



Reinhard Ratzberger, BSc

Untersuchung drallgeführter Erdgasbrennverfahren mit Ladungsverdünnung am Einzyylinder-Forschungsmotor

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Zweitbetreuer

Dipl.-Ing. Klaus Dieter Barnstedt
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Drittbetreuer

Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Graz, September 2014

Vorwort

Diese Masterarbeit wurde am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik durchgeführt. Die Untersuchungen am Einzylinder-Forschungsmotor dienen als Grundlage und Unterstützung der Motorenentwicklung eines Industriepartners.

Der Großteil der Arbeit wurde am stationären Motorprüfstand durchgeführt. Für die Unterstützung der Messaufgaben, die gemeinsame Bedienung des Prüfstandes und die Einweisung in die Durchführung von Versuchen gilt mein besonderer Dank DI Klaus Dieter Barnstedt. Des Weiteren bedanke ich mich bei DI Christof Hepp, der vor allem im Aufbau, aber auch bei sonstigen Fragen unterstützend mitwirkte. Herrn DI Josef Wasserbauer und Manuel Langbauer danke ich für die Mithilfe bei der Prüfstandsbedienung, welche teