $> 99.8\%$ nur für den Zustand unmittelbar vor Öffnung des Kraftstoffbehälters gültig. Da Ethanol hygroskopisch ist, verdünnt es sich bei Kontakt mit Umgebungsluft mit dem darin enthaltenen Wasser. In der Annahme, dass sich ein azeotropes Gemisch aus Ethanol und Wasser bildet, wird der Ethanolanteil so auf 95.6% reduziert [93].

Tabelle 5.2: Stoffdaten der verwendeten Kraftstoffe

		Biomethan	Biopropan	Bioethanol	Diesel EN 590
Unterer Heizwert (H_u)	MJ/kg	48	46	27	42
Oktanzahl (ROZ)	-	> 120 ¹	105 ²	109 ³	-
Cetanzahl (CN)	-	-	< 3 ⁴	8 ⁵	54
Dichte	kg/m ³	0.7639 (0 °C, 1013 hPa)	510 (15 °C, Flüssigphase)	795 (15 °C)	833 (15 °C)
Hauptbestandteil	-	90.57 m-% CH ₄	76.66 m-% C ₃ H ₈	> 99.8 V-% C ₂ H ₆ O	-
Kohlenstoffanteil	m-%	75.22	82.53	52.17	86.20
Wasserstoffanteil	m-%	24.78	17.47	13.04	13.40
Sauerstoffanteil	m-%	0	0	34.78	0
Stöchiometrischer Luftbedarf (L_{st})	-	17.2	15.6	9.5	14.5
Spezifischer CO ₂ -Ausstoß	g/MJ	57.46	65.78	70.85	75.25
Spezifischer H ₂ O-Ausstoß	g/MJ	92.93	68.36	86.93	57.43

¹ laut Quelle [94].² laut Quelle [95].³ laut Quelle [96].⁴ laut Quelle [78, 97].⁵ laut Quelle [98].

5.4 Methodik

Um die verschiedenen Kraftstoffe miteinander vergleichen zu können, wurde zuerst ein geeignetes Messprogramm festgelegt. Als Referenzlastpunkt wurde eine Drehzahl von 1600 min^{-1} bei einem effektiven Drehmoment von 350 Nm gewählt, was einen effektiven Mitteldruck $p_{m,e}$ (Brake Mean Effective Pressure, BMEP) von 9.8 bar ergibt. Dies entspricht einer Last von 50% des maximalen Motordrehmoments, welches ebenfalls bei dieser Drehzahl anliegt. Dieser Betriebspunkt ist somit auch Teil des Non-Road Steady Cycle (NRSC), welcher in der ISO 8178 definiert und relevant für die Zertifizierung der Abgaswerte ist. Zusätzlich werden Messungen bei 1600 min^{-1} und 175 Nm , 1600 min^{-1} und 525 Nm sowie 1100 min^{-1} und 350 Nm durchgeführt, um den Einfluss von Last bzw. Drehzahl untersuchen zu können. Am Prüfstand wird hierfür eine sogenannte M/n-Regelung benutzt. Hierbei gibt die Wirbelstrombremse das Drehmoment vor, während der Motor die Drehzahl konstant hält. Der Vorteil besteht darin, dass das originale John Deere-Steuerggerät bei Einbringung eines Primärkraftstoffs automatisch die Dieselmenge zurückregelt, um die Motordrehzahl konstant zu halten. Da das Motorsteuergerät als frühesten Einspritzzeitpunkt 30 °KW vor Zünd-OT zulässt und dies bereits zu einer unmittelbaren Zündung des Dieselstrahls führt, wird im Fall der MPI-Einbringung der Biokraftstoffe das CDF- bzw. PHCCI-Verfahren (siehe Kapitel 2.4) gewählt.

Bei jedem der vier Betriebspunkte werden die Substitutionsrate in 25% -Schritten, die externe AGR-Rate in 5% -Schritten sowie der Second Event-Hub in 0.5 mm -Abstufungen variiert. Es wird nur eine einzelne Haupteinspritzung des Dieselkraftstoffs genutzt, und der Einspritzzeitpunkt wird so gewählt, dass die Schwerpunktage konstant bei 8 °KW nach OT liegt, sofern dies möglich ist. Hierbei ist die begrenzende Größe der maximale Zylinderdruck, welcher 150 bar nicht überschreiten darf. Der Diesel-Raildruck wird entsprechend der originalen John Deere-Bedatung beibehalten. Die Einspritzmengen der vier MPI-Injektoren werden über das verwendete MoTeC M800 Motorsteuergerät so angepasst, dass die Verbrennung in den einzelnen Zylindern möglichst identisch abläuft. Eine zylinderindividuelle Verschiebung der Einspritzzeitpunkte ermöglicht außerdem eine gewisse Kompensation der konstruktiv bedingt unterschiedlich langen Ansaugwege. Für jeden Kraftstoff und Lastpunkt wird die Substitutionsrate so weit erhöht, bis die Verbrennung entweder instabil wird oder bis es zu Klopfphänomenen kommt. Die Abgasklappe wird auf maximaler Öffnung gehalten, es sei denn, die gewünschte AGR-Rate ist nicht mehr ausschließlich durch die Verstellung des AGR-Ventils zu erreichen. In diesem Fall wird die Abgasklappe so weit geschlossen, bis die AGR-Rate den Zielwert erreicht.

Um Umwelteinflüsse, wie z.B. Luftfeuchtigkeit möglichst ausschließen zu können, werden die Vergleichspunkte des reinen Dieselbetriebs jeweils mit den Messungen des Dual-Fuel-Betriebs am selben Tag wiederholt.

Nach der Erfassung der Messwerte wurden diese anschließend in einer 0D/1D-Simulation nachverarbeitet. Hierbei wurde eine Druckverlaufsanalyse in der Software GT Suite mit Hilfe des Einlass-, Zylinderinnen- und Auslassdrucks für Zylinder 4 vorgenommen, da die entsprechen-

5 Versuchsaufbau

den Sensoren im Ein- bzw. Auslasskanal dieses Zylinders installiert waren. Diese Art der Druckverlaufsanalyse wird als „Three Pressure Analysis“ (TPA) bezeichnet und verwendet die geometrischen Randbedingungen des Motors inklusive der gemessenen Ventilhubkurven. Zur Simulation der Verbrennung wurde ein Zwei-Zonen-Modell verwendet. Bei diesem wird die initiale „unverbrannte Zone“ durch eine infinitesimal dünne Flammenfront in eine „verbrannte Zone“ umgewandelt [32, S. 633-634, 99, S. 44-45]. Hierbei erfolgt in jedem Zeitschritt ein Übergang von Masse aus der unverbrannten in die verbrannte Zone, welcher durch den aus dem Heizverlauf berechneten Brennverlauf vorgegeben wird. Die einzelnen Zonen sind in dieser Betrachtung nicht weiter aufgelöst, so dass z.B. eine Analyse der Spitztemperatur nur für die verbrannte Zone als Gesamtes erfolgen kann.

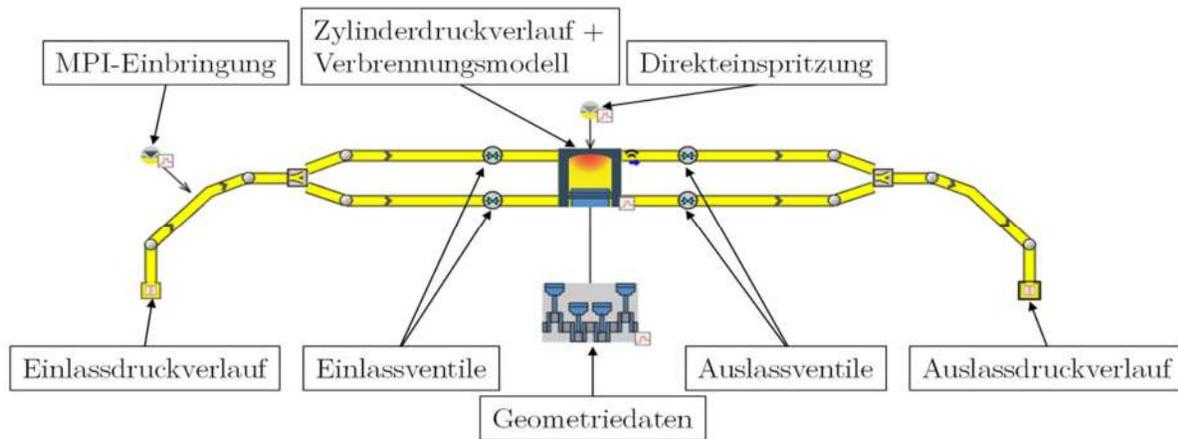


Abbildung 5.12: Aufbau des TPA-Modells in GT-Suite

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

Die MPI-Untersuchungen umfassen die Betrachtung von Biomethan, Biopropan und Bioethanol. Diese drei Kraftstoffe werden hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf die Verbrennung, die Schadstoffemissionen, den Wirkungsgrad und das CO₂-Minderungspotenzial bewertet. Die Untersuchungen erfolgen zunächst isoliert für jeden Kraftstoff (Biopropan- und Bioethanol-Messungen siehe Anhang) und werden anschließend in einem direkten Vergleich gegenübergestellt. Die angegebene Substitutionsrate bezieht sich auf die Energieanteil des jeweiligen Biokraftstoffs und ist in Kapitel 4.1 definiert.

6.1 Biomethan

Bei der Substitution von Diesel durch Biomethan (im Text nachfolgend zur besseren Lesbarkeit als „Methan“ bezeichnet) ist sowohl ein Rückgang der Stickstoffoxid-Emissionen als auch der Partikel zu beobachten. Abbildung 6.1 zeigt den NO_x-Partikel Trade-Off für den Dieselbetrieb sowie für die drei Substitutionsraten 25 %, 50 % und 75 % im Ausgangsbetriebspunkt **1600 min⁻¹** bei **350 Nm** effektivem Drehmoment. Die AGR-Rate wird in 5 %-Schritten variiert, beginnend bei 0 %.

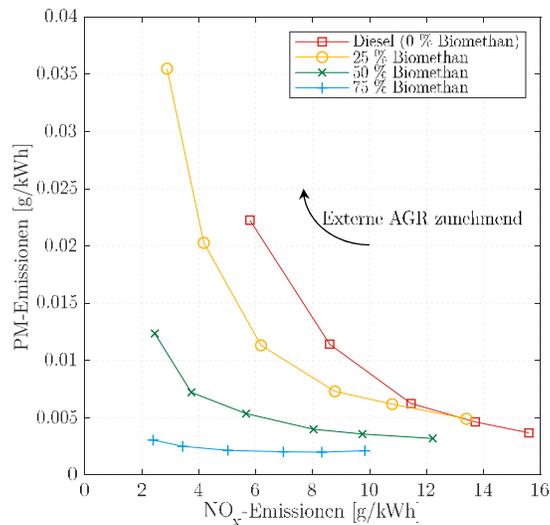


Abbildung 6.1: NO_x-Partikel Trade-Off für verschiedene Methananteile (ohne Second Event-Hub, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Der Grund für die Abschwächung des Zielkonflikts zwischen NO_x und Partikeln ist der steigende Anteil der mageren Flammenfrontverbrennung mit höherem Anteil des homogen vorge-mischten Methans. Dies ist gleichbedeutend mit einer Abnahme der diffusionsgesteuerten Ver-brennung des Dieselanteils und damit einer Absenkung der lokalen Spitzentemperaturen im

Brennraum.

In Abbildung 6.2 (links) sind die Simulationsergebnisse der Spitzentemperaturverläufe aus der Druckverlaufsanalyse (TPA) für die Fälle 0 % und 75 % Energieanteil aus Methan dargestellt. Es ist eine verlängerte Verbrennung in Kombination mit geringeren Maximaltemperaturen zu erkennen, was sich mit den gemessenen Heizverläufen in Abbildung 6.2 (rechts) deckt und die o.g. These untermauert. Es ist hier allerdings zu berücksichtigen, dass es sich jeweils um die Massenmitteltemperatur der verbrannten Zone des Zwei-Zonen-Modells handelt und nicht um die lokale Spitzentemperatur. Die Verbrennung mit Methan zeigt zwar ein breiteres Plateau im Bereich der höchsten Temperaturen, jedoch auf einem geringeren Niveau und somit einem geringeren Geschwindigkeitskoeffizienten im Zeldovich-Mechanismus (s. Kapitel 4.2.1).

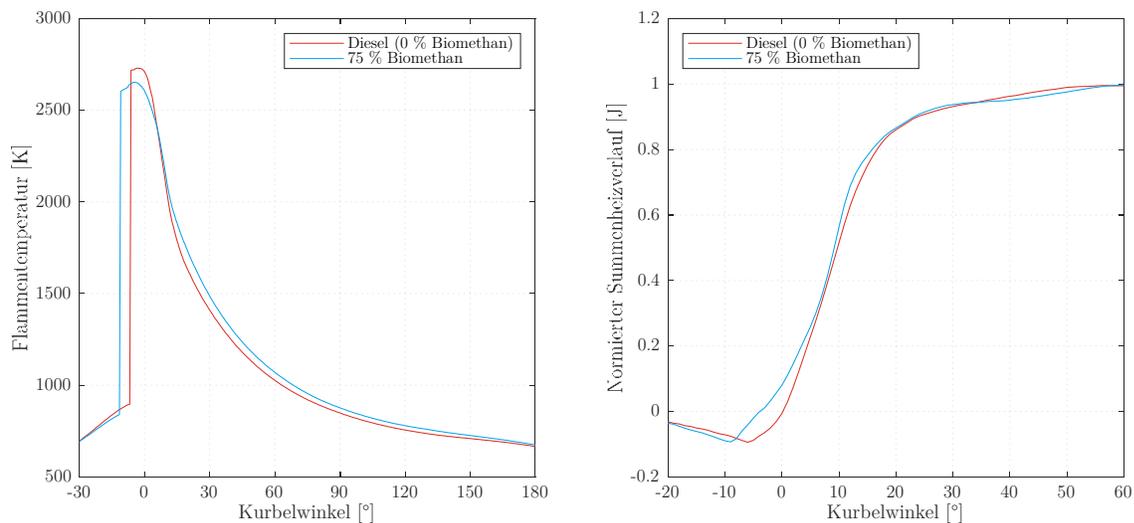


Abbildung 6.2: Verlauf der Spitzentemperatur aus TPA (links) und normierte Summenheizverläufe (rechts) für 0 % und 75 % Methan (ohne Second Event-Hub, 0 % AGR-Rate, 1600 min^{-1} , 350 Nm)

Wie in Abbildung 6.3 zu erkennen ist, steigen die Kohlenstoffmonoxid- und Kohlenwasserstoff-Emissionen mit der Substitutionsrate an. Dies ist bei der Verbrennung magerer homogener Grundgemische ein grundsätzliches Problem (siehe Kapitel 2.4), speziell bei dieselmotorischen Brennraumgeometrien, die auf diesen Betrieb nicht ausgelegt sind. Auffällig ist der Rückgang der Kohlenstoffmonoxid-Emissionen bei einem Substitutionsgrad über 50 %. Um dieses Verhalten zu erklären, wird eine Kohlenstoffbilanzierung durchgeführt. Die Berechnungsgrundlage hierfür ist in Kapitel 4.1 zu finden. Abbildung 6.4 zeigt, dass der Großteil des Kohlenstoffs zu CO_2 umgesetzt wird. Beträgt dieser Anteil 100 %, so liegt eine vollständige Verbrennung vor, bei einer Verschiebung in eine andere Abgasspezies gilt die Verbrennung als unvollständig. So liegt der Anteil an Kohlenstoff in CO_2 im reinen Dieseltreibstoff bei annähernd 100 %, jedoch fällt er mit zunehmender Substitution des Dieseltreibstoffs durch Methan ab. So wird bei einer Substitutionsrate von 75 % nur noch 93 % des Kraftstoffs vollständig umgesetzt. Der größte Teil der Differenz besteht hierbei aus unverbrannten Kohlenwasserstoffen und, mit leicht geringem Anteil, Kohlenstoffmonoxid. Ruß spielt in allen Fällen bezüglich der Masse nahezu

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinjection des Primärkraftstoffs (MPI)

keine Rolle. Der Abfall der CO-Emissionen zeigt sich bei dem Sprung von 50 % auf 75 % Methananteil in Kombination mit einem überproportionalen Anstieg der THC-Emissionen. Die Verbrennung wird an diesem Punkt also derart unvollständig, dass die Kohlenwasserstoffe zunehmend auch nicht mehr teilweise zu CO oxidiert werden können und somit vollständig unverbrannt ausgestoßen werden.

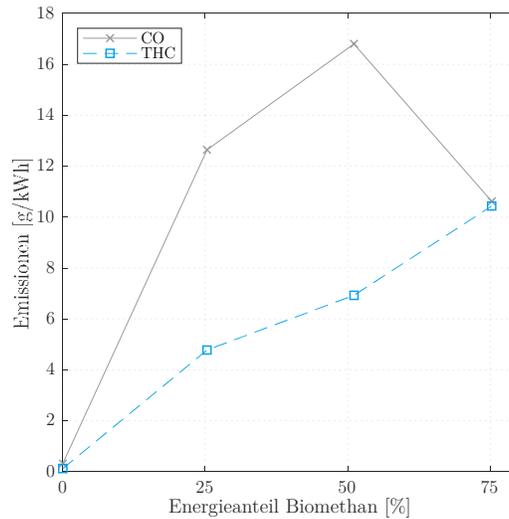


Abbildung 6.3: Kohlenstoffmonoxid- und Kohlenwasserstoff-Emissionen über dem Biomethananteil, (ohne Second Event-Hub, 0 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

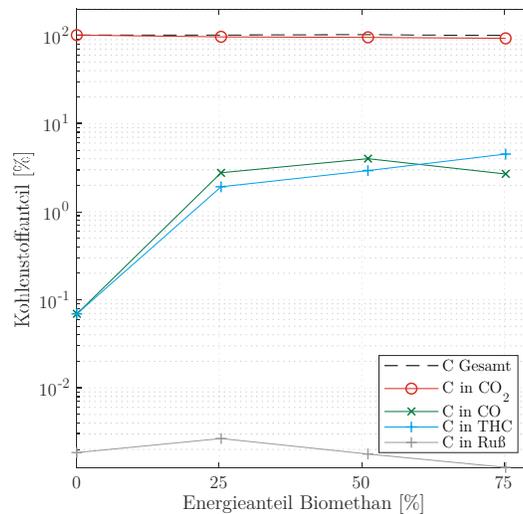


Abbildung 6.4: Kohlenstoffbilanzierung über dem Methananteil (ohne Second Event-Hub, 0 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Da die Zündtemperatur allgemein druckabhängig ist und mit steigendem Druck abfällt, ändern sich die Zündbedingungen während der Kompression bzw. Expansion kontinuierlich. Durch den exponentiell fallenden Verlauf der Zündtemperatur über dem Druck laut [100] bewegt sich die Zündtemperatur im Verbrennungsmotor im stark druckabhängigen Bereich der Kurve. Methan hat bei 1 bar Umgebungsdruck eine Zündtemperatur von 600 °C (entsprechend

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

873 K), bei 100 bar liegt sie bei 442 °C (=715 K) und beim zulässigen Spitzendruck des Motors von 150 bar beträgt sie noch 422 °C (=695 K). Geht man als schlechtestem Fall von der Zündtemperatur bei Umgebungsdruck aus, so zeigt Abbildung 6.2, dass diese Schwelle bereits bei 92 °KW nach OT unterschritten und somit eine Nachoxidation des Methans unterbunden wird. Durch die höhere Menge an Methan im Brennraum bei steigenden Substitutionsraten nimmt der Anteil der Flammenfrontverbrennung zu und ist somit dominant in der Bildung der Schadstoffe. Der dabei fallende Dieselanteil bedeutet gleichzeitig, dass die Wärmefreisetzung durch den Diesel-Zündstrahl - und damit die eingebrachte Zündenergie - reduziert wird. In Kombination mit hohen Verbrennungsluftverhältnissen $\lambda > 2.3$ wird folglich ein höherer Anteil an Methan nicht oxidiert.

Bezüglich des Ausstoßes von Treibhausgasen (aufgetragen als CO₂-Äquivalent) ergibt sich der in Abbildung 6.5 dargestellte Verlauf. Die Summe der klimawirksamen Emissionen steigt mit dem Methananteil an, was hauptsächlich an dem Anteil des unverbrannten Methans liegt, welches auf 100 Jahre gerechnet im Vergleich zu Kohlenstoffdioxid die 25-fache Klimawirksamkeit besitzt. Entfernt man jedoch den CO₂-Anteil aus der Methanverbrennung aus der Betrachtung, da dieser im natürlichen CO₂-Kreislauf verbleibt (s. Kapitel 5.3) und somit nicht zu einer Steigerung der Konzentration in der Atmosphäre beiträgt, wird letztlich doch eine deutliche Senkung der klimawirksamen Treibhausgasemissionen erreicht.

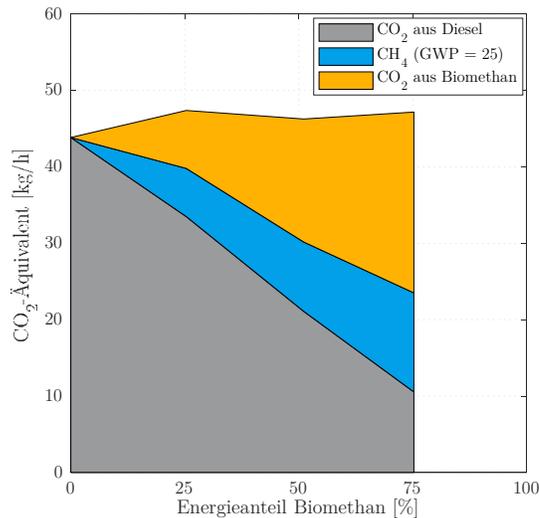


Abbildung 6.5: Treibhausgasemissionen über dem Methananteil (ohne Second Event-Hub, 0 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Als Gegenmaßnahme zur Anhebung der Brennraumtemperatur bzw. Verlängerung der Oxidationsphase werden die Verwendung externer AGR sowie interner AGR (mittels Second Event-Hub) betrachtet. In Abbildung 6.6 sind beispielhaft die Temperaturverläufe im Brennraum für externe AGR-Raten von 0 % und 20 % im Vergleich dargestellt, jeweils mit 75 % Methananteil. Es ist zu erkennen, dass die Spitzentemperatur damit weiter abgesenkt werden kann, was sich auch in den NO_x-Emissionen zeigt, und gleichzeitig das Temperaturniveau während der

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinjection des Primärkraftstoffs (MPI)

Expansion länger über der benötigten Schwelle für die Nachoxidation gehalten wird. Die bereits erwähnten 873 K werden hier bis 125 °KW nach OT überschritten und somit 33 °KW länger als ohne AGR. Abbildung 6.7 zeigt diesen Einfluss in Form abnehmender CO- bzw. THC-Emissionen mit zunehmender AGR-Rate.

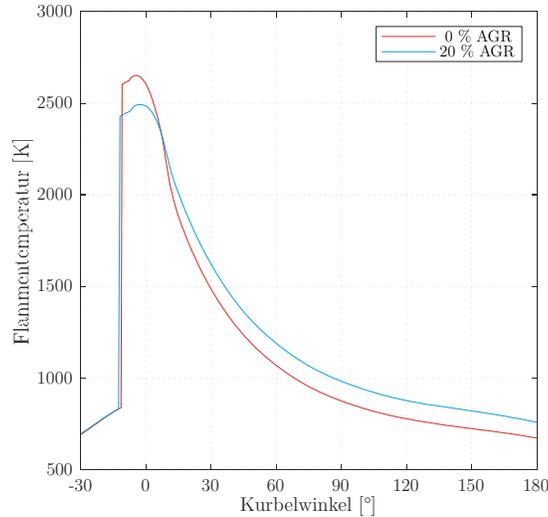


Abbildung 6.6: Verlauf der Spitztemperatur für 0 % und 20 % AGR-Rate bei 75 % Methananteil (ohne Second Event-Hub, 1600 min⁻¹, 350 Nm), aus TPA

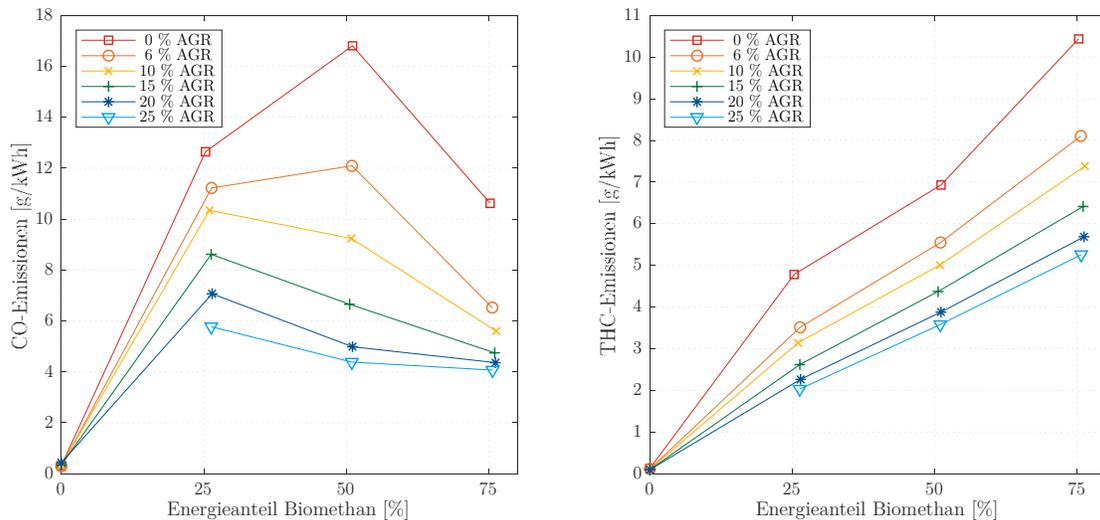


Abbildung 6.7: Kohlenstoffmonoxid- und Kohlenwasserstoff-Emissionen über Methananteil für verschiedene AGR-Raten (ohne Second Event-Hub, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Entsprechend der in Kapitel 4.3 beschriebenen Theorie führt die Abgasrückführung zu einer höheren spezifischen Wärmekapazität der Ladung im Brennraum. Jedoch fällt im Gegenzug der Luftmassenstrom ab und damit die absolute Wärmekapazität des Luft-AGR-Gemischs, welches nach dem Ladungswechsel im Zylinder vorliegt. Abbildung 6.8 zeigt die spezifischen Wärmekapazitäten c_p und die absoluten Wärmekapazitäten C_p im Brennraum nach erfolgtem Ladungswechsel und während der Verbrennung. Die Daten hierzu stammen aus der TPA und

zeigen, dass die AGR zu einem Anstieg der spezifischen Wärmekapazität führt, die absolute Wärmekapazität jedoch geringer ist als für den Fall ohne AGR.

Durch die fehlende Ladedruckregelung des Motors kann der Rückgang des Luftmassenstroms und des Ladedrucks nicht kompensiert werden. Entsprechend der in Kapitel 4.3 eingeführten Begriffe „added EGR“ und „replaced EGR“, könnte man diesen Fall sogar eher als „subtracted EGR“ bezeichnen. Trotz der erhöhten Temperatur im Brennraum sinken die Spitzentemperaturen bei der Zugabe von AGR weiter ab (siehe Abbildung 6.6), was wiederum zu einer Reduktion der NO_x -Bildung führt. Der Grund hierfür liegt in der durch die AGR reduzierten Sauerstoffkonzentration im Brennraum und der damit verbundenen Verlängerung der Brenndauer, welche sich wiederum in einer reduzierten Wärmefreisetzungsrate bemerkbar macht.

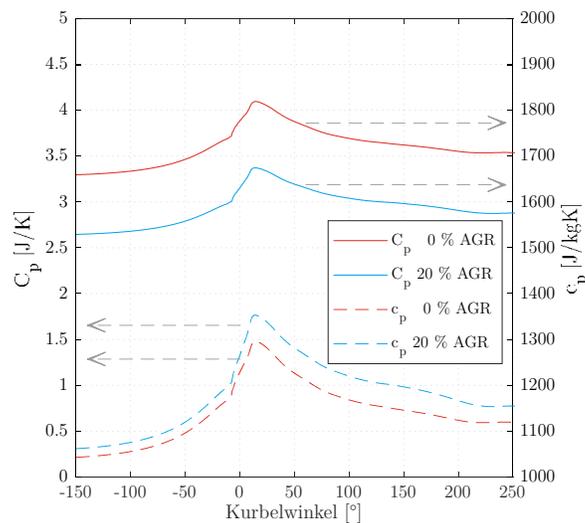


Abbildung 6.8: Spezifische und absolute Wärmekapazität für 0 % und 20 % AGR-Rate (ohne Second Event-Hub, 75 % Methananteil, 1600 min^{-1} , 350 Nm), aus TPA

Für die interne Abgasrückführung kann ein ähnliches Verhalten beobachtet werden. Abbildung 6.9 zeigt, dass durch das direkte Zurücksaugen von Abgas durch den Second Event-Hub an einem Auslassventil ebenfalls eine Absenkung der Spitzentemperatur erfolgt, jedoch nicht im gleichen Maß wie bei 20 % externer AGR. Der Grund hierfür ist die gesamt zurückgeführte Menge an Restgas nach erfolgtem Ladungswechsel. Ohne Second Event-Hub und ohne externe AGR liegt der Restgasanteil im Brennraum laut TPA-Analyse nach erfolgtem Ladungswechsel bei 6.1 %. Im Fall ohne Second Event-Hub und mit 20 % externer AGR beträgt der Restgasanteil am selben Punkt hingegen 24 % und ist damit höher als mit einem Second Event-Hub von 1.9 mm und 0 % externer AGR (Restgasanteil = 18.9 %). Außerdem wird durch die interne AGR heißeres Abgas zurückgeführt als durch die gekühlte, externe AGR, wodurch sich die Zylinderladung zum Start der Verbrennung auf einem höheren Temperaturniveau befindet. Dieser Effekt ist in Abbildung 6.9 in der Kompression zwischen -30 °KW und -10 °KW zu erkennen.

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

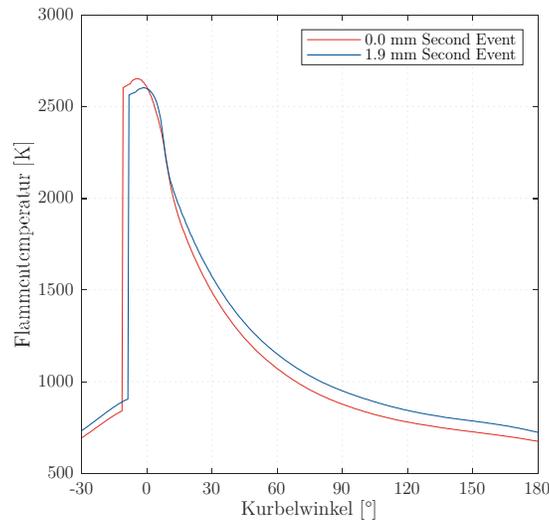


Abbildung 6.9: Verlauf der Spitztemperatur ohne und mit 1.9 mm Second Event-Hub bei 75 % Methananteil (0 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm), aus TPA

Obwohl die Temperatur in der Expansion hier niedriger liegt (873 K bis 111 °KW nach OT), können die CO- und THC-Emissionen (Abbildung 6.10) auf ein ähnliches Niveau gesenkt werden wie mit der externen AGR.

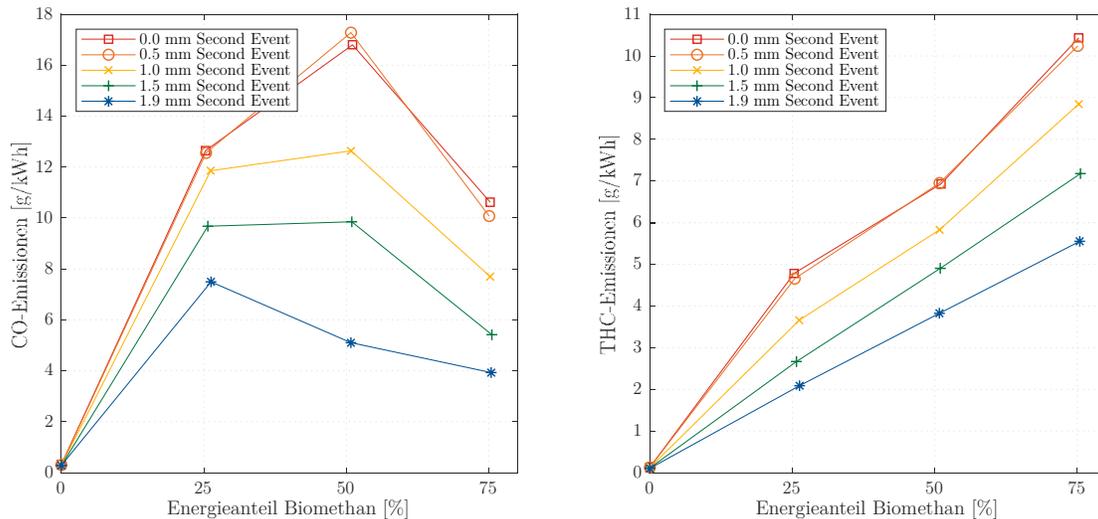


Abbildung 6.10: Kohlenstoffmonoxid- und Kohlenwasserstoff-Emissionen über Methananteil für unterschiedliche Second Event-Hübe (0 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Die Begründung für dieses Verhalten ist in den Heizverläufen zu finden. Die Verbrennung läuft mit Second Event-Hub schneller ab, wie Abbildung 6.11 zeigt. So beträgt die Brenndauer mit 1.9 mm Second Event-Hub ohne externe AGR 16.5 °KW. Ohne Second Event-Hub dauert die Verbrennung ohne externe AGR 21.2 °KW im Vergleich zu 21.7 °KW mit 20 % externer AGR. Durch den späteren Start und das frühere Ende der Verbrennung erfolgt diese deutlich näher um den oberen Totpunkt, d.h. bei kleinerem Zylindervolumen und damit kürzeren Flammen-

wegen. Der Grund für die kürzere Brenndauer ist die höhere Ladungstemperatur vor der Verbrennung (siehe Abbildung 6.9). Diese führt jedoch auch zu höheren NO_x -Emissionen bei einem Second Event-Hub von 1.9 mm und 0 % externer AGR im Vergleich zu demselben Betriebspunkt mit 20 % externer AGR ohne Second Event-Hub ($7.6 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$ zu $3.4 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$), jedoch liegen beide Fälle unter dem Niveau ohne externe AGR und ohne Second Event-Hub ($9.8 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$).

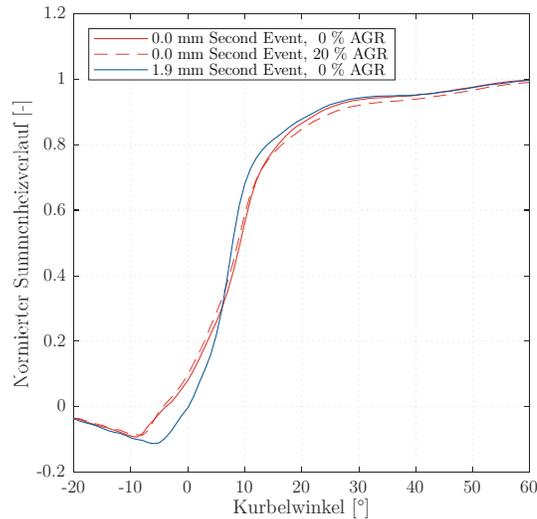


Abbildung 6.11: Normierter Summenheizverlauf für verschiedene Kombinationen von Second Event-Hub und externer AGR (75 % Methananteil, 1600 min^{-1} , 350 Nm)

Abbildung 6.12 zeigt die Brenndauer als Funktion des Verbrennungsluftverhältnisses λ für die reine Dieselerverbrennung und für 75 % Methananteil. Diese Darstellung ermöglicht es, alle Kombinationen aus Second Event-Hub und externer AGR bei gleichbleibender Substitutionsrate direkt miteinander zu vergleichen.

Bei der reinen Dieselerverbrennung kann keine signifikante Abhängigkeit der Brenndauer von der mittels Second Event-Hub erzeugten Ladungsaufheizung beobachtet werden. Hier sind allein der Restgasanteil bzw. das Verbrennungsluftverhältnis ausschlaggebend. Bei einer Substitutionsrate von 75 % ist zu erkennen, dass ein höherer Second Event-Hub zu einer kürzeren Brenndauer bei gleichem Luft-Kraftstoff-Verhältnis (also gleichem Sauerstoffgehalt im Abgas) führt. Bei hohen AGR-Raten nähern sich die Kurven für unterschiedliche Second Event-Hübe zunehmend an, verbunden mit einem starken Anstieg mit Annäherung an $\lambda = 1$, analog zum Verlauf bei reiner Dieselerverbrennung.

Der Zündverzug erweist sich im Dual-Fuel-Betrieb mit 75 % Methananteil als unabhängig von Second Event Hub und externer AGR-Rate, siehe Abbildung 6.13. Im Vergleich dazu zeigt die reine Dieselerverbrennung eine Steigerung des Zündverzugs mit steigendem AGR-Anteil, der Zündverzug liegt jedoch trotzdem insgesamt auf einem niedrigeren Niveau. Die größere Streubreite im Fall von 75 % Methananteil liegt hierbei an den größeren Zyklusabweichungen im Vergleich zur Dieselerverbrennung.

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

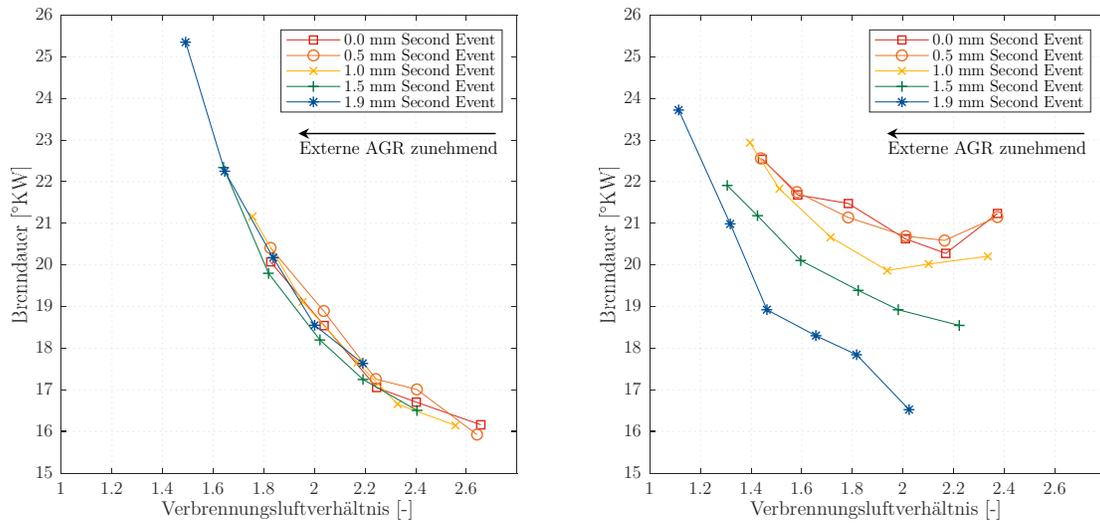


Abbildung 6.12: Brenndauer in Abhängigkeit vom Verbrennungsluftverhältnis bei Variation der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe für reine Dieselverbrennung (links) und 75 % Methananteil (rechts) (1600 min^{-1} , 350 Nm)

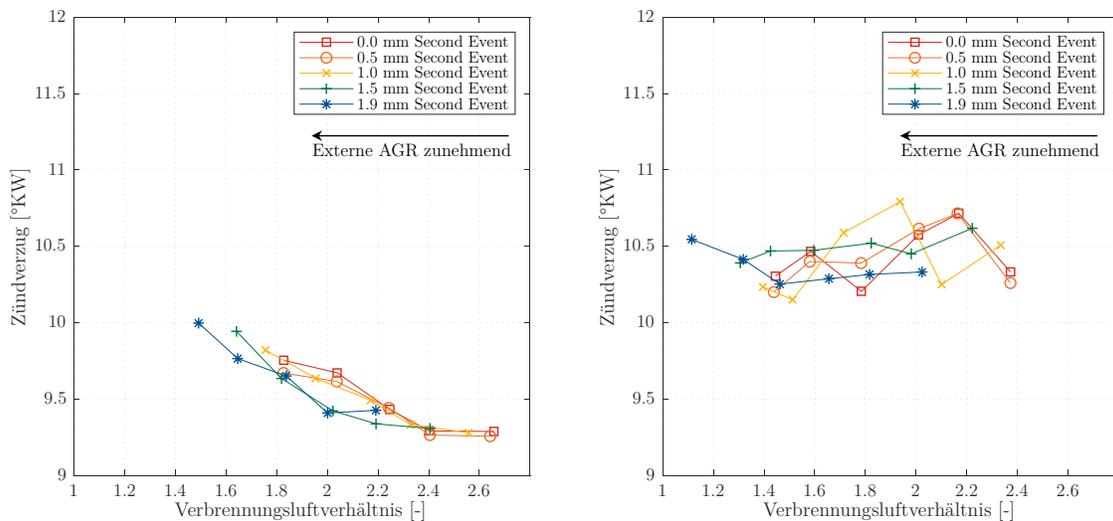


Abbildung 6.13: Zündverzögerung in Abhängigkeit vom Verbrennungsluftverhältnis bei Variation der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe für reine Dieselverbrennung (links) und 75 % Methananteil (rechts) (1600 min^{-1} , 350 Nm)

Unter der Zyklusabweichung versteht man die Standardabweichung der indizierten Mitteldrücke der aufgezeichneten Verbrennungen in Relation zum Mittelwert dieser Mitteldrücke (siehe Kapitel 4.1, $\text{COV} = \text{coefficient of variation}$). In der Literatur gilt, je nach Betriebsbedingungen des Motors, ein COV über 2 % bis 5 % als instabiler Betrieb [101, S. 730-731]. Abbildung 6.14 zeigt, dass der COV mit steigendem Methananteil ansteigt. Der Second Event-Hub hat hier einen positiven Einfluss, wodurch bei über 50 % Methananteil mit dem 1,9 mm Second Event-Hub ein stabiler Betrieb möglich ist, während dies ohne Second Event-Hub nicht gegeben ist.

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

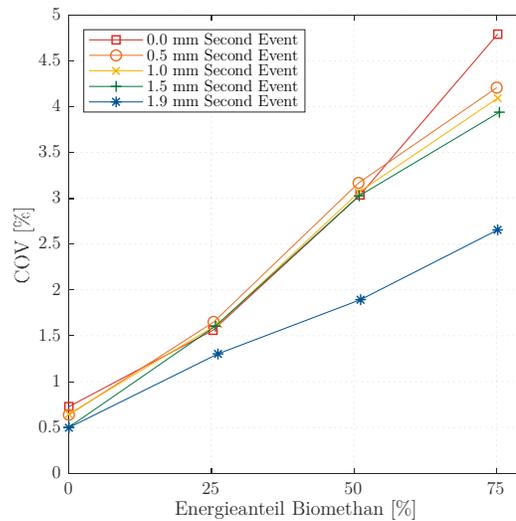


Abbildung 6.14: Zyklusabweichung über Methananteil für unterschiedliche Second Event-Hübe (0 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Durch die Zugabe von externer AGR ist eine weitere Verbesserung der Verbrennungsstabilität möglich (Abbildung 6.15). Mit einem Second Event-Hub von 1.9 mm in Kombination mit 20 % externer AGR kann der COV so auch bei 75 % Methananteil unter die o.g. Grenze von 2 % abgesenkt werden.

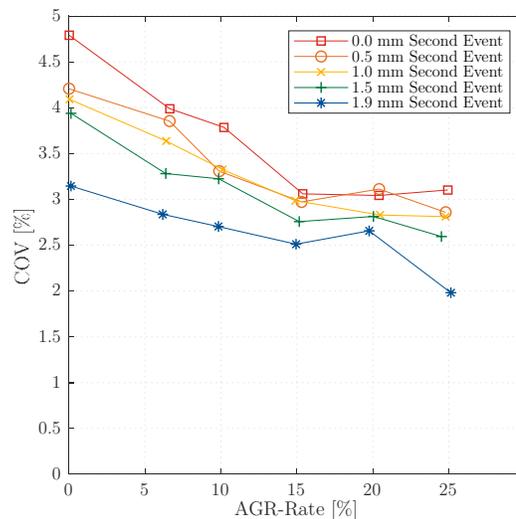


Abbildung 6.15: Zyklusabweichung über AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (75 % Methananteil, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Betrachtet man die Schadstoffemissionen beispielhaft bei 75 % Methananteil als Funktion des Verbrennungsluftverhältnisses, um die Kombination der Maßnahmen Second Event-Hub und externe AGR zu bewerten (Abbildung 6.16 und Abbildung 6.17), so ist die positive Wirkung des Second Event-Hubs bei jeweils gleichem Luft-Kraftstoff-Verhältnis in Form einer Senkung der Kohlenstoffmonoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen zu erkennen. Bei den Stickstoff-

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

oxidemissionen ist kein eindeutiger Einfluss des zweiten Auslassventilhubs zu beobachten, während die Rußemissionen bei Annäherung an $\lambda = 1$ stärker ansteigen. Ein ähnliches Verhalten nahe $\lambda = 1$ ist im Kohlenstoffmonoxid-Ausstoß zu erkennen.

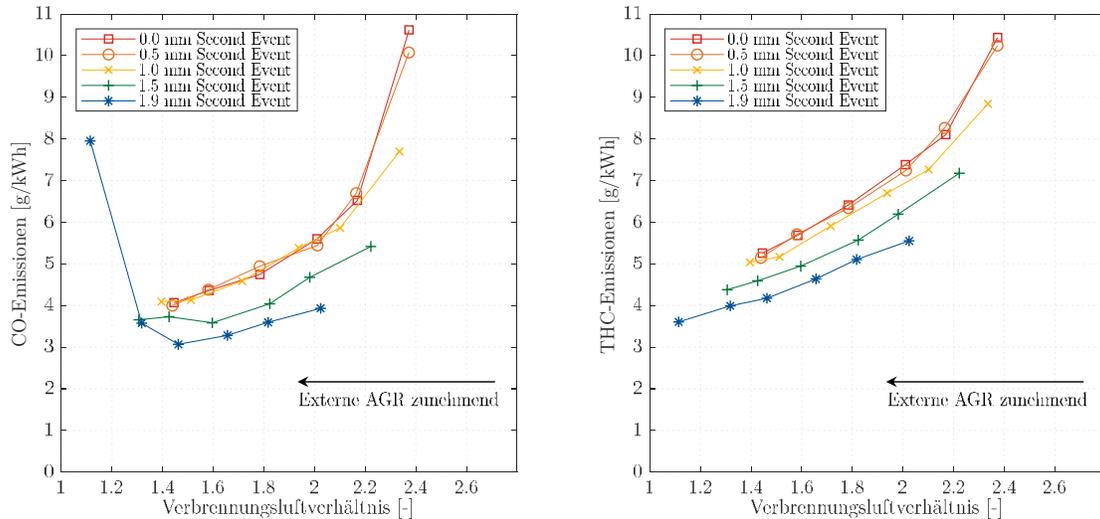


Abbildung 6.16: Kohlenstoffmonoxid- und Kohlenwasserstoff-Emissionen in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (75 % Methananteil, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

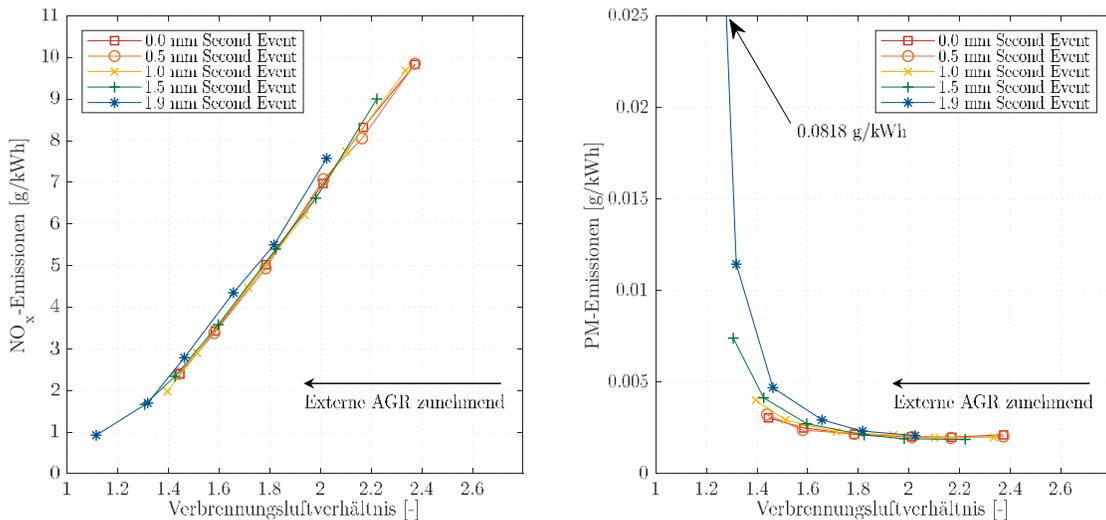


Abbildung 6.17: Stickstoffoxid- und Partikel-Emissionen in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (75 % Methananteil, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Sowohl mit zunehmendem Second Event-Hub als auch durch die Zugabe externer AGR steigen die Abgastemperaturen an, siehe Abbildung 6.18. Dies deckt sich mit den Simulationsergebnissen hinsichtlich der absoluten Wärmekapazität, mit der gleichen Begründung des reduzierten Luftmassenstroms. Durch die Kombination von 1,9 mm Second Event-Hub und 25 % externer AGR kann so ohne weitere Maßnahmen zur Steigerung der Abgastemperatur die Light-Off-Temperatur (= Temperatur ab der 50 % der zugeführten Kohlenwasserstoffemissionen oxidiert werden) von ca. 380 °C eines CH₄-Katalysators überschritten werden [102].

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

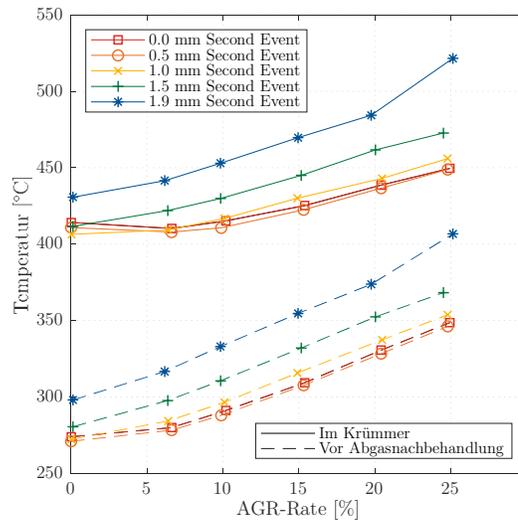


Abbildung 6.18: Abgastemperatur über AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (75 % Methananteil, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Der positive Einfluss des Second Event-Hubs spiegelt sich auch im effektiven Wirkungsgrad wider, wie Abbildung 6.19 zeigt. Der Messpunkt bei 1.9 mm Second Event-Hub und 25 % externer AGR bildet hier eine Ausnahme, da das Verbrennungsluftverhältnis dort so niedrig ist, dass es zu einem starken Anstieg der Kohlenstoffmonoxid-Emissionen kommt. Der Anstieg des Wirkungsgrads erfolgt sowohl mit der Erhöhung des Second Event-Hubs als auch der AGR-Rate und ist ebenso im reinen Dieseltreibetrieb zu beobachten. Der Grund hierfür liegt darin, dass es in beiden Fällen zu einer Entdrosselung des Motors kommt, wodurch die Ladungswechselverluste reduziert werden, siehe Abbildung 6.19.

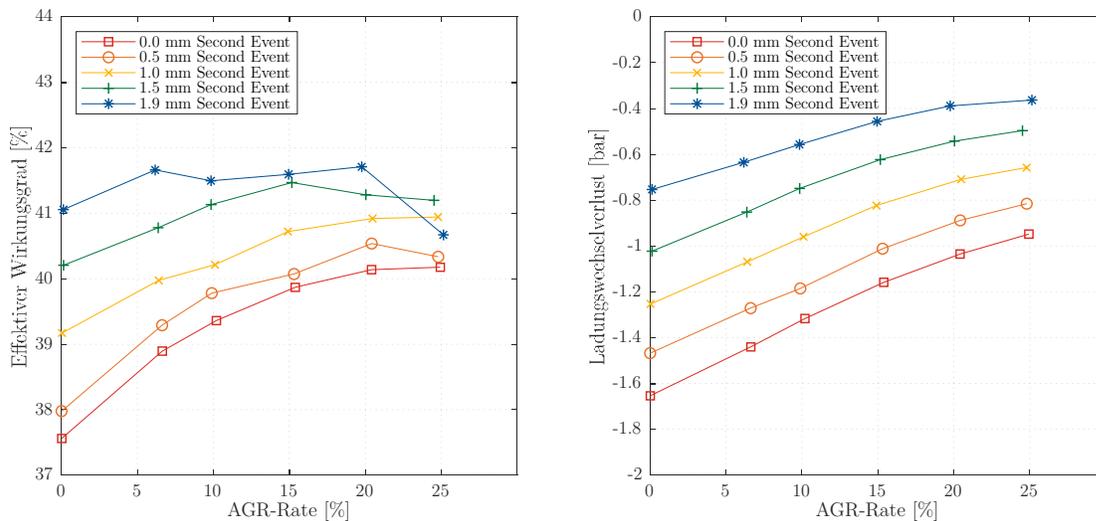


Abbildung 6.19: Effektiver Wirkungsgrad (links) und Ladungswechselverluste (rechts) über AGR-Rate (75 % Methananteil, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Abbildung 6.20 zeigt beispielhaft die Ladungswechselschleifen für 0 mm und 1.9 mm Second

Event-Hub. Ohne Second Event-Hub (0 mm) ist zu erkennen, dass der Ausschiebevorgang auf einem höheren Druckniveau erfolgt, da je eines der beiden Auslassventile (bedingt durch die Ventiltriebsauslegung) einen geringeren Ventilhub und eine geringere Steuerzeit aufweist. Hierdurch findet auch der Schließvorgang effektiv früher statt, weswegen in der Nähe des Ladungswechsel-OT eine Zwischenkompression auf über 8 bar erkennbar ist. Der Ansaugvorgang findet jedoch auf einem ähnlichen Druckniveau statt, weswegen die Ladungswechselschleife mit steigendem Second Event-Hub kleiner wird. Der Übergang bei Variation des Second Event-Hubs hinsichtlich dieses Verhaltens erfolgt hierbei stufenlos.

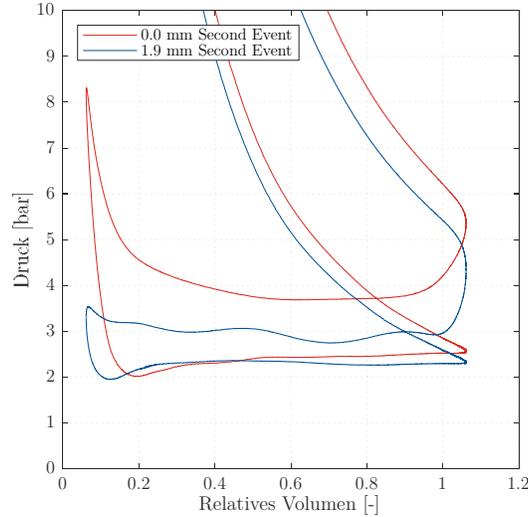


Abbildung 6.20: Ladungswechselschleifen für 0 mm und 1.9 mm Second Event-Hub (75 % Methananteil, 0 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Da für gleichbleibenden effektiven Mitteldruck die Ladungswechselverluste ($p_{mi,l}$) durch einen höheren Mitteldruck in der Hochdruckschleife ($p_{mi,h}$) kompensiert werden müssen, nehmen entsprechend die Werte für $p_{mi,h}$ mit steigendem Second Event-Hub ab. Dies führt in der Theorie dazu, dass der indizierte Mitteldruck p_{mi} konstant bleibt. Bei den Messungen ist über die verschiedenen Second Event-Hübe hinweg allerdings ein unterschiedlicher indizierter Mitteldruck zu beobachten, wie Abbildung 6.21 zeigt. Dies weist darauf hin, dass der Second Event-Hub nicht nur Auswirkungen auf den Ladungswechsel hat, sondern auch auf die Motorreibung. Dies lässt sich auch in der Differenz zwischen indiziertem und effektivem Wirkungsgrad wiederfinden. Da die Differenz zwischen diesen beiden Größen in der Reibung begründet ist, lässt sich auf eine höhere Reibung des Ventiltriebs in Folge der doppelten Auslassventilöffnung und des höheren Haupthubs schließen. Die Differenz zwischen dem indizierten und dem effektiven Wirkungsgrad in Folge der Reibung ist in Abbildung 6.22 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Verluste für den größten Second Event-Hub am höchsten sind. Dies deckt sich auch mit den Ergebnissen der Schleppmomentenmessungen des Ventiltriebs, beschrieben in Kapitel 5.1.1. Da die Reibung im effektiven Wirkungsgrad bereits berücksichtigt ist, zeigt sich, dass die höhere Reibung durch die Vorteile der Entdrosselung und der verbesserten Verbrennung überkompensiert wird. Aus diesem Grund und wegen der geringeren Schadstoffemis-

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

sionen bildet die Kombination aus 1.9 mm Second Event-Hub und 20 % externer AGR die Basis für eine weitere Steigerung des Methananteils.

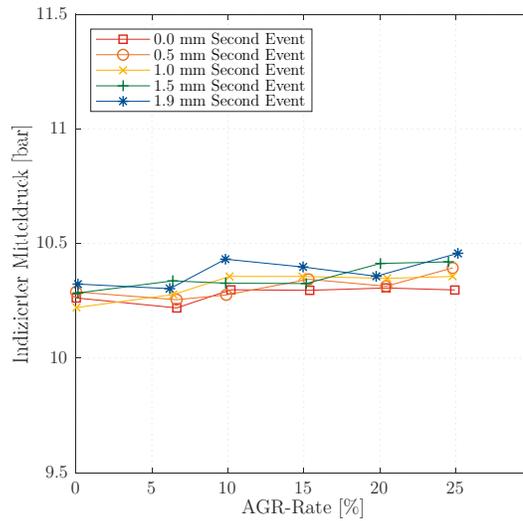


Abbildung 6.21: Indizierter Mitteldruck über AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (75 % Methananteil, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

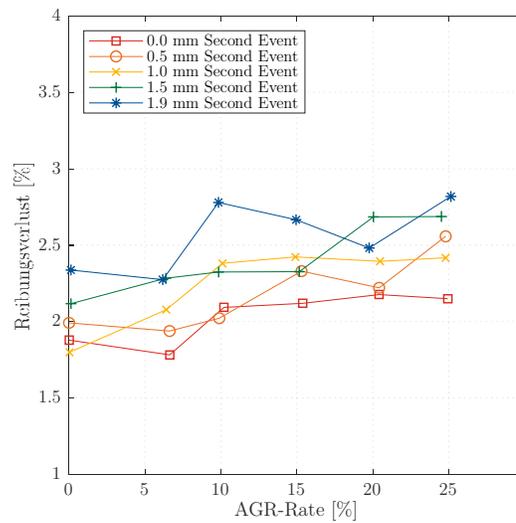


Abbildung 6.22: Reibungsverluste über AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (75 % Methananteil, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Der Methananteil (Substitutionsrate) lässt sich durch diese Maßnahmen auf maximal 91 % steigern. Bei höheren Anteilen ist keine zuverlässige Entzündung des Luft-Kraftstoff-Gemischs mehr möglich, was zu Verbrennungsaussetzern auf einem oder mehreren Zylindern führt. Abbildung 6.23 stellt den effektiven Wirkungsgrad über der Substitutionsrate sowie die Gesamt-Kohlenstoffdioxid-Emissionen und den Anteil des CO₂ aus Dieselkraftstoff dar. Man erkennt, dass der Wirkungsgrad mit dem Anteil an Methan steigt und der spezifische CO₂-Ausstoß fällt. Allerdings zeigen sich bei der Substitutionsrate von 91 % starke Unterschiede in den Druckverläufen der einzelnen Zylinder (siehe Abbildung 6.24), welche auf eine ungleiche

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

Verteilung des Methans durch die Konstruktion des MPI-Sammlers bzw. den integrierten Ansaugkanal im Zylinderkopf zurückzuführen sind.

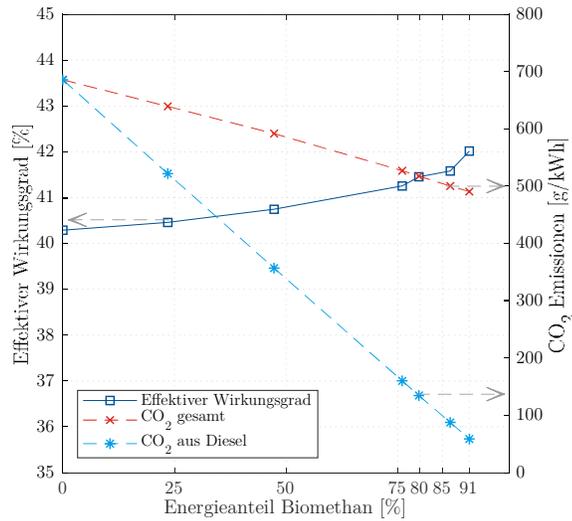


Abbildung 6.23: Wirkungsgrad und CO₂-Emissionen über Methananteil (1.9 mm Second Event-Hub, 20 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

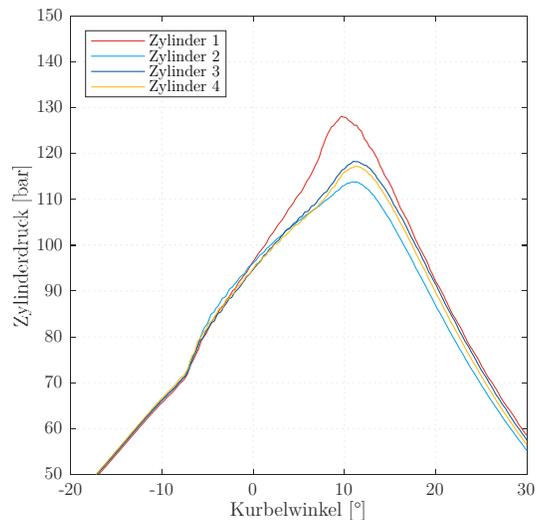


Abbildung 6.24: Gemittelte Druckverläufe der vier Zylinder bei 91 % Methananteil (1.9 mm Second Event-Hub, 20 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Analog zur Darstellung der Treibhausgase für den Fall ohne Second Event-Hub und externe AGR in Abbildung 6.5 ergibt sich mit 1.9 mm Second Event-Hub und 20 % externer AGR der in Abbildung 6.25 gezeigte Verlauf. Selbst unter Einbeziehung der CO₂-Emissionen, welche aus dem Methan entstehen und somit Teil des CO₂-Kreislaufs sind, ergibt sich eine Senkung der Treibhausgasemissionen. Vernachlässigt man diesen Anteil und betrachtet ausschließlich das fossile Kohlenstoffdioxid aus dem Dieselpowerstoff sowie das unverbrannte Methan aus den Rohemissionen, so beträgt die Senkung der Treibhausgasemissionen bis zu 77.1 % (im günstigsten Fall bei 91 % Methananteil verglichen mit dem reinen Dieselpowertrieb ohne Abgasrück-

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

führung). Bei einer vollständigen Oxidation des unverbrannten Methans zu Kohlenstoffdioxid durch den Katalysator und unter Einberechnung des entstehenden CO_2 zum regenerativen Anteil aus dem Biomethan ergäbe sich im gleichen Fall eine Senkung der Kohlenstoffdioxid-Emissionen aus fossilen Quellen um 90.6 %.

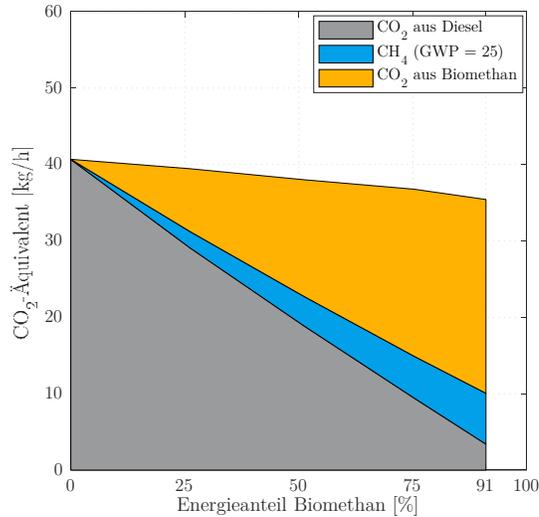


Abbildung 6.25: Treibhausgasemissionen über dem Methananteil (1.9 mm Second Event-Hub, 20 % AGR-Rate, 1600 min^{-1} , 350 Nm)

Um den Einfluss einer reduzierten Last bewerten zu können, wurde das effektive Drehmoment auf **175 Nm** bei der gleichen Drehzahl von **1600 min^{-1}** abgesenkt. In diesem Betriebspunkt ist auffällig, dass der effektive Wirkungsgrad mit steigender Substitutionsrate stark abfällt. Abbildung 6.26 zeigt, dass dieses Absinken mit einem starken Anstieg der Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenstoffmonoxid einhergeht. Dies liegt in der niedrigeren Ladungs- und Verbrennungstemperatur bei der geringeren Last begründet. In Abbildung 6.27 ist zu erkennen, dass bei 75 % Methananteil 10.37 % der gesamten eingebrachten Kohlenstoffmasse in unverbrannten Kohlenwasserstoffen wieder ausgestoßen werden und weitere 8.18 % auf Kohlenstoffmonoxid entfallen. Bei diesem Lastpunkt ist es jedoch möglich, sehr hohe AGR-Raten von bis zu 57 % zu nutzen und auf diese Weise analog zur Last von 350 Nm beide Emissionskomponenten zu senken.

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

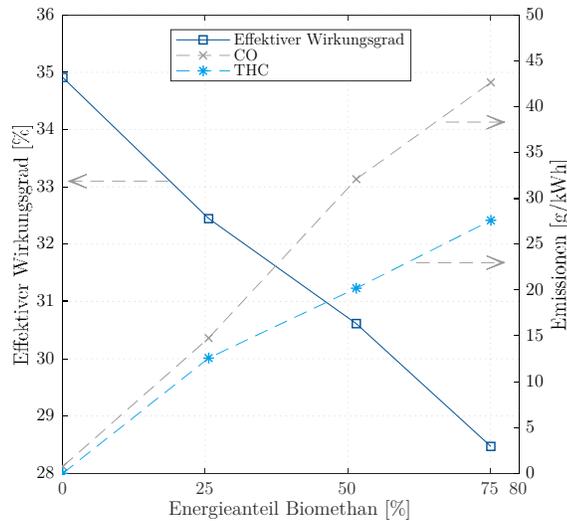


Abbildung 6.26: Wirkungsgrad, CO und THC-Emissionen über Methananteil (1.9 mm Second Event-Hub, 0 % AGR-Rate, 1600 min^{-1} , 175 Nm)

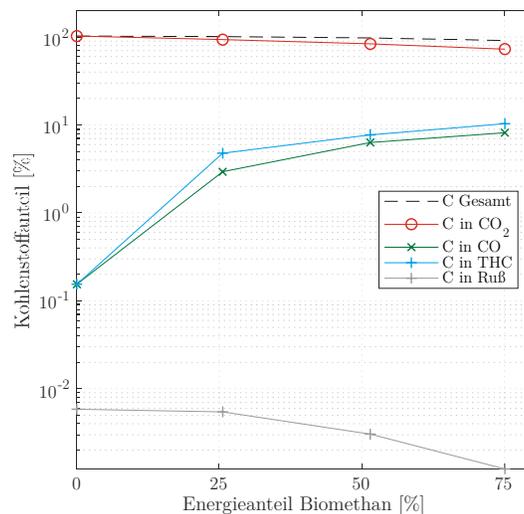


Abbildung 6.27: Kohlenstoffbilanzierung über der Substitutionsrate (1.9 mm Second Event-Hub, 0 % AGR-Rate, 1600 min^{-1} , 175 Nm)

Mit der in Abbildung 6.28 gezeigten Reduktion der CO- und THC-Emissionen durch diese hohen AGR-Raten geht somit auch wieder eine Steigerung des Wirkungsgrads auf ein Niveau einher, das der reinen Dieselerverbrennung entspricht. Der erneute Anstieg der CO-Emissionen bei 57 % AGR-Rate ist auf das abfallende Luft-Kraftstoff-Verhältnis des Gemischs zurückzuführen, welches in diesem Punkt nur noch 1.02 beträgt. Damit liegt es in einem Bereich, bei dem der Kohlenstoffmonoxid-Anteil aufgrund der niedrigen Sauerstoffkonzentration und der hieraus folgenden unvollständigen Oxidation wieder zu steigen beginnt. Trotz der sehr hohen AGR-Raten können bei einer Substitutionsrate von 75 % Methan kaum Partikelemissionen nachgewiesen werden, siehe Abbildung 6.29. Hierdurch ist es möglich, die NO_x -Emissionen ausgehend von $6.61 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$ auf $0.14 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$ abzusenken.

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

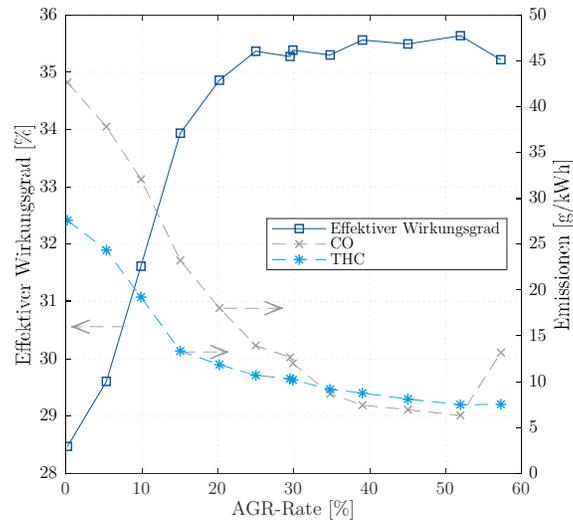


Abbildung 6.28: Wirkungsgrad, CO und THC-Emissionen über AGR-Rate (75 % Methananteil, 1.9 mm Second Event-Hub, 1600 min⁻¹, 175 Nm)

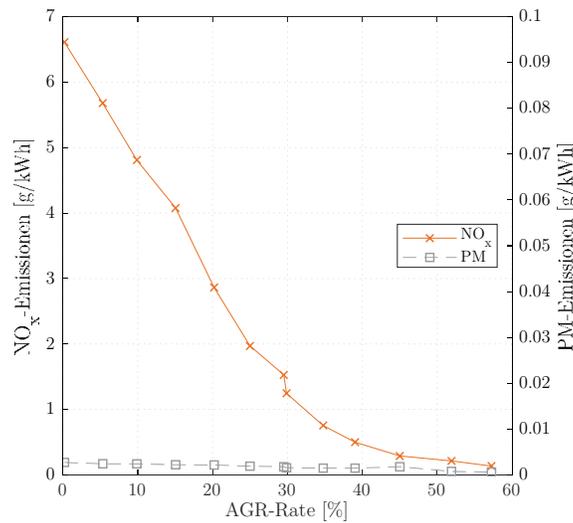


Abbildung 6.29: Stickstoffoxid- und Partikel-Emissionen über der AGR-Rate (75 % Methananteil, 1.9 mm Second Event-Hub, 1600 min⁻¹, 175 Nm)

In diesem Lastpunkt ist mit den geschilderten Maßnahmen ein maximaler Energieanteil des Methans von 90 % erreichbar, was damit in etwa der gleichen Substitutionsrate wie bei 350 Nm entspricht.

Zur Untersuchung hoher Lasten wird bei **1600 min⁻¹** das effektive Drehmoment auf **525 Nm** angehoben. Hier ist aufgrund der hohen Motorlast nicht das Ziel den 50 %-Umsatzpunkt bei 8 °KW nach OT zu erreichen, sondern die Einhaltung der Druckgrenze von 150 bar maximalem Zylinderdruck sicherzustellen (vgl. Kapitel 5.4).

Bei diesem Betriebspunkt können maximal 65 % der benötigten Energie durch Methan zur Verfügung gestellt werden. Während dies prozentual zwar dem geringsten Energieanteil aller

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

untersuchten Punkte entspricht, handelt es sich in der absoluten Betrachtung jedoch um den höchsten erreichbaren Methan-Massenstrom. Die Begrenzung folgt hier aus der ansteigenden Ungleichverteilung des Methans zwischen den Zylindern, was wiederum zu unterschiedlichen Verbrennungsdrücken führt. Abbildung 6.30 zeigt dieses Verhalten bei 45 % Methananteil ohne die Zugabe externer AGR.

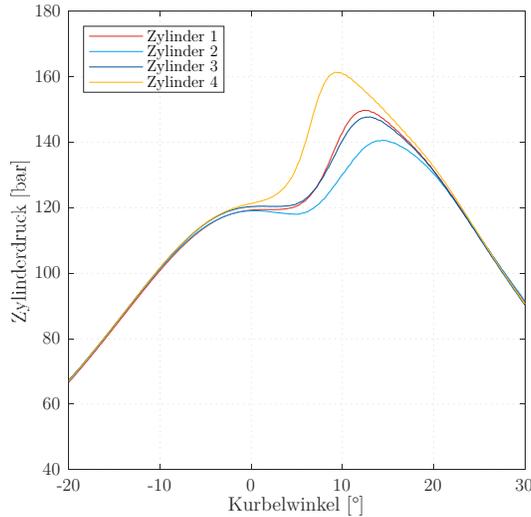


Abbildung 6.30: Abweichung der Zylinderdrücke aufgrund ungleicher Methan-Verteilung (45 % Methananteil, 1.9 mm Second Event-Hub, 0 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 525 Nm)

Es ist zu sehen, dass Zylinder 4 die zulässige Druckgrenze des Motors leicht überschreitet, während Zylinder 2 deutlich darunter liegt. Analog zum Druck unterscheiden sich auch die Winkel des maximalen Zylinderdrucks voneinander. Der erwähnte Methananteil von 65 % ist erst durch die Zugabe von externer AGR möglich bzw. stabil lauffähig.

Die AGR-Rate ist hier auf 18 % begrenzt, da das Druckgefälle zwischen Ein- und Auslasssystem gering ist. Auf einen Einsatz der Abgasklappe zur Erhöhung des Abgasgegendrucks wird wegen des geringen Luft-Kraftstoff-Verhältnisses nahe der Rußgrenze von Diesel verzichtet.

Zur Bewertung der Gleichverteilung wird die auf den Mittelwert bezogene Standardabweichung für die freigesetzte Energie aus dem integralen Heizverlauf I herangezogen. Es ergibt sich die Formel:

$$\sigma_{I,bez}(\alpha) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^4 \left(\frac{I_{Zyl\ i}(\alpha) - I_{Motormittel}(\alpha)}{I_{Motormittel}(\alpha)} \right)^2}{4}} \quad (25)$$

Diese Betrachtung beruht darauf, dass die Summe der in den vier Zylindern freigesetzten Energie (entsprechend den Maximalwerten der jeweiligen Heizverläufe) derjenigen Energie entspricht, die zum Halten des effektiven Lastpunkts unter Berücksichtigung aller Reibverluste und des indizierten Wirkungsgrads notwendig ist. Bei einer angenommenen idealen Gleichverteilung würde so jeder Zylinder genau $\frac{1}{4}$ der benötigten Arbeit aufbringen, und damit würde die bezogene Standardabweichung 0 betragen. Abbildung 6.31 zeigt den Verlauf der bezogenen

Standardabweichung und der integrierten bezogenen Standardabweichung für verschiedene Kombinationen aus Methananteil und AGR-Rate. Es ist zu erkennen, dass die Abweichung in allen Fällen beim Start der Verbrennung am größten ist, speziell für den Fall von 45 % Methananteil und 0 % AGR. Da die Brenndauer bei der Zugabe von Methan verkürzt wird, verschieben sich die Maximalwerte um den Winkel der späteren Einleitung der Verbrennung nach hinten. Sowohl bezogen auf den 50 %-Umsatzpunkt bei ca. 15 °KW nach OT als auch auf den maximalen Zylinderdruck, welcher unmittelbar vorher anliegt, zeigen der Dieselbetrieb die geringste und der Betrieb mit 45 % Methananteil bei 0 % AGR-Rate die höchste bezogene Standardabweichung. Die integrierte bezogene Standardabweichung als Maß der gesamten ungleichen Wärmefreisetzung während der Verbrennung zeigt ebenfalls die geringsten Werte für den Dieselbetrieb. Mit der Zugabe von Methan steigt dieser Wert an, lässt sich aber durch den Einsatz von AGR wieder absenken.

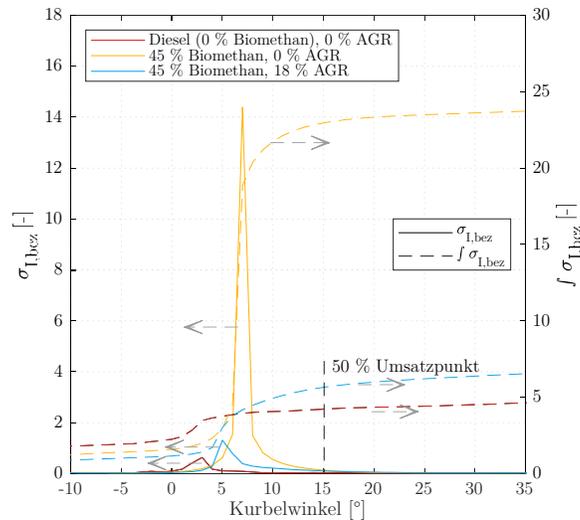


Abbildung 6.31: Abweichungen der Energiefreisetzung zwischen den Zylindern für verschiedene Methananteile und AGR-Raten (1.9 mm Second Event-Hub, 1600 min⁻¹, 525 Nm)

Der effektive Wirkungsgrad ist hier unabhängig vom Anteil an Methan und hauptsächlich durch die Entdrosselung infolge der externen AGR bestimmt, wie Abbildung 6.32 zeigt. Mit steigendem Methananteil wird zwar die Brenndauer verkürzt und damit der effektive Wirkungsgrad theoretisch gesteigert ($= \eta_{e,th} \uparrow$), jedoch muss in gleichem Maße der Start der Verbrennung nach spät verschoben werden ($= \eta_{e,th} \downarrow$), um die Druckbegrenzung des Motors einzuhalten. Die CO- und THC-Emissionen zeigen den bereits bekannten, mit der Substitutionsrate steigenden Verlauf. Aufgrund der in Abbildung 6.31 gezeigten Reduzierung der ungleichen Energiefreisetzung zwischen den Zylindern wird für die höheren Substitutionsraten in Abbildung 6.32 15 % externe AGR verwendet, während für niedrige Substitutionsraten aufgrund der hohen Partikel-Bildung keine externe AGR zum Einsatz kommt.

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

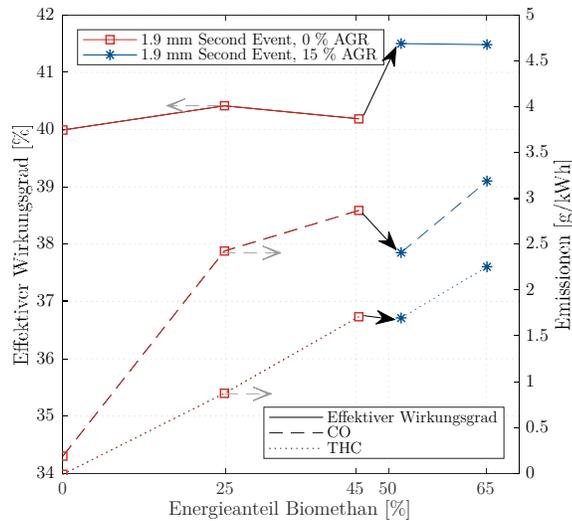


Abbildung 6.32: Effektiver Wirkungsgrad, Kohlenstoffmonoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen über Methananteil (1.9 mm Second Event-Hub, 0 % bzw. 15 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 525 Nm)

Zur Untersuchung des Drehzahleinflusses wird letztere auf **1100 min⁻¹** bei **350 Nm** effektivem Drehmoment abgesenkt. Dies beschränkt die maximale AGR-Rate auf 12 % in Kombination mit einem Second Event-Hub von 1.9 mm. Grund hierfür ist die Pumpgrenze des Turboladers, welche bei diesen Parametern erreicht wird. Das Unterschreiten der Pumpgrenze führt zu einem instabilen Luftmassenstrom, welcher wiederum schwankende AGR-Raten und Zylinderdrücke nach sich zieht. Neben der AGR-Rate hat auch die Methaneinblasung eine Verdrängungswirkung auf die Ansaugluft und reduziert daher ebenfalls den Luftmassenstrom. Hierdurch wird die Pumpgrenze bereits bei niedrigeren AGR-Raten erreicht als ohne Methaneinblasung, weswegen die AGR Rate für eine möglichst hohe Substitutionsrate reduziert werden muss. Bezüglich des maximal möglichen Anteils an Methan entspricht dieser mit 91 % den bereits vorgestellten Lastpunkten von 350 Nm und 175 Nm bei 1600 min⁻¹. Die Beschränkung bei 1100 min⁻¹ liegt allerdings nicht in der sicheren Entflammung des homogenen Methan-Luft-Gemischs, sondern in dessen Klopfneigung. Abbildung 6.33 zeigt eine solche klopfende Verbrennung auf Zylinder 1 des Versuchsmotors bei einem Methananteil von 85 %.

In Abbildung 6.34 sind der indizierte und der effektive Wirkungsgrad bei einem Verzicht auf externe AGR und 1.9 mm Second Event-Hub zu sehen. Es ist zu erkennen, dass die Differenz zwischen den beiden Wirkungsgraden mit der steigenden Substitutionsrate abfällt. Dies ist im sinkenden Dieselmassenstrom begründet, welcher wiederum eine geringere Pumpenarbeit für die Dieselhochdruckpumpe mit sich bringt. Auch ist ersichtlich, dass der Wirkungsgrad bei Substitutionsraten über 75 % empfindlich auf Änderungen hinsichtlich des Methananteils reagiert.

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

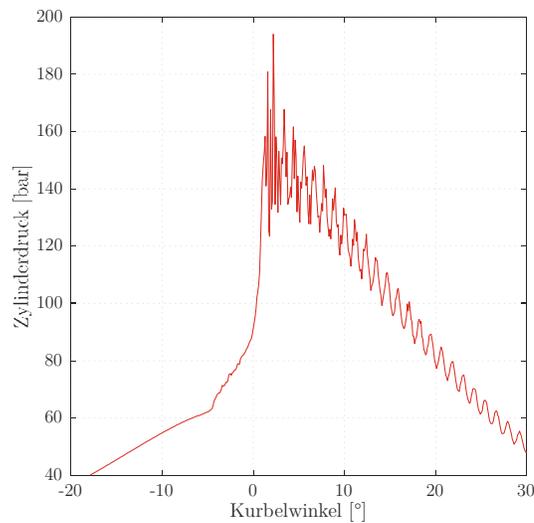


Abbildung 6.33: Klopfbrennung des Methans bei 85 % Substitutionsrate (1.9 mm Second Event-Hub, 0 % AGR-Rate, 1100 min⁻¹, 350 Nm)

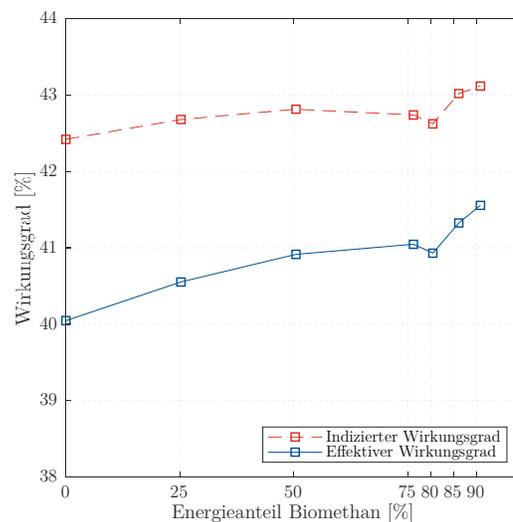


Abbildung 6.34: Indizierter und effektiver Wirkungsgrad über Methananteil (1.9 mm Second Event-Hub, 0 % AGR-Rate, 1100 min⁻¹, 350 Nm)

Dieses Verhalten lässt sich auch in den Schadstoffemissionen erkennen, wie Abbildung 6.35 zeigt. Hierfür ist ebenfalls die zunehmende Ungleichverteilung des Methans verantwortlich. Die Gleichverteilung ist in Abbildung 6.36 dargestellt. Da in diesem Betriebspunkt der Einspritzzeitpunkt für eine Verbrennungsschwerpunktlage von 8 °KW im Motormittel eingestellt ist, führt die ungleiche Verteilung des Methans auf die Zylinder auch zu unterschiedlichen Schwerpunktlagen in den einzelnen Zylindern.

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinjection des Primärkraftstoffs (MPI)

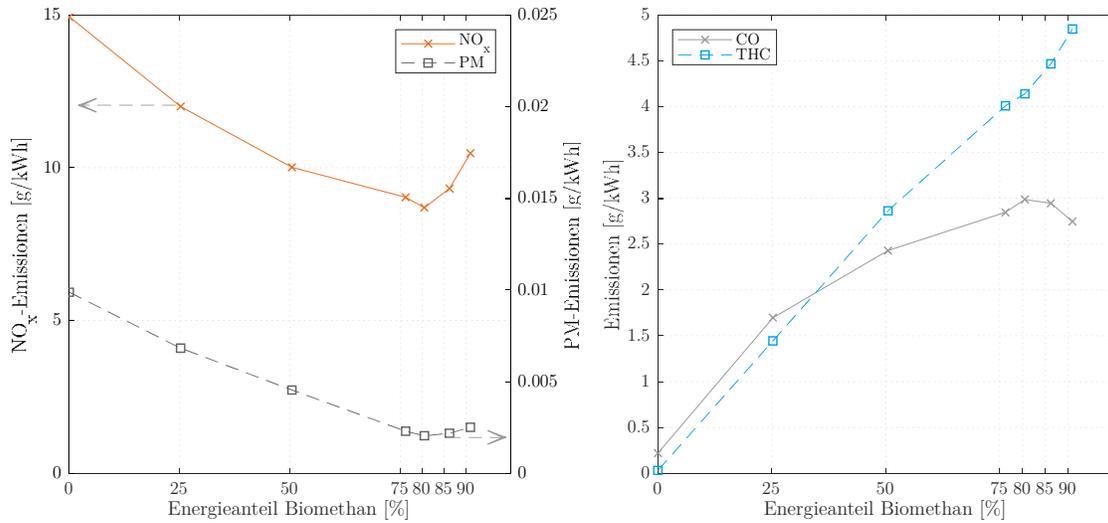


Abbildung 6.35: Schadstoffemissionen über Methananteil (1.9 mm Second Event-Hub, 0 % AGR-Rate, 1100 min^{-1} , 350 Nm)

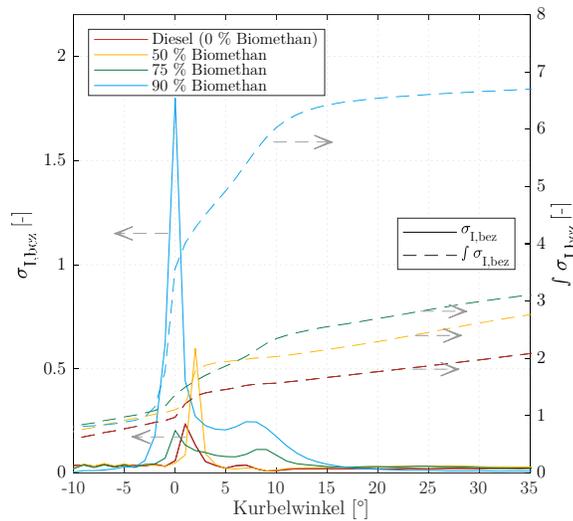


Abbildung 6.36: Gleichverteilung der Zylinder für verschiedene Methananteile (1.9 mm Second Event-Hub, 0 % AGR-Rate, 1100 min^{-1} , 350 Nm)

Zur Veranschaulichung sind in Abbildung 6.37 die Verbrennungsschwerpunkte der einzelnen Zylinder sowie das entsprechende Motormittel dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Streuung unter den Zylindern mit dem Methananteil bei nahezu konstantem Motormittel ansteigt. Zusätzlich variiert auch der Schwerpunkt jedes Zylinders von Zyklus zu Zyklus stärker, wie die Balken zeigen. Diese beziehen sich auf den frühesten bzw. spätesten Verbrennungsschwerpunkt des jeweiligen Zylinders. Somit überlagern sich zwei Phänomene:

- die steigende Ungleichverteilung des Methans zwischen den Zylindern, die sich in den ungleichen Verbrennungsschwerpunktlagen äußert,
- der Betrieb nahe der Zündgrenze durch den Dieselizeündstrahl bei hohen Methananteilen, welcher die steigenden Zyklusschwankungen mit sich bringt.

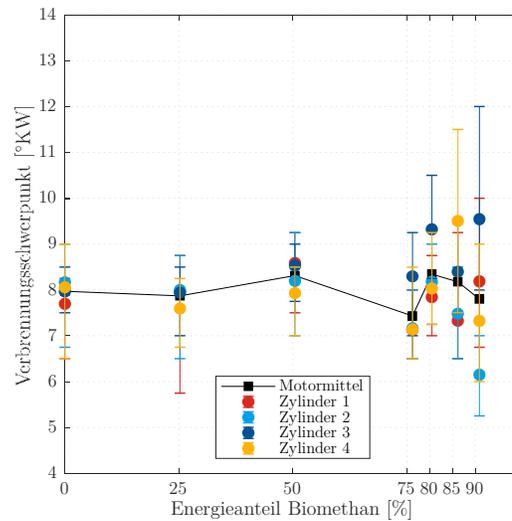


Abbildung 6.37: Schwerpunktlagen der Zylinder für verschiedene Methananteil (1.9 mm Second Event-Hub, 0 % AGR-Rate, 1100 min⁻¹, 350 Nm)

So liegt das Motormittel bei 90 % Methananteil bei 7.8 °KW, wobei jedoch im Mittel Zylinder 2 bei 6.1 °KW und Zylinder 3 bei 9.5 °KW ihren Verbrennungsschwerpunkt haben. Betrachtet man die einzelnen Verbrennungszyklen, so ergibt sich eine Spannweite von 5.3 °KW (Zylinder 3) bis 12 °KW (Zylinder 3). Da hier eine kleine Veränderung des Schwerpunkts einen großen Einfluss auf die Schadstoffemissionen und den Wirkungsgrad hat, ist dieser verantwortlich für die zuvor dargestellten Verläufe dieser Größen.

6.2 Vergleich zwischen Biomethan, Biopropan und Bioethanol

Mit Propan und Ethanol wurden dieselben Messungen durchgeführt wie mit Methan. Die ausführliche Analyse zu beiden Kraftstoffen befindet sich im Anhang A.1.1 bzw. A.1.2. Die auffälligsten Merkmale jedes Kraftstoffs sind die maximal mögliche Substitutionsraten und die Gründe für deren Begrenzung. Abbildung 6.38 zeigt die maximale möglichen Substitutionsraten unter den in Kapitel 5.4 gesetzten Randbedingungen. Es ist zu erkennen, dass die maximal mögliche Substitutionsrate von Methan weitestgehend unabhängig vom Lastpunkt verläuft (- bei 1600 min⁻¹, 525 Nm ist die Gleichverteilung der begrenzende Faktor). Bei Ethanol und Propan hingegen nimmt die Substitutionsrate mit der effektiven Motorleistung ab.

Während sich bei Methan entweder die Gleichverteilung oder die Zündfähigkeit als limitierende Faktoren zeigen, werden Propan und Ethanol durch Klopfereignisse in ihrem Anteil beschränkt. Methan ist aufgrund seiner hohen Klopfestigkeit (siehe Kapitel 5.3) in dieser Hinsicht unauffällig, Ethanol und Propan besitzen für das relativ hohe Verdichtungsverhältnis des Versuchsmotors jedoch eine zu geringe Klopfestigkeit. So tritt diese Limitierung im Lastpunkt 1600 min⁻¹, 350 Nm bei Ethanol beispielsweise bereits bei einer Substitutionsrate von 45 % ein und bei Propan sogar schon bei 30 % Energieanteil. Zur Einordnung der Ergebnisse der drei Biokraftstoffe werden diese daher im Folgenden bei der gleichen Substitutionsrate von

25 % bei dem Lastpunkt 1600 min⁻¹ und 350 Nm verglichen.

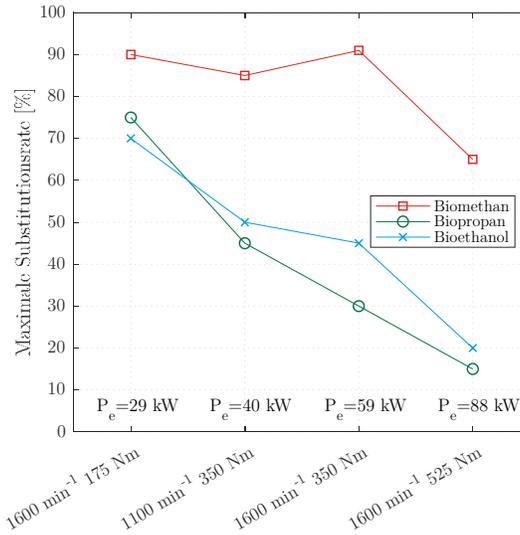


Abbildung 6.38: Maximale Substitutionsrate je Betriebspunkt für Biomethan, Biopropan und Bioethanol

Zusätzlich zur Research-Oktanzahl (ROZ) als Kennwert dürfte auch die Innenkühlung bei der Verwendung von Ethanol eine Rolle bei der Vermeidung von Klopfen spielen. Ethanol besitzt bei den im Einlasssammler vorkommenden Drücken zwischen 1.5 und 2.9 bar eine Verdampfungstemperatur zwischen 89 °C und 108 °C (siehe Abbildung 6.39), was über den im Betrieb gemessenen Einlasstemperaturen von 20 °C bis 40 °C - je nach AGR-Rate - liegt. Daher kann davon ausgegangen werden, dass das Ethanol erst im Brennraum vollständig verdampft und somit das Gemisch innerhalb des Zylinders herunterkühlt, was die Klopfneigung reduziert. Als weiterer Faktor verfügt Ethanol nur über 58.7 % des gravimetrischen Heizwerts von Propan, weswegen für die gleiche Substitutionsrate die 1.7-fache Kraftstoffmasse eingespritzt werden muss (vergleiche Kapitel 5.3). Dies führt dazu, dass die Wärmekapazität von Ethanol bei dem 2.48-fachen der Wärmekapazität von Propan bei der gleichen Substitutionsrate liegt. Zum Vergleich verfügt Methan über die 1.27-fache Wärmekapazität von Propan. Die so aufgenommene Wärmemenge wird bei der Verbrennung und Expansion jedoch wieder freigesetzt. Daher ist die resultierende Abgastemperatur von Ethanol im Vergleich zu Propan nicht zwangsläufig niedriger, sondern hängt von den Konzentrationen der Spezies ab, die bei der Verbrennung entstehen (Kohlenstoffdioxid, Kohlenstoffmonoxid, Wasser, unverbrannte Kohlenwasserstoffe, Stickstoffoxide). Durch die Absenkung der Brennraumtemperatur werden allerdings im Gegenzug die Rahmenbedingungen für einen vollständigen Durchbrand der Zylinderladung schlechter und die Emissionen an unvollständig oxidierten Produkten steigen.

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

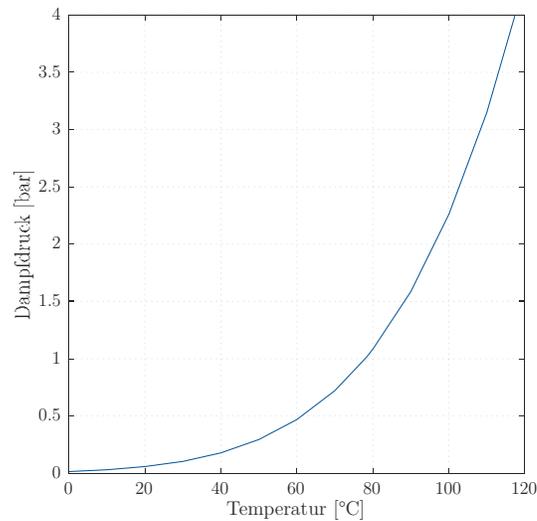


Abbildung 6.39: Dampfdruckkurve für Ethanol nach Antoine-Gleichung und Antoinekonstanten für Ethanol nach Chemsafe Datenbank [103]

Abbildung 6.40 zeigt beispielhaft die Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenstoffmonoxid für die drei Kraftstoffe bei dem Lastpunkt 1600 min^{-1} und 350 Nm und jeweils 25 % Substitution. Es sind alle gemessenen Kombinationen aus verschiedenen Second Event-Hüben und externen AGR-Raten dargestellt. Messpunkte mit gleichem Second Event-Hub sind jeweils mit Linien verbunden. Die Messdaten bestätigen die o.g. These, da Methan mit der höchsten Zündtemperatur (600 °C bei Umgebungsdruck, siehe Kapitel 6.1) auch die höchsten unverbrannten Kohlenwasserstoff-Emissionen zeigt, während Ethanol mit der niedrigsten Zündtemperatur (400 °C) am wenigsten THC emittiert. Propan liegt sowohl mit der Zündtemperatur von 470 °C leicht über der von Ethanol als auch hinsichtlich der THC-Emissionen. Kohlenstoffmonoxid verfügt mit 605 °C über eine ähnliche Zündtemperatur wie Methan. Bei dieser Emissionskomponente zeigt Ethanol die höchsten Werte, was wiederum mit der größten Wärmekapazität und der damit verbundenen stärkeren Abkühlung des Brennraums korreliert. Entsprechend befindet sich Methan zwischen Ethanol und Propan.

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

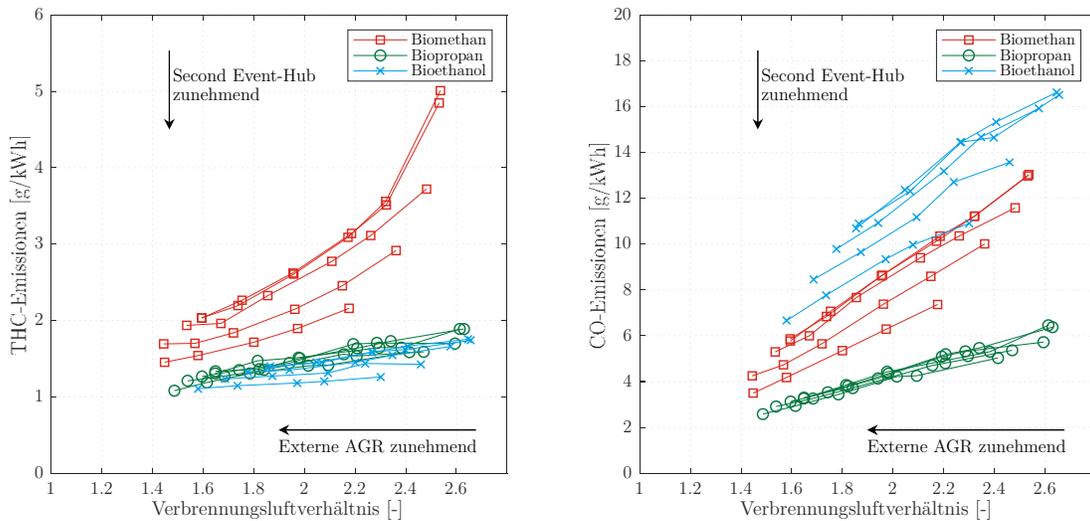


Abbildung 6.40: Kohlenwasserstoff- und Kohlenstoffmonoxid-Emissionen der drei Biokraftstoffe bei 25 % Substitution für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min^{-1} , 350 Nm)

Hinsichtlich des Zündverzugs folgen die Verläufe ebenso der Korrelation zur Zündtemperatur. Ethanol zeigt den geringsten Zündverzug, gefolgt von Propan. Auch ist bei diesen beiden Kraftstoffen der Einfluss der Second Event-Hübe deutlicher zu sehen, Abbildung 6.41. Bei der Brenndauer setzt sich dieses Verhalten fort.

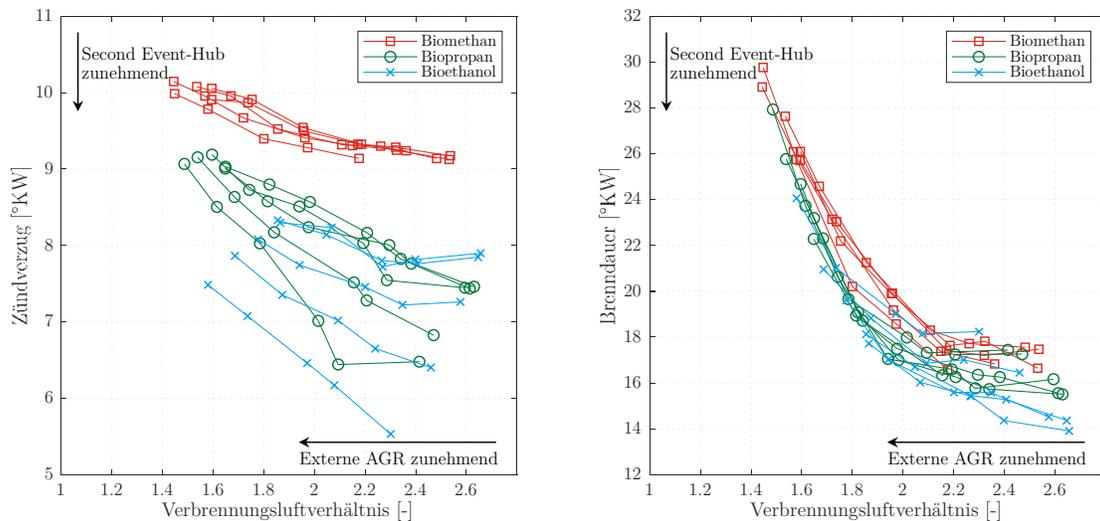


Abbildung 6.41: Zündverzug und Brenndauer der drei Biokraftstoffe bei 25 % Substitution für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min^{-1} , 350 Nm)

Bei genauer Betrachtung der Brenndauer fällt jedoch auf, dass sich das grundsätzliche Verhalten hinsichtlich der Wirkung der Abgasrücksaugung mittels Second Event-Hub zwischen den Kraftstoffen unterscheidet. Wie in Abbildung 6.42 zu sehen ist, verkürzt ein zunehmender Second Event-Hub (also mehr interne AGR) die Verbrennung bei Methan, während sie sich bei Propan verlängert. Für Ethanol (Abbildung 6.43) ist diese Verlängerung noch ausgepräg-

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

ter. Dies spricht dafür, dass bei Propan und vor allem Ethanol die Verlangsamung der Verbrennung durch das zusätzlich zurückgeführte Abgas als Effekt die Aufheizung der Zylinderladung überwiegt. Der Zündverzug wird bei allen Kraftstoffen durch den Second Event-Hub verkürzt (siehe Kapitel 6.1 sowie Anhang A.1.1 und A.1.2).

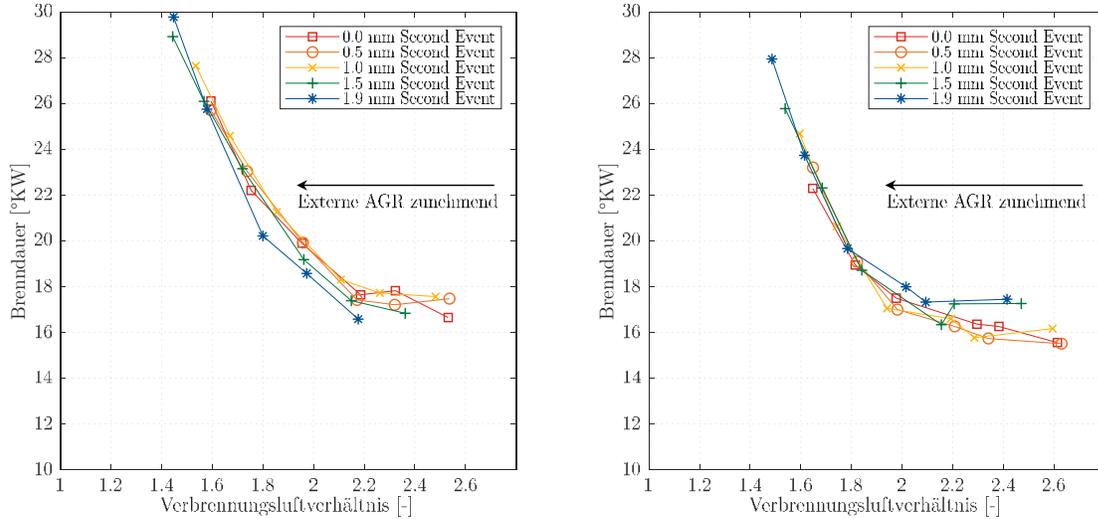


Abbildung 6.42: Brenndauer für Methan (links) und Propan (rechts) bei 25 % Substitutionsrate in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (1600 min^{-1} , 350 Nm)

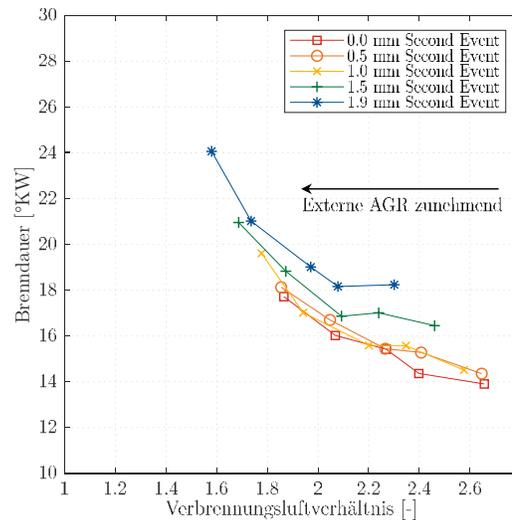


Abbildung 6.43: Brenndauer für Ethanol bei 25 % Substitutionsrate in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (1600 min^{-1} , 350 Nm)

Da sowohl der Wirkungsgrad als auch die Stickstoffoxid- und Ruß-Emissionen auch von den Umgebungsbedingungen wie Temperatur und Luftfeuchte abhängen, können kleine Änderungen anhand der Absolutwerte nicht zuverlässig bewertet werden. Aus diesem Grund wird für den Wirkungsgrad der Unterschied zwischen 25 % und 0 % Substitutionsrate (d.h. Veränderung im Vergleich zum reinen Dieseltreibstoff unter den jeweils vorherrschenden Randbedingungen) für jeden Kraftstoff in Abbildung 6.44 (links) dargestellt. Für die NO_x - und PM-

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

Emissionen werden die prozentuale und die absolute Reduktion bei 25 % Substitution in Relation zum reinen Dieselbetrieb berechnet und in Abbildung 6.45 (NO_x) bzw. Abbildung 6.46 (CO) dargestellt.

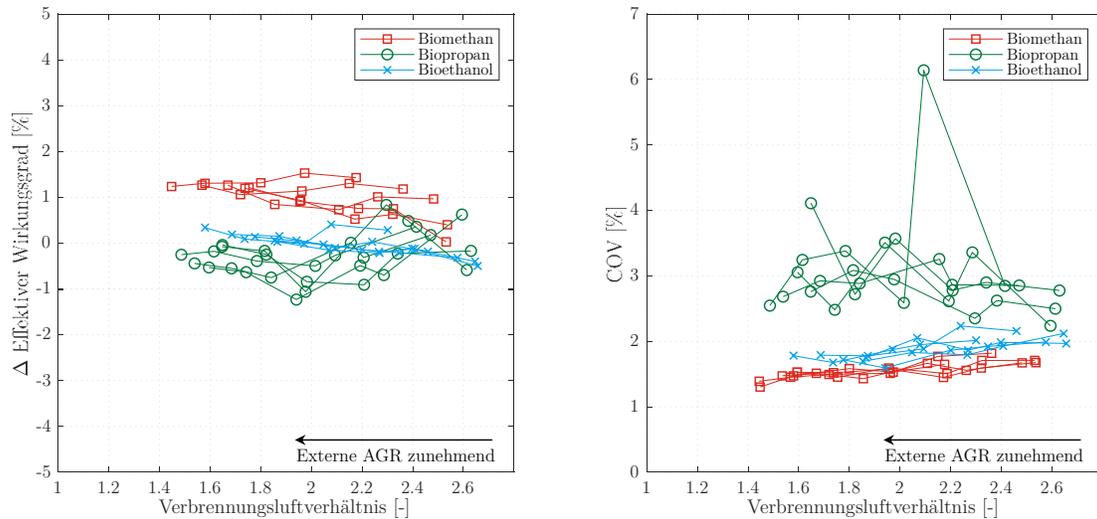


Abbildung 6.44: Differenz des effektiven Wirkungsgrads und COV der drei Biokraftstoffe bei 25 % Substitution bezogen auf reinen Dieselbetrieb für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min^{-1} , 350 Nm)

Bezüglich des Wirkungsgrads ist ersichtlich, dass die Abweichung zum Dieselbetrieb bei allen Biokraftstoffen gering ausfällt. Methan zeigt hier tendenziell leichte Verbesserungen, während Ethanol und Propan etwas unter dem Wert des Dieselbetriebs liegen. Der Grund hierfür dürfte die stabilere Verbrennung durch die geringere Klopfneigung sein, was durch die Betrachtung des Variationskoeffizienten der Verbrennung (COV) bestätigt wird. Hinsichtlich letzterem sind insbesondere bei Propan starke Schwankungen und ein generell höheres Niveau durch die Nähe zur Klopfgrenze zu erkennen, welche in einzelnen Zyklen teilweise sogar überschritten wird.

Die Stickstoffoxid-Emissionen sind unabhängig vom eingebrachten Biokraftstoff durchweg geringer als im reinen Dieselbetrieb. Ethanol zeigt hier die größte Reduktion, gefolgt von Methan. Die Reihenfolge entspricht hier wieder der jeweiligen Wärmekapazität, welche durch die Absenkung der Spitzentemperaturen die thermische NO_x -Bildung reduziert. Prozentual betrachtet wird die Reduktion dieser Emissionskomponente im Vergleich zum Dieselbetrieb mit steigender AGR-Rate größer, jedoch zeigt die Betrachtung der Absolutwerte, dass die Stickstoffoxid-Werte im Abgas an diesem Punkt bereits so gering sind, dass die absolute Reduktion abnimmt, siehe Abbildung 6.45 (man beachte die negative Skalierung der y-Achse).

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

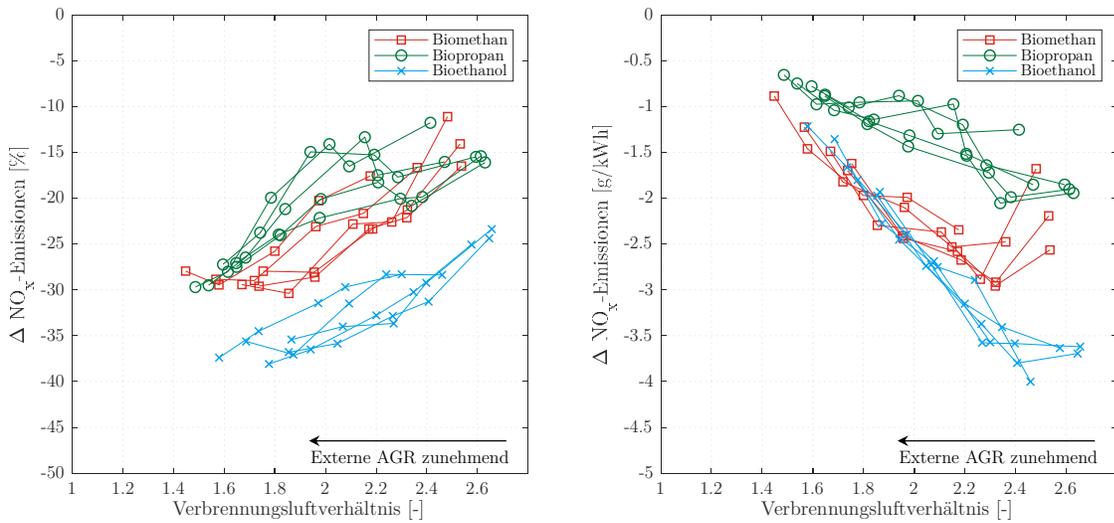


Abbildung 6.45: Prozentuale (links) und absolute (rechts) Differenz der NO_x -Emissionen der drei Biokraftstoffe bei 25 % Substitution bezogen auf reinen Dieselbetrieb für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min^{-1} , 350 Nm)

Bei den Partikelmasse-Emissionen (Abbildung 6.46) tritt ein ähnlicher Fall ein, jedoch im Bereich ohne bzw. mit geringer externer AGR. Hier sind die Absolutwerte ebenfalls gering, auch für den reinen Dieselbetrieb. Mit der Zugabe von jedem der drei Biokraftstoffe steigen die PM-Werte hier leicht an, was prozentual eine große Zunahme bedeutet. Der Vorteil der Substitution wird erst bei höheren AGR-Raten bzw. niedrigerem Verbrennungsluftverhältnis deutlich, bei welchem im Dieselbetrieb die PM-Emissionen exponentiell steigen (s. Auswertungen des NO_x -Partikel Trade-Off in den vorausgehenden Kapiteln). Ethanol reduziert bei hohen AGR-Raten die Bildung von Ruß am stärksten, Methan am geringsten. Der Verlauf spiegelt den stöchiometrischen Luftbedarf der einzelnen Kraftstoffe wider, welche im Bereich des Dieselzündstrahls nach der Zündung der Umgebungsluft Sauerstoff entziehen. Dieser steht damit im Gegenzug nicht mehr zu Oxidation des Dieselkraftstoffs zur Verfügung. Damit sinkt das lokale Verbrennungsluftverhältnis in diesem Bereich ab. Ethanol benötigt am wenigsten Luft zum stöchiometrischen Umsatz mit 9.5 kg Luft pro kg Kraftstoff. Methan liegt am höchsten mit 17.2 , gefolgt von Propan mit 15.6 .

6 Ergebnisse der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

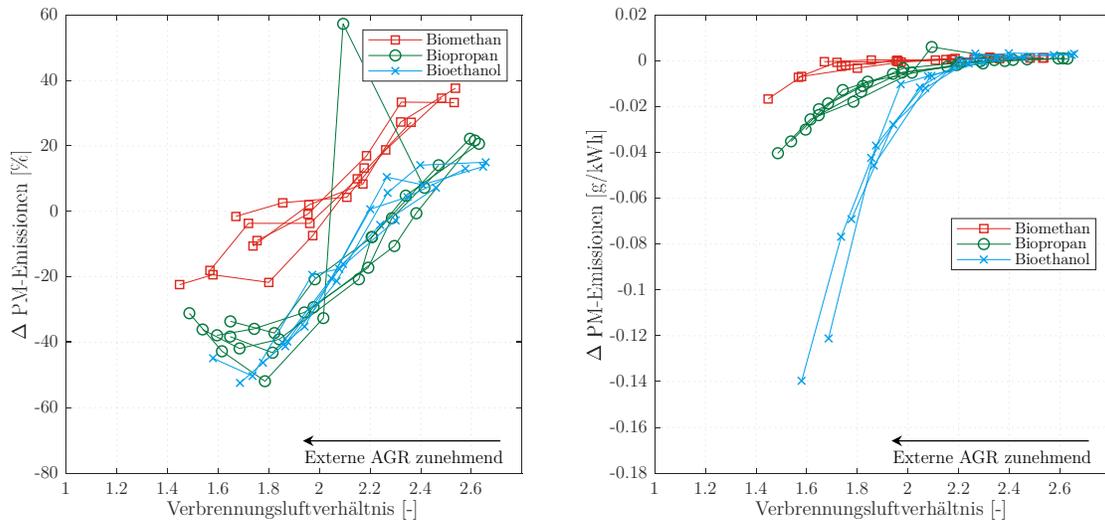


Abbildung 6.46: Prozentuale (links) und absolute (rechts) Differenz der PM-Emissionen der drei Biokraftstoffe bei 25 % Substitution bezogen auf reinen Dieselbetrieb für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min^{-1} , 350 Nm)

Als Fazit der MPI-Untersuchungen erweist sich Methan als der Biokraftstoff mit dem größten Potenzial zur Substitution von Dieseldieselkraftstoff in einer Dual-Fuel-Verbrennung, sowohl was die erzielbare Substitutionsrate als auch die gesamthafte Bewertung der zuvor diskutierten motorischen Ergebnisse hinsichtlich des Wirkungsgrads anbelangt. Dies führt auch zu der höchsten Minderung an fossilen CO_2 -Emissionen. Methan zeigt sich auch in höherlastigen Betriebspunkten als geeigneter Kraftstoff mit geringer Klopfneigung. Bezüglich der Emissionen von Kohlenstoffmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen liegt Propan auf dem niedrigsten Niveau, neigt jedoch von den drei untersuchten Biokraftstoffen am deutlichsten zum Klopfen, was die erzielbare Substitutionsrate stark limitiert. Hinsichtlich der Abgasnachbehandlung zeigen sich Ethanol und Propan am unproblematischsten, da deren unverbrannte Anteile weder klimawirksam sind noch einen besonders beschichteten Katalysator benötigen. Zur Steigerung der Substitutionsrate dieser beiden Kraftstoffe bietet sich eine Absenkung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses an. Alternativ könnte auch eine Reduktion des effektiven Verdichtungsverhältnisses durch Nutzung eines frühen oder späten Einlassschließen die Klopfneigung der beiden Kraftstoffe reduzieren und damit höhere Substitutionsraten ermöglichen.

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

Die DI-Untersuchungen umfassen die Vormischung von Bioethanol bzw. Biopropan in verschiedenen Mischungsverhältnissen mit Diesel und anschließender direkter Einspritzung des Gemischs in den Brennraum mit Hilfe des serienmäßigen Common-Rail Systems. Im Folgenden werden die Mischungen dieser beiden Kraftstoffe hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf die Verbrennung, die Schadstoffemissionen, den Wirkungsgrad und das CO₂-Minderungspotenzial untersucht. Die Betrachtungen erfolgen zunächst isoliert für jeden Kraftstoff und werden anschließend in einem direkten Vergleich gegenübergestellt.

7.1 Bioethanol

Bei der Vormischung mit Dieselmotorkraftstoff ist die Zündwilligkeit des Kraftstoffs, quantifiziert durch die Cetanzahl, von zentraler Bedeutung. Diese liegt bei Bioethanol (im Text nachfolgend weiterhin als „Ethanol“ bezeichnet) mit einem Wert von 8 deutlich niedriger als bei Diesel mit 54 (siehe Kapitel 5.3). Somit gilt es, für eine möglichst hohe Substitutionsrate die Zündrandbedingungen so zu gestalten, dass das Diesel-Ethanol-Gemisch bei der Einspritzung noch von selbst entzündet. Die Klopfneigung spielt in diesem Betrieb keine Rolle. Ebenso wird durch die Mischung der Kraftstoffe unmittelbar vor der Hochdruckpumpe einer Entmischung entgegengewirkt.

Der Ausgangspunkt bei **1600 min⁻¹** und **350 Nm** lässt sich mit einer maximalen Substitution von 75 % betreiben. Mit steigendem Ethanol-Energieanteil nehmen die Druckerhöhungsgradienten bei der Verbrennung aufgrund des steigenden Zündverzugs und damit größeren Anteils vorgemischter Verbrennung zu, verbunden mit deutlich hörbar „nagelndem“ Verbrennungsgeräusch („Dieselschlag“). Ab einer Substitution von 50 % führt die mit dem Ethanolanteil linear abnehmende Zündwilligkeit des Gemischs (siehe Kapitel 2.4 bzw. [72]) zu starken Zyklus-schwankungen, wodurch der Zündverzug, die Brenndauer und damit die Umsatzzpunkte von Verbrennung zu Verbrennung variieren. In Abbildung 7.1 sind die über 100 Zyklen gemittelten Druckverläufe und differentiellen Heizverläufe dargestellt; diese zeigen einen bei Verbrennungsbeginn schlagartig ansteigenden Gradienten bei 50 % Ethanolanteil. Die Verbrennung beginnt mit einer schlagartigen Energiefreisetzung, bevor der differentielle Heizverlauf auf ein ähnliches Niveau wie bei reinem Dieselmotorkraftstoff bzw. 25 % Substitution abfällt. Nach einem annähernden Plateau (bei geringerem Spitzendruck als bei kleineren Ethanolanteilen) verläuft der Zylinderinnendruck in der Expansion wieder nahezu deckungsgleich mit dem reinen Dieselmotorkraftstoff bzw. dem Betrieb mit 25 % Substitution.

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

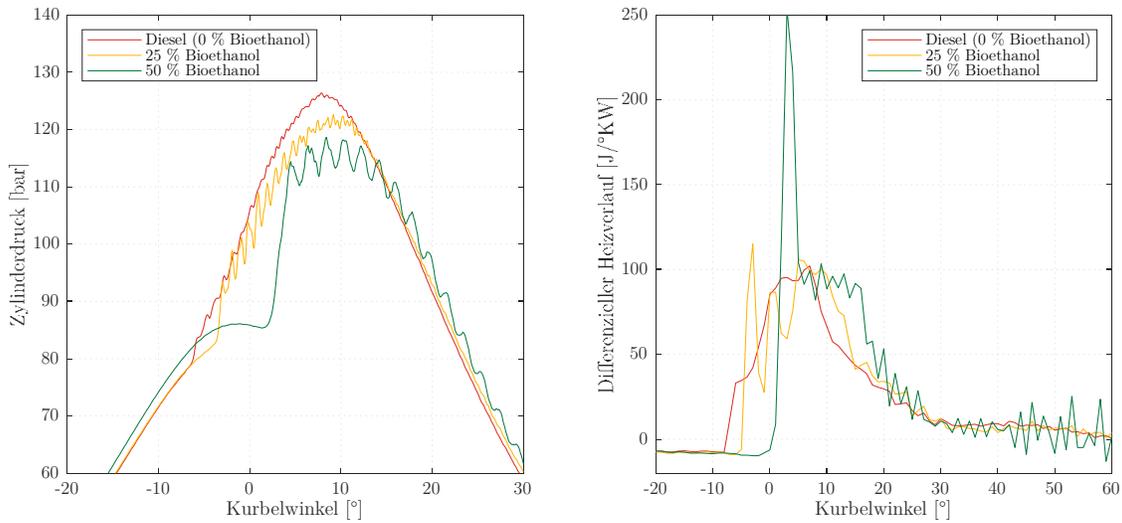


Abbildung 7.1: Zylinderdruckverlauf und differentieller Heizverlauf für Zylinder 4 für verschiedene Ethanolanteile (1.9 mm Second Event-Hub, 20 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Zur Verdeutlichung der Zündstabilität sind in Abbildung 7.3 der Zündverzug und der maximale Druckgradient für jeden Zyklus dargestellt. Bei der Verbrennung von reinem Diesel ist keine relevante Streuung des Zündverzugs oder des maximalen Druckgradienten zwischen den Verbrennungszyklen zu beobachten. Bei einem Ethanolanteil von 25 % steigen die Schwankungen dagegen an, jedoch liegen die Druckanstiegsgradienten noch immer auf einem niedrigen Niveau leicht über denen des Dieselbetriebs. Wird die Substitution auf 50 % gesteigert, liegen die Werte mit Gradienten zwischen $17 \frac{\text{bar}}{\text{°KW}}$ und $46 \frac{\text{bar}}{\text{°KW}}$ durchgehend deutlich über denen des Dieselbetriebs (zwischen $5 \frac{\text{bar}}{\text{°KW}}$ und $9 \frac{\text{bar}}{\text{°KW}}$). Es ist zu erkennen, dass diese direkt mit den Schwankungen im Zündverzug zusammenhängen. Bei Zyklen mit geringerem Zündverzug aufgrund temporär verbesserter Zündbedingungen zeigen die Druckgradienten die größten Werte, da die Verbrennung hier bei konstantem Einspritzzeitpunkt in einem geringeren Zylindervolumen stattfindet.

Zusätzlich wird noch der Einfluss des Raildrucks auf die Verbrennung und die Emissionen bewertet. Abbildung 7.2 zeigt, dass die Temperatur im Kraftstoffrücklauf exponentiell mit dem Raildruck ansteigt. Da dies den heißesten Punkt im Niederdruck-Kraftstoffkreislauf darstellt, ist dieser relevant für ein eventuelles Ausdampfen von Teilen des Kraftstoffs beim Überschreiten von dessen Siedepunkt. Alle weiteren Größen mit Ausnahme der Stickstoffoxid-Emissionen profitieren hingegen von einem höheren Raildruck. Daher wird bei diesen Messungen, analog zu den MPI-Untersuchungen, der Raildruck entsprechend der Serienbedatung aus dem Steuergerät beibehalten.

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

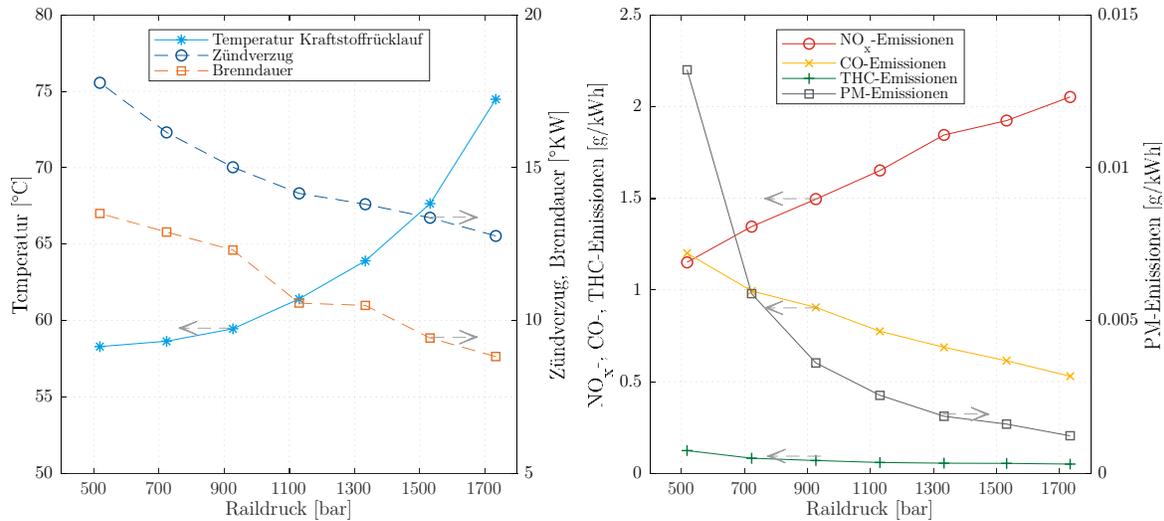


Abbildung 7.2: Einfluss des Raildrucks auf Rücklauftemperatur des Kraftstoffs, Verbrennung (links) und Emissionen (rechts) (1.9 mm Second Event-Hub, 20 % AGR-Rate, 50 % Ethanolanteil, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Zur Verbesserung der Zündbedingungen wird eine Voreinspritzung zugeschaltet. Abbildung 7.4 zeigt die Zylinderdruck- und differenziellen Heizverläufe für Voreinspritzungen von 1 mg und 2 mg bei 15 °KW vor OT bzw. 20 °KW vor OT. Diese Voreinspritzmengen entsprechen 1.2 % bzw. 2.5 % der insgesamt eingespritzten Kraftstoffmasse für die Substitutionsrate von 50 %. Diese Maßnahme wirkt sich unabhängig von Menge und Winkel positiv auf den Druck- bzw. Heizverlauf aus und reduziert das Dieselnageln. Um den Einfluss der Voreinspritzung auf die Emissionen möglichst gering zu halten und die Vergleichbarkeit mit den vorgestellten MPI-Untersuchungen zu gewährleisten, wird eine möglichst geringe Kraftstoffmenge möglichst nahe an der Haupteinspritzung gewählt.

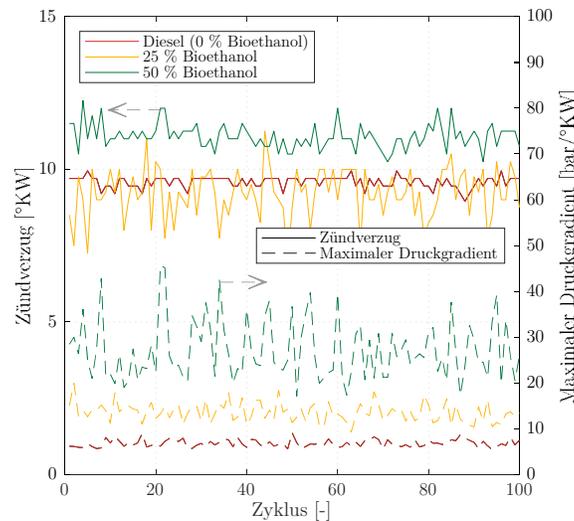


Abbildung 7.3: Zündverzug und maximaler Druckgradient für Zylinder 4 für verschiedene Ethanolanteile (1.9 mm Second Event-Hub, 20 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

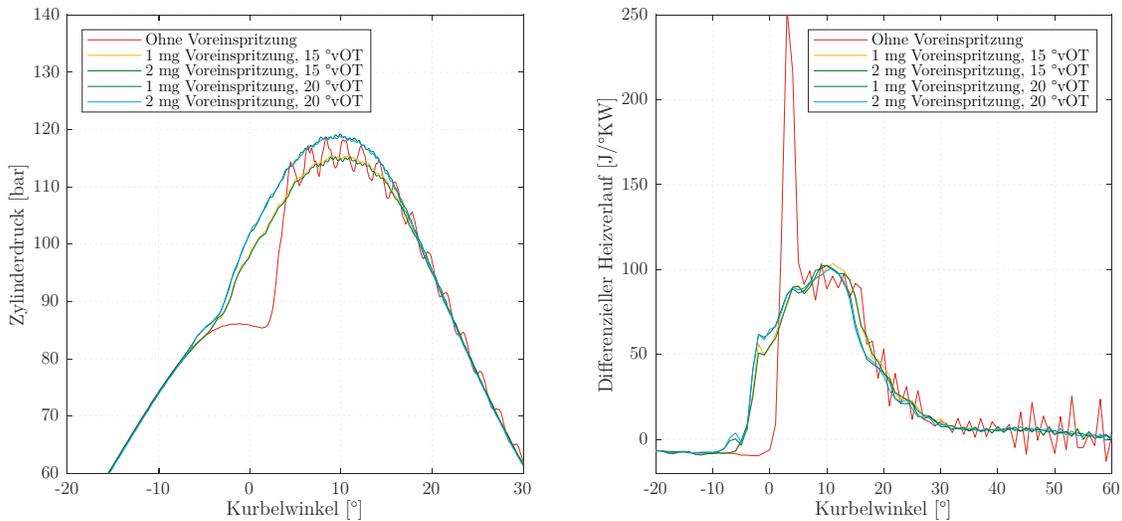


Abbildung 7.4: Druckverlauf und differenzieller Heizverlauf für Zylinder 4 für verschiedene Voreinspritzungen (50 % Ethanolanteil, 1.9 mm Second Event-Hub, 20 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Hiermit ergibt sich eine Voreinspritzung von 1 mg bei 15 °KW vor OT, welche zu den in Abbildung 7.5 dargestellten verbesserten Werten für den Zündverzug sowie den maximalen Druckgradienten führt. Bei frühen Haupteinspritzungen könnte es vorkommen, dass diese im Zeitpunkt durch die Voreinspritzung beschränkt würden, da die Einspritzvorgänge unmittelbar aneinander anschließen. Dies ist daran zu erkennen, dass eine Verstellung der Haupteinspritzung nach früh keinen veränderten Verbrennungsschwerpunkt mehr bewirkt. In diesem Fall wird die Voreinspritzung in Schrittweiten von 1 °KW sukzessive nach früh verstellt, um die Einspritzvorgänge voneinander zu trennen. Eine Trennung ist erfolgt, sobald eine Frühverstellung der Haupteinspritzung wieder Einfluss auf die Verbrennungsschwerpunktlage nimmt.

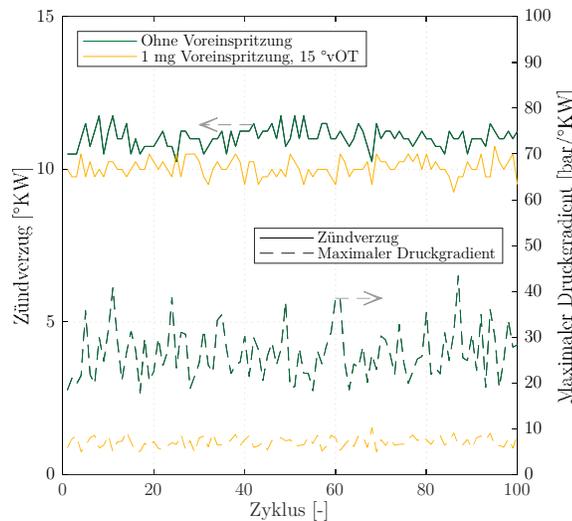


Abbildung 7.5: Zündverzug und maximaler Druckgradient für Zylinder 4 mit und ohne Voreinspritzung (50 % Ethanolanteil, 1.9 mm Second Event-Hub, 20 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

Des Weiteren wurden auch alle Vergleichsdaten mit reinem Dieseldieselkraftstoff für dieses Kapitel mit der gleichen Voreinspritzung erneut untersucht, um den Einfluss des Ethanol auf Wirkungsgrad und Emissionen unabhängig von der Voreinspritzung erfassen zu können.

Abbildung 7.6 zeigt den NO_x -Partikel Trade-Off für verschiedene Substitutionsraten. Es ist zu erkennen, dass die Stickstoffoxid-Emissionen bei den gleichen AGR-Raten (Stützpunkte der Kurven) jeweils weitgehend identisch sind, allerdings mit Ausnahme von 75 % Ethanolanteil, da hier der Verbrennungsschwerpunkt später gelegt werden muss.

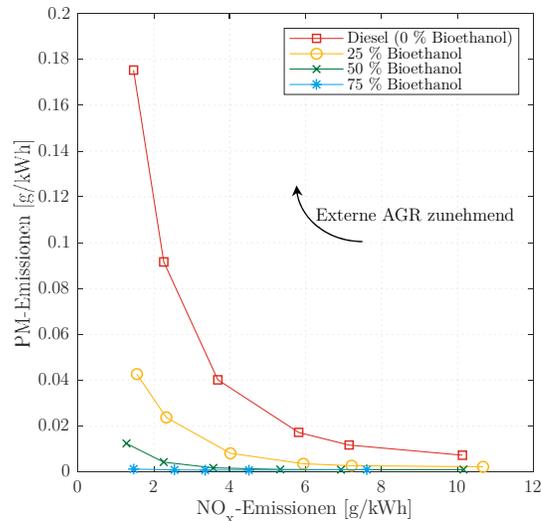


Abbildung 7.6: NO_x -Partikel Trade-Off für verschiedene Ethanolanteile (1.9 mm Second Event-Hub, 1600 min^{-1} , 350 Nm)

Dieses Verhalten gleicher NO_x -Werte ist in der Diffusionsverbrennung begründet, während die Flammenfront-Verbrennung der MPI-Untersuchungen mit zunehmender Substitution zu einer Reduktion der Stickstoffoxid-Emissionen bei gleicher AGR-Rate führt. Der Vorteil der Vormischung liegt somit zunächst in den reduzierten Ruß-Emissionen, welche höhere AGR-Raten ermöglichen, die wiederum eine Senkung der NO_x -Emissionen zur Folge haben. Die spätere Schwerpunktlage bei 75 % Substitution liegt in der oben genannten Beschränkung des Zeitpunkts der Haupteinspritzung durch die Voreinspritzung begründet. Bei dieser Substitutionsrate ist eine Frühverstellung der Voreinspritzung auf 20°KW vor OT notwendig, um die Einspritzvorgänge wieder voneinander zu trennen und so den Verbrennungsschwerpunkt bei 8°KW zu halten. Bei dieser frühen Einspritzung nimmt der Effekt der Aufheizung des Zylinders allerdings wieder ab, so dass es trotz Voreinspritzung wieder zu einem Anstieg der Druckgradienten und der Zyklusschwankungen des Zündverzugs kommt. Aus diesem Grund wird die Voreinspritzung bei 15°KW vor OT belassen und ein späterer Verbrennungsschwerpunkt akzeptiert.

In Abbildung 7.7 sind die Auswirkungen der frühen Voreinspritzung in Form von größeren Schwankungen des maximalen Druckgradienten und des Zündverzugs in den einzelnen Zylindern als auch in Form von einer steigenden Ungleichverteilung zwischen den Zylindern zu

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

sehen. Letztere ist auf eine Verschlechterung der Zündrandbedingungen zwischen den Zylindern zurückzuführen, die wiederum die Unterschiede im Restgasgehalt und der Luftmasse in den einzelnen Zylindern als Konsequenz aus den unterschiedlichen Ansaug- und Abgasstrecken in den Vordergrund rücken.

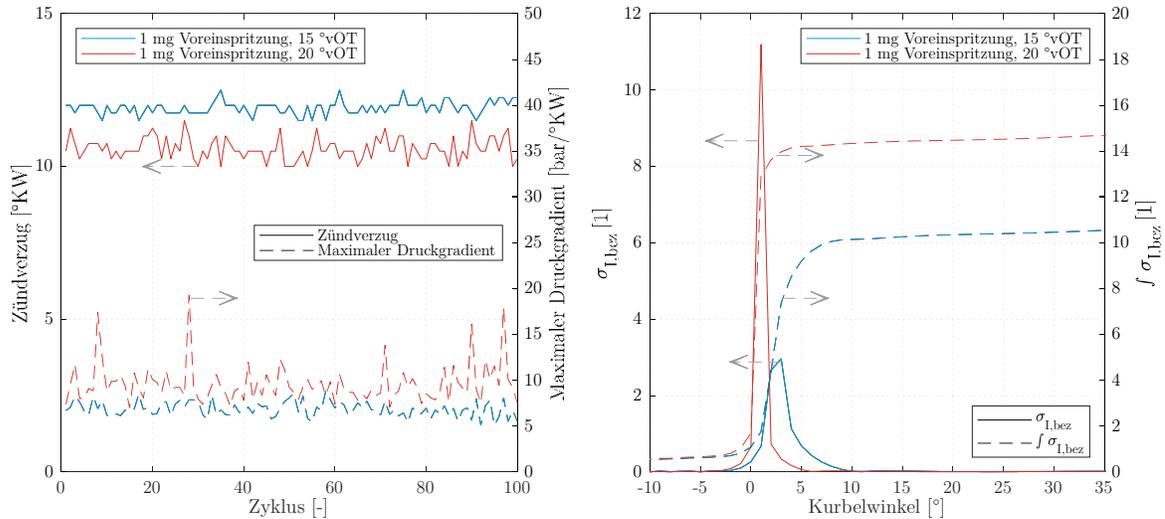


Abbildung 7.7: Zündverzug und maximaler Druckgradient für Zylinder 4 (links) und Gleichverteilung (rechts) bei 1 mg Voreinspritzung 15 °KW und 20 °KW vor OT (70 % Ethanolanteil, 1.9 mm Second Event-Hub, 25 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Zur besseren Vergleichbarkeit erfolgt daher die nachfolgende detaillierte Diskussion anhand der Ergebnisse für eine Substitution von 50 %. Bei den Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe (Abbildung 7.8) ist ein leichter Anstieg im Vergleich zum reinen Dieseltreibstoff zu erkennen, jedoch nicht in vergleichbarem Ausmaß wie bei den MPI-Untersuchungen. Der Einsatz des Second Event-Hubs zeigt hier keinen Einfluss, während mit steigender AGR-Rate ein Rückgang der THC-Werte zu beobachten ist. Die Kohlenstoffmonoxid-Emissionen (Abbildung 7.9) bleiben auf einem ähnlichen Niveau wie im reinen Dieseltreibstoff und zeigen bei Erhöhung der AGR-Rate zunächst keine signifikante Änderung, bis bei Annäherung an $\lambda = 1$ ein deutlicher Anstieg sichtbar wird. Die Abgasrücksaugung bewirkt hier sowohl im reinen Dieseltreibstoff als auch bei 50 % Substitution eine Reduktion der CO-Emissionen.

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

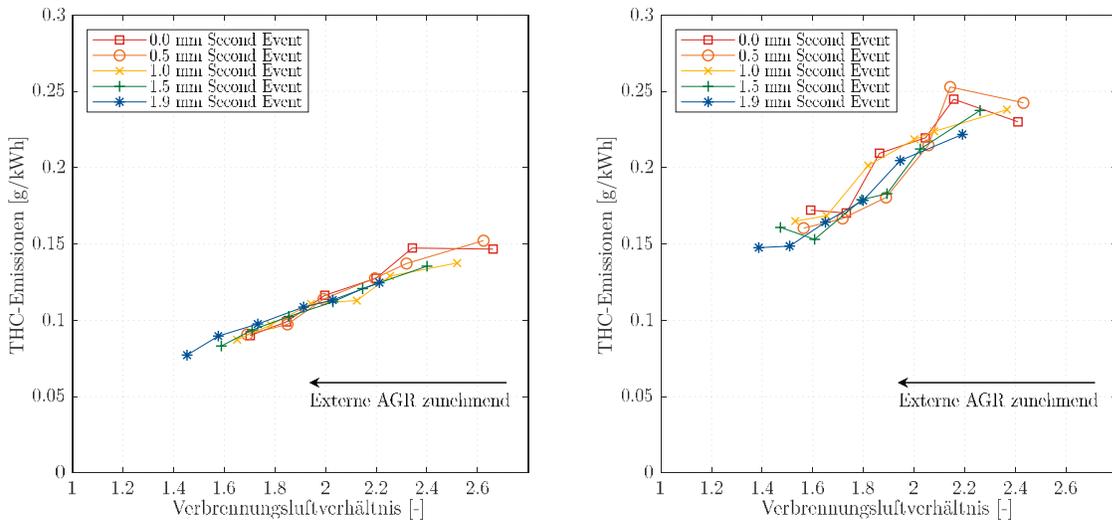


Abbildung 7.8: Kohlenwasserstoff-Emissionen für reine Dieselverbrennung (links) und 50 % Ethanolanteil (rechts) in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (1 mg Voreinspritzung 17 °KW vor OT, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

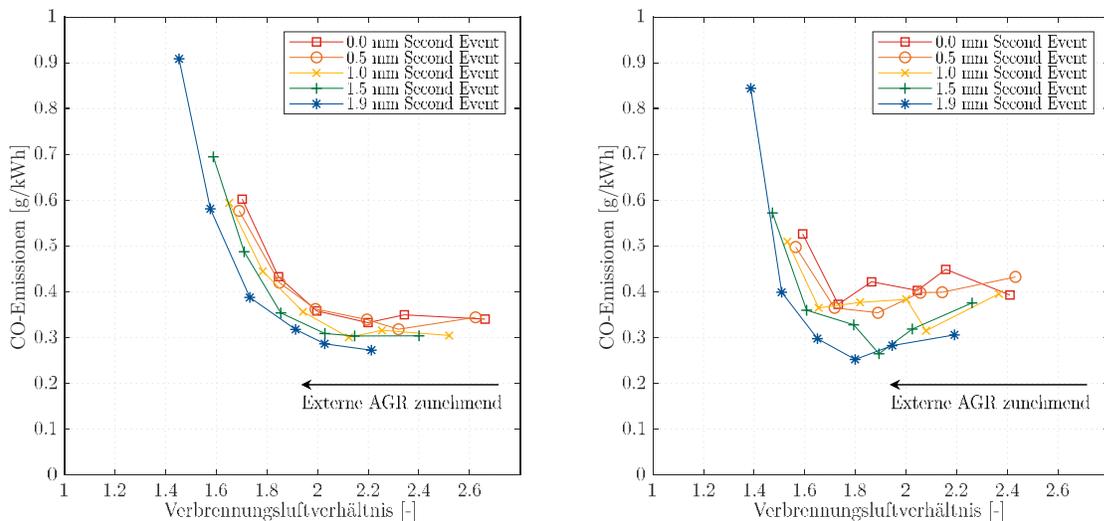


Abbildung 7.9: Kohlenstoffmonoxid-Emissionen für reine Dieselverbrennung (links) und 50 % Ethanolanteil (rechts) in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (1 mg Voreinspritzung 17 °KW vor OT, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Aufgrund der reduzierten Cetanzahl ergibt sich eine Verlängerung des Zündverzugs, Abbildung 7.10. Ein Einfluss des Second Event-Hubs bei einer Substitutionsrate von 50 % ist nur bei niedrigen Verbrennungsluftverhältnissen kleiner 1,8 – sprich bei hohen AGR-Raten – zu beobachten, wo die Abgasrücksaugung zu einer Reduktion des Zündverzugs führt. In diesem Bereich nimmt allerdings die Brenndauer ohne Second Event-Hub (Abbildung 7.11) stark ab, was direkt in Verbindung mit dem Zündverzug steht. Dieser wird hier so groß, dass die Voreinspritzung sich erst während der Haupteinspritzung entzündet und somit in diese übergeht.

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

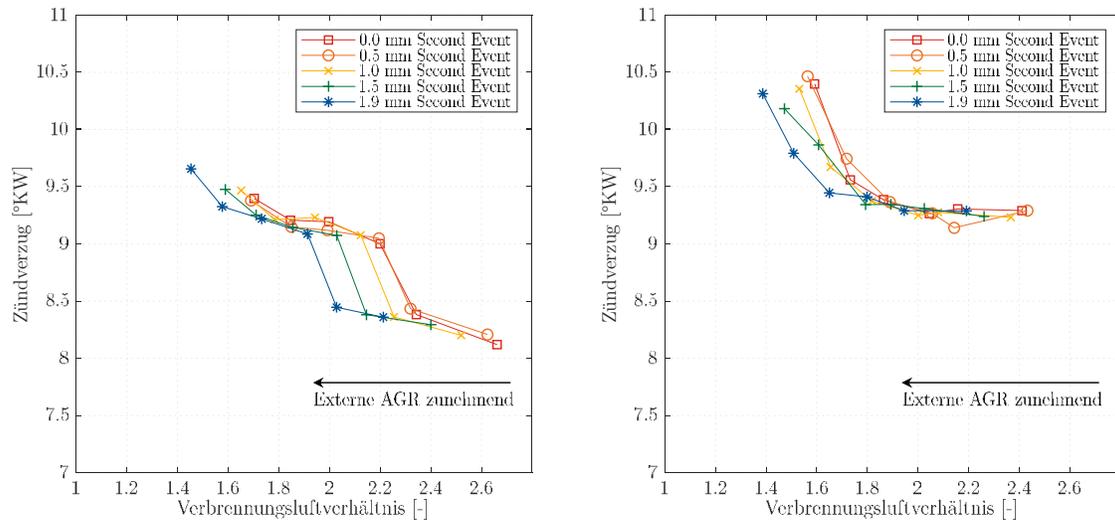


Abbildung 7.10: Zündverzug für reine Dieselerverbrennung (links) und 50 % Ethanolanteil (rechts) in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (1 mg Voreinspritzung 17 $^{\circ}\text{KW}$ vor OT, 1600 min^{-1} , 350 Nm)

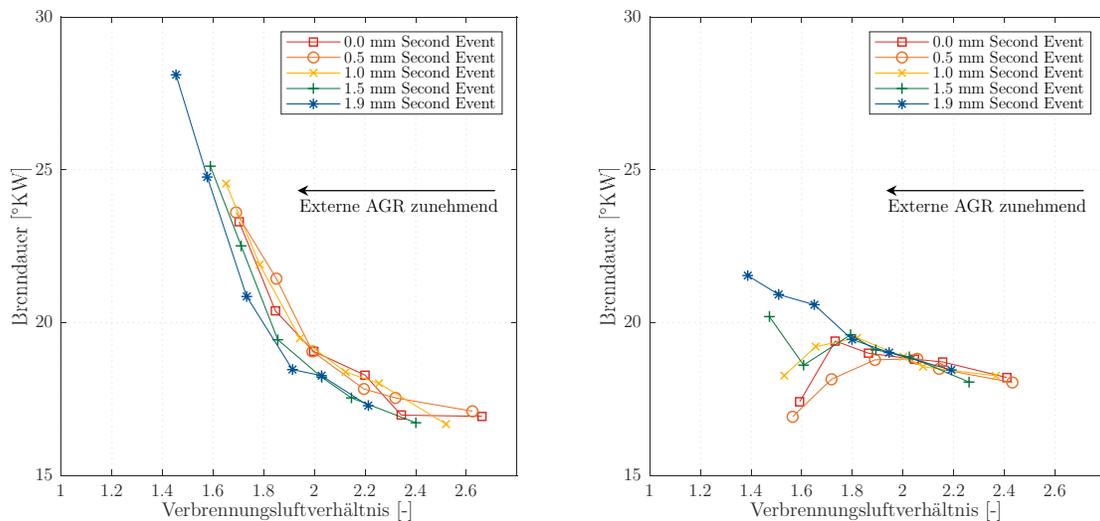


Abbildung 7.11: Brenndauer für reine Dieselerverbrennung (links) und 50 % Ethanolanteil (rechts) in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (1 mg Voreinspritzung 17 $^{\circ}\text{KW}$ vor OT, 1600 min^{-1} , 350 Nm)

Dies ist in Abbildung 7.12 im Detail dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sich bei konstanten Zeitpunkten der Vor- und der Haupteinspritzung, sowie konstanter Voreinspritzmenge, der Beginn der Wärmefreisetzung mit steigender AGR-Rate nach spät verschiebt. Diese Verschiebung des Verbrennungsstarts äußert sich in einer größeren Energiefreisetzung zu Beginn der Verbrennung. Anschließend verlaufen die Kurven ab ca. 5 $^{\circ}\text{KW}$ nach OT deckungsgleich bis zum (ebenfalls identischen) Verbrennungsende.

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

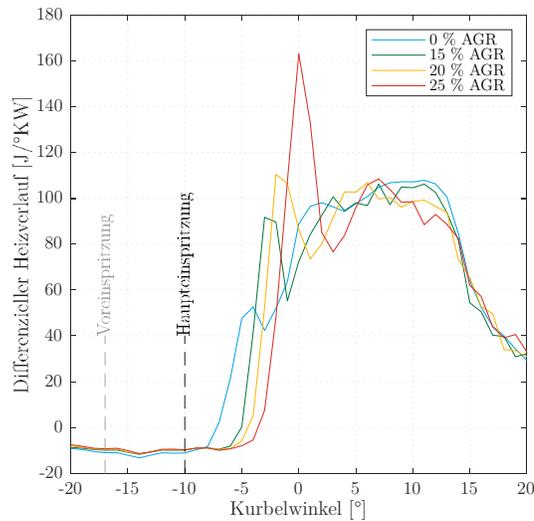


Abbildung 7.12: Differenzieller Heizverlauf für verschiedene AGR-Raten (1 mg Voreinspritzung, ohne Second Event-Hub, 50 % Ethanolanteil, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Betrachtet man den effektiven Wirkungsgrad, so ergibt sich ein Abfall mit zunehmendem Ethanolanteil, Abbildung 7.13 (links). Speziell bei 75 % Substitution ist dieser aufgrund des oben genannten späteren Verbrennungsschwerpunkts deutlich zu erkennen. Trotz des geringeren spezifischen CO₂-Ausstoßes von Ethanol ist somit ein Anstieg der Gesamtkohlenstoffdioxid-Emission die Folge. Der Anteil aus Diesel wird so im 75 % Punkt um 72.9 % reduziert. Auffällig ist, dass der indizierte Wirkungsgrad im Gegensatz zum effektiven Wirkungsgrad bei 25 % und 50 % Substitution ansteigt, die Verbrennung durch die kürzere Brenndauer also effizienter abläuft. Gleichzeitig steigt aber die Reibung des Motors mit zunehmendem Ethanolanteil an. Der Grund hierfür liegt in der geringeren Energiedichte von Ethanol, welche eine höhere Kraftstoff-Einspritzmenge erforderlich macht. Abbildung 7.13 (rechts) zeigt die Korrelation zwischen den Kraftstoff-Volumenströmen und der dadurch folgenden höheren Reibarbeit der Hochdruckpumpe zum Erreichen des gleichen Raildrucks. Durch die Mengensteuerung der Hochdruckpumpe mit vorgegebenem Kammervolumen ist hier die Betrachtung des Volumenstroms sinnvoller als die des Massenstroms. In diesem Fall muss auch die Relation der volumetrischen Heizwerte beachtet werden, deren Verhältnis mit $21.5 \frac{MJ}{l}$ (Ethanol) zu $35 \frac{MJ}{l}$ (Diesel) nochmals geringer ausfällt als das Verhältnis der gravimetrischen Heizwerte. Während der Kraftstoff-Volumenstrom von 0 % auf 75 % Substitutionsrate um den Faktor 1.59 steigt, erhöht sich die Motorreibung gleichzeitig um das 1.44-fache. Die Differenz zwischen den beiden Faktoren lässt sich durch die geringere Viskosität von Ethanol im Vergleich zu Diesel erklären, welche die Reibverluste in der Hochdruckpumpe senkt [104] und somit den gesteigerten Volumenstrom zum Teil kompensiert.

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

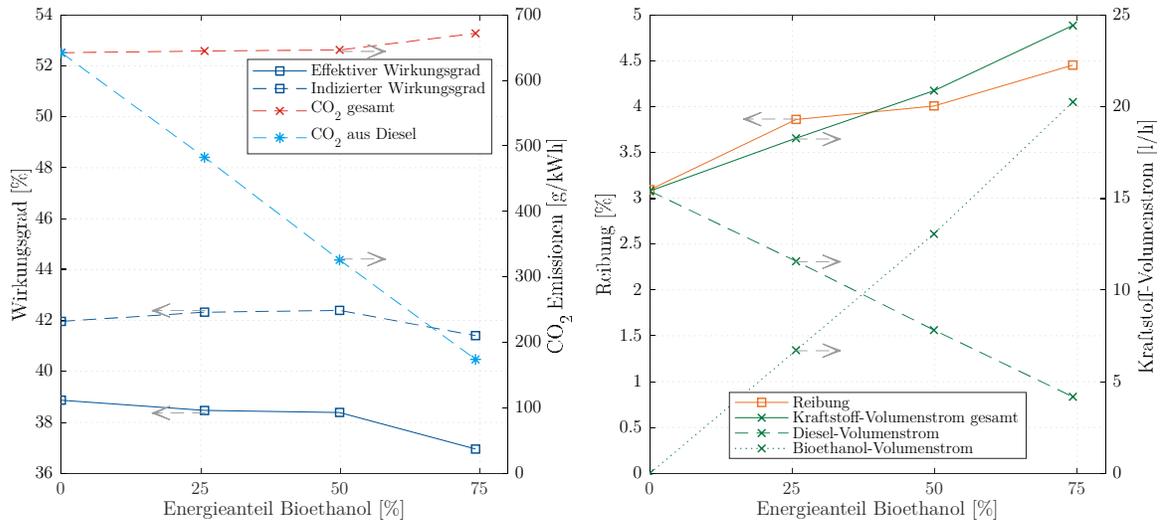


Abbildung 7.13: Effektiver und indizierter Wirkungsgrad, CO₂-Emissionen (links), Reibung und Kraftstoff-Volumenströme (rechts) über Ethanolanteil (1 mg Voreinspritzung, 1.9 mm Second Event-Hub, 20 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Mit der Reduktion der Last auf **175 Nm** bei **1600 min⁻¹** sinkt der Ladedruck und damit auch der Zylinderdruck nach der Kompression. Durch diese Verschlechterung der Rahmenbedingungen zur Selbstzündung ist die Substitution hier auf 50 % beschränkt. Da die externe AGR durch den Effekt der „subtracted EGR“ (siehe Kapitel 6.1) zu einer weiteren Absenkung des Zylinderdrucks und damit zu Zündaussetzern führt, kann diese bei dieser Substitutionsrate nicht genutzt werden. Abbildung 7.14 zeigt, dass sich bereits mit einem Ethanolanteil von 25 % ein starker Abfall der Partikel-Emissionen einstellt.

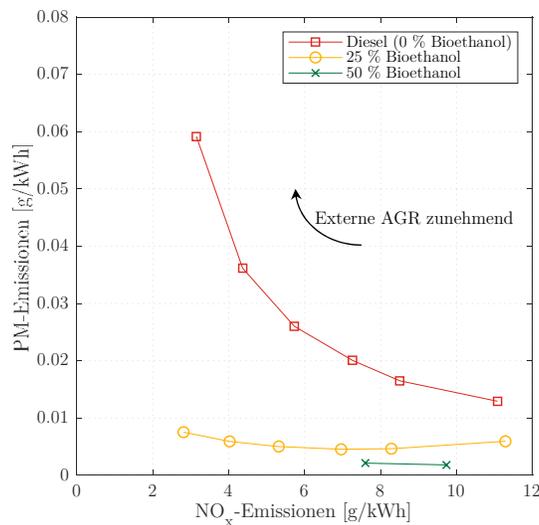


Abbildung 7.14: NO_x-Partikel Trade-Off für verschiedene Ethanolanteile (1.9 mm Second Event-Hub, 1600 min⁻¹, 175 Nm)

In diesem Betriebspunkt sind die Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen nahezu

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

unabhängig von der AGR-Rate, zeigen jedoch eine geringfügige Abnahme mit steigendem Second Event-Hub, Abbildung 7.15. Im Vergleich zwischen 0 % und 25 % Ethanolanteil zeigt sich eine THC-Steigerung analog zum Lastpunkt bei 350 Nm, jedoch liegen die Werte auch hier immer noch auf einem niedrigen Niveau. Bei den zu sehenden Abweichungen (0 mm Second Event-Hub, 7 % externe AGR bei reiner Dieselverbrennung, 0.5 mm Second Event-Hub, 7 % externe AGR bei 25 % Ethanolanteil) handelt es sich in Absolutwerten um einen Anstieg um 5 ppm bei einer Ausgangsbasis von 12 ppm. Hierbei steigt der Messwert während der Messung kurz um diese Größe an und fällt langsam wieder auf das Ursprungsniveau ab. Da sich dieses Phänomen nur in den THC-Emissionen zeigt und in keinem anderen Messwert, könnte es sich hierbei um ein Abdampfen von Kohlenwasserstoffen in den Messleitungen oder in der Abgasmessanlage an sich handeln.

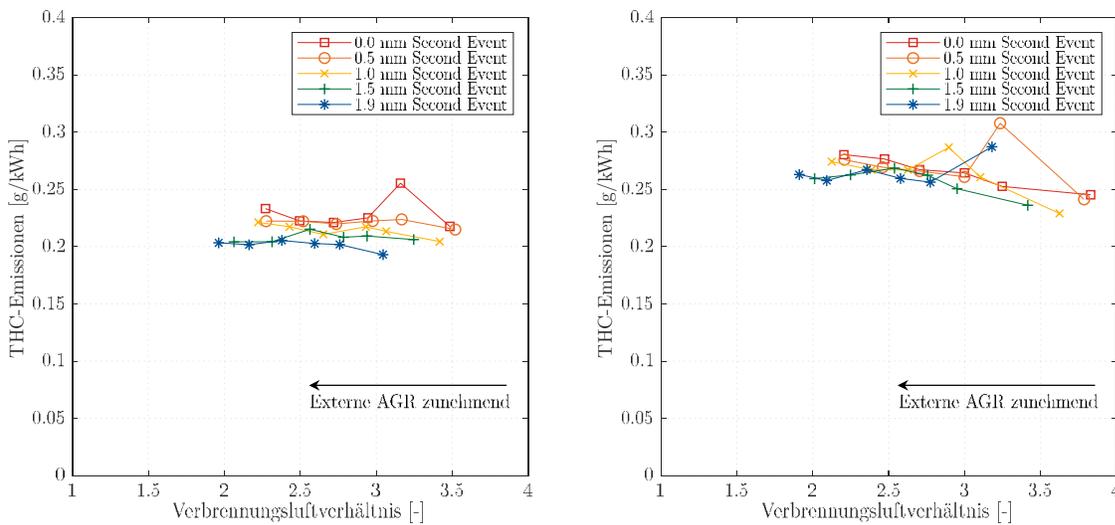


Abbildung 7.15: Kohlenwasserstoff-Emissionen für reine Dieselverbrennung (links) und 25 % Ethanol (rechts) in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (1 mg Voreinspritzung 15 °KW vor OT, 1600 min⁻¹, 175 Nm)

Ebenso entspricht das Verhalten der Kohlenstoffmonoxid-Emissionen in Abbildung 7.16 dem Verlauf des höherlastigen Betriebspunkts, mit einem Anstieg mit der AGR-Rate und einer möglichen Senkung durch die interne Abgasrückführung des Second Event-Hubs.

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

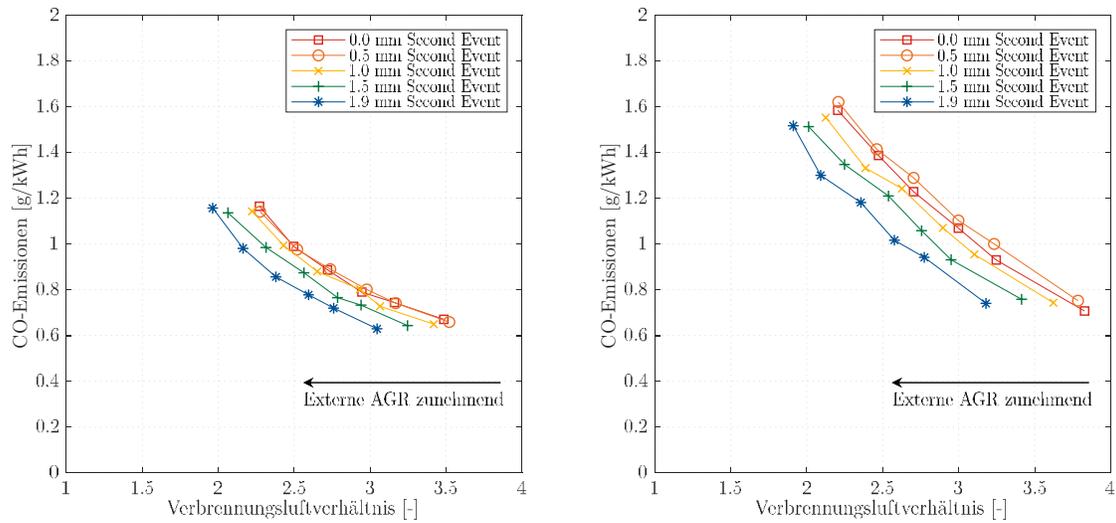


Abbildung 7.16: Kohlenstoffmonoxid-Emissionen für reine Dieselverbrennung (links) und 25 % Ethanol (rechts) in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (1 mg Voreinspritzung 15 °KW vor OT, 1600 min⁻¹, 175 Nm)

Bei **1600 min⁻¹** und **525 Nm** lässt sich keine Beschränkung des Ethanolanteils seitens der Zündfähigkeit festlegen, da hier vorher die maximal zulässige Einspritzmenge (Ansteuerdauer des Injektors) des Seriensteuergeräts erreicht wird. So ist hier eine maximale Substitution von 60 % möglich. In Abbildung 7.17 ist der NO_x-Partikel Trade-Off für diesen Punkt dargestellt, mit der bekannten Senkung der Ruß-Emissionen. Außerdem ist eine Reduktion der Stickstoffoxid-Emissionen mit steigendem Ethanolanteil erkennbar, was an der Kombination aus dem steigendem Zündverzug und der längeren Brenndauer aufgrund des geringeren Gemischheizwerts bei gleichem Einspritzzeitpunkt liegt. Da der Einspritzzeitpunkt in diesem Lastpunkt passend zu dem maximal zulässigen Zylinderdruck von 150 bar eingestellt wurde, verschiebt sich der Verbrennungsschwerpunkt daher auf einen späteren Zeitpunkt.

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

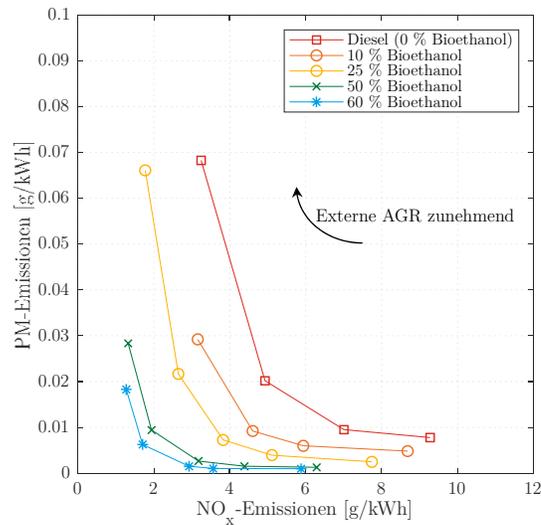


Abbildung 7.17: NO_x -Partikel Trade-Off für verschiedene Ethanolanteile (1.9 mm Second Event-Hub, 1600 min^{-1} , 525 Nm)

Die THC-Emissionen liegen geringfügig höher als im reinen Dieselpetrieb, siehe Abbildung 7.18. Der Second Event-Hub erzeugt hier einen Nachteil, jedoch sind die Werte durch die unterschiedlichen Verbrennungsschwerpunkte nicht direkt vergleichbar. Der Verlauf der Kohlenstoffmonoxid-Emissionen (Abbildung 7.19) ähnelt sich bei 0 % und 50 % Substitution; in beiden Fällen zeigt die Variation des Second Event-Hubs keine Auswirkungen.

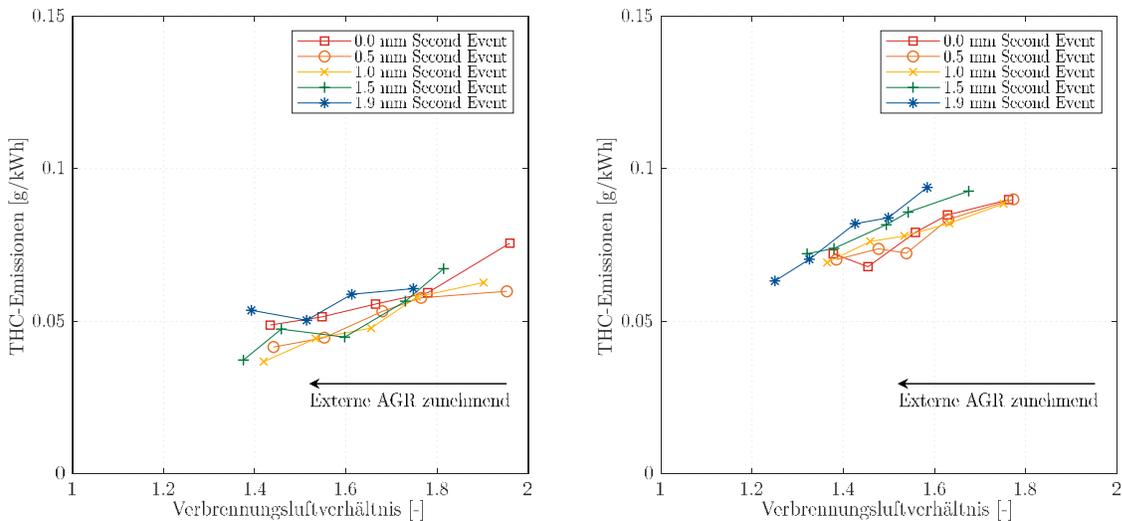


Abbildung 7.18: Kohlenwasserstoff-Emissionen für reine Dieselpetriebung (links) und 50 % Ethanol (rechts) in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (1 mg Voreinspritzung 15 °KW vor OT, 1600 min^{-1} , 525 Nm)

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

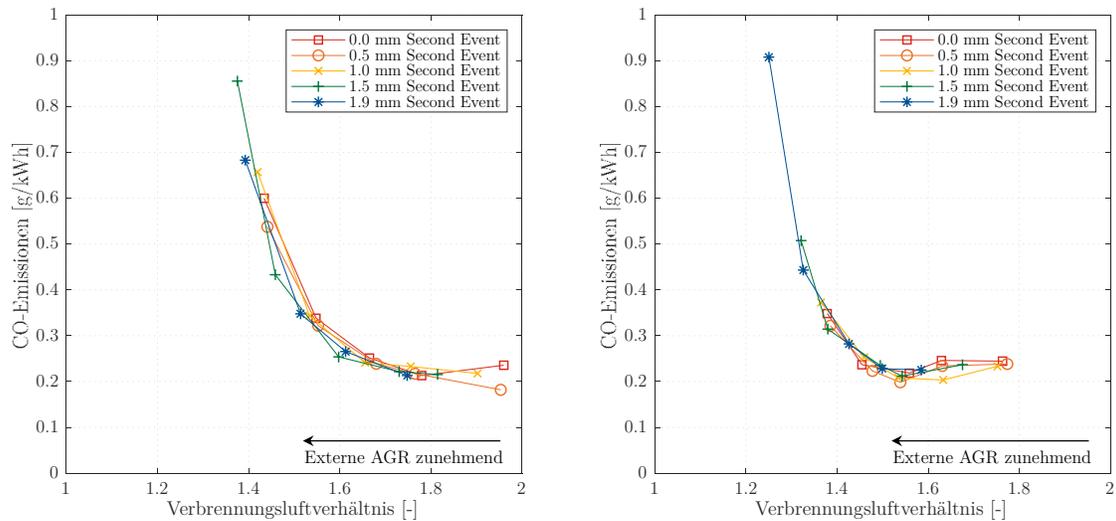


Abbildung 7.19: Kohlenstoffmonoxid-Emissionen für reine Dieselerbrennung (links) und 50 % Ethanol (rechts) in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (1 mg Voreinspritzung 15 °KW vor OT, 1600 min⁻¹, 525 Nm)

Bei der Drehzahl **1100 min⁻¹** kommt es bei **350 Nm** durch den hohen Anteil an von der Hochdruckseite zum Tank zurückgeführtem Kraftstoff zu Rücklauftemperaturen von 90 °C bei 25 % Substitution. In Kombination mit dem geringen Relativdruck im Kraftstoffsystem von 400 mbar entstehen damit Dampfblasen, durch welche der Raildruck einbricht. Der Beginn der Dampfblasenbildung äußert sich in einem stetig abnehmenden Vorförderdruck, auch wenn dies noch nicht unmittelbar im Raildruck zu sehen ist. Mit steigender Effizienz des Lastpunkts durch die Zugabe von externer AGR sowie Erhöhung des Second Event-Hubs und damit fallendem Kraftstoffbedarf tritt dieser Effekt durch die höhere Kraftstoffrücklaufmenge früher auf. Da für die Ethanol-Untersuchungen die standardmäßige Hochdruckpumpe verwendet wird, ist der Vorförderdruck hier auf 400 mbar beschränkt und keine Druckerhöhung zur Vermeidung der Verdampfung des Ethanols möglich. Durch den direkten Zusammenhang zwischen Raildruck und Kraftstofftemperatur (s. Betriebspunkt 1600 min⁻¹, 350 Nm, Abbildung 7.2) kann der Ethanolanteil über die Senkung des Raildrucks erhöht werden. So ist bei 1700 bar eine maximale Substitution von 25 % möglich, während bei 1200 bar 50 % erreicht werden können. Abbildung 7.20 zeigt, dass zwischen 25 % und 50 % Ethanolanteil aufgrund des abgesenkten Raildrucks nur geringe Unterschiede im NO_x-Partikel Trade-Off zu erkennen sind.

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

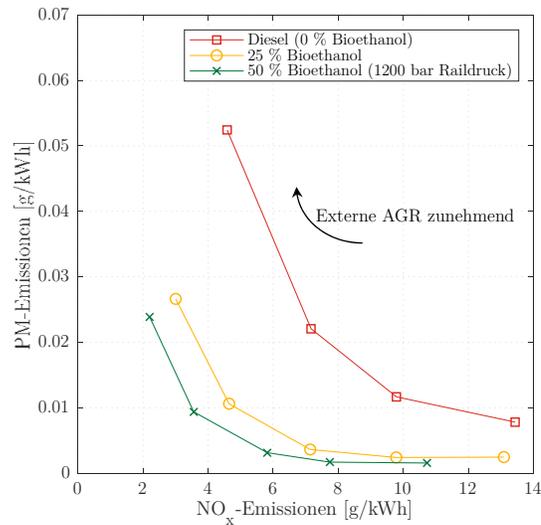


Abbildung 7.20: NO_x -Partikel Trade-Off für verschiedene Ethanolanteile (1.5 mm Second Event-Hub, 1100 min^{-1} , 350 Nm)

Zur besseren Vergleichbarkeit mit den bereits vorgestellten Ergebnissen wird daher im Folgenden die Substitutionsrate von 25 % bei 1700 bar Raildruck betrachtet. Da durch das oben beschriebene Phänomen der Dampfblasenbildung die auf dem Kraftstoffmassenstrom basierenden Mess- bzw. Rechenwerte, wie z.B. der effektive Wirkungsgrad, nicht für jeden Messpunkt verwertbar sind, werden hier ausschließlich die Emissionen bewertet. Während die THC-Emissionen (Abbildung 7.21) mit dem Ethanolanteil leicht ansteigen, sinken die CO -Emissionen (Abbildung 7.22) etwas ab. Das Erreichen geringerer Verbrennungsluftverhältnisse ist hier in der höheren AGR-Verträglichkeit der Diesel-Ethanol-Mischung begründet, deren Rußgrenze näher an $\lambda = 1$ liegt als bei reinem Dieselkraftstoff.

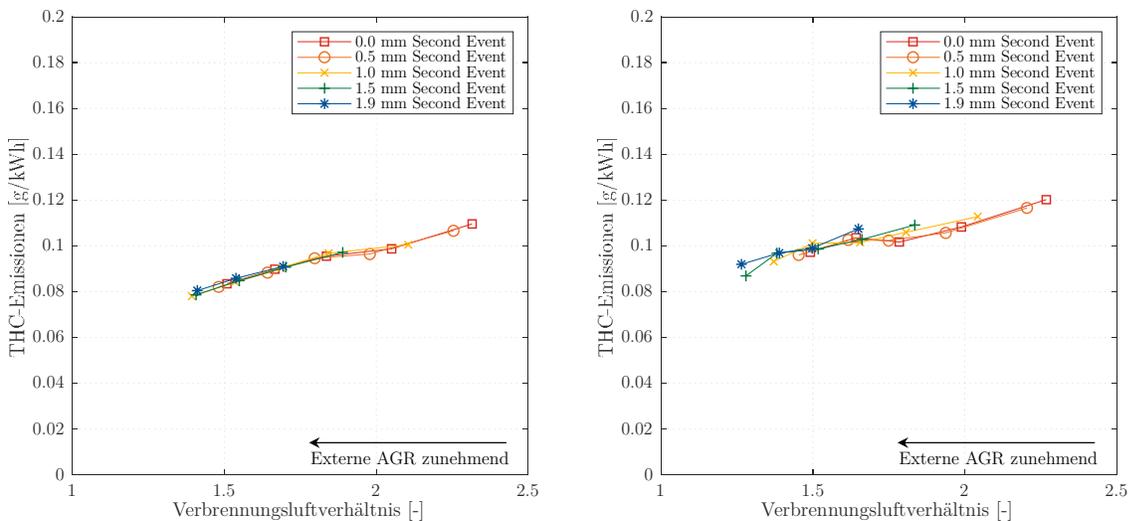


Abbildung 7.21: Kohlenwasserstoff-Emissionen für reine Dieselverbrennung (links) und 25 % Ethanol (rechts) in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (1100 min^{-1} , 350 Nm)

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

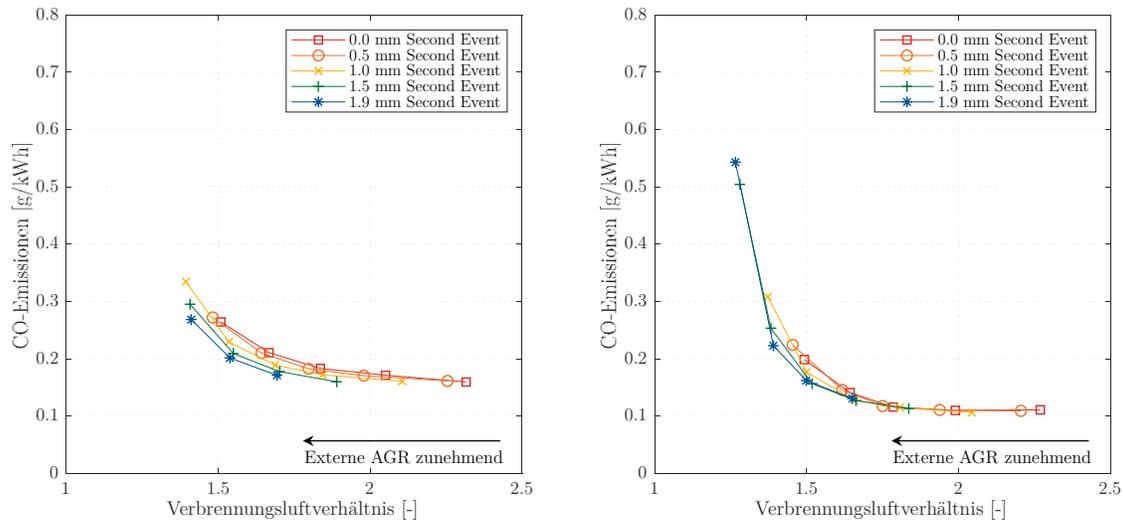


Abbildung 7.22: Kohlenstoffmonoxid-Emissionen für reine Dieselverbrennung (links) und 25 % Ethanol (rechts) in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (1100 min⁻¹, 350 Nm)

7.2 Vergleich zwischen Biopropan und Bioethanol

Mit Propan wurden dieselben Messungen durchgeführt wie mit Ethanol. Die ausführliche Analyse zu diesem Kraftstoff befindet sich im Anhang A.2.1. Während sich bei Ethanol die Begrenzung der maximal möglichen Substitutionsrate besonders bei niedrigeren Lasten durch die Zündfähigkeit des Gemischs ergibt, ist bei Propan ausschließlich die Dampfblasenbildung im Kraftstoffrücklauf limitierend für eine Steigerung des Energieanteils. Zwar zeigt Ethanol bei geringer Motordrehzahl ebenfalls dieses Phänomen, allerdings kann hier mit einem erhöhten Vorförderdruck (jedoch deutlich weniger als bei Propan) gegengesteuert werden. Abbildung 7.23 (links) zeigt die maximal möglichen Substitutionsraten für diese beiden Kraftstoffe in allen untersuchten Betriebspunkten. Bei 1600 min⁻¹, 525 Nm ist zu beachten, dass die Substitutionsrate im Ethanolbetrieb durch die Beschränkung der Einspritzdauer des Seriensteuergereäts begrenzt wird. Die mit den Werten aus Kapitel 5.3 berechnete Cetanzahl der jeweiligen Kraftstoffmischung zeigt eine deutliche Absenkung der Zündwilligkeit bei den Ethanol-Diesel-Mischungen im Vergleich zu den Propan-Diesel-Mischungen (auch bei gleichen Substitutionsraten).

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

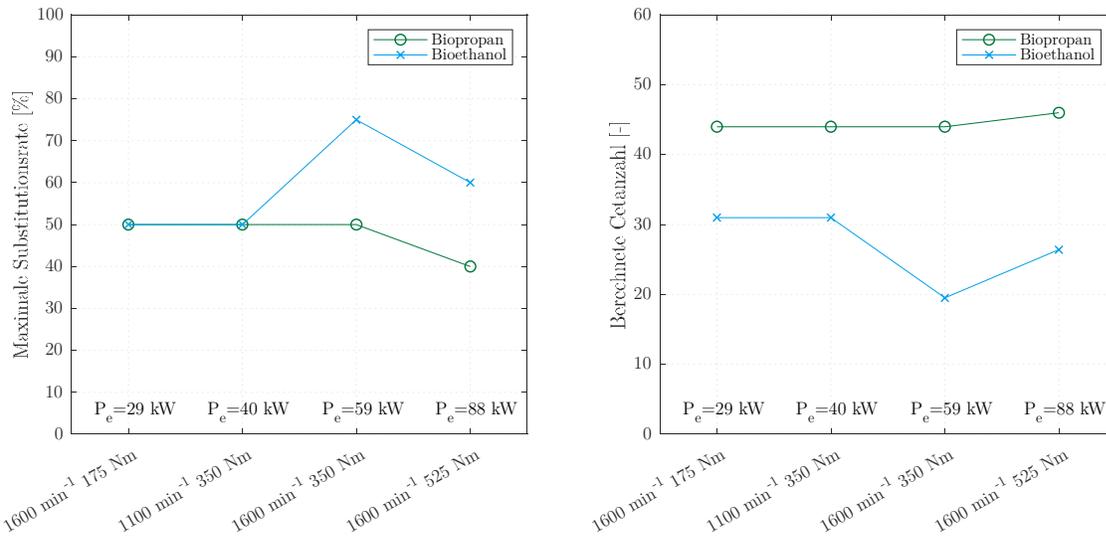


Abbildung 7.23: Maximale Substitutionsrate (links) und berechnete Cetanzahl der Kraftstoffmischungen (rechts) je Betriebspunkt für Biopropan und Bioethanol

Zur Einordnung der Ergebnisse von Ethanol und Propan bei direkter Beimischung zum Die- selkraftstoff wird im Folgenden ein Vergleich bei der gleichen Substitutionsrate von 25 % und gleichem Einspritzdruck von 1700 bar bei dem Lastpunkt 1600 min^{-1} und 350 Nm vorgenom- men. Da bei Ethanol aufgrund der reduzierten Cetanzahl (und damit Zündwilligkeit) eine Voreinspritzung zum Einsatz kommt, ist der Zündverzug hier nicht vergleichbar und wird deswegen nicht betrachtet. Bei der Brenndauer ist kein signifikanter Unterschied zwischen Ethanol und Propan zu erkennen, wie Abbildung 7.24 zeigt.

In Abbildung 7.25 sind beispielhaft die differenziellen Heizverläufe ohne Voreinspritzung im Fall ohne Second Event-Hub und ohne externe AGR dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sich sowohl mit Propan als auch mit Ethanol der Zündverzug gegenüber reinem Diesel verlängert. Bezüglich des Verlaufs der Verbrennung sind keine signifikanten Unterschiede zu erkennen.

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

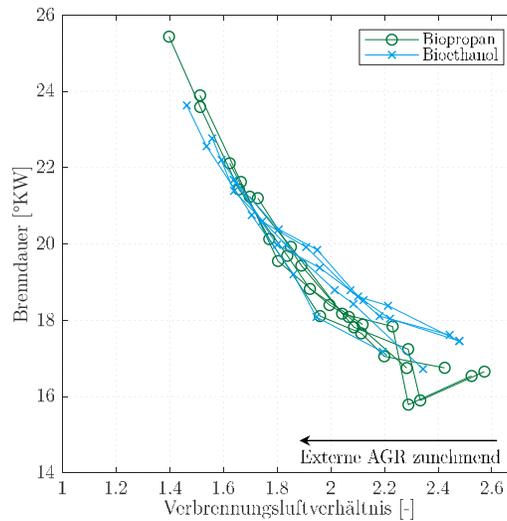


Abbildung 7.24: Brenndauer der zwei Biokraftstoffe bei 25 % Substitution für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min^{-1} , 350 Nm)

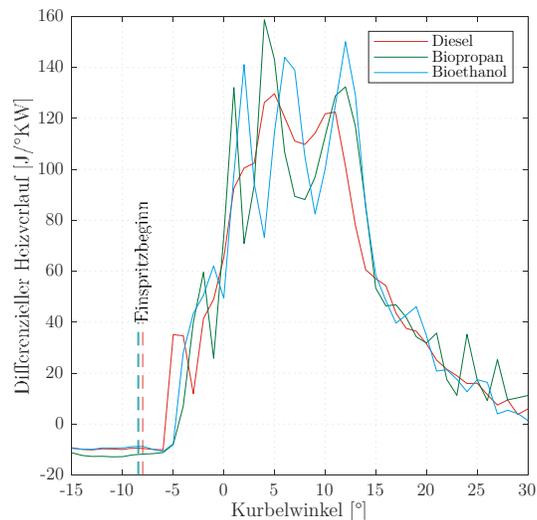


Abbildung 7.25: Differenzielle Heizverläufe der zwei Biokraftstoffe bei 25 % Substitution und von reinem Diesel ohne Voreinspritzung (ohne Second Event-Hub, 0 % AGR-Rate, 1600 min^{-1} , 350 Nm)

Sowohl bei den THC- als auch den CO-Emissionen liegt Ethanol bei geringen AGR-Raten über Propan und nähert sich bei höheren AGR-Raten an, Abbildung 7.26. Der Grund für die Differenz liegt in der Kombination aus höherer Cetanzahl [105, S. 49] und niedrigerem Siedepunkt von Propan im Vergleich zu Ethanol, welche sich bei diesen Emissionskomponenten vorteilhaft auswirken. Bezüglich der Absolutwerte befinden sich diese in beiden Fällen auf dieseltypisch niedrigen Niveaus.

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

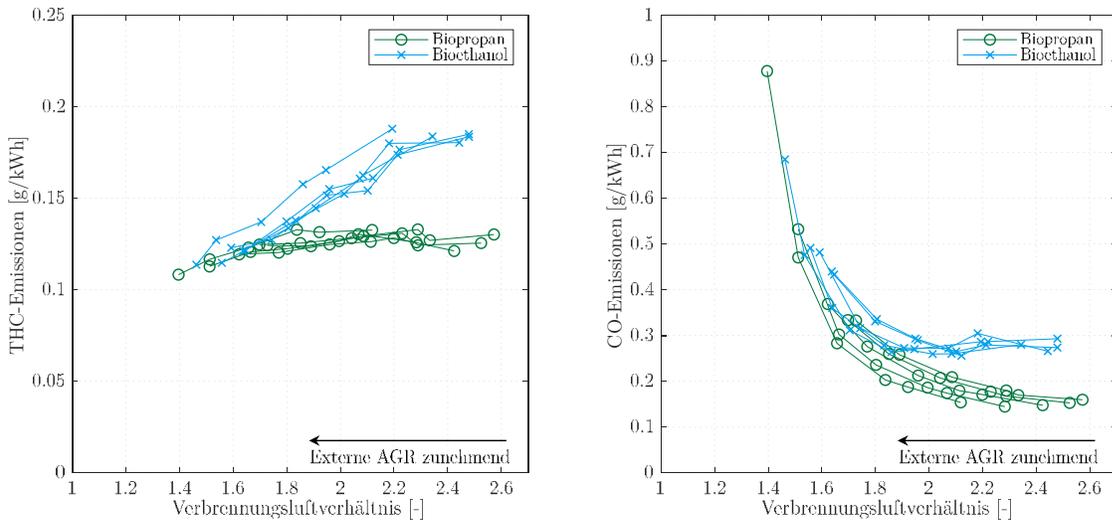


Abbildung 7.26: Kohlenwasserstoff- und Kohlenstoffmonoxid-Emissionen der beiden Biokraftstoffe bei 25 % Substitution für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min^{-1} , 350 Nm)

Die NO_x -Partikel Trade-Off-Verläufe der beiden Kraftstoffe in Abbildung 7.27 zeigen bei niedrigen AGR-Raten keine signifikanten Unterschiede. Leichte Unterschiede in einzelnen Messpunkten dürften hier eher aus den verschiedenen Umgebungsbedingungen der Messtage resultieren, daher sind allein die Lage und der Verlauf der gesamten Kurve relevant. Bei höheren AGR-Raten zeigt Ethanol eine geringere Rußbildung als Propan, was an dem im Ethanol gebundenen Sauerstoff liegt, der zusätzlich zum Sauerstoff der Umgebungsluft zur Oxidation der Kohlenwasserstoffe genutzt wird.

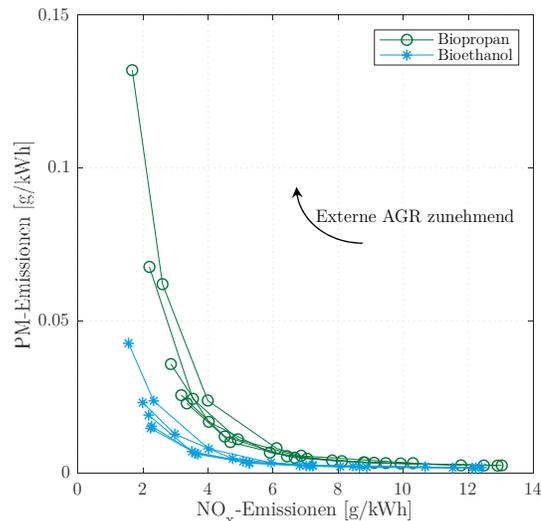


Abbildung 7.27: NO_x -Partikel Trade-Off der zwei Biokraftstoffe bei 25 % Substitution für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min^{-1} , 350 Nm)

Der Wirkungsgrad der Verbrennung liegt für Propan in etwa auf einem Niveau mit den Werten für reinen Diesel, während Ethanol geringfügig besser ist. In beiden Fällen sorgt die höhere

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

Pumpenarbeit aufgrund des gestiegenen Volumenstroms für höhere Reibungsverluste. Der Volumenstrom steigt wegen des geringeren volumetrischen Heizwerts an und zieht damit eine stärkere Abnahme des effektiven Wirkungsgrads in Relation zum indizierten Wirkungsgrad nach sich, Abbildung 7.28. Als Resultat liegt Ethanol über alle Second Event-Hübe und AGR-Raten hinweg im effektiven Wirkungsgrad leicht unter reinem Diesel. Propan fällt um den doppelten Betrag ab und liegt somit hinsichtlich des effektiven Wirkungsgrads immer unter Ethanol.

Da bei der gleichen Substitutionsrate der identische Anteil der Kraftstoffenergie aus Diesel kommt, ist für die Reduktion des fossilen CO₂-Anteils in diesem Fall ausschließlich der jeweilige effektive Wirkungsgrad für die Ethanol-Diesel- bzw. Propan-Diesel-Verbrennung ausschlaggebend. Daher wird im Fall der effizienteren Substitution von Diesel durch Ethanol ein höherer Anteil an fossilem Kohlenstoffdioxid eingespart.

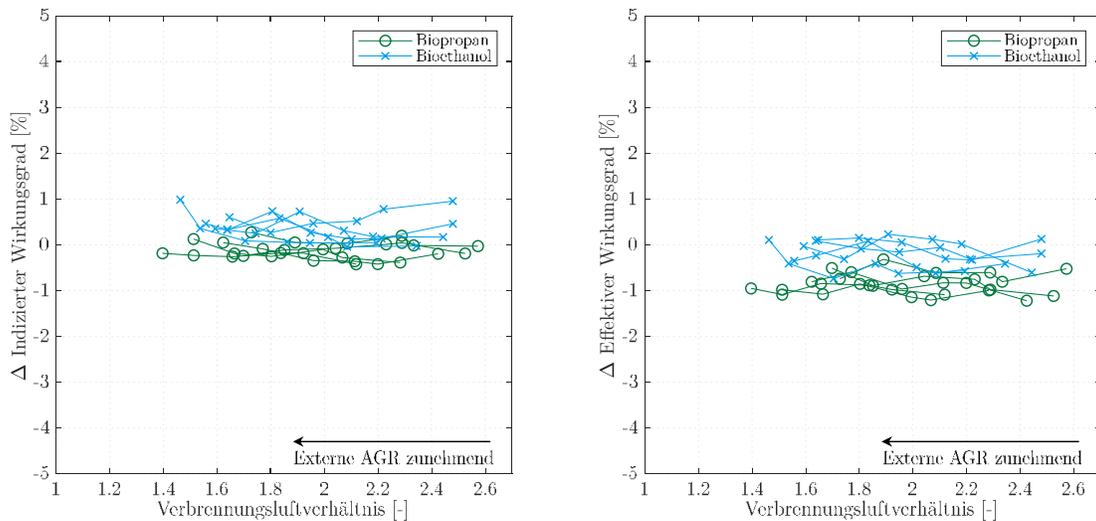


Abbildung 7.28: Differenz des indizierten (links) und des effektiven Wirkungsgrads (rechts) der zwei Biokraftstoffe bei 25 % Substitution bezogen auf reinen Dieselbetrieb für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min⁻¹, 350 Nm)

Bei den Gesamt-CO₂-Emissionen in Abbildung 7.29 hingegen spielt der spezifische CO₂-Ausstoß der einzelnen Kraftstoffe eine Rolle, der definiert ist durch den Quotienten aus Kohlenstoffanteil und Heizwert. Mit einem Wert von $70.85 \frac{g\ CO_2}{MJ}$ liegt Ethanol um 7.7 % höher als Propan mit $65.78 \frac{g\ CO_2}{MJ}$, wodurch hier mehr (jedoch regeneratives) CO₂ emittiert wird.

7 Ergebnisse der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

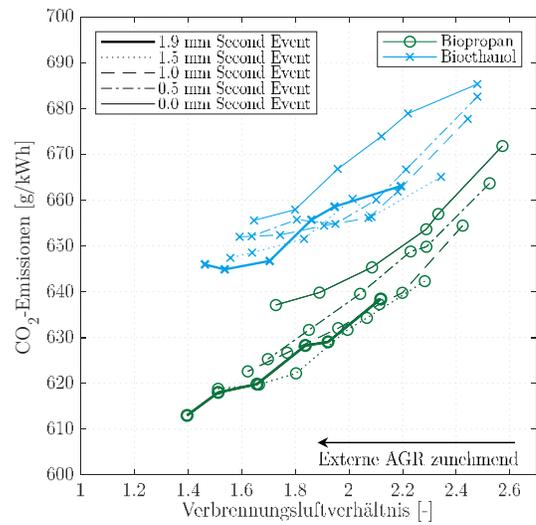


Abbildung 7.29: Kohlenstoffdioxid-Emissionen der beiden Biokraftstoffe bei 25 % Substitution für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min⁻¹, 350 Nm)

8 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorgestellten Arbeit wurden zwei verschiedene Dual-Fuel-Brennverfahren mit unterschiedlichen Biokraftstoffen untersucht und unter Nutzung von interner und externer Abgasrückführung optimiert.

Das erste Verfahren mit Einbringung des Biokraftstoffs in den Ansaugpfad wurde mit Biomethan, -propan und -ethanol untersucht. Das so erzeugte homogen magere Luft-Kraftstoff-Gemisch wird in den Brennraum hineingesaugt und dort durch einen Dieselizeündstrahl entzündet. Auf diese Weise entsteht eine Mischung aus einer Diffusionsverbrennung und einer Flammenfrontverbrennung. Bei jedem der drei Biokraftstoffe kann eine Abnahme der Stickstoffoxid- und Ruß-Emissionen beobachtet werden, bei gleichzeitiger Zunahme des Ausstoßes von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenstoffmonoxid. Hier zeigen sich die Gegenmaßnahmen in Form von interner und externer Abgasrückführung – speziell in Kombination beider Maßnahmen – als wirksames Mittel, um diese Emissionskomponenten innermotorisch zu senken. Hinsichtlich der Reduktion fossiler Kohlenstoffdioxid-Emissionen zeigt Biomethan das größte Potenzial. So ist es möglich, bei niedrigen und mittleren Motorlasten bis zu 91 % und bei hohen Lasten bis zu 65 % des Dieselmotorkraftstoffs durch Biomethan zu substituieren. Dies liegt vor allem an der hohen Klopfestigkeit von Biomethan, welche aufgrund des hohen geometrischen Verdichtungsverhältnisses des verwendeten Versuchsträgers von 17.3:1 besonders vorteilhaft ist. Bei der Verwendung von Biopropan ist der substituierbare Dieselmotorkraftstoffanteil am geringsten, während Bioethanol dazwischen liegt. In diesen beiden Fällen zeigt sich die Klopfestigkeit der Kraftstoffe als begrenzendes Maß.

Das zweite Dual-Fuel-Brennverfahren realisiert eine variable Vormischung von Diesel- und Biokraftstoff vor der Diesel-Hochdruckpumpe mit gemeinsamer Einbringung durch den standardmäßigen Diesel-Injektor. Dies entspricht der klassischen Dieselmotorkraftstoffverbrennung mit einer Diffusionsflamme. Bei diesen Versuchen wurden Bioethanol und -propan untersucht, wobei für letzteres eine modifizierte Hochdruckpumpe zur Erhöhung des Vorförderdrucks verwendet werden musste. Trotzdem zeigt die Diesel-Biopropan-Mischung Dampfblasenbildung durch die Erwärmung des Kraftstoffgemischs in der Hochdruckpumpe, wodurch eine Absenkung des Einspritzdrucks notwendig wurde. In diesem Fall lassen sich bis zu 50 % des Dieselmotorkraftstoffs durch Biopropan substituieren. Bei der Verwendung von Bioethanol sind bis zu 75 % Substitution möglich, wobei hier die Zündfähigkeit des Gemischs durch die sinkende Cetanzahl die begrenzendes Maß darstellt. Hinsichtlich der Schadstoffemissionen zeigen beide Biokraftstoffe eine deutlich reduzierte Rußbildung im Vergleich zum reinen Dieselmotorkraftstoffbetrieb. Dies ermöglicht höhere AGR-Raten, durch welche wiederum die Stickstoffoxid-Emissionen weiter abgesenkt werden. Im Gegensatz zu den MPI-Versuchen sind keine erhöhten Kohlenwasserstoff- oder Kohlenstoffmonoxid-Emissionen zu beobachten. Speziell bei Bioethanol ist das Verhalten hinsichtlich der maximal möglichen Substitutionsraten bei den MPI- und

den DI-Untersuchen gegensätzlich. Während beim MPI-Verfahren bei niedrigen Lasten eine höhere Substitution umgesetzt werden kann, da hier die Klopfneigung geringer ist, kann beim DI-Verfahren bei höheren Lasten mehr Dieselmotorkraftstoff durch Bioethanol substituiert werden, da hier die Zündrandbedingungen günstiger sind.

Von den untersuchten Konzepten erscheint die Verwendung von Biomethan durch eine MPI-Einblasung mittelfristig am erfolgversprechendsten. Zum einen sind so die deutlichsten Reduktionen hinsichtlich der fossilen CO₂-Emissionen möglich, und zum anderen ist der Aufwand für die nötige Umrüstung am geringsten. Zur Abgasnachbehandlung der Methanemissionen sind jedoch noch weitere Untersuchungen notwendig, um effiziente Strategien zur Erhöhung der Abgastemperatur in niedrigen Lastpunkten zu finden und so die Konvertierung von Methan im Katalysator sicherzustellen. Entsprechende Maßnahmen wurden z.B. von Thees et al. [106] bereits an einem mit Rapsöl betriebenen Dieselmotor umgesetzt. Ein rußfreier nachhaltiger Zündkraftstoff bietet hier das Potenzial, die AGR-Raten noch weiter zu steigern und so die Rohemissionen in Kombination mit einer Anhebung der Abgastemperatur weiter abzusenken.

Die Verwendung von Biopropan erwies sich sowohl für den MPI- als auch den DI-Betrieb als wenig geeignet. Bei ersterem ermöglicht die vergleichsweise starke Klopfneigung nur niedrige Substitutionsraten, speziell in mittleren bis hohen Lastpunkten, und bei letzterem stellt die Dampfblasenbildung eine Herausforderung dar.

In einem Folgeprojekt könnte die Kombination aus beiden Systemen (MPI und DI) untersucht werden. Hierbei könnte Bioethanol als DI-Mischkraftstoff genutzt werden, da es sich leicht handhaben lässt und vergleichsweise hohe Substitutionsraten ermöglicht. Durch die Verbesserung der Zündbedingungen in Form einer Erhöhung des Ladedrucks oder der Ladelufttemperatur ist eine weitere Anhebung des zugemischten Bioethanolanteils denkbar. Durch den Zusatz von Additiven zum Kraftstoff könnte die Cetanzahl erhöht werden, wodurch sich der Bioethanolanteil weiter steigern ließe. Bioethanol eignet sich ebenfalls für die MPI-Einbringung, um die Beschränkung auf zwei Kraftstoffe beizubehalten. Bei der Erweiterung auf ein „Triple-Fuel“-Konzept wäre hier auch die Nutzung von Methan denkbar, jedoch wäre der simultane Einsatz von drei verschiedenen Kraftstoffen für Fahrzeuge unpraktikabel. Eine Kombination der beiden Systeme MPI und DI ist hingegen vielversprechend und ermöglicht eine effiziente Nutzung des Kraftstoffs mit hohen Substitutionsraten, wodurch sich der fossile Anteil an den CO₂-Emissionen auf ein sehr geringes Maß absenken lässt.

Messgröße	Messgerät	Messverfahren	Messgenauigkeit
Drehmoment	HBM U2B Kraftmessdose	Membranaufnehmer	$\leq \pm 4.5 \text{ Nm}$
Drehzahl	Schenck W400	Impulsgeber	$\pm 1 \text{ min}^{-1}$
Verbrauchsmessung Diesel	AVL Fuelexact	Coriolissensor	$\pm 0.1 \% + 0.002 \text{ kg/h}$
Verbrauchsmessung Biokraftstoff	Endress&Hauser Cubemass C300	Coriolissensor	$\pm 0.1 \%$
Abgasemissionen	Horiba MEXA-6000FT	FTIR	$\leq \pm 1 \%$
Abgasemissionen (O ₂ , THC, AGR-Rate)	Horiba MEXA-7170DEGR	MPP, FID, NDIR	$\leq \pm 1 \%$
Abgasemissionen (Partikelmasse)	AVL Microsoot	photoakustisch	$\leq 0.01 \text{ mg/m}^3$
Verbrennungsluftverhältnis	ETAS ES635.1 mit Bosch LSU 5.1	Breitbandsonde	$\leq \pm 0.05$
Zylinderdrücke (indiziert)	Kistler 6056A	piezoelektrisch	$\leq \pm 0.5 \text{ bar}$
Ein- und Auslassdrücke (indiziert)	Kistler 4011A	piezoresistiv	$\leq \pm 0.05 \text{ bar}$
Drehwinkel Kurbelwelle	Heidenhain ROD426 3600	optisch	$\pm 0.005^\circ$
Drehwinkel Exzenterwelle	NovoTechnik RSC2841	Potentiometer	$\leq \pm 0.1^\circ$
Abgastemperaturen	Omega Thermoelement Typ N	Spannung	$\leq \pm 2.5^\circ\text{C}$
Sonstige Temperaturen	Omega PT100	Widerstand	$(0.15+0.002^*T)^\circ\text{C}$
Drücke (statisch)	Omega / Endress&Hauser	piezoresistiv	$\pm 0.25 \% * p_{\text{max}} /$
Luftmassenstrom	ABB Sensyflow	Heißfilm	$\leq \pm 1 \%$
Turboladerdrehzahlen	Micro-Epsilon TurboSpeed DZ135 mit DS05 Sensor	induktiv	$\pm 0.2 \% * n$
Luftfeuchte	B+B FF-GLT-10V-TE1	kapazitiver Polymersensor	$\pm 3 \% + \text{RH}$

A Anhang

Tabelle A.1: Messtechnikübersicht

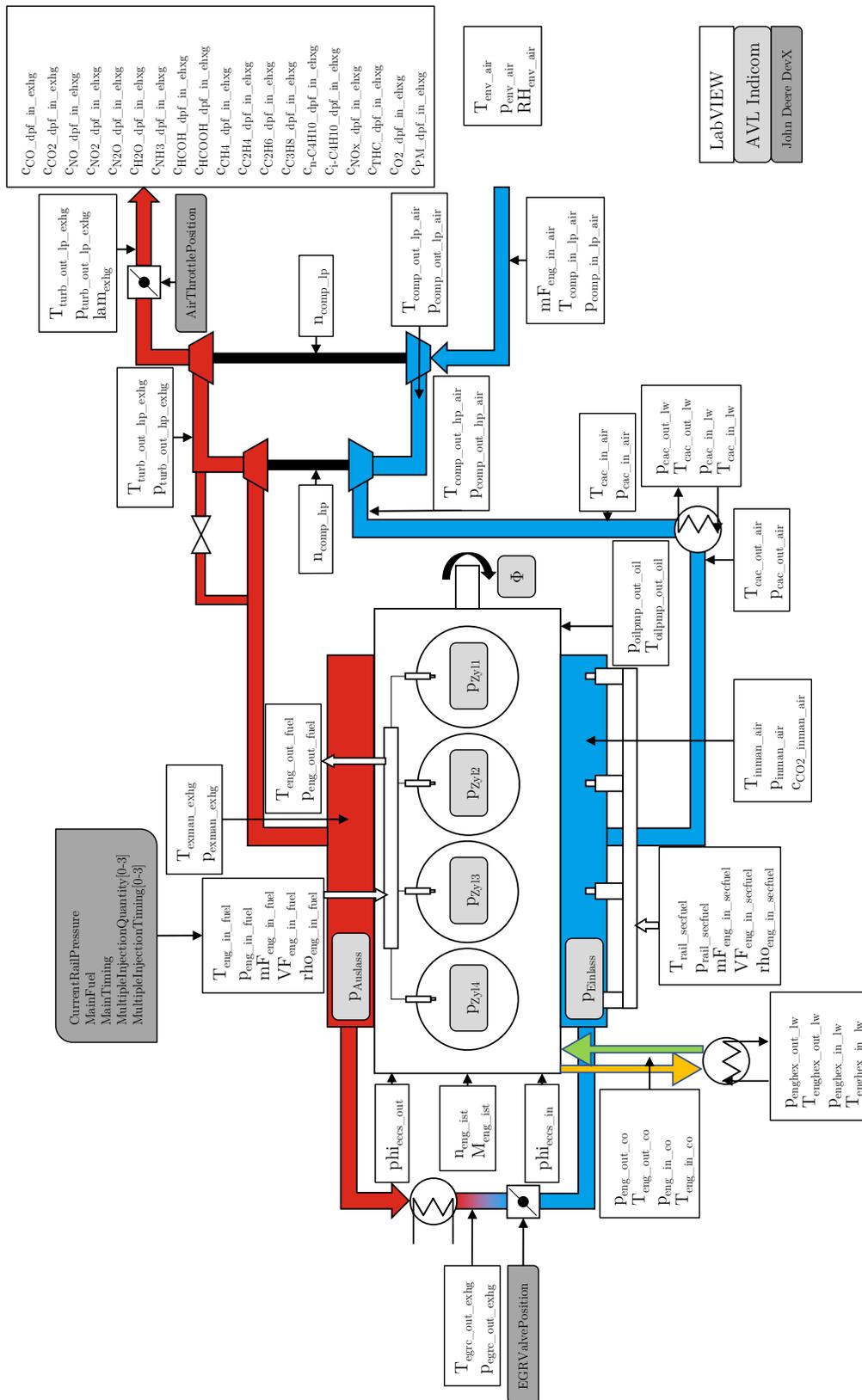


Abbildung A.1: Messstellenplan

A.1 Ausführliche Diskussion der Untersuchungen mit Saugrohreinspritzung des Primärkraftstoffs (MPI)

In den nachfolgenden Abschnitten werden die Ergebnisse für Biopropan und Bioethanol bei Saugrohreinspritzung ausführlich analysiert und diskutiert. Dies erfolgt analog zu den Betrachtungen für Biomethan (vgl. Kapitel 6.1) und soll einen umfangreichen Einblick in das Verhalten der Kraftstoffe im Rahmen eines gemischansaugenden Dual-Fuel-Brennverfahrens geben.

A.1.1 Biopropan

Im Vergleich zu Methan verfügt Biopropan (im Text nachfolgend als „Propan“ bezeichnet) über eine geringere Klopfestigkeit (s. Kapitel 5.3). Dies zeigt sich in den Untersuchungen darin, dass alle untersuchten Betriebspunkte hinsichtlich der maximalen Substitutionsrate durch Klopfen begrenzt sind. Auf eine Spätverstellung der Verbrennung zur Vermeidung von Klopfen wird im Allgemeinen verzichtet, um die Vergleichbarkeit hinsichtlich Emissionen und Wirkungsgrad zu erhalten. Zwar ist der gravimetrische Heizwert ebenfalls geringer im Vergleich zu Methan, jedoch wird das Propan in flüssigem Zustand in das Saugrohr eingespritzt, wodurch die Injektoröffnungsdauer geringer ausfällt. Da im Frischluftpfad des Motors der Dampfdruck des Propans unterschritten wird, ist davon auszugehen, dass es während des Einspritzvorgangs vollständig verdampft und in der Gasphase in den Zylinder gesaugt wird.

Bei **1600 min⁻¹** und **350 Nm** ist ein maximaler Anteil an Propan von 30 % erreichbar. Hierbei wird zur Reduktion der Klopfneigung auf die externe AGR verzichtet. Zur Untersuchung der Abgasrücksaugung mittels Second Event-Hub und der externen AGR werden maximal 25 % Propananteil gewählt, um Klopfen während der Tests bei 8 °KW Schwerpunktlage ausschließen zu können. Abbildung A.2 zeigt, analog zu den Beobachtungen bei der Verwendung von Methan, eine Abmilderung des NO_x-Partikel Trade-Offs bei der Zugabe von Propan. Ebenso steigen die Emissionen an Kohlenstoffmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen an, welche aber durch die Verwendung des Second Event-Hubs und der externen AGR abgesenkt werden können (siehe Abbildung A.3).

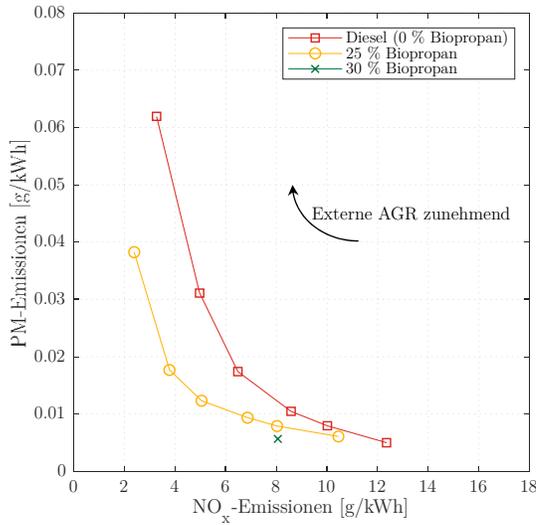


Abbildung A.2: NO_x-Partikel Trade-Off für verschiedene Propananteil (1.9 mm Second Event-Hub, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

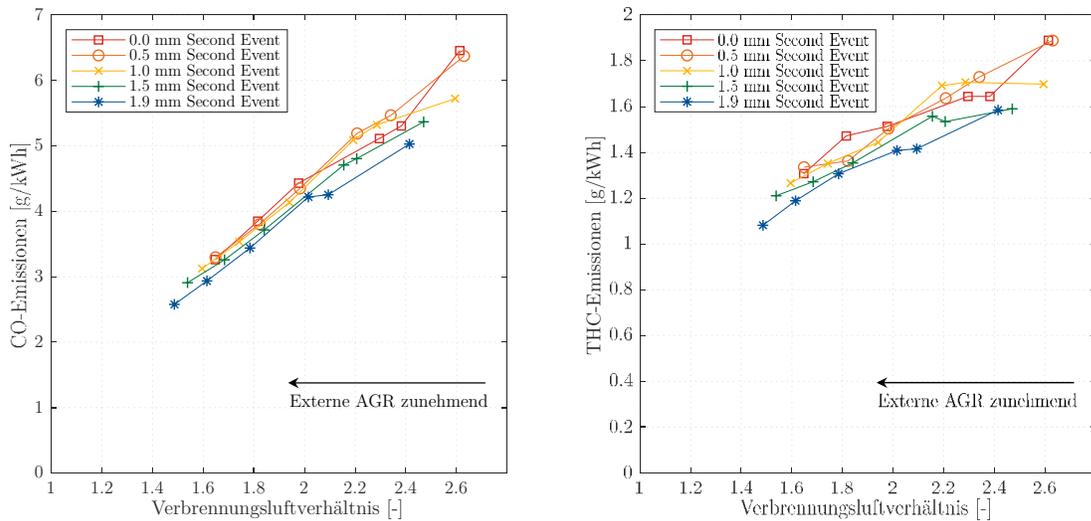


Abbildung A.3: Kohlenstoffmonoxid- und Kohlenwasserstoff-Emissionen in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (25 % Propananteil, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Im direkten Vergleich zur reinen Dieselvebrennung zeigt ein Anteil von 25 % Propan eine Reduktion des Zündverzugs, der jedoch auch durch die AGR-Rate stärker beeinflusst wird, siehe Abbildung A.4. Der Grund hierfür liegt in der Nähe zur Klopfgrenze, welche wiederum in der geringen Zündtemperatur von Propan begründet ist. Durch die in Kapitel 6.1 beschriebene Druckabhängigkeit der Zündtemperatur wird diese weiter herabgesetzt und nähert sich den Bedingungen bei Kompressionsende an. Ebenso zeigt die Brenndauer eine Verkürzung bei Einsatz von Propan, wie Abbildung A.5 zeigt. Dies lässt sich in der kürzeren Dieseleinspritzdauer und den günstigen Zündbedingungen für das homogene Propan-Luft-Grundgemisch erklären. Diese leichte Entflammbarkeit des Propananteils führt auch dazu, dass die Brenndauer unabhängig von dem Second Event-Hub ist. Wird keine externe AGR genutzt, zeigt der Second

Event-Hub eine Verlängerung der Brenndauer, da der höhere Restgasgehalt hier die Brenngeschwindigkeit absenkt.

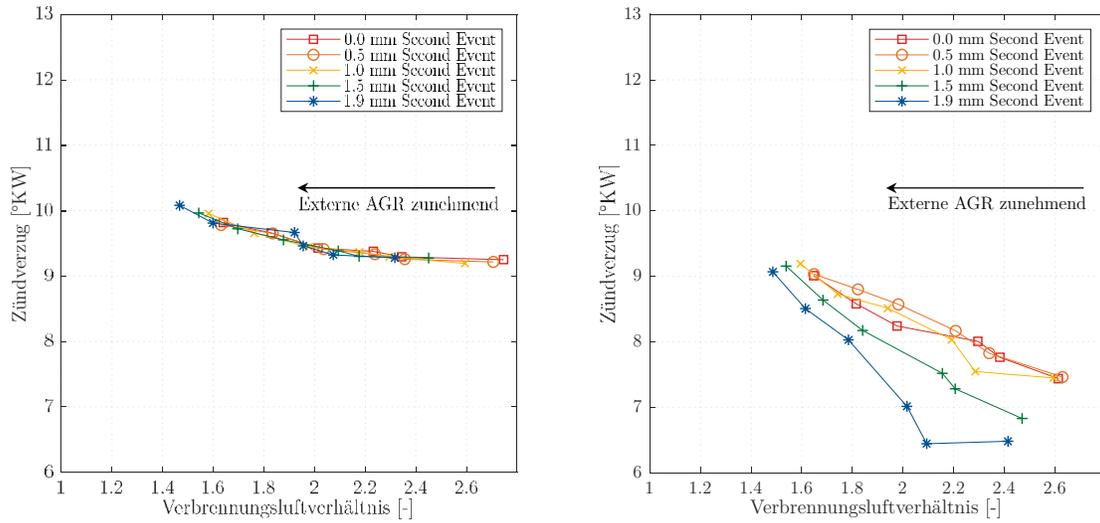


Abbildung A.4: Vergleich des Zündverzugs für reine Dieselverbrennung (links) und 25 % Propan (rechts) in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (1600 min^{-1} , 350 Nm)

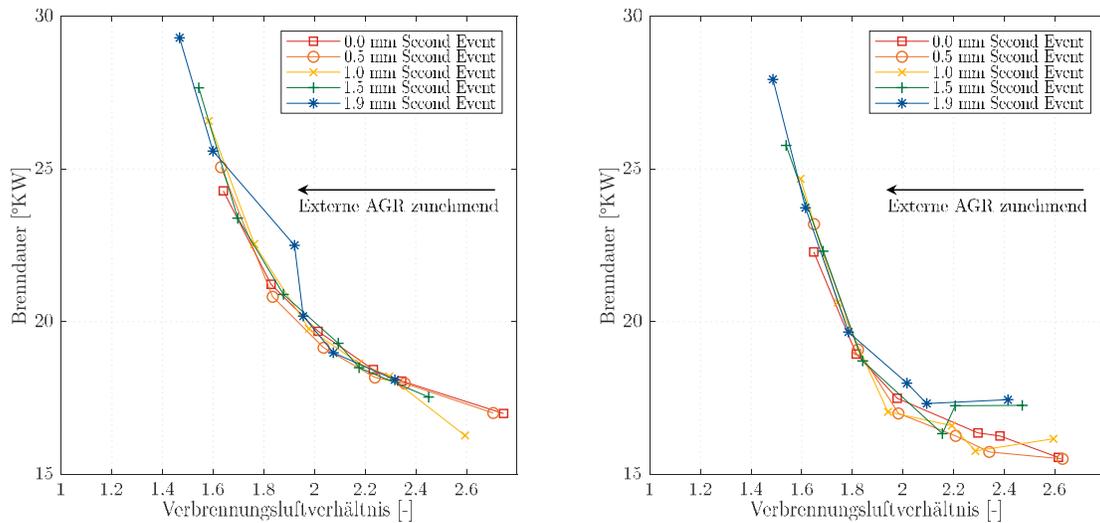


Abbildung A.5: Vergleich der Brenndauer für reine Dieselverbrennung (links) und 25 % Propan (rechts) in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (1600 min^{-1} , 350 Nm)

Es kann eine Steigerung des effektiven Wirkungsgrads in diesem Betriebspunkt beobachtet werden, siehe Abbildung A.6. In Kombination mit dem geringeren spezifischen Kohlenstoffdioxid ausstoß von Propan (vergleiche Kapitel 5.3) sinkt folglich nicht nur der fossile CO_2 -Anteil aus Dieseldieselkraftstoff, sondern auch die Gesamt- CO_2 -Emission.

A Anhang

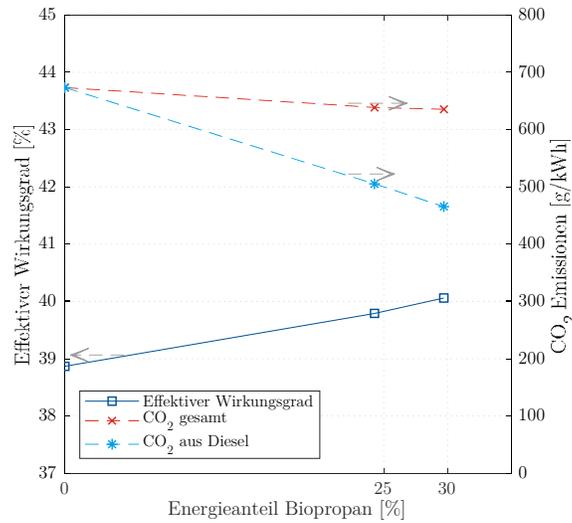


Abbildung A.6: Wirkungsgrad und CO₂-Emissionen über Propananteil (1.9 mm Second Event-Hub, 0 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Aufgrund der geringeren Klopfneigung in diesem Betriebspunkt ist bei **1600 min⁻¹** und **175 Nm** ein Propananteil von 75 % möglich. Des Weiteren kann eine Auflösung des Zielkonflikts zwischen Stickstoffoxid- und Rußemissionen ab einem Propananteil von ca. 50 % beobachtet werden, wie Abbildung A.7 zeigt.

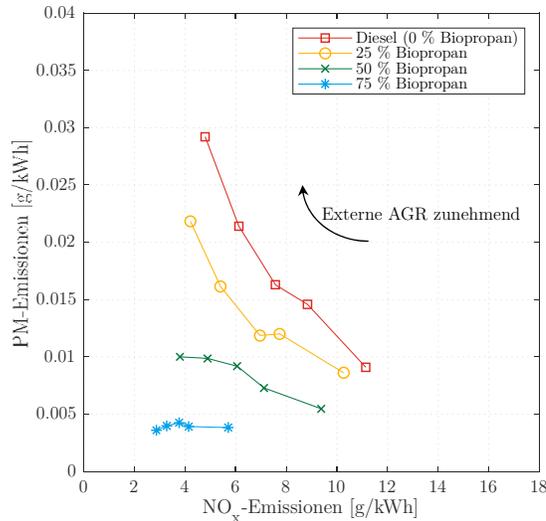


Abbildung A.7: NO_x-Partikel Trade-Off für verschiedene Propananteile (ohne Second Event-Hub, 1600 min⁻¹, 175 Nm)

Dies liegt in der geringen verbleibenden Dieselmenge begründet. Abbildung A.8 zeigt, dass für den gewählten Raildruck von 1700 bar bei einer Einspritzmenge unterhalb von ca. 20 mg die Rußbildung unabhängig von der AGR-Rate ist. Eine Erklärung für dieses Verhalten ist, dass bei diesen geringen Einspritzmengen in Kombination mit einem Verbrennungsluftverhältnis $\lambda > 2$ im bzw. um den Dieselstrahl herum insgesamt nur noch sehr wenige ausreichend fette

Zonen vorliegen, die zu einer Rußbildung führen.

Bezüglich des Wirkungsgrads lässt sich bei einer Substitutionsrate von 25 % keine belastbare Aussage für die Kombination aus Second Event und externer AGR treffen, da hier der Kraftstoffmassenstrom des Propanes unter 2 kg/h abfällt und somit im Bereich geringer Messgenauigkeit des verwendeten Coriolissensors liegt. Aus diesem Grund ist in Abbildung A.9 der entsprechende Punkt bei 25 % Propananteil mit 1.9 mm Second Event-Hub und 20 % externer AGR nicht enthalten.

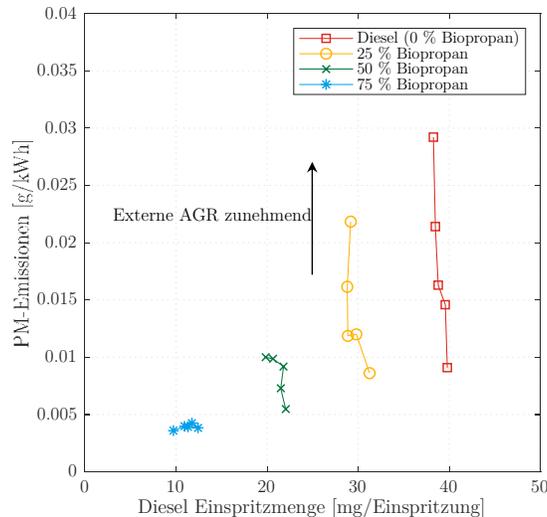


Abbildung A.8: Rußemissionen über Diesel Einspritzmenge für verschiedene Propananteile und AGR-Raten (ohne Second Event-Hub, 1600 min⁻¹, 175 Nm)

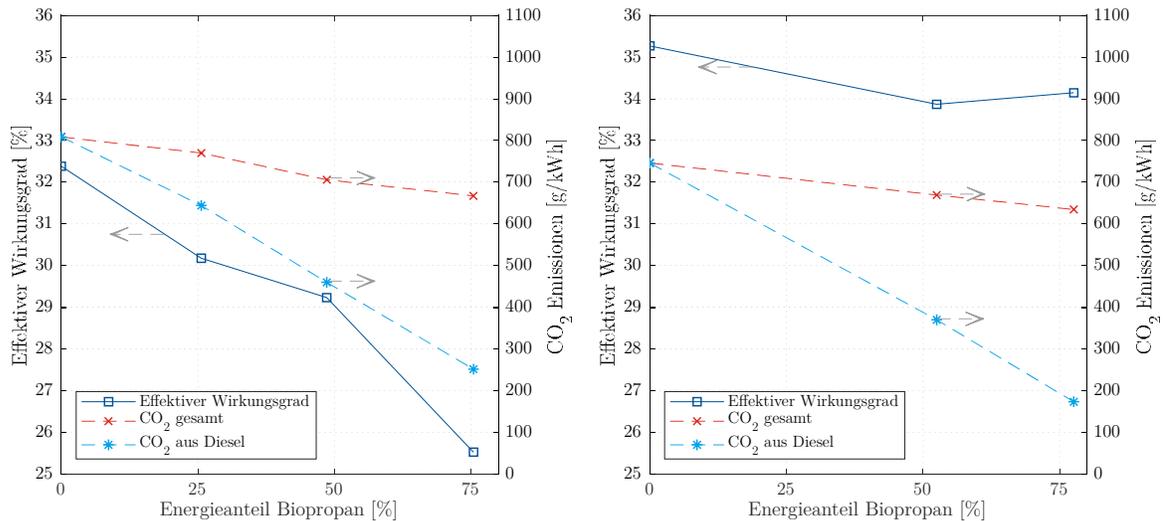


Abbildung A.9: Vergleich des Wirkungsgrads und der CO₂-Emissionen über Propananteil für 0 mm Second Event + 0 % AGR-Rate (links) und 1.9 mm Second Event + 20 % AGR-Rate (rechts) (1600 min⁻¹, 175 Nm)

Für den Betrieb ohne Abgasrückführung (weder intern noch extern) ist ein deutlicher Abfall des Wirkungsgrads über der Substitutionsrate zu erkennen. Mit interner und externer AGR

kann die Reduktion zum größten Teil kompensiert werden, was sich auch positiv auf die Kohlenstoffdioxid-Emissionen auswirkt. Abbildung A.10 zeigt, dass der Abfall des Wirkungsgrads in der zunehmend unvollständigen Verbrennung begründet ist, da in Folge des niedrigen Lastpunkts die Temperaturen im Brennraum ohne Abgasrückführung zu niedrig sind, um den Kraftstoff vollständig zu oxidieren.

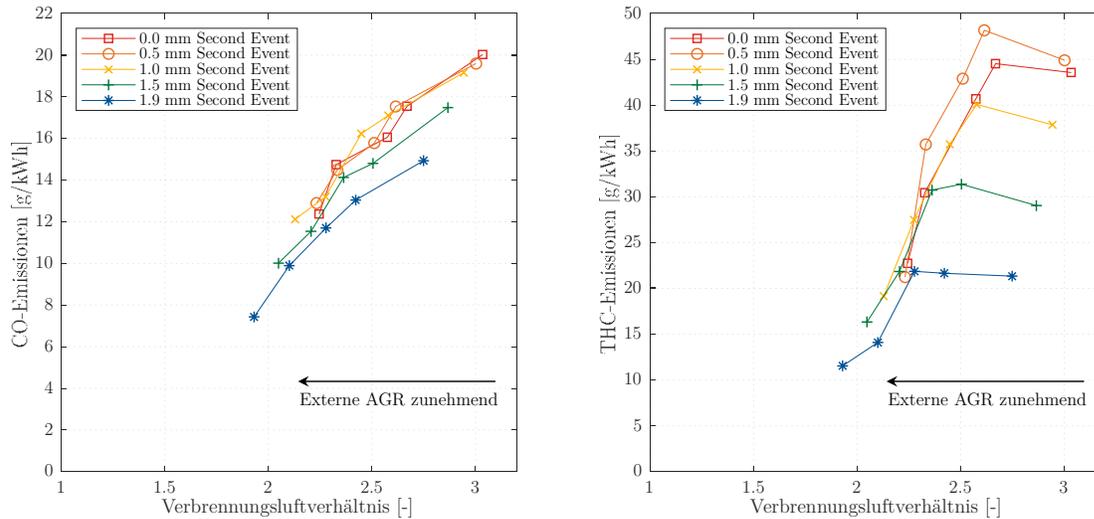


Abbildung A.10: Kohlenstoffmonoxid- und Kohlenwasserstoff-Emissionen in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (75 % Propananteil, 1600 min⁻¹, 175 Nm)

Bei **1600 min⁻¹**, **525 Nm** begrenzt die Klopfneigung den maximalen Propananteil auf 15 %. Bei der Variation des Second Event Hubs sind trotz des späten Einspritzzeitpunkts des Dieselmündstrahls 1 °KW vor Zünd-OT bereits leichte Klopfereignisse auf einzelnen Zylindern zu beobachten. Aus diesem Grund wird die Zugabe externer AGR nicht untersucht, um die Ladungstemperatur nicht weiter zu erhöhen bzw. das Luft-Kraftstoff-Verhältnis nicht weiter abzusenken. Somit kann diese Maßnahme auch nicht zur Optimierung des NO_x-Partikel Trade-Off eingesetzt werden.

In Abbildung A.11 sind die Schadstoffemissionen für die Second Event-Variation ohne externe AGR für 0 % und 15 % Propananteil dargestellt. Es ist nahezu kein Unterschied hinsichtlich der Partikelbildung zu erkennen (bei 0.5 mm Second Event im reinen Dieselmotor ist der Messwert nicht verwertbar und wird daher ausgeblendet). Die Stickstoffoxid-Emissionen sinken mit der Zugabe von Propan geringfügig ab, während die Masse an Kohlenstoffmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen ansteigt. Die Vergleichbarkeit ist jedoch aufgrund der notwendigen Spätverstellung des Zündstrahls zur Einhaltung der Druckgrenze nur bedingt gegeben, wie Abbildung A.12 zeigt. Der Verbrennungsschwerpunkt liegt mit 15 % Propan im Motormittel bei einem 5 °KW späteren Einspritzbeginn, durchgehend ca. 2.5 °KW später als im reinen Dieselmotor, was auch den Abfall des effektiven Wirkungsgrads erklärt. Hierdurch ist die Brenndauer ebenfalls verlängert, auch wenn der Zündverzug mit der Einbringung von Propan verkürzt wird.

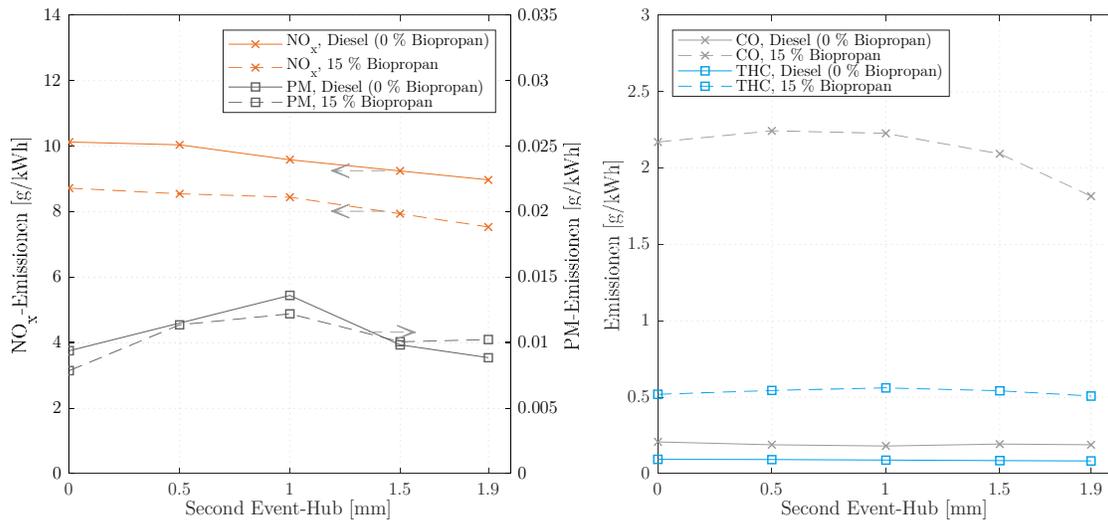


Abbildung A.11: Emissionen in Abhängigkeit des Second Event-Hubs für 0 % und 15 % Propananteil (0 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 525 Nm)

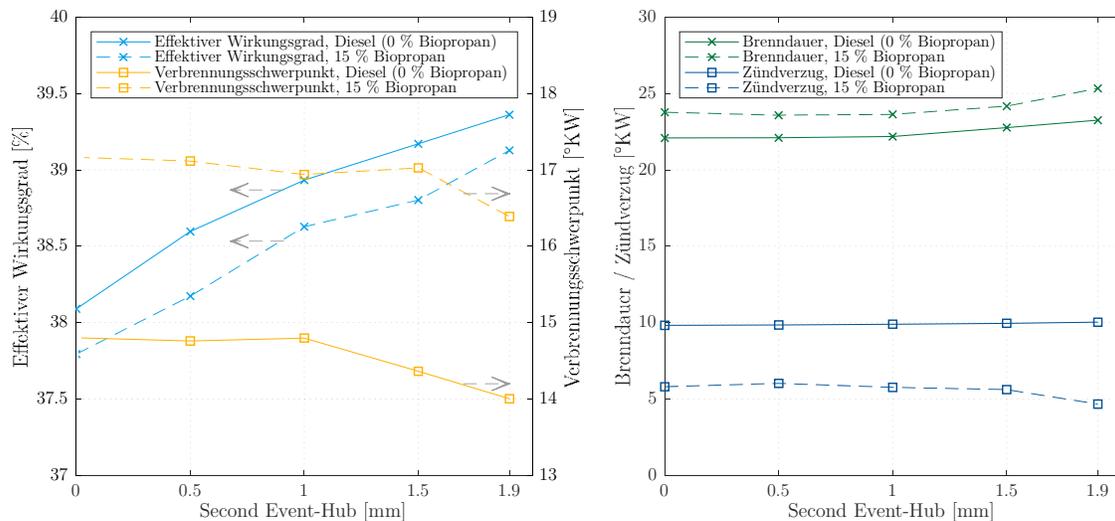


Abbildung A.12: Effektiver Wirkungsgrad, Schwerpunktlage, Brenndauer und Zündverzug in Abhängigkeit des Second Event-Hubs für 0 % und 15 % Propananteil (0 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 525 Nm)

Im Betriebspunkt **1100 min⁻¹, 350 Nm** ist die Klopfgrenze bei 45 % Propananteil erreicht. Abbildung A.13 zeigt den gemessenen NO_x-Partikel Trade-Off für diesen Punkt. Hierbei ist ein Anteil von 45 % Propan nur mit einem Second Event-Hub von mindestens 1.5 mm möglich, da hierbei die Kompressionsenddrücke in den Zylindern abgesenkt werden (87 bar ohne Second Event-Hub, 75 bar mit maximalem Second Event-Hub) und so das Auftreten von Klopfen bei diesem Propananteil vermieden wird. Die Absenkung des Zylinderdrucks beruht hierbei auf zwei Effekten:

- Reduzierung der Ladungswechselverluste $p_{m,i,l}$ und damit auch Reduzierung der notwendigen Hochdruckarbeit $p_{m,i,h}$ zum Halten des Lastpunkts,
- Rücksaugung von Abgas vor der Turbine des Turboladers, welche zu einem Rückgang des Ladedrucks führt und somit den Zylinderdruck zum Beginn der Kompression reduziert. Dieser Effekt tritt verstärkt in Betriebspunkten auf, in denen das Wastegate des Hochdruckladers geschlossen ist. Im geöffneten Zustand ist das Verhalten abgeschwächt zu beobachten, da sich in diesem Fall der Ladedruck des Niederdruckladers reduziert, welcher direkten Einfluss auf den Ladedruck des Hochdruckladers hat.

Die Untersuchungen zeigen, dass die Reduktion des Zylinderdrucks die höhere Kompressionsstarttemperatur durch die Abgasrücksaugung überkompensiert und dadurch das Klopfen des Propananteils verhindert wird. Allerdings ist der Anteil der externen AGR bei 1.5 mm bzw. 1.9 mm Second Event-Hub und niedrigeren Propananteilen aufgrund des geringeren Luft-Kraftstoff-Verhältnis und der daraus folgenden Rußbildung beschränkt. Aus diesem Grund werden die Verläufe für 0 % und 25 % Propananteil für den Fall ohne Second Event-Hub dargestellt, der Verlauf für 45 % Propananteil hingegen für maximalen Second Event-Hub von 1.9 mm.

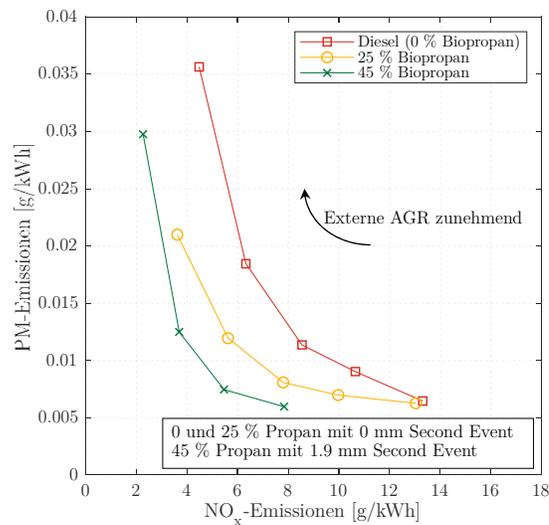


Abbildung A.13: NO_x-Partikel Trade-Off für verschiedene Propananteile (0 mm bzw. 1.9 mm Second Event-Hub, 1100 min⁻¹, 350 Nm)

Im Folgenden werden die Substitutionsraten bei einem Second Event-Hub von 1.9 mm und einer AGR-Rate von 10 % betrachtet. Abbildung A.14 zeigt links die Heizverläufe für die verschiedenen Propananteile. Es ist erkennbar, dass die Verbrennung mit steigendem Propananteil später eingeleitet wird, jedoch schneller abläuft. Dies bestätigt die berechnete Brenndauer in der Abbildung rechts.

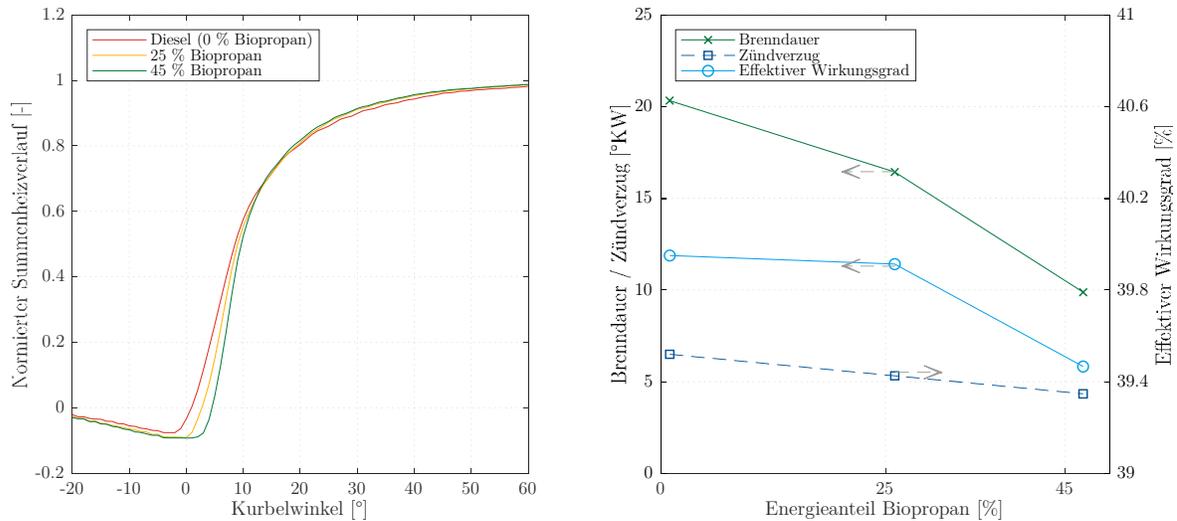


Abbildung A.14: Normierter Summenheizverlauf, Brenndauer, Zündverzug und effektiver Wirkungsgrad für verschiedene Propananteile (1.9 mm Second Event-Hub, 10 % AGR-Rate, 1100 min⁻¹, 350 Nm)

Des Weiteren wird der Zündverzug aufgrund der reaktiveren Zylinderladung verkürzt. Der effektive Wirkungsgrad verzeichnet einen leichten Rückgang durch die unvollständigere Verbrennung.

A.1.2 Bioethanol

Verglichen mit Methan und Propan verfügt Bioethanol (im Text nachfolgend als „Ethanol“ bezeichnet) über eine etwas höhere Klopfestigkeit als Propan. Bei den Untersuchungen am Motorenprüfstand ist die maximale mögliche Substitution daher – mit Ausnahme des niedrigsten Lastpunkts – durch die Klopfneigung begrenzt.

So ist bei **1600 min⁻¹** und **350 Nm** ein Ethanolanteil von bis zu 45 % möglich, ohne dass eine Spätverstellung der Verbrennung notwendig wird. Die bekannte Abmilderung des NO_x-Partikel Trade-Offs ist bei der Verwendung von Ethanol ebenso zu beobachten (Abbildung A.15).

Mit der Kombination aus Second Event-Hub und externer AGR können bei 45 % Ethanolanteil die Kohlenstoffmonoxid- und die Kohlenwasserstoff-Emissionen deutlich abgesenkt werden, wie Abbildung A.16 zeigt. Für CO beträgt die Reduktion bis zu 78.7 %, für THC bis zu 39.2 %.

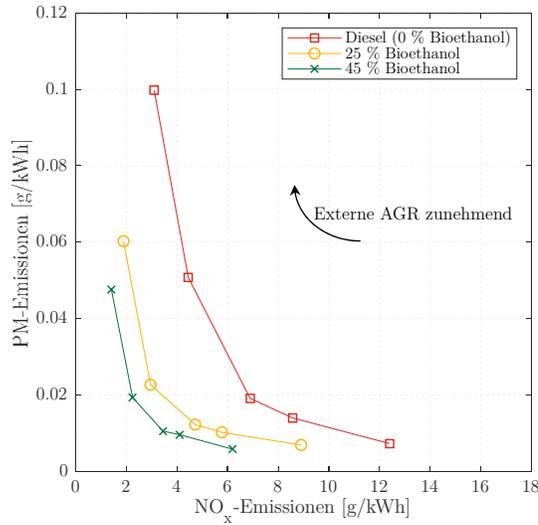


Abbildung A.15: NO_x-Partikel Trade-Off für verschiedene Ethanolanteile (1.9 mm Second Event-Hub, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

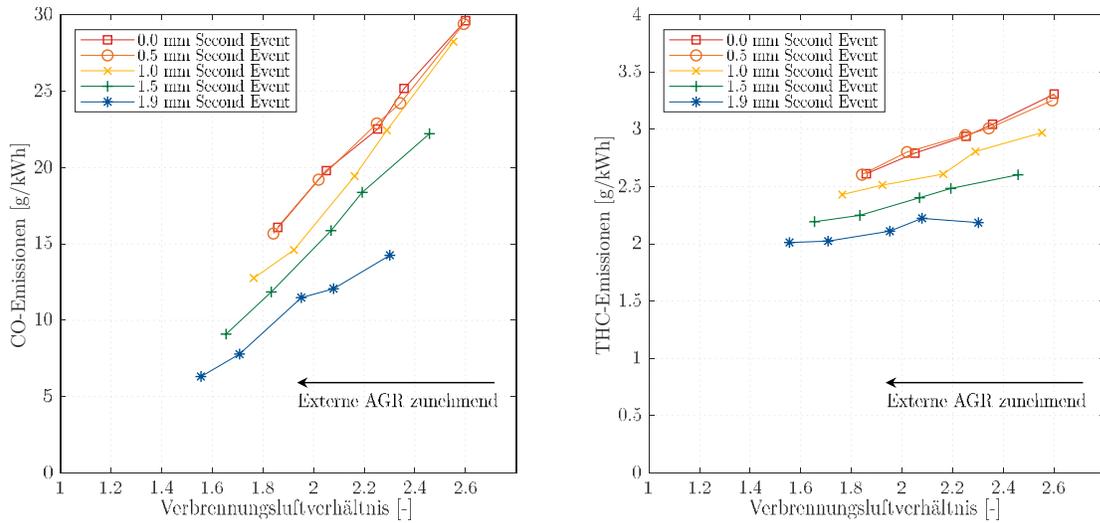


Abbildung A.16: Kohlenstoffmonoxid- und Kohlenwasserstoff-Emissionen in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (45 % Ethanolanteil, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Während der Zündverzögerung mit steigendem Second Event-Hub abnimmt, verlängert sich die Brenndauer in diesem Fall, siehe Abbildung A.17. Für die dort dargestellte Substitutionsrate von 45 % zeigt sich, dass die externe AGR-Rate für die Brenndauer von untergeordneter Relevanz ist. Während bei 0 mm bis 1.5 mm Second Event-Hub mit steigender AGR-Rate auch die Brenndauer leicht ansteigt, nimmt diese bei 1.9 mm Second Event-Hub leicht ab. Im Gegensatz hierzu nimmt bei einem Ethanolanteil von 25 % die Brenndauer für jeden Second Event-Hub mit der AGR-Rate zu (Abbildung A.18). Der Grund hierfür ist die Annäherung an die homogene Selbstzündung bei 45 % Ethanolanteil, was durch den kurzen Zündverzögerung – speziell bei maximalem Second Event-Hub – bestätigt wird.

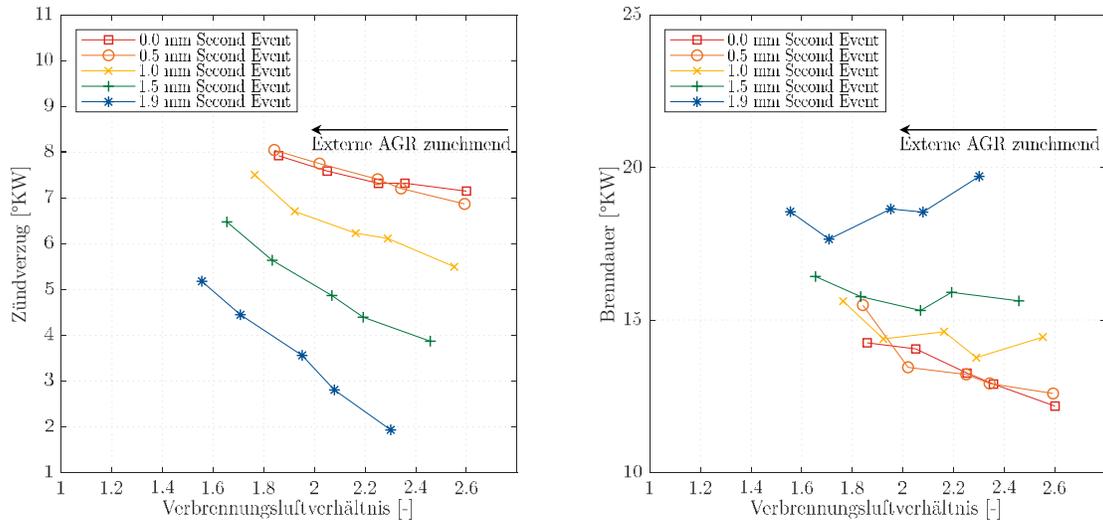


Abbildung A.17: Zündverzug und Brenndauer in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (45 % Ethanolanteil, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

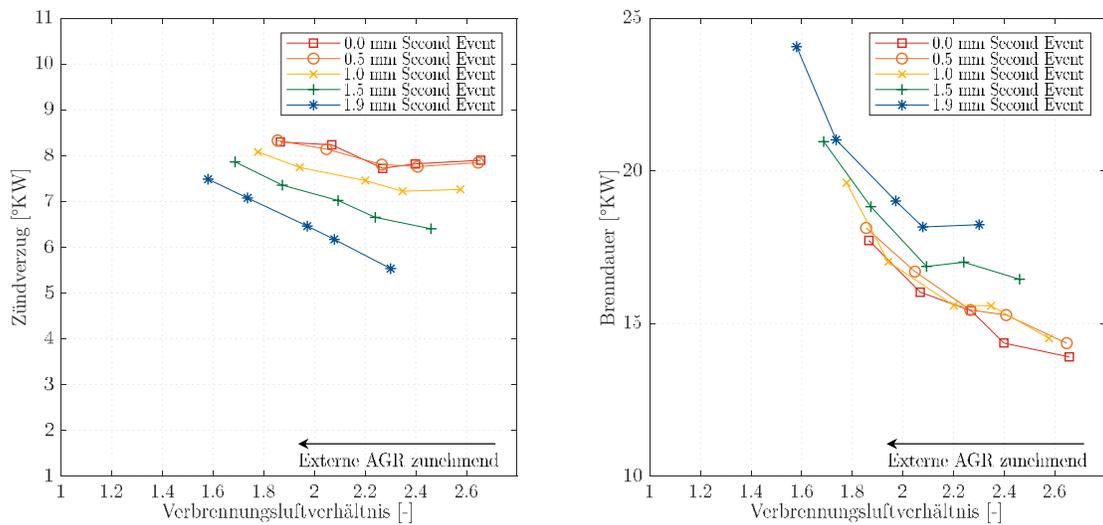


Abbildung A.18: Zündverzug und Brenndauer in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (25 % Ethanolanteil, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

In Abbildung A.19 wird beispielhaft der differenzielle Heizverlauf in Abhängigkeit der Substitutionsrate betrachtet. Dabei fällt auf, dass die Verbrennung bei einer Substitutionsrate von 45 % unmittelbar auf eine Wärmefreisetzung von ca. $190 \frac{J}{°KW}$ ansteigt. Ab 7 °KW nach OT, was im normierten Summenheizverlauf 45 % der gesamten freigesetzten Energiemenge entspricht, folgt der Verlauf dann dem der reinen Dieselverbrennung. Unter der Annahme, dass der Dieselanteil an der Verbrennung den gleichen Zündverzug von 9.9 °KW hat wie ohne die Zugabe von Ethanol, würde sich für den Dieselanteil ein Zündzeitpunkt von 6.6 °KW nach OT ergeben. Es kann also davon ausgegangen werden, dass zum Verbrennungsstart des Dieselanteils der Großteil des Ethanols im Brennraum bereits in einer homogenen Kompressionszündung umgesetzt wurde.

A Anhang

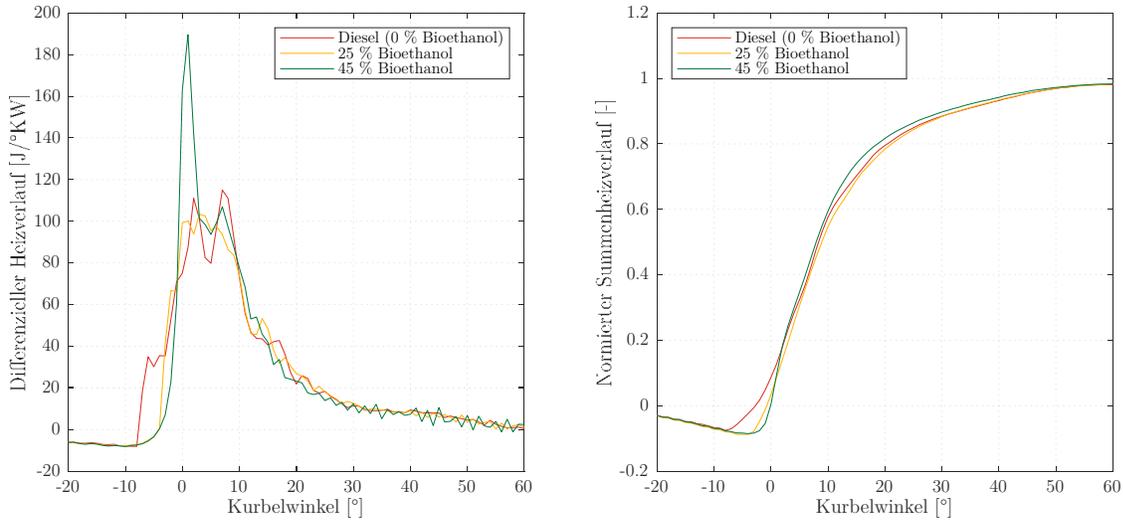


Abbildung A.19: Differenzieller Heizverlauf und normierter Summenheizverlauf für verschiedene Ethanolanteile (1.9 mm Second Event-Hub, 20 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Dieser schnelle Durchbrand äußert sich außerdem in reduzierten Kohlenstoffmonoxid-Emissionen im Vergleich zur Substitutionsrate von 25 %, während bei anderen Kombinationen aus Second Event-Hub und externer AGR stets ein Anstieg zu verzeichnen ist. Zur Veranschaulichung sind in Abbildung A.20 die CO-Emissionen beispielhaft für 0 % und 20 % externe AGR für alle Second Event-Hübe über der Substitutionsrate dargestellt. Zusammen mit dem Gesamt-Kohlenstoffdioxid-Ausstoß werden durch den Ethanolanteil und den gesteigerten effektiven Wirkungsgrad die CO₂-Emissionen aus Diesel um 47.3 % gesenkt, Abbildung A.21.

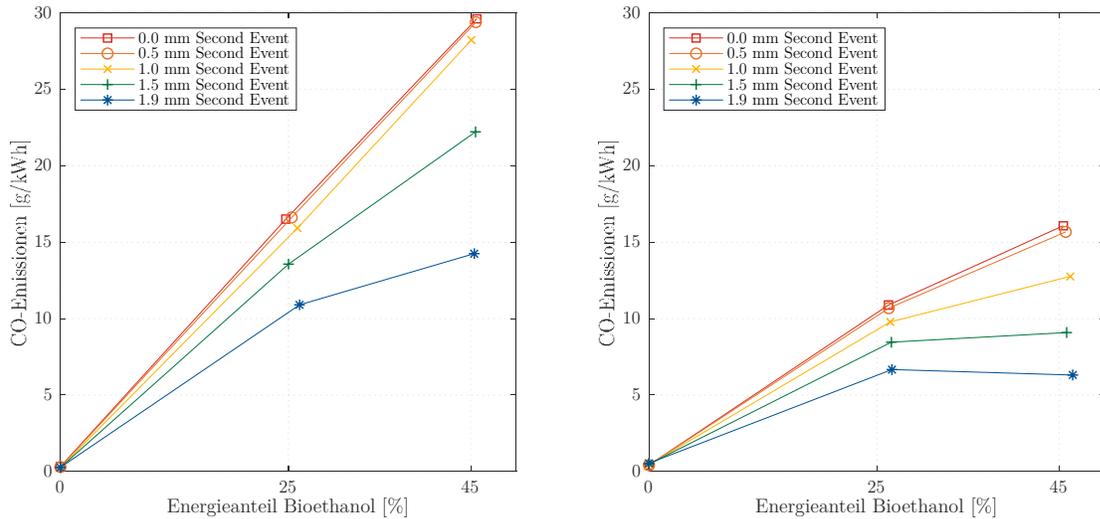


Abbildung A.20: Kohlenstoffmonoxid-Emissionen über Ethanolanteil für unterschiedliche Second Event-Hübe bei 0 % (links) und 20 % (rechts) AGR-Rate (1600 min⁻¹, 350 Nm)

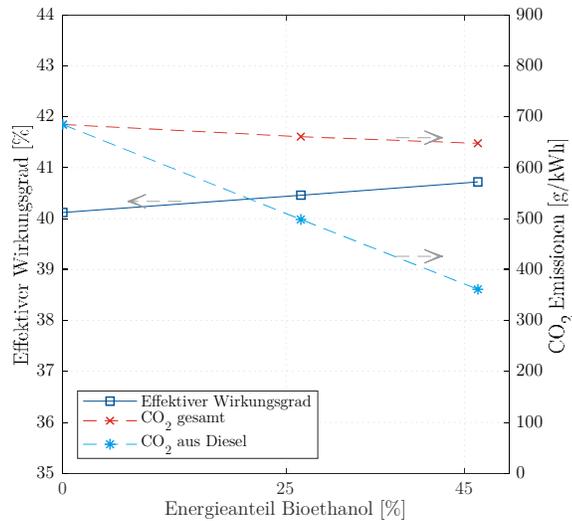


Abbildung A.21: Effektiver Wirkungsgrad und CO₂-Emissionen über Ethanolanteil (1.9 mm Second Event-Hub, 20 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Im Betriebspunkt **1600 min⁻¹, 175 Nm** ist die bereits in Kapitel A.1.1 beschriebene Aufhebung des NO_x-Partikel Trade-Offs bei Diesel-Einspritzmengen von weniger als 20 mg pro Einspritzung zu beobachten, siehe Abbildung A.22. Des Weiteren bildet hier 70 % Ethanolanteil die Klopfgrenze des homogenen Luft-Kraftstoff-Gemischs bei einer Schwerpunktlage von 8 °KW.

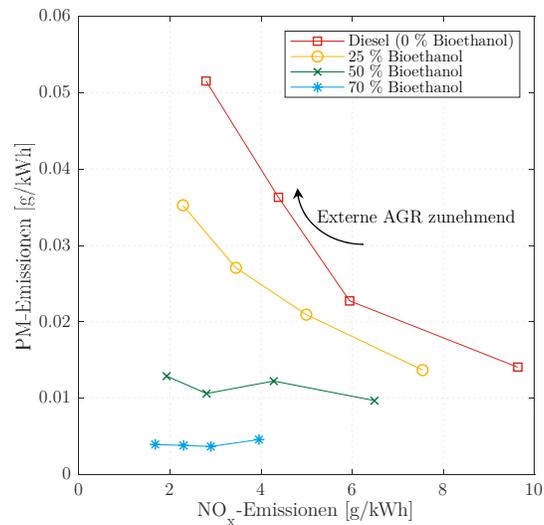


Abbildung A.22: NO_x-Partikel Trade-Off für verschiedene Ethanolanteile (1.9 mm Second Event-Hub, 1600 min⁻¹, 175 Nm)

Speziell bei höheren Substitutionsraten lassen sich mit der Kombination aus Second Event-Hub und externer AGR die Emissionen an Kohlenstoffmonoxid (Abbildung A.23) und unverbrannten Kohlenwasserstoffen deutlich absenken (Abbildung A.24). Auffällig ist hier, dass bei 70 % Ethanolanteil ohne externe AGR kein systematischer Unterschied zwischen verschiede-

A Anhang

nen Second Event-Hüben hinsichtlich der CO-Emissionen erkennbar ist. Bei der niedrigen Last in diesem Punkt scheint hier erst durch die externe AGR – und damit verbunden die Absenkung des Verbrennungsluftverhältnisses – eine ausreichende Aufheizung der Ladung zur weiteren Oxidation des Kohlenstoffmonoxids vorzuliegen.

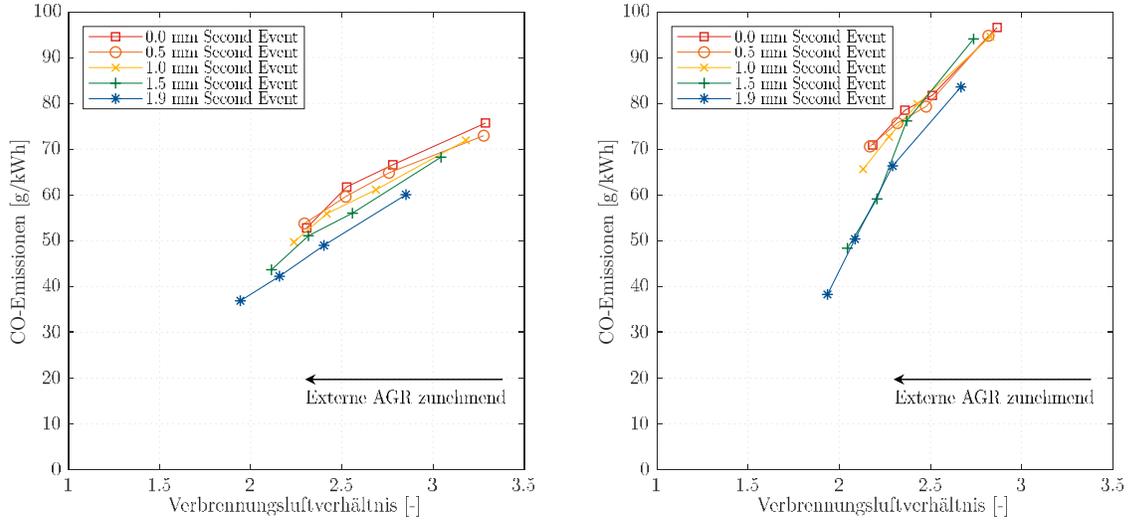


Abbildung A.23: Kohlenstoffmonoxid-Emissionen für 50 % (links) und 70 % (rechts) Ethanolanteil für unterschiedliche Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min⁻¹, 175 Nm)

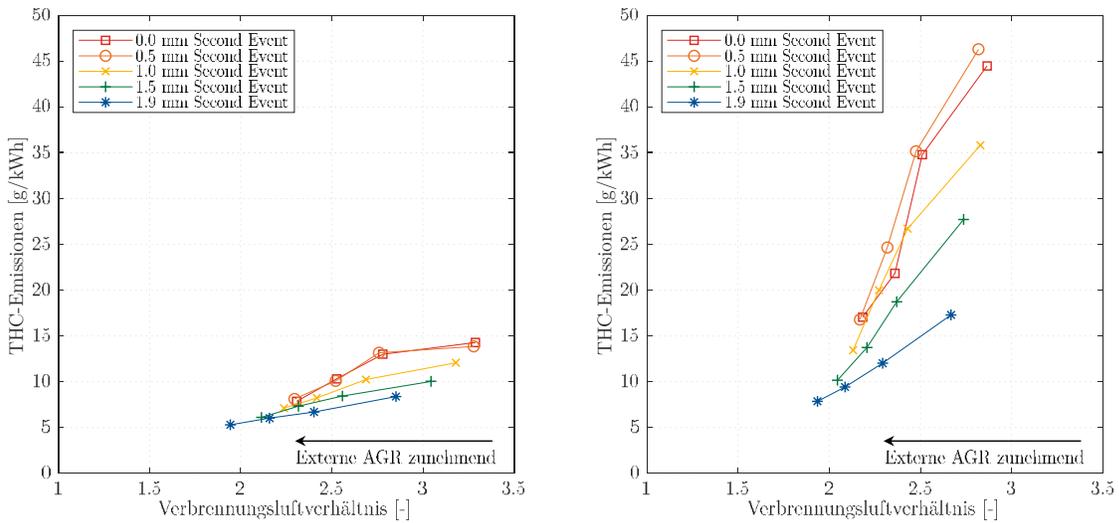


Abbildung A.24: Kohlenwasserstoff-Emissionen für 50 % (links) und 70 % (rechts) Ethanolanteil für unterschiedliche Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min⁻¹, 175 Nm)

Aufgrund der Zündrandbedingungen fällt der effektive Wirkungsgrad jedoch trotz externer AGR und Second Event-Hub mit der Substitutionsrate ab, wie in Abbildung A.25 zu sehen ist. Bedingt durch den geringeren spezifischen CO₂-Ausstoß (siehe Kapitel 5.3) werden die Kohlenstoffdioxid-Emissionen im Gesamten reduziert, mit einer Einsparung von maximal 70 % des durch Diesel erzeugten Anteils.

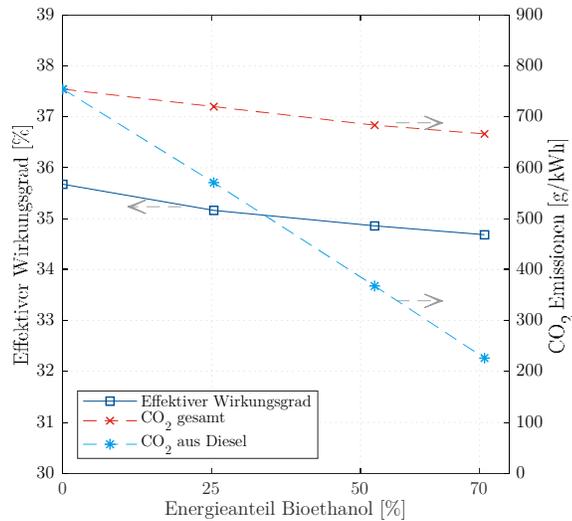


Abbildung A.25: Effektiver Wirkungsgrad und CO₂-Emissionen über Ethanolanteil (1.9 mm Second Event-Hub, 20 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 175 Nm)

Die Erhöhung der Motorlast auf **525 Nm** bei **1600 min⁻¹** begrenzt den maximalen Ethanolanteil auf 20 %. Bei dieser Substitutionsrate kommt es bei der Variation des Second Event-Hubs bereits zu Klopfereignissen, weswegen keine Variation der externen AGR-Rate durchgeführt wird. Analog zu den Messungen mit Propan kann die externe AGR hier nicht zur Optimierung des NO_x-Partikel Trade-Off genutzt werden. In Abbildung A.26 sind die Emissionen für 0 % und 20 % Ethanolanteil für die Second Event-Hub-Variation dargestellt.

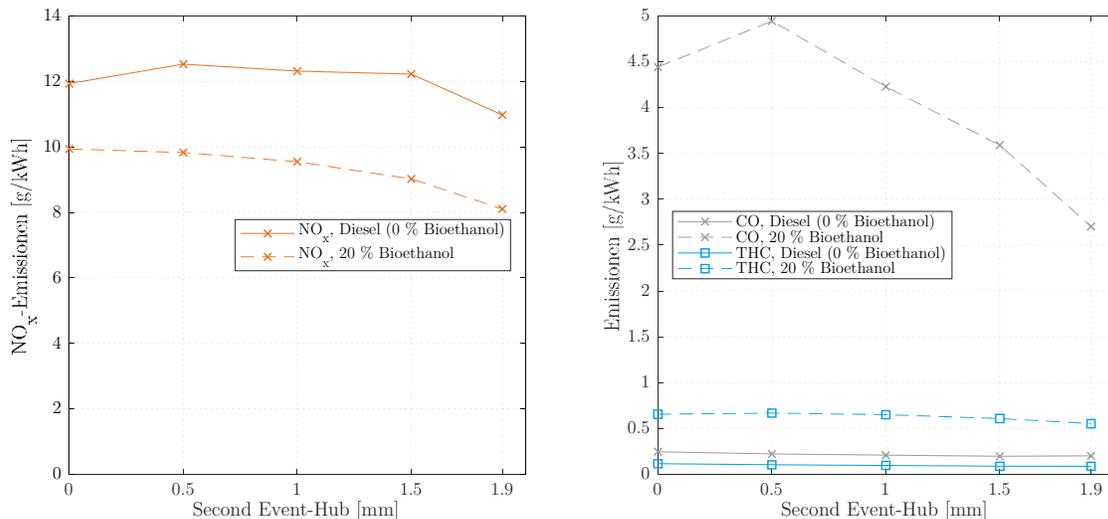


Abbildung A.26: Emissionen in Abhängigkeit des Second Event-Hubs für 0 % und 20 % Ethanol (0 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 525 Nm)

Die Partikelemissionsmessungen an diesem Lastpunkt waren aufgrund eines Defekts an der Messtechnik nicht verwertbar. Da das Verhalten der Emissionsverläufe jedoch identisch zu Methan und Propan ist, kann davon ausgegangen werden, dass diese mit dem Ethanolanteil

abfallen. Auffällig ist, dass der effektive Wirkungsgrad für den Fall von 20 % Substitutionsrate trotz späterer Verbrennungsschwerpunktlage und längerer Brenndauer ansteigt, Abbildung A.27.

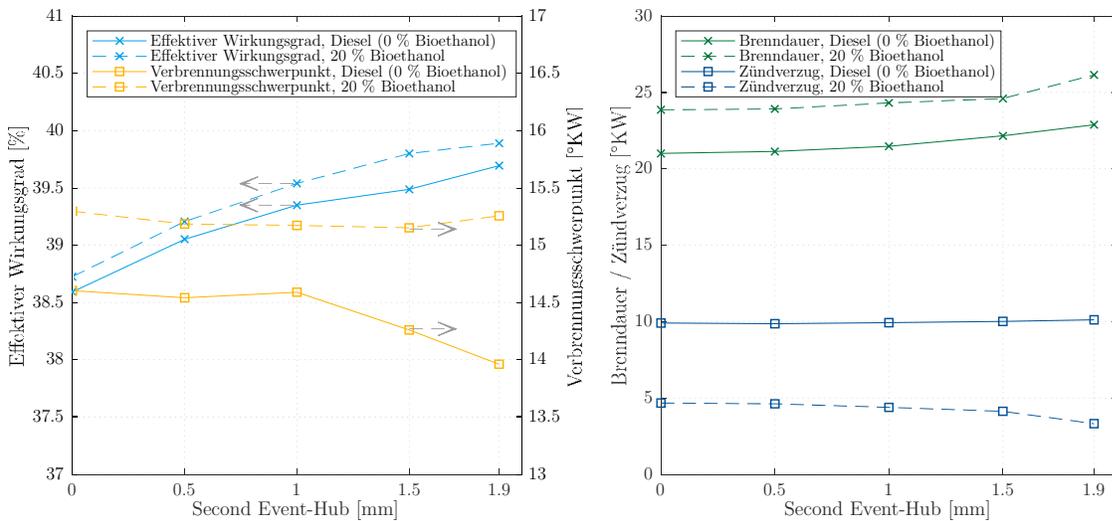


Abbildung A.27: Effektiver Wirkungsgrad, Schwerpunktlage, Brenndauer und Zündverzug in Abhängigkeit des Second Event-Hubs für 0 % und 20 % Ethanol (0 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 525 Nm)

Bei der Betrachtung des normierten Summenheizverlaufs in Abbildung A.28 ist zu sehen, dass vor der Einbringung des Zündstrahls bei 2 °KW vor OT bereits bei 10 °KW vor OT Energie freigesetzt wird. Da sich dieser Anteil unter 3 % des Endwerts befindet, wird dieses Verhalten nicht im Zündverzug erfasst (s. Definition in Kapitel 4.1). Der Grund hierfür ist eine partielle Selbstentzündung des homogenen Ethanol-Luft-Gemischs durch den Druck und die Temperatur der Verdichtung, was sich in einem Druckerhöhung vor dem Einspritzbeginn des Dieselanteils äußert. Die freigesetzte Wärmemenge entspricht jedoch nicht den 20 % des Ethanolanteils, sondern nur 10 % des Summenheizverlaufs. Eine mögliche Erklärung hierfür ist, dass die freigesetzte Energiemenge nicht ausreicht, um das restliche Ethanol zu zünden, da dieser Anteil vermutlich durch die Nähe zu Zylinderwand, -kopf oder Kolben infolge Wandwärmeübergangs auf einem niedrigeren Temperaturniveau vorliegt.

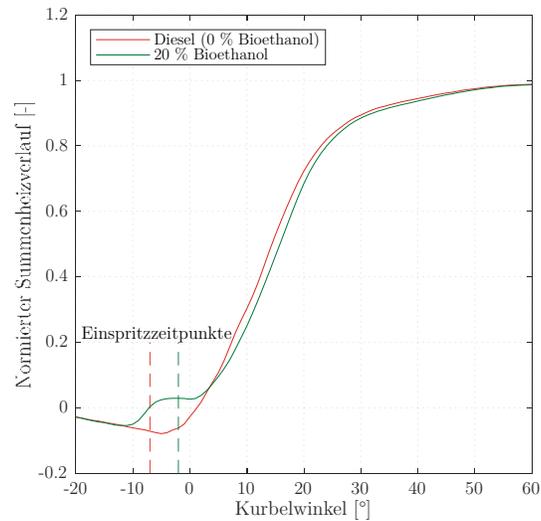


Abbildung A.28: Normierter Summenheizverlauf für 0 % und 20 % Ethanol (1.9 mm Second Event-Hub, 0 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 525 Nm)

Bei **1100 min⁻¹** und **350 Nm** wird die Klopfgrenze mit optimaler Schwerpunktlage bei 50 % Ethanolanteil erreicht. Durch das geringe Verbrennungsluftverhältnis in diesem Betriebspunkt begrenzt die Rußgrenze von Diesel die Variation von Second Event-Hub und externer AGR. Daher konnte für den Fall ohne Ethanolanteil nur bis zu 1 mm Second Event-Hub mit einer externen AGR-Rate von 20 % eingestellt werden. In Abbildung A.29 ist der NO_x-Partikel Trade-Off deshalb für den Fall ohne Second Event-Hub dargestellt. Es zeigt sich erneut die bekannte Tendenz abnehmender Partikelemissionen mit zunehmender Substitution.

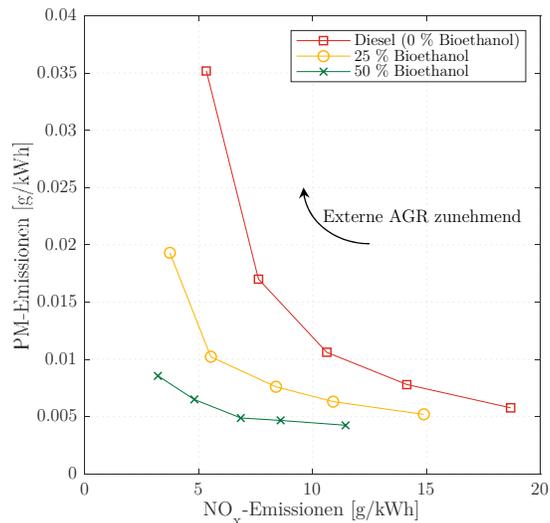


Abbildung A.29: NO_x-Partikel Trade-Off für verschiedene Ethanolanteile (ohne Second Event-Hub, 1100 min⁻¹, 350 Nm)

Abbildung A.30 zeigt den Einfluss der Substitution mit Ethanol auf den effektiven Wirkungsgrad und die Kohlenstoffdioxid-Emissionen. Aus der Kombination aus dem geringeren spezifi-

schen CO_2 -Ausstoß von Ethanol und dem höheren effektiven Wirkungsgrad ergibt sich eine allgemeine Senkung der CO_2 -Emissionen mit ansteigendem Ethanolanteil. Bei der Betrachtung des fossilen Anteils am Kohlenstoffdioxid-Ausstoß, welcher aus dem Dieselanteil entsteht, beträgt die Senkung bei 50 % Substitution 51.3 %.

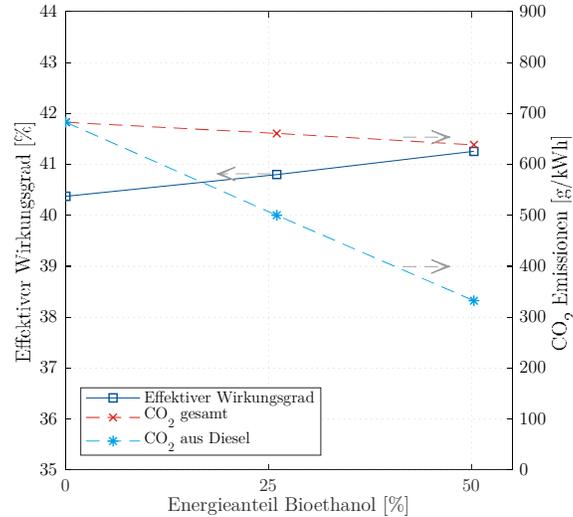


Abbildung A.30: Effektiver Wirkungsgrad und CO_2 -Emissionen über Ethanolanteil (1.9 mm Second Event-Hub, 10 % AGR-Rate, 1100 min^{-1} , 350 Nm)

In Abbildung A.31 ist der Einfluss von externer AGR und Second Event-Hub auf die Kohlenstoffmonoxid- und die Kohlenwasserstoff-Emissionen dargestellt. In Richtung $\lambda = 1$ ist, nach vorherigem Abfall, ein Anstieg der CO -Emissionen zu verzeichnen, da es in diesem Bereich bereits zu lokalem Sauerstoffmangel und damit unvollständiger Oxidation kommen kann. Da die AGR-Rate von 20 % für 1.9 mm Second Event-Hub durch die Pumpgrenze des Turboladers nicht mehr stabil zu halten ist, sind die Ergebnisse hier nicht verwertbar und im Diagramm nicht enthalten.

Hinsichtlich des Zündverzugs, welcher in Abbildung A.32 dargestellt ist, fällt auf, dass bei 1.9 mm Second Event-Hub und 0 % AGR-Rate (entspricht dem Punkt der Kurve mit dem höchsten Verbrennungsluftverhältnis) der Wert negativ wird, die Zylinderladung sich also vor Einbringung des Dieselizezündstrahls selbst entzündet. Aufgrund dieser zweigeteilten Verbrennung ist die Brenndauer in diesem Fall am längsten.

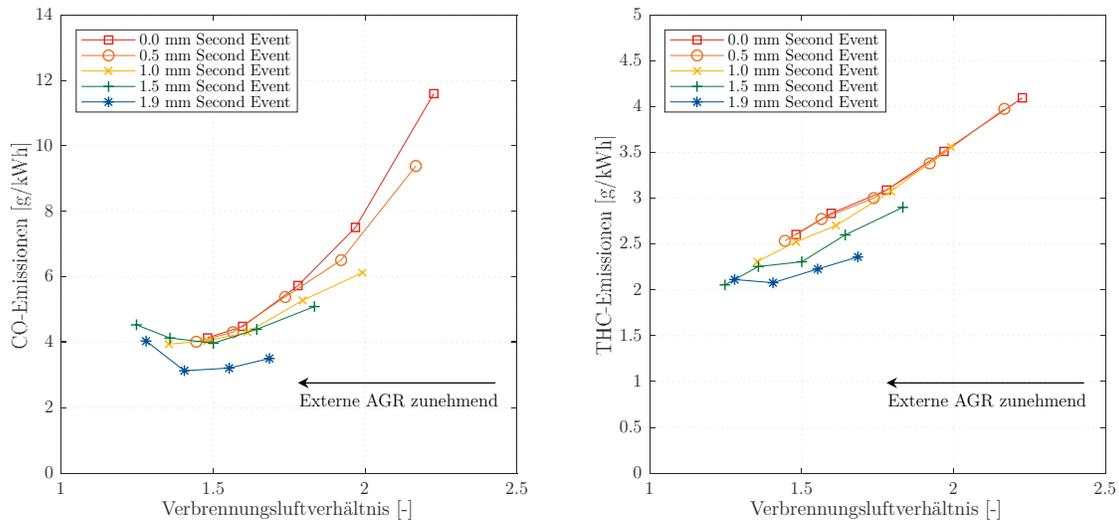


Abbildung A.31: Kohlenstoffmonoxid- und Kohlenwasserstoff-Emissionen in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (50 % Ethanolanteil, 1100 min⁻¹, 350 Nm)

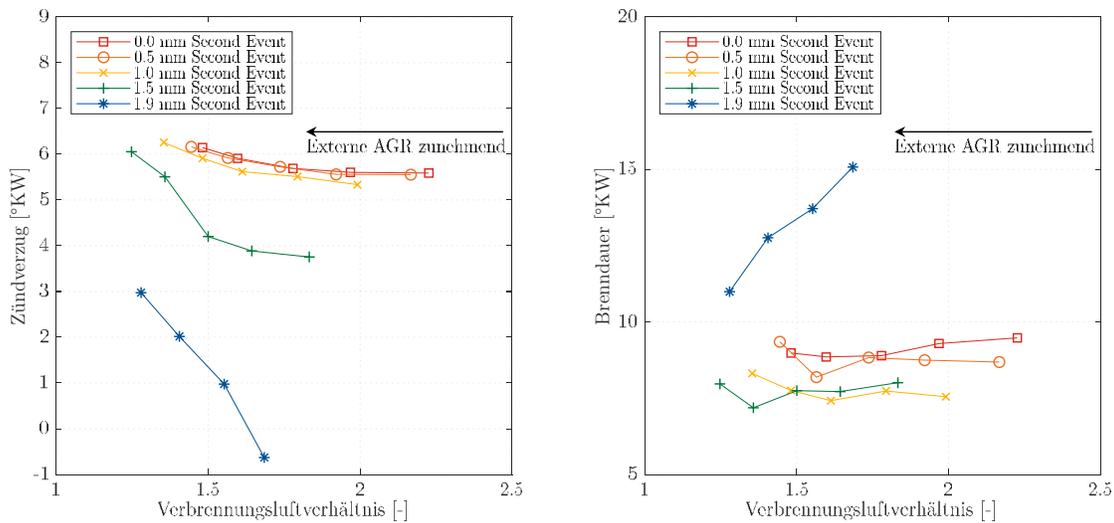


Abbildung A.32: Zündverzögerung und Brenndauer in Abhängigkeit der AGR-Rate für unterschiedliche Second Event-Hübe (50 % Ethanolanteil, 1100 min⁻¹, 350 Nm)

Abbildung A.33 zeigt diese Selbstentzündung. Zum Einspritzzeitpunkt des Dieselzündstrahls sind bereits 32 % der Energiemenge freigesetzt, welche ausschließlich aus dem Ethanol-Luft-Gemisch kommen können. Im Bereich des 50 %-Umsatzpunkts kommt es zunächst zu einer kleinen Abflachung im Gradienten des Heizverlaufs. Dies spricht dafür, dass zu diesem Zeitpunkt das Ethanol nahezu vollständig umgesetzt ist und der Dieselanteil erst in einer nachgelagerten Verbrennung die restliche Energiemenge freisetzt. Dadurch, dass das Ende der Dieserverbrennung auch gleichzeitig das Ende der Verbrennung insgesamt ist und ein vorzeitiger Verbrennungsstart des Ethanolanteils stattfindet, ist die Brenndauer in diesem Fall am längsten. Ab einer AGR-Rate von 10 % sind diese vorzeitigen Zündereignisse nicht mehr zu beobachten.

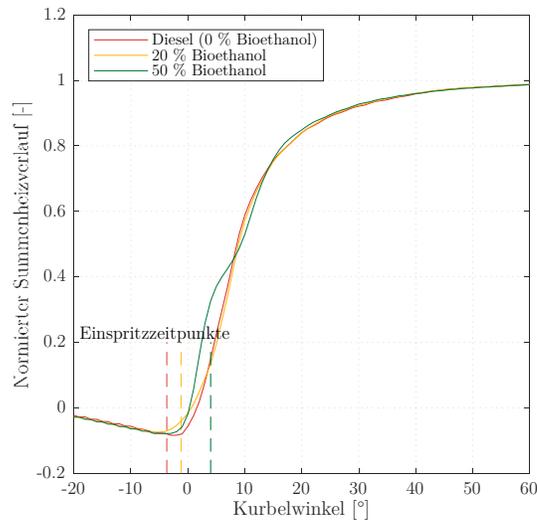


Abbildung A.33: Normierter Summenheizverlauf für 0 %, 25 % und 50 % Ethanolanteil (1.9 mm Second Event-Hub, 0 % AGR-Rate, 1100 min⁻¹, 350 Nm)

Durch die externe Abgasrückführung und die damit verbundene Absenkung des Ladedrucks sinken die Kompressionsenddrücke, ohne die Ansaugtemperatur übermäßig zu erhöhen (16 °C bei 0 % AGR-Rate, 26 °C bei 15 % AGR-Rate). Abbildung A.34 zeigt die Zylinderdruckverläufe bei 1.9 mm Second Event-Hub und 50 % Ethanolanteil für verschiedene AGR-Raten. Da die vorzeitigen Zündereignisse ab einer AGR-Rate von 10 % nicht mehr zu beobachten sind, lässt sich schließen, dass die Druckgrenze zur Selbstzündung bei diesem Second Event-Hub bei einem Kompressionsenddruck (0 ° Kurbelwinkel) oberhalb von ca. 65 bar liegt.

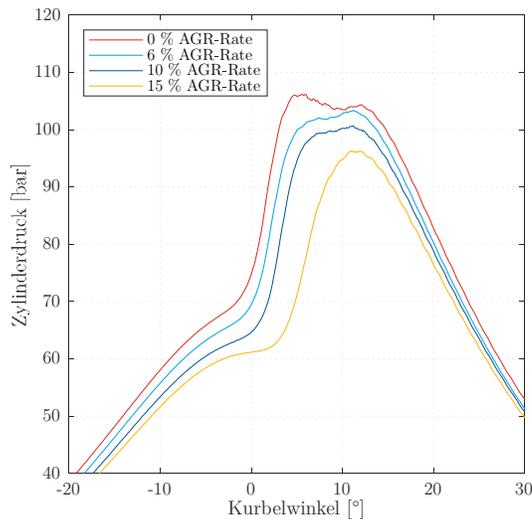


Abbildung A.34: Druckverläufe in Zylinder 4 für verschiedene AGR-Raten (1.9 mm Second Event-Hub, 50 % Ethanolanteil, 1100 min⁻¹, 350 Nm)

A.2 Ausführliche Diskussion der Untersuchungen mit direkter Einspritzung (DI) nach vorheriger Mischung

In dem nachfolgenden Abschnitt werden die Ergebnisse für Biopropan bei Vormischung mit Diesel ausführlich analysiert und diskutiert. Dies erfolgt analog zu den Betrachtungen für Bioethanol (vgl. Kapitel 7.1) und soll einen umfangreichen Einblick in das Verhalten des Kraftstoffs im Rahmen eines luftansaugenden Dual-Fuel-Brennverfahrens geben.

A.2.1. Biopropan

Zur Vermeidung des Ausdampfens des Biopropanes (im Text nachfolgend als „Propan“ bezeichnet) wird die in Kapitel 5.1.3 beschriebene, verstärkte Hochdruckpumpe verwendet. Durch die Beaufschlagung des Propan-Tanks mit Druckstickstoff ist es somit möglich, unter Berücksichtigung der Leitungsverluste und des nötigen Druckgefälles zwischen der Propan-Versorgungsleitung und dem Mischkreis einen Vorförderdruck von maximal 12 bar zur Verfügung zu stellen. Damit wird eine Verdampfungstemperatur des reinen, ungemischten Propanes von 38 °C erreicht. In der Mischung zeigen sich analog zu den Versuchen mit Ethanol steigende Rücklauftemperaturen mit zunehmender Substitutionsrate, was für die Dampfblasenbildung problematisch ist. Bei den durchgeführten Untersuchungen konnte dieses Phänomen ab ca. 80 °C Kraftstofftemperatur am Motorausstritt des Rücklaufs beobachtet werden. In diesem Fall wurde der Raildruck so weit reduziert, bis dieser stabil gehalten werden konnte.

Auf diesem Weg ist es möglich, bei **1600 min⁻¹** und **350 Nm** einen Propananteil von 35 % mit dem Raildruck gemäß Serienbedatung von 1700 bar zu erreichen. Bei einer Reduktion auf 1000 bar sind bis zu 50 % Substitution möglich. Wie Abbildung A.35 zeigt, erzeugt diese Raildruckreduktion leichte Nachteile hinsichtlich der Ruß-Emissionen, welche dann zwischen den Werten bei 10 % und 25 % Substitution und 1700 bar Raildruck liegen.

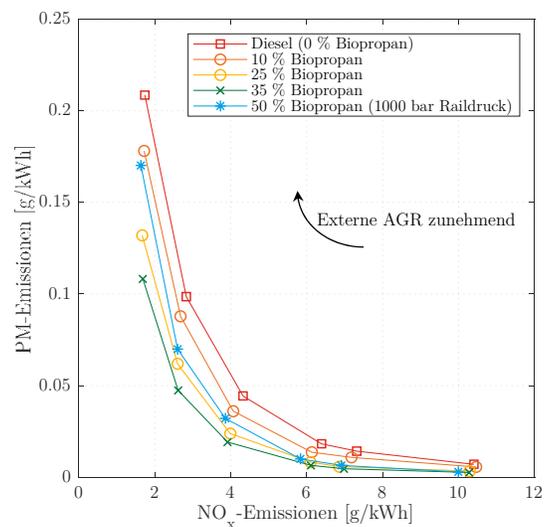


Abbildung A.35: NO_x-Partikel Trade-Off für verschiedene Propananteile (1.9 mm Second Event-Hub, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Hinsichtlich des Verbrennungsablaufs zeigt das Gemisch aus Diesel und Propan keine Auffälligkeiten und benötigt, im Gegensatz zu Ethanol, keine Voreinspritzung zur Aufheizung des Brennraums. Die der Literatur zufolge größere Cetanzahl von Propan gegenüber Ethanol (s. Kapitel 5.3) wird durch diese Beobachtungen bestätigt. Dies spiegelt sich in den Druckverläufen und den Heizverläufen wider, Abbildung A.36. Durch den reduzierten Einspritzdruck bei 50 % Substitution muss der Einspritzbeginn früher gewählt werden, um die gleiche Schwerpunktlage einzuhalten.

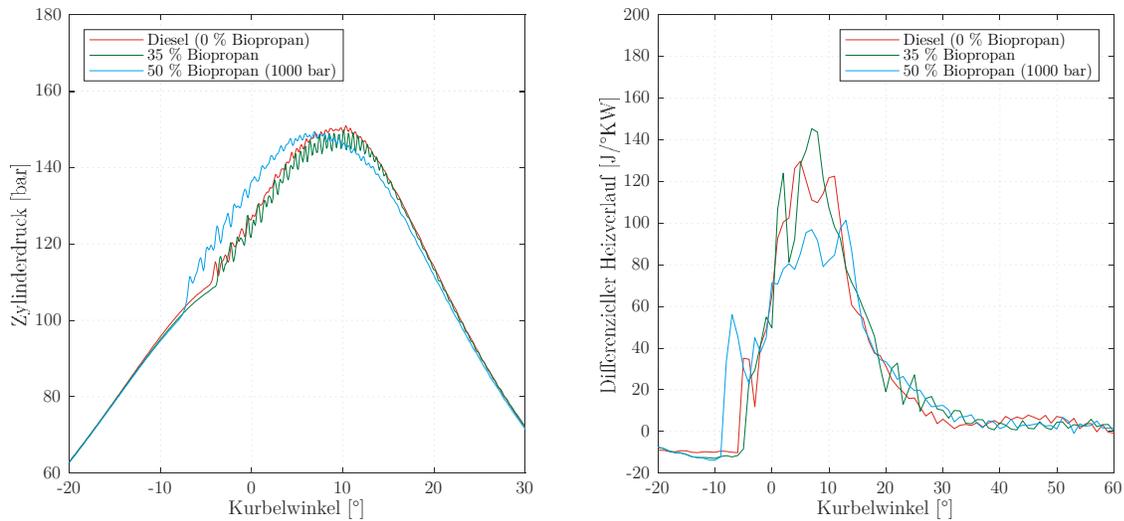


Abbildung A.36: Druckverlauf und differenzieller Heizverlauf für Zylinder 4 für verschiedene Propananteile (ohne Second Event-Hub, 0 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Der Zündverzug steigt mit dem Propananteil an, jedoch verkürzt sich die Brenndauer im Vergleich zum Betrieb mit reinem Diesel bei gleichem Einspritzdruck, Abbildung A.37. Da der Einfluss des Second Event-Hubs im Vergleich zu den Unterschieden zwischen den Substitutionsraten gering ist, erfolgt hier keine explizite Kennzeichnung. Durch die Absenkung des Raildrucks bei 50 % Substitution steigt aufgrund des geringeren Kraftstoffmassenstroms durch den Injektor die Brenndauer wieder an. In diesem Fall sorgt die Verlängerung der Brenndauer mit der Absenkung des Raildrucks und der Erhöhung der externen AGR für einen exponentiellen Anstieg der Kohlenstoffmonoxid-Emissionen, siehe Abbildung A.38. Hinsichtlich der unverbrannten Kohlenwasserstoffe ist eine Abnahme mit dem abgesenkten Raildruck zu beobachten, so dass diese auf dem Niveau der reinen Dieselverbrennung liegen.

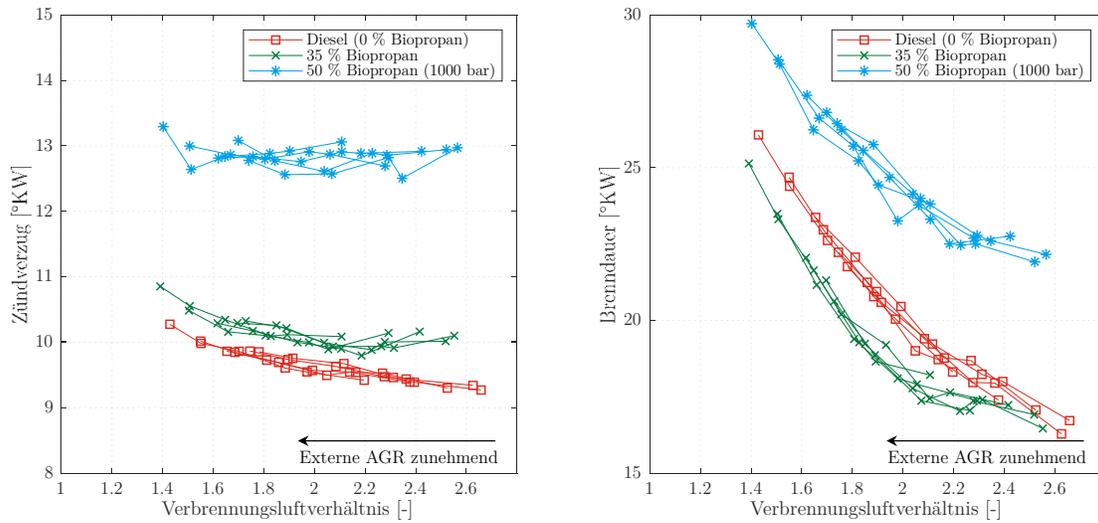


Abbildung A.37: Zündverzugs- und Brenndauer für verschiedene Propananteile (inkl. Raildruckanpassung) für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min^{-1} , 350 Nm)

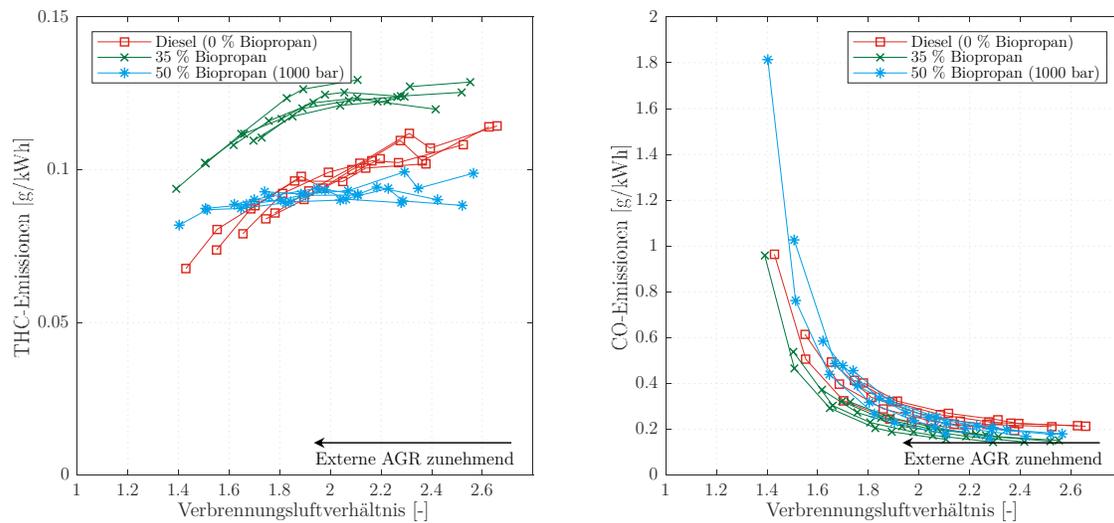


Abbildung A.38: Kohlenwasserstoff- und Kohlenstoffmonoxid-Emissionen (inkl. Raildruckanpassung) für verschiedene Propananteile für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min^{-1} , 350 Nm)

Bei der Betrachtung des effektiven Wirkungsgrads und der Reibungsverluste zeigt sich ein größerer Einfluss des Second Event-Hubs, weswegen die Werte für unterschiedliche Hübe in Abbildung A.39 wieder im Vergleich dargestellt sind. Durch die Substitution zeigt sich ein Absinken des Wirkungsgrads, welches in den höheren Reibungsverlusten durch die größere Pumpenarbeit begründet ist. Die resultiert aus dem geringeren volumetrischen Heizwert des Diesel-Propan-Gemischs durch die niedrigere Dichte von Propan von $510 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ im Vergleich zu $833 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ für Diesel bei gleichzeitig nahezu identischen gravimetrischen Heizwerten. Die Abnahme der Reibung bei einem reduzierten Einspritzdruck von 1000 bar bestätigt dies. Durch die schlechtere Gemischaufbereitung liegt der Fall mit 50 % Substitution daher im effektiven Wirkungsgrad zwischen den Werten für 0 % und 35 % Propananteil, während er im indizierten

A Anhang

Wirkungsgrad darunter liegt (Abbildung A.40).

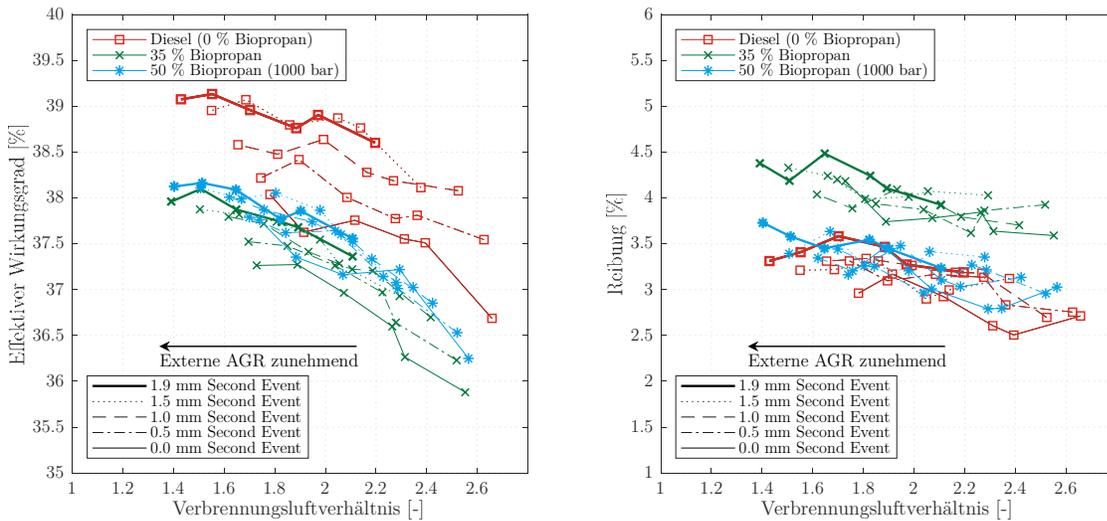


Abbildung A.39: Effektiver Wirkungsgrad und Reibungsverluste (inkl. Raildruckanpassung) für verschiedene Propananteile für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min^{-1} , 350 Nm)

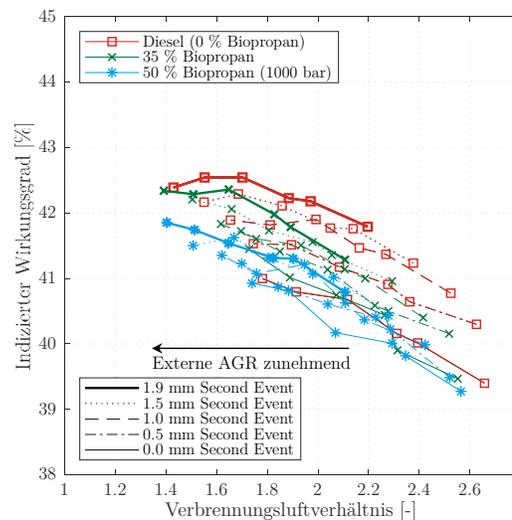


Abbildung A.40: Indizierter Wirkungsgrad (inkl. Raildruckanpassung) für verschiedene Propananteile für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min^{-1} , 350 Nm)

Trotz des abnehmenden Wirkungsgrads können die Gesamt CO_2 -Emissionen durch den geringeren spezifischen CO_2 -Ausstoß von Propan abgesenkt werden, Abbildung A.41. Betrachtet man den Dieselanteil an diesen Emissionen, so ist eine Senkung von ca. 50 % möglich.

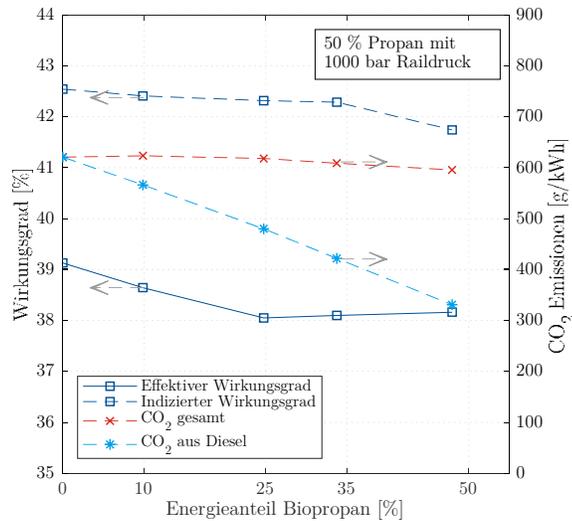


Abbildung A.41: Effektiver und indizierter Wirkungsgrad und CO₂-Emissionen (inkl. Raildruckanpassung) über dem Propananteil (1.9 mm Second Event-Hub, 20 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 350 Nm)

Bei **1600 min⁻¹, 175 Nm** sind bei dem dort serienmäßig verwendeten Raildruck von 1470 bar ebenfalls 35 % Propananteil möglich, mit einer Steigerung auf maximal 50 % bei 1000 bar Einspritzdruck. Durch die geringere Differenz der beiden Einspritzdrücke im Vergleich zum Lastpunkt bei 350 Nm ergeben sich hinsichtlich der Rußbildung keine Nachteile durch die Absenkung auf 1000 bar, jedoch auch keine weiteren Verbesserungen durch die Erhöhung der Substitution, siehe Abbildung A.42.

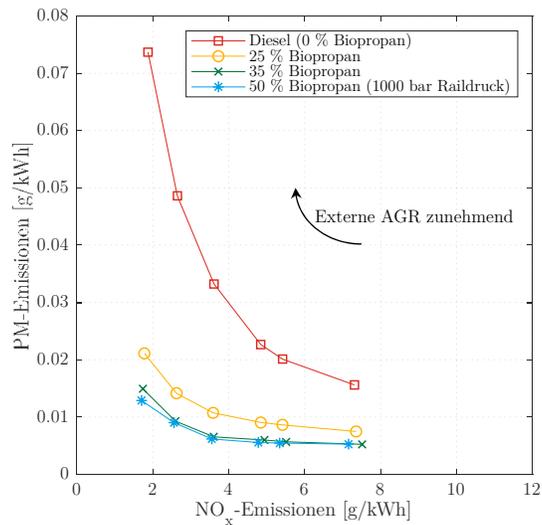


Abbildung A.42: NO_x-Partikel Trade-Off (inkl. Raildruckanpassung) für verschiedene Propananteile (1.9 mm Second Event-Hub, 1600 min⁻¹, 175 Nm)

Die Erhöhung des Propananteils hat keinen messbaren Einfluss auf den Zündverzöger in diesem Punkt, jedoch verlängert sich dieser durch die Absenkung des Einspritzdrucks, Abbildung A.43. Die Verbrennung läuft mit einer höheren Substitution bei gleichem Raildruck etwas

A Anhang

schneller ab, wird jedoch ebenfalls durch die Absenkung auf 1000 bar verlängert. Auffällig ist, dass in diesem Fall kein Anstieg mit der AGR-Rate, also sinkendem Verbrennungsluftverhältnis, zu erkennen ist.

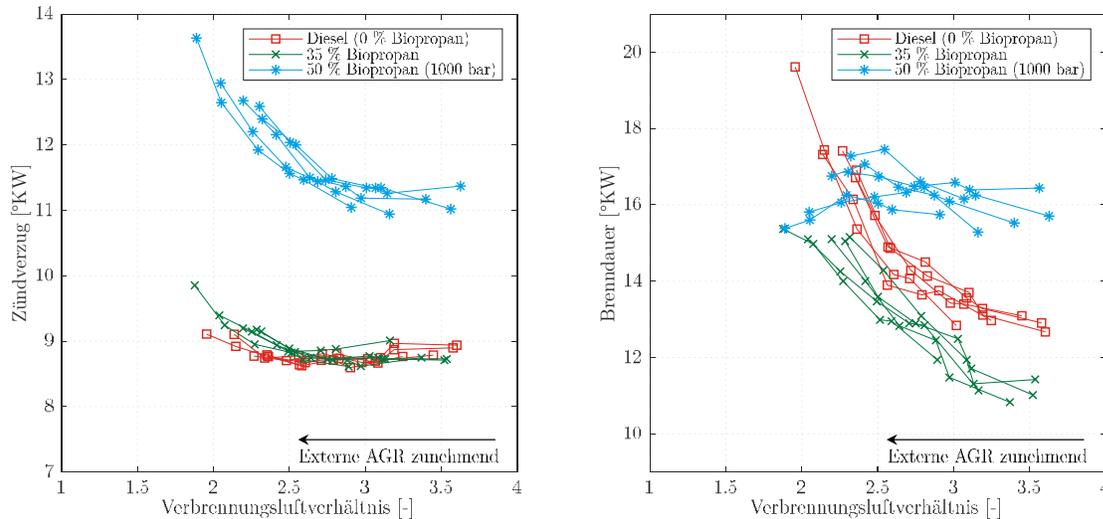


Abbildung A.43: Zündverzug und Brenndauer (inkl. Raildruckanpassung) für verschiedene Propananteile für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min^{-1} , 175 Nm)

Der Grund hierfür liegt im Zündverzug. Bei 1600 min^{-1} entspricht ein Zündverzug von $12 \text{ }^{\circ}\text{KW}$ einer Zeit von 1.25 ms , während die Ansteuerdauer des Injektors bei 175 Nm und 50% Propananteil 1.15 ms beträgt. Bei der Entzündung des Kraftstoffs befindet sich die komplette Kraftstoffmenge für den Zyklus also bereits im Brennraum und der Einspritzvorgang ist abgeschlossen. Aus diesem Grund verbrennt der so mit der Zylinderladung komplett vorgemischte Kraftstoff schlagartig in einer (teil)homogenen Raumzündung. Dies wird in Abbildung A.44 durch den hohen Anteil vorgemischter Verbrennung deutlich, erkennbar an der großen initialen Energiefreisetzung.

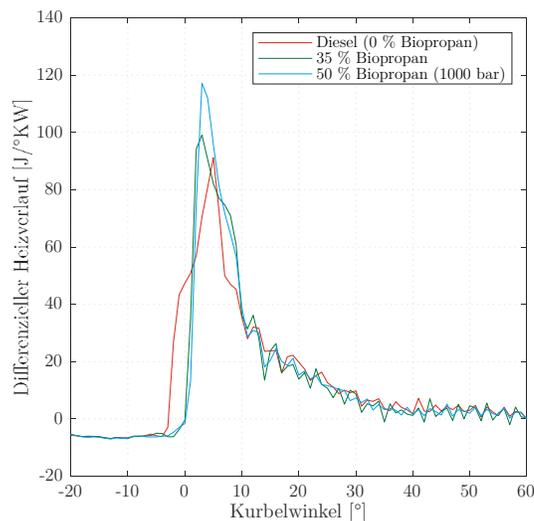


Abbildung A.44: Differenzieller Heizverlauf für Zylinder 4 (inkl. Raildruckanpassung) für verschiedene Propanan-

teile (1.9 mm Second Event-Hub, 25 % AGR-Rate, 1600 min⁻¹, 175 Nm)

Bei den unverbrannten Kohlenwasserstoffen (Abbildung A.45) zeigen sich nur geringe Unterschiede bei Variation der Substitutionsrate. Die reine Dieselverbrennung liegt hier überwiegend auf dem niedrigsten Niveau, während die Spreizung der Werte bei 50 % Propan mit reduziertem Raildruck am größten ist. Ein klarer Trend lässt sich jedoch nicht erkennen. Die Kohlenstoffmonoxid-Emissionen steigen hauptsächlich wegen des geringeren Einspritzdrucks an. In diesem Fall zeigt der Second Event-Hub auch die deutlichste Verbesserung, mit einem durchweg positiven Einfluss auf die CO-Werte auch im reinen Dieselbetrieb und bei 35 % Substitution mit Propan.

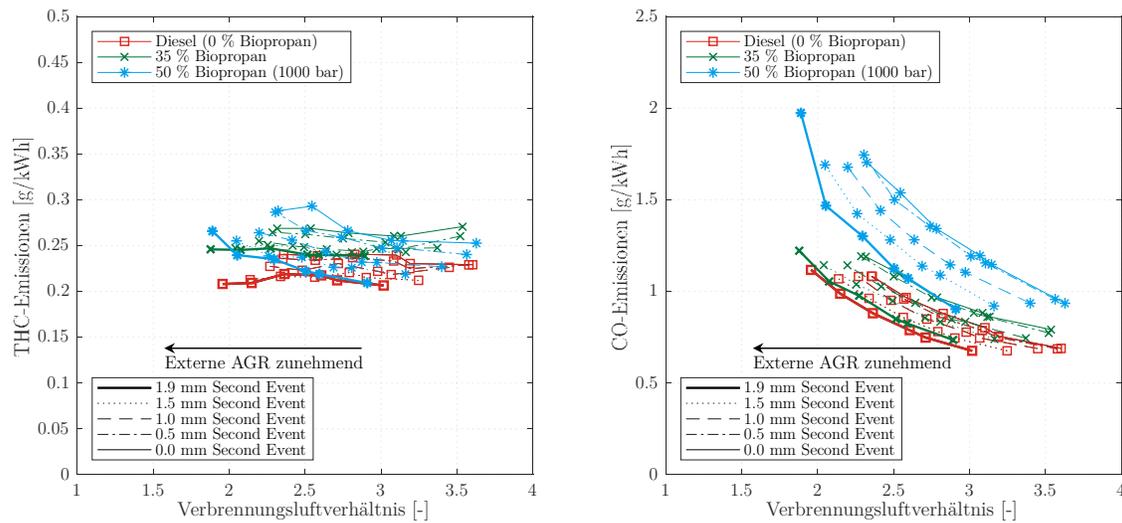


Abbildung A.45: Kohlenwasserstoff- und Kohlenstoffmonoxid-Emissionen (inkl. Raildruckanpassung) für verschiedene Propananteile für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min⁻¹, 175 Nm)

Bezüglich des effektiven Wirkungsgrads (Abbildung A.46) ergibt sich das gleiche Bild wie beim 350 Nm-Lastpunkt mit einer Abnahme durch die höhere Reibung in Form von Pumpenarbeit mit steigender Substitutionsrate, wobei eine Senkung des Raildrucks sich hier positiv auswirkt. Bei der Betrachtung des effizientesten Betriebspunkts mit 1.9 mm Second Event-Hub und 25 % externer AGR ergibt sich eine leichte Senkung der gesamten Kohlenstoffdioxid-Emissionen, mit einer Senkung des CO₂-Anteils aus Diesel von 48.7 %.

A Anhang

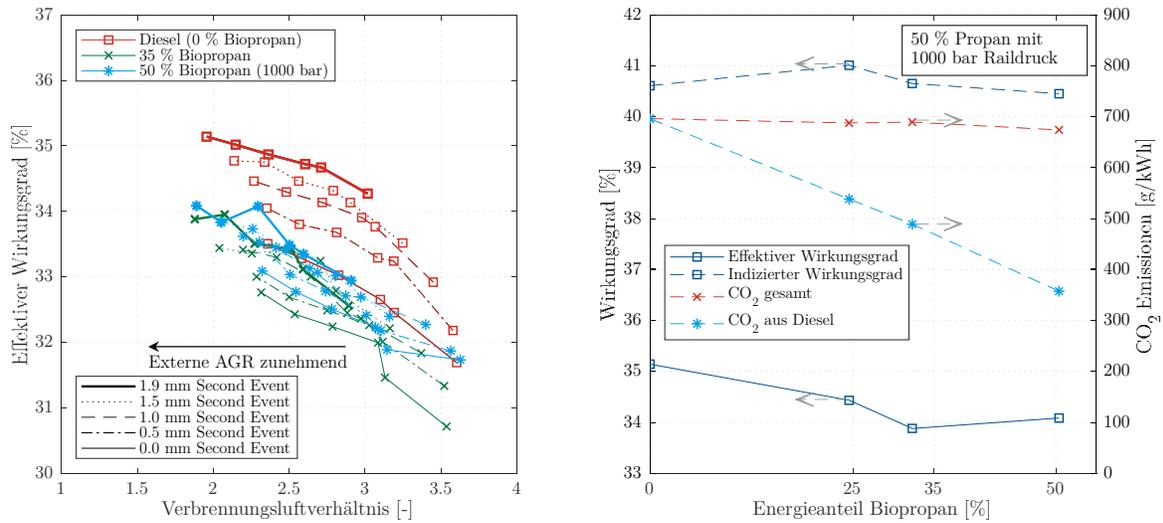


Abbildung A.46: Effektiver Wirkungsgrad (inkl. Raildruckanpassung) für verschiedene Propananteile für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (links), effektiver und indizierter Wirkungsgrad, CO₂-Emissionen über dem Propananteil bei 1.9 mm Second Event-Hub und 25 % AGR-Rate (rechts) (1600 min⁻¹, 175 Nm)

Der höherlastige Messpunkt **1600 min⁻¹ / 525 Nm** zeigt ähnliche Ergebnisse wie die beiden bereits gezeigten Lasten. Hier ist allerdings die Grenze der Substitution bereits bei 25 % erreicht (bei 1700 bar Einspritzdruck). Mit einer Reduktion auf 1400 bar sind 40 % Propananteil möglich, bei einer weiteren Absenkung des Raildrucks wird durch die hohe benötigte Kraftstoffmenge die Einspritzdauer-Grenze des Steuergeräts erreicht. Abbildung A.47 zeigt den zugehörigen NO_x-Partikel Trade-Off. Die THC-Emissionen in Abbildung A.48 zeigen ebenfalls eine Steigerung mit der Substitution und eine Absenkung durch den geringeren Einspritzdruck. Bezüglich der CO-Emissionen ergibt sich eine geringe Senkung durch den Propananteil, jedoch ein Anstieg durch den abgesenkten Raildruck.

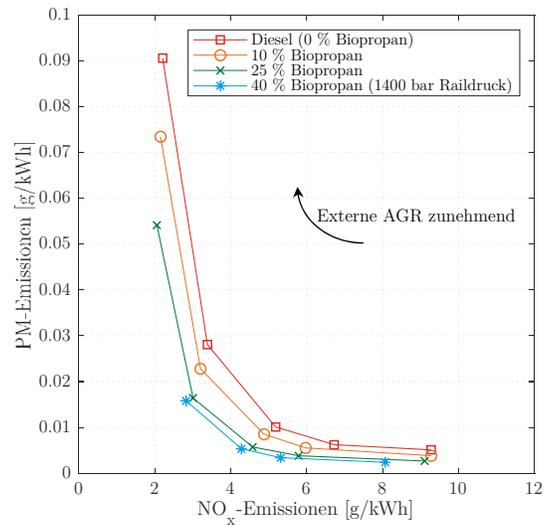


Abbildung A.47: NO_x-Partikel Trade-Off (inkl. Raildruckanpassung) für verschiedene Propananteile (1.5 mm Second Event-Hub, 1600 min⁻¹, 525 Nm)

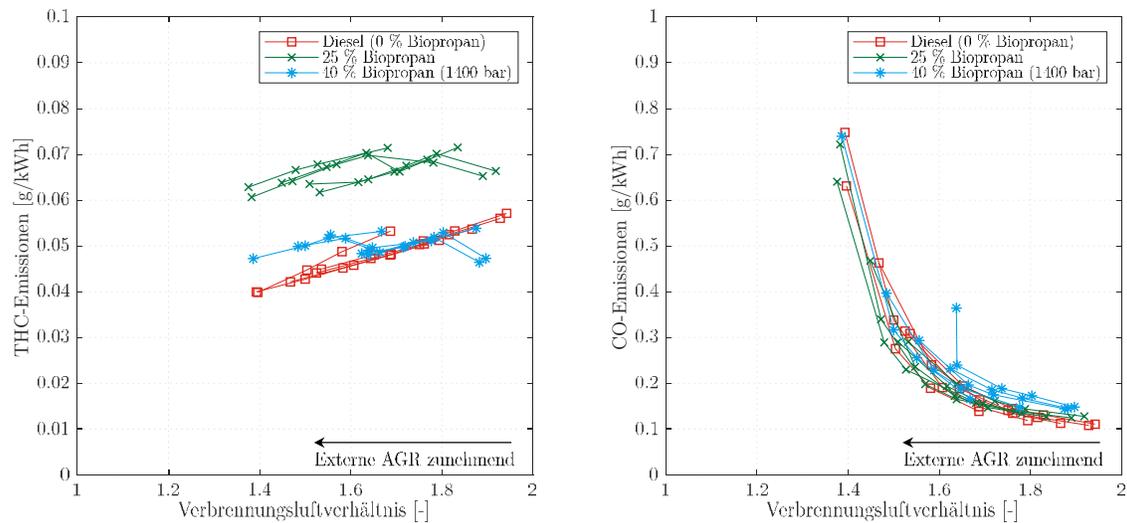


Abbildung A.48: Kohlenwasserstoff- und Kohlenstoffmonoxid-Emissionen (inkl. Raildruckanpassung) für verschiedene Propananteile für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1600 min⁻¹, 525 Nm)

Analog zum Ethanol-Betrieb ist der Betriebspunkt mit auf **1100 min⁻¹** abgesenkter Drehzahl bei **350 Nm** am problematischsten hinsichtlich der Kraftstofftemperatur im Kraftstoffrücklauf. Aus diesem Grund wurde hier der Einspritzdruck in zwei Stufen abgesenkt. Der Standard-Raildruck von 1700 bar erlaubt hier maximal 10 % Propananteil, bei 1500 bar steigt dieser Anteil auf 30 %. Eine weitere Reduzierung auf 1200 bar ermöglicht eine Substitution von 40 %. In Abbildung A.49 ist zu erkennen, dass die Vorteile in der Partikel-Bildung bei zunehmender Substitution durch die Raildruckabsenkung wieder aufgehoben werden.

A Anhang

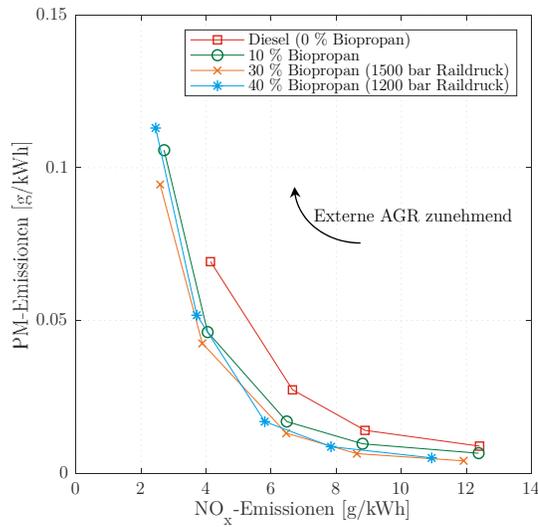


Abbildung A.49: NO_x-Partikel Trade-Off (inkl. Raildruckanpassungen) für verschiedene Propananteile (1.5 mm Second Event-Hub, 1100 min⁻¹, 350 Nm)

Bezüglich des Zündverzugs (Abbildung A.50) ist ein Anstieg mit sinkendem Raildruck zu erkennen, während die Brenndauer bei höheren Propananteilen weniger stark mit der AGR-Rate zunimmt. Hier überlagern sich die Effekte der Brenndauerverkürzung mit steigender Substitution und der Brenndauererlängerung durch den reduzierten Raildruck.

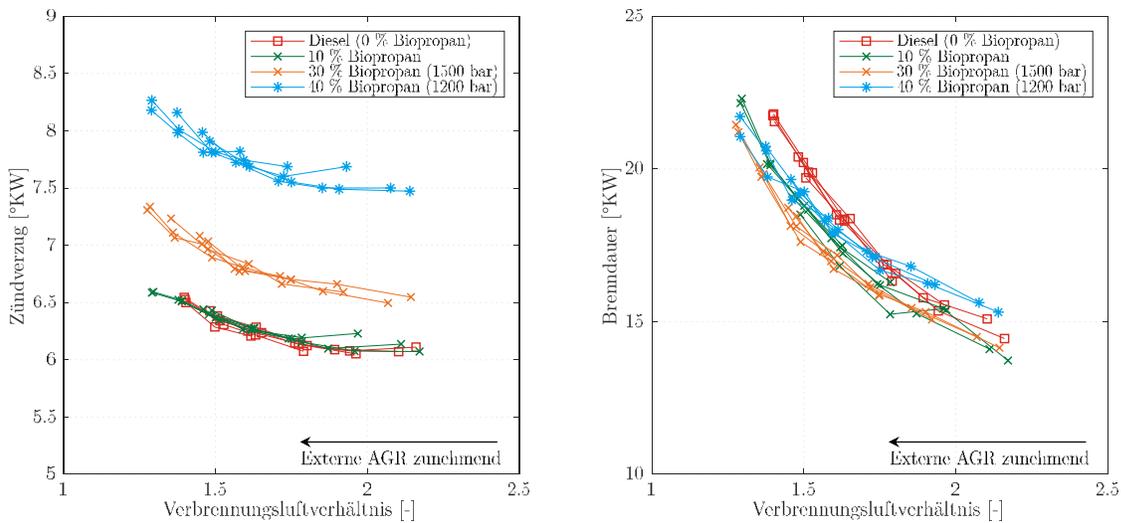


Abbildung A.50: Zündverzug und Brenndauer (inkl. Raildruckanpassungen) für verschiedene Propananteile für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1100 min⁻¹, 350 Nm)

Bei den Kohlenwasserstoff-Emissionen zeigt sich wiederum der Anstieg mit dem Propananteil und der Abfall mit der Senkung des Einspritzdrucks, Abbildung A.51. Die Kohlenstoffmonoxid-Emissionen steigen über alle AGR-Raten hinweg mit der Substitutionsrate an, was speziell bei niedrigen Verbrennungsluftverhältnissen ersichtlich wird.

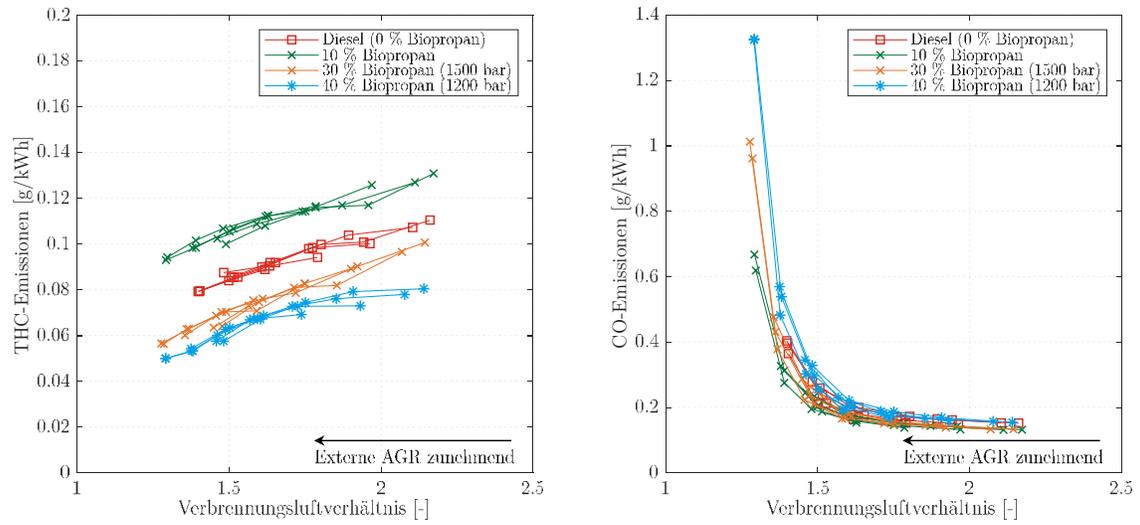


Abbildung A.51: Kohlenwasserstoff- und Kohlenstoffmonoxid-Emissionen (inkl. Raildruckanpassungen) für verschiedene Propananteile für alle Second Event-Hübe und AGR-Raten (1100 min^{-1} , 350 Nm)

B Literaturverzeichnis

- [1] IPCC, *Climate change 2007: Contribution of ... to the fourth assessment report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*. Geneva: IPCC, 2008, ISBN: 92-9169-122-4.
- [2] NOAA Global Monitoring Laboratory. „Annual Greenhouse Gas Index (AGGI)” <https://gml.noaa.gov/aggi/aggi.html> (Zugriff am: 14. Oktober 2021).
- [3] J. G. Canadell *et al.*, „Contributions to accelerating atmospheric CO₂ growth from economic activity, carbon intensity, and efficiency of natural sinks“ *Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America*, Jg. 104, Nr. 47, S. 18866–18870, 2007, doi: 10.1073/pnas.0702737104.
- [4] United Nations Climate Change, „Das Protokoll von Kyoto zum Rahmenübereinkommen der Vereinten Nationen über Klimaänderungen“, 1997. Zugriff am: 23. Mai 2023. [Online]. Verfügbar unter: <https://unfccc.int/resource/docs/convkp/kpger.pdf>
- [5] United Nations Climate Change, „Framework Convention on Climate Change“, 2014. Zugriff am: 23. Mai 2023. [Online]. Verfügbar unter: <https://unfccc.int/resource/docs/2013/cop19/eng/10a03.pdf>
- [6] IPCC, „Climate Change 2013 The Physical Science Basis“, 2013. Zugriff am: 23. Mai 2023. [Online]. Verfügbar unter: https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2018/02/WG1AR5_all_final.pdf
- [7] United Nations Climate Change. „Summary of GHG Emissions for Germany” https://di.unfccc.int/ghg_profiles/annexOne/DEU/DEU_ghg_profile.pdf (Zugriff am: 23. Mai 2023).
- [8] United Nations. „The Paris Agreement” <https://unfccc.int/process-and-meetings/the-paris-agreement/the-paris-agreement> (Zugriff am: 18. Oktober 2021).
- [9] The Intergovernmental Panel on Climate Change. „Summary for Policymakers” https://www.ipcc.ch/site/assets/uploads/2018/02/ipcc_wg3_ar5_summary-for-policymakers.pdf (Zugriff am: 18. Oktober 2021).
- [10] Österreichisches Bundesministerium für Klimaschutz, Umwelt, Energie, Mobilität, Innovation und Technologie. „Biokraftstoffe im Überblick” <https://www.bmk.gv.at/themen/energie/energieversorgung/biomasse/alternative-kraftstoffe/ueberblick.html> (Zugriff am: 23. Mai 2023).
- [11] Spektrum der Wissenschaft. „Tank gegen Teller” <https://www.spektrum.de/news/tank-gegen-teller/1142590> (Zugriff am: 23. Mai 2023).
- [12] Deutschlandfunk Kultur. „Die Zukunft der Bioenergie - Tank, Trog, Teller” <https://www.deutschlandfunkkultur.de/die-zukunft-der-bioenergie-tank-trog-teller-100.html> (Zugriff am: 23. Mai 2023).

- [13] Bayerischer Rundfunk. „Teller oder Tank – Nützt Biosprit überhaupt der Umwelt?“ <https://www.br.de/nachrichten/deutschland-welt/teller-oder-tank-nuetzt-biosprit-ueberhaupt-der-umwelt,T73m9vh> (Zugriff am: 23. Mai 2023).
- [14] International Energy Agency. „Sustainable Production of Second-Generation Biofuels“ <https://www.iea.org/reports/sustainable-production-of-second-generation-biofuels> (Zugriff am: 23. Mai 2023).
- [15] E. Jacob-Lopes, *3rd Generation Biofuels: Disruptive Technologies to Enable Commercial Production* (Woodhead Publishing Series in Energy). San Diego: Elsevier Science & Technology, 2022, ISBN: 9780323903387.
- [16] United Nations Conference on Trade and Development. „Second-Generation Biofuel Markets: State of Play, Trade and Developing Country Perspectives“ (Zugriff am: 23. Mai 2023).
- [17] IFP Energies nouvelles. „Overview of second-generation biofuel projects“ https://www.ifpenergiesnouvelles.com/sites/ifpen.fr/files/inline-images/NEWSROOM/Regards%20%C3%A9conomiques/Etudes%20%C3%A9conomiques/Panorama%202014/VA%20Panorama%202014/10_Panorama-2014+-+Overview+of+second-generation+biofuel+projects.pdf&ust=1684934211532448 (Zugriff am: 23. Mai 2023).
- [18] A. Maliha und B. Abu-Hijleh, „A review on the current status and post-pandemic prospects of third-generation biofuels“ *Energy Systems*, 2022, doi: 10.1007/s12667-022-00514-7.
- [19] Institut für Energie- und Umweltforschung Heidelberg. „Ökobilanzen zu BTL: Eine ökologische Gesamteinschätzung“ http://www.fnr-server.de/pdf/literatur/pdf_251ifeu-btl-studie-fnr.pdf (Zugriff am: 23. Mai 2023).
- [20] Europäisches Parlament und Rat der Europäischen Union, *Richtlinie (EU) 2018/2001 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 11. Dezember 2018 zur Förderung der Nutzung von Energie aus erneuerbaren Quellen (Neufassung)*, 2018. Zugriff am: 23. Mai 2023. [Online]. Verfügbar unter: <http://data.europa.eu/eli/dir/2018/2001/oj>
- [21] V. Batteiger *et al.*, „Power-to-Liquids: A scalable and sustainable fuel supply perspective for aviation“, 2022. Zugriff am: 23. Mai 2023. [Online]. Verfügbar unter: https://www.umweltbundesamt.de/sites/default/files/medien/376/publikationen/background_paper_power-to-liquids_aviation_2022.pdf
- [22] S. Appl-Scorza, J. Lippelt und C. Littlejohn, „Challenges of Electrification of Heavy and Long-haul Traffic“, 2018. Zugriff am: 24. Mai 2023. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.ifo.de/DocDL/CESifo-Forum-2018-4-appl-scorza-lippelt-littlejohn-electrification-december.pdf>
- [23] M. Börjesson, E. O. Ahlgren, R. Lundmark und D. Athanassiadis, „Biofuel futures in road transport – A modeling analysis for Sweden“ *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, Jg. 32, S. 239–252, 2014, doi: 10.1016/j.trd.2014.08.002.
- [24] Department of Energy, „Alternative Aviation Fuels: Overview of Challenges, Opportunities, and Next Steps“, 2016. Zugriff am: 24. Mai 2023. [Online]. Verfügbar

- unter: <https://www.energy.gov/eere/bioenergy/articles/alternative-aviation-fuels-overview-challenges-opportunities-and-next-steps>
- [25] European Commission. „Alternative fuels used for aviation” <https://alternative-fuels-observatory.ec.europa.eu/transport-mode/aviation/alternative-fuels-for-aviation> (Zugriff am: 24. Mai 2023).
- [26] European Maritime Safety Agency, „Update on Potential of Biofuels for Shipping“, 2022. Zugriff am: 24. Mai 2023. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.emsa.europa.eu/publications/reports/download/7321/4834/23.html>
- [27] European Maritime Safety Agency, „Potential of Ammonia as Fuel in Shipping“, 2022. Zugriff am: 24. Mai 2023. [Online]. Verfügbar unter: <https://www.emsa.europa.eu/publications/reports/download/7322/4833/23.html>
- [28] K. Kouzelis, K. Frouws und E. van Hassel, „Maritime fuels of the future: what is the impact of alternative fuels on the optimal economic speed of large container vessels“ *Journal of Shipping and Trade*, Jg. 7, Nr. 1, 2022, doi: 10.1186/s41072-022-00124-7.
- [29] A. Foretich, G. G. Zaimes, T. R. Hawkins und E. Newes, „Challenges and opportunities for alternative fuels in the maritime sector“ *Maritime Transport Research*, Jg. 2, 2021, doi: 10.1016/j.martra.2021.100033.
- [30] H. Tschöke, K. Mollenhauer und R. Maier, *Handbuch Dieselmotoren*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018, ISBN: 978-3-658-07696-2.
- [31] C. Baumgarten, *Mixture Formation in Internal Combustion Engines* (Springer eBook Collection Engineering). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2006, ISBN: 978-3-540-30836-2.
- [32] G. P. Merker und R. Teichmann, *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014, ISBN: 978-3-658-03194-7.
- [33] J. Willand, M. Daniel, E. Montefrancesco, B. Geringer, P. Hofmann und M. Kieberger, „Grenzen des Downsizing bei Ottomotoren durch Vorentflammungen“ *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 70, Nr. 5, S. 422–428, 2009, doi: 10.1007/BF03225495.
- [34] T. Kamimoto und M. Bae, „High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines“ in *SAE Technical Paper Series*, 1988, SAE Paper Nummer 880423,
- [35] S. Onishi, S. H. Jo, K. Shoda, P. D. Jo und S. Kato, „Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) - A New Combustion Process for Internal Combustion Engines“ in *SAE Technical Paper Series*, 1979, SAE Paper Nummer 790501, doi: 10.4271/790501.
- [36] M. Noguchi, Y. Tanaka, T. Tanaka und Y. Takeuchi, „A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products during Combustion“ in *SAE Technical Paper Series*, 1979, SAE Paper Nummer 790840, doi: 10.4271/790840.
- [37] P. M. Najt und D. E. Foster, „Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion“ in *SAE Technical Paper Series*, 1983, SAE Paper Nummer 830264, doi: 10.4271/830264.
- [38] R. H. Thring, „Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines“ in *International Fuels and Lubricants*, 1989, doi: 10.4271/892068.

- [39] W. Sauter, M. Günthner, F. Schwarz, A. Velji und U. Spicher, „Methoden zur Optimierung der Verbrennung im Ottomotor mit Benzin-Selbstzündung (HCCI)“ in *Messtechnik und Simulation in der Motorenentwicklung* (Haus der Technik 42), C. Beidl, Hg., Renningen: expert Verl., 2005, ISBN: 3816924697.
- [40] W. Sauter, H. Kubach und U. Spicher, „Benzin-Direkteinspritzung in die Zwischenkompression bei homogen kompressionsgezündeter Verbrennung“ in *Forschungsergebnisse und aktueller Entwicklungsstand bei der Benzin-Direkteinspritzung* (Haus der Technik 84), U. Spicher, Hg., Renningen: expert-Verl., 2007, ISBN: 978-3-8169-2716-7.
- [41] M. Sellnau, M. Foster, K. Hoyer, W. Moore, J. Sinnamon und H. Husted, „Development of a Gasoline Direct Injection Compression Ignition (GDCI) Engine“ *SAE International Journal of Engines*, Jg. 7, Nr. 2, S. 835–851, 2014, SAE Paper Nummer 2014-01-1300, doi: 10.4271/2014-01-1300.
- [42] Y. Putrasari, N. Jamsran und O. Lim, „An investigation on the DME HCCI autoignition under EGR and boosted operation“ *Fuel*, Jg. 200, S. 447–457, 2017, doi: 10.1016/j.fuel.2017.03.074.
- [43] M. Christensen, B. Johansson und P. Einewall, „Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Using Isooctane, Ethanol and Natural Gas - A Comparison with Spark Ignition Operation“ in *SAE Technical Paper Series*, 1997, SAE Paper Nummer 972874, doi: 10.4271/972874.
- [44] S. Çelebi *et al.*, „Operating range, combustion, performance and emissions of an HCCI engine fueled with naphtha“ *Fuel*, Jg. 283, 2021, doi: 10.1016/j.fuel.2020.118828.
- [45] E. Nakai *et al.*, „MAZDA SKYACTIV-X 2.0L Gasoline Engine“ in *28th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2019*, 2019.
- [46] C. Schultze, „Skyactiv-X An Inovative Gasoline Engine With Compression Ignition“ in *ETH Tagungsreihe "Aspekte der individuellen Mobilität"*, 2019. [Online]. Verfügbar unter: https://www.inspire.ethz.ch/site/assets/files/2035/6_c_schultze_mazda.pdf
- [47] J. Martin und A. Boehman, „Mapping the combustion modes of a dual-fuel compression ignition engine“ *International Journal of Engine Research*, Jg. 23, Nr. 9, S. 1453–1474, 2022, doi: 10.1177/14680874211018376.
- [48] I. May *et al.*, „Characterization and Potential of Premixed Dual-Fuel Combustion in a Heavy Duty Natural Gas/Diesel Engine“ in *SAE Technical Paper Series*, 2016, SAE Paper Nummer 2016-01-0790, doi: 10.4271/2016-01-0790.
- [49] C. Yu, J. Wang, Z. Wang und S. Shuai, „Comparative study on Gasoline Homogeneous Charge Induced Ignition (HCII) by diesel and Gasoline/Diesel Blend Fuels (GDBF) combustion“ *Fuel*, Jg. 106, S. 470–477, 2013, doi: 10.1016/j.fuel.2012.10.068.
- [50] Federal-Mogul Aftermarket GmbH. „Alles über Zündspulen: Technische Information Nr. 07“ <https://www.beruparts.de/content/dam/marketing/emea/beru/brochure/de-all-about-ignition-coils.pdf> (Zugriff am: 11. April 2023).
- [51] P. Luszcz *et al.*, „Homogeneous lean burn engine combustion system development – Concept study“ in *18. Internationales Stuttgarter Symposium: Automobil- und*

- Motorentchnik* (Proceedings), M. Bargende, H.-C. Reuss und J. Wiedemann, Hg., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018, S. 205–223, doi: 10.1007/978-3-658-21194-3_19, ISBN: 978-3-658-21193-6.
- [52] K. Yoshida, H. Shoji und H. Tanaka, „Study on Combustion and Exhaust Gas Emission Characteristics of Lean Gasoline-Air Mixture Ignited by Diesel Fuel Direct Injection“ in *SAE Technical Paper Series*, 1998, SAE Paper Nummer 982482, doi: 10.4271/982482.
- [53] M. T. Chaichan, „Combustion of Dual Fuel Type Natural Gas/Liquid Diesel Fuel in Compression Ignition Engine“ *IOSRJMCE*, Jg. 11, Nr. 6, S. 48–58, 2014, doi: 10.9790/1684-11644858.
- [54] R. Pettinen, O. Kaario und M. Larmi, „Dual-Fuel Combustion Characterization on Lean Conditions and High Loads“ in *SAE Technical Paper Series*, 2017, SAE Paper Nummer 2017-01-0759, doi: 10.4271/2017-01-0759.
- [55] G. Belgiorno, G. Di Blasio und C. Beatrice, „Parametric study and optimization of the main engine calibration parameters and compression ratio of a methane-diesel dual fuel engine“ *Fuel*, Jg. 222, S. 821–840, 2018, doi: 10.1016/j.fuel.2018.02.038.
- [56] E. j. Shim, H. Park und C. Bae, „Effects of Hot and Cooled EGR for HC Reduction in a Dual-Fuel Premixed Charge Compression Ignition Engine“ in *SAE Technical Paper Series*, 2018, SAE Paper Nummer 2018-01-1730, doi: 10.4271/2018-01-1730.
- [57] S. Dev, H. Guo, S. Lafrance und B. Liko, „An Experimental Study on the Effect of Exhaust Gas Recirculation on a Natural Gas-Diesel Dual-Fuel Engine“ in *SAE Technical Paper Series*, 2020, SAE Paper Nummer 2020-01-0310, doi: 10.4271/2020-01-0310.
- [58] J. Kang, S. Chu, J. Lee, G. Kim und K. Min, „Effect of operating parameters on diesel/propane dual fuel premixed compression ignition in a diesel engine“ *International Journal of Automotive Technology*, Jg. 19, Nr. 1, S. 27–35, 2018, doi: 10.1007/s12239-018-0003-6.
- [59] A. C. Polk, C. D. Carpenter, K. K. Srinivasan und S. R. Krishnan, „An investigation of diesel-ignited propane dual fuel combustion in a heavy-duty diesel engine“ *Fuel*, Jg. 132, S. 135–148, 2014, doi: 10.1016/j.fuel.2014.04.069.
- [60] X. Han, M. Zheng und J. Tjong, „Clean combustion enabling with ethanol on a dual-fuel compression ignition engine“ *International Journal of Engine Research*, Jg. 16, Nr. 5, S. 639–651, 2015, doi: 10.1177/1468087415575646.
- [61] B. Heuser, F. Kremer, S. Pischinger, H. Rohs, B. Holderbaum und T. Körfer, „An Experimental Investigation of Dual-Fuel Combustion in a Light Duty Diesel Engine by In-Cylinder Blending of Ethanol and Diesel“ *SAE International Journal of Engines*, Jg. 9, Nr. 1, S. 11–25, 2016, SAE Paper Nummer 2015-01-1801, doi: 10.4271/2015-01-1801.
- [62] A. J. Nord, J. T. Hwang und W. F. Northrop, „Emissions From a Diesel Engine Operating in a Dual-Fuel Mode Using Port-Fuel Injection of Heated Hydrous Ethanol“ in *Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference - 2015*, Houston, Texas, USA, 2016, doi: 10.1115/ICEF2015-1067, ISBN: 978-0-7918-5727-4.

- [63] S. Kimura, O. Aoki, Y. Kitahara und E. Aiyoshizawa, „Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards“ in *SAE Technical Paper Series*, 2001, SAE Paper Nummer 2001-01-0200, doi: 10.4271/2001-01-0200.
- [64] W. L. Hardy und R. D. Reitz, „A Study of the Effects of High EGR, High Equivalence Ratio, and Mixing Time on Emissions Levels in a Heavy-Duty Diesel Engine for PCCI Combustion“ in *SAE Technical Paper Series*, 2006, SAE Paper Nummer 2006-01-0026, doi: 10.4271/2006-01-0026.
- [65] T. Kaya, O. A. Kutlar und O. O. Taskiran, „Evaluation of the partially premixed compression ignition combustion with diesel and biodiesel blended diesel at part load condition“ *Engineering Science and Technology*, Jg. 24, Nr. 2, S. 458–468, 2021, doi: 10.1016/j.jestch.2020.07.011.
- [66] N. Shimazaki, A. Minato und T. Nishimura, „Premixed diesel combustion using direct injection near top dead centre“ *International Journal of Engine Research*, Jg. 8, Nr. 3, S. 259–270, 2007, doi: 10.1243/14680874JER00107.
- [67] R. D. Reitz und G. Duraisamy, „Review of high efficiency and clean reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion in internal combustion engines“ *Progress in Energy and Combustion Science*, Jg. 46, S. 12–71, 2015, doi: 10.1016/j.pecs.2014.05.003.
- [68] D. Splitter, R. Hanson, S. Kokjohn und R. Reitz, *Improving engine performance by optimizing fuel reactivity with a dual fuel PCCI strategy*, 2010.
- [69] P. R. Jha, S. R. Krishnan und K. K. Srinivasan, „Impact of methane energy fraction on emissions, performance and cyclic variability in low-load dual fuel combustion at early injection timings“ *International Journal of Engine Research*, Jg. 22, Nr. 4, S. 1255–1272, 2021, doi: 10.1177/1468087419892380.
- [70] C. Guardiola, B. Pla, P. Bares und A. Barbier, „Closed-loop control of a dual-fuel engine working with different combustion modes using in-cylinder pressure feedback“ *International Journal of Engine Research*, Jg. 21, Nr. 3, S. 484–496, 2020, doi: 10.1177/1468087419835327.
- [71] S. Zeraati-Rezaei, Y. Al-Qahtani und H. Xu, „Investigation of hot-EGR and low pressure injection strategy for a Dieseline fuelled PCI engine“ *Fuel*, Jg. 207, S. 165–178, 2017, doi: 10.1016/j.fuel.2017.05.078.
- [72] P. Satgé de Caro, „Interest of combining an additive with diesel–ethanol blends for use in diesel engines“ *Fuel*, Jg. 80, Nr. 4, S. 565–574, 2001, doi: 10.1016/S0016-2361(00)00117-4.
- [73] L. Hajba, Z. Eller, E. Nagy und J. Hancsók, „Properties of diesel-alcohol blends“ *Hungarian Journal of Industry and Chemistry*, Jg. 39, S. 349–352, 2011, doi: 10.1515/446.
- [74] H. Y. Kim, J. C. Ge und N. J. Choi, „Effects of Ethanol–Diesel on the Combustion and Emissions from a Diesel Engine at a Low Idle Speed“ *Applied Sciences*, Jg. 10, Nr. 12, S. 4153, 2020, doi: 10.3390/app10124153.
- [75] N. Giramondi, A. Jäger, D. Norling und A. C. Erlandsson, „Influence of the diesel pilot injector configuration on ethanol combustion and performance of a heavy-duty direct

- injection engine“ *International Journal of Engine Research*, Jg. 22, Nr. 12, S. 3447–3459, 2021, doi: 10.1177/14680874211001260.
- [76] Z. Ma, Z. Huang, C. Li, X. Wang und H. Miao, „Combustion and emission characteristics of a diesel engine fuelled with diesel–propane blends“ *Fuel*, Jg. 87, 8-9, S. 1711–1717, 2008, doi: 10.1016/j.fuel.2007.09.011.
- [77] E. Mancaruso, R. Marialto, L. Sequino, B. M. Vaglieco und M. Cardone, „Investigation of the Injection Process in a Research CR Diesel Engine using Different Blends of Propane-Diesel Fuel“ in *SAE Technical Paper Series*, 2015, SAE Paper Nummer 2015-24-2477, doi: 10.4271/2015-24-2477.
- [78] M. Cardone, E. Mancaruso, R. Marialto, L. Sequino und B. M. Vaglieco, „Characterization of Combustion and Emissions of a Propane-Diesel Blend in a Research Diesel Engine“ in *SAE Technical Paper Series*, 2016, SAE Paper Nummer 2016-01-0810, doi: 10.4271/2016-01-0810.
- [79] J. Zhang, D. Jiang, Z. Huang, X. Wang und Q. Wei, „Performance and Emissions of Direct Injection Diesel Engine Fueled with Diesel Fuel Containing Dissolved Methane“ *Energy & Fuels*, Jg. 20, Nr. 2, S. 504–511, 2006, doi: 10.1021/ef0502094.
- [80] J. Willand, C. Jelitto und J. Jakobs, „The GCI combustion process from Volkswagen“ *MTZ worldwide*, Jg. 69, Nr. 4, S. 56–61, 2008, doi: 10.1007/BF03226906.
- [81] M. A. Gonzalez D und D. Di Nunno, „Internal Exhaust Gas Recirculation for Efficiency and Emissions in a 4-Cylinder Diesel Engine“ in *SAE Technical Paper Series*, 2016, SAE Paper Nummer 2016-01-2184, doi: 10.4271/2016-01-2184.
- [82] M. Thees, T. Buitkamp, M. Guenther und P. Pickel, „High Efficiency Diesel Engine Concept With Variable Valve Train and Cylinder Deactivation for Integration Into a Tractor“ in *Proceedings of the ASME Internal Combustion Engine Fall Technical Conference - 2019*, Chicago, Illinois, USA, 2020, doi: 10.1115/ICEF2019-7177, ISBN: 978-0-7918-5934-6.
- [83] Umweltbundesamt. „Die Treibhausgase“ <https://www.umweltbundesamt.de/themen/klima-energie/klimaschutz-energiepolitik-in-deutschland/treibhausgas-emissionen/die-treibhausgase> (Zugriff am: 12. November 2021).
- [84] AVL List GmbH, „Parametrierung AVL Indicom 2014 User's Guide“, 2013.
- [85] AVL List GmbH, „Daten-Explorer AVL Indicom 2014 User's Guide“, 2013.
- [86] Europäische Kommission, *Delegierte Verordnung (EU) 2017/654*, 2017. Zugriff am: 26. August 2022. [Online]. Verfügbar unter: http://data.europa.eu/eli/reg_del/2017/654/oj
- [87] R. van Basshuysen und F. Schäfer, *Handbuch Verbrennungsmotor*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015, ISBN: 978-3-658-04677-4.
- [88] T. Ahmad und S. L. Plee, „Application of Flame Temperature Correlations to Emissions from a Direct-Injection Diesel Engine“ in *SAE Technical Paper Series*, 1983, SAE Paper Nummer 831734, doi: 10.4271/831734.
- [89] G. Stiesch, *Modeling Engine Spray and Combustion Processes*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2003, ISBN: 978-3-642-05629-1.

- [90] V. I. Goldanskii, F. P. Schäfer, J. P. Toennies, H. K. V. Lotsch und H. Bockhorn, *Soot Formation in Combustion* (59). Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 1994, ISBN: 978-3-642-85169-8.
- [91] T. Buitkamp, „Potenziale eines Dieselmotors mit variablem Ventiltrieb und Zylinderzuschaltung in einem Traktor“ Dissertation, Technischen Universität Berlin, 2019.
- [92] TEGA-Technische Gase und Gasetechnik GmbH. „R 290 Propan Dampfdrucktabelle“ https://www.tega.de/fileadmin/Downloads_und_Bilder/kaeltemittel/Natuerliche_Kaeltemittel/Dampfdrucktabellen_DE/R_290_pT_DE.pdf
- [93] V. Carravetta *et al.*, „An atomistic explanation of the ethanol-water azeotrope“ *Physical chemistry chemical physics : PCCP*. doi: 10.1039/d2cp03145k.
- [94] U. Kramer, M. Ferrera, H. Künne, D. C. Moreira und I. Magnusson, „Erdgas / Methankraftstoffe: Europäische Kraftstoffqualitäts- und Normungsanforderungen für Kraftfahrzeuge“ Zugriff am: 7. Juni 2023. [Online]. Verfügbar unter: http://www.gason.eu/documents/get_doc/90
- [95] K. J. Morganti, T. M. Foong, M. J. Brear, G. Da Silva, Y. Yang und F. L. Dryer, „The Research and Motor octane numbers of Liquefied Petroleum Gas (LPG)“ *Fuel*, Jg. 108, S. 797–811, 2013, doi: 10.1016/j.fuel.2013.01.072.
- [96] J. E. Anderson, U. Kramer, S. A. Mueller und T. J. Wallington, „Octane Numbers of Ethanol– and Methanol–Gasoline Blends Estimated from Molar Concentrations“ *Energy & Fuels*, Jg. 24, Nr. 12, S. 6576–6585, 2010, doi: 10.1021/ef101125c.
- [97] D. H. Qi, Y. Bian, Z. Ma, C. Zhang und S. Liu, „Combustion and exhaust emission characteristics of a compression ignition engine using liquefied petroleum gas–Diesel blended fuel“ *Energy Conversion and Management*, Jg. 48, Nr. 2, S. 500–509, 2007, doi: 10.1016/j.enconman.2006.06.013.
- [98] Y. Ren, Z.-H. Huang, D.-M. Jiang, W. Li, B. Liu und X.-B. Wang, „Effects of the addition of ethanol and cetane number improver on the combustion and emission characteristics of a compression ignition engine“ *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Jg. 222, Nr. 6, S. 1077–1087, 2008, doi: 10.1243/09544070JAUTO516.
- [99] Gamma Technologies, Hg., „GT-SUITE: Engine Performance Application Manual“, 2020.
- [100] J. U. Steinle und E. U. Franck, „High Pressure Combustion - Ignition Temperatures to 1000 bar“ *Berichte der Bunsengesellschaft für physikalische Chemie*, Jg. 99, Nr. 1, S. 66–73, 1995, doi: 10.1002/bbpc.19950990110.
- [101] J. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals 2E*, 2. Aufl. New York, N.Y.: McGraw-Hill Education; McGraw Hill, 2019, ISBN: 9781260116113.
- [102] Y. Hirasawa, Y. Tanaka, Y. Banno und M. Nagata, „Development of Methane Oxidation Catalyst and Its Mechanism“ in *SAE Technical Paper Series*, 2005, SAE Paper Nummer 2005-01-1098, doi: 10.4271/2005-01-1098.

- [103] „Chemsafe - Stoffdaten Ethanol” https://www.chemsafe.ptb.de/de/suche/anzeigen?tx_ptbchemsafe2_chemsafeview%5Baction%5D=singleView&tx_ptbchemsafe2_chemsafeview%5Bcontroller%5D=Chemsafeview&tx_ptbchemsafe2_chemsafeview%5Bsubnumber%5D=28&cHash=ab7b04d0fef18547cdb6742e8efe0d31 (Zugriff am: 4. Januar 2023).
- [104] K.-E. Rydberg, „Hydraulic Fluid Properties and their Impact on Energy Efficiency“ in *Proceedings from the 13th Scandinavian International Conference on Fluid Power, June 3-5, 2013, Linköping, Sweden*, 2013, S. 447–453, doi: 10.3384/ecp1392a44.
- [105] T. Garbe, „Senkung der Emissionen eines PKW mit direkteinspritzendem Dieselmotor durch Verwendung von Kraftstoffen mit abgestimmtem Siede- und Zündverhalten“ Dissertation, Universität Hannover, 2002.
- [106] M. Thees, M. Guentner und F. Mueller, „Thermal Management Concept for the Exhaust Aftertreatment of Commercial Vehicle Diesel Engines Using Variable Mixtures of Diesel Fuel and Rapeseed Oil“ *SAE Technical Paper Series 2021*, 2021, SAE Paper Nummer 2021-01-0498, doi: 10.4271/2021-01-0498.

Lebenslauf

Name	Florian Müller
Geburtsort	Homburg
Staatsangehörigkeit	deutsch

Bildungsweg

Seit Dez. 2016	Rheinland-Pfälzische Technische Universität Kaiserslautern-Landau , Kaiserslautern <i>Wissenschaftlicher Mitarbeiter, Lehrstuhl für Antriebe in der Fahrzeugtechnik</i>
Okt. 2008 - Nov. 2016	Technische Universität Kaiserslautern , Kaiserslautern <i>Studium Maschinenbau und Verfahrenstechnik, Vertiefungsrichtung Fahrzeugtechnik, Abschluss Diplom</i>
Aug. 1999 - Juni 2008	Christian von Mannlich Gymnasium , Homburg <i>Abschluss Abitur</i>
Aug.1995 - Juni 1999	Grundschule , Niederbexbach

Zur Reduktion des Einsatzes fossiler Energieträger bietet sich die Verwendung regenerativer Kraftstoffe als eine mögliche Lösung an. Hierfür sind passende Brennverfahren zur Maximierung der Effizienz bei der Nutzung dieser knappen Ressource von zentraler Bedeutung. Gleichzeitig müssen die bei der Verbrennung entstehenden Schadstoffemissionen möglichst niedrig gehalten werden. Zur Erfüllung dieser Anforderungen bieten sich Dual-Fuel-Brennverfahren an, welche hohe thermodynamische Wirkungsgrade bei zugleich geringen Rohemissionen ermöglichen.

Das Ziel dieser Arbeit ist es, verschiedene Dual-Fuel-Brennverfahren unter Verwendung von Biomethan, Biopropan und Bioethanol als Hauptkraftstoff und Kleinstmengen an Diesel als Zündkraftstoff zu untersuchen und zu optimieren. Hierbei werden die externe und die interne Abgasrückführung als Maßnahmen zur Effizienzsteigerung und Emissionsreduktion betrachtet.

Die Ergebnisse zeigen eine deutliche Verminderung fossiler Kohlenstoffdioxidemissionen durch die Verwendung der untersuchten Dual-Fuel-Brennverfahren. Die Abgasrückführung erlaubt eine zusätzliche Steigerung des Wirkungsgrads, während die Schadstoffbildung gleichzeitig weiter abgesenkt wird.

Logos Verlag Berlin

ISBN 978-3-8325-5757-7

ISSN 2941-4326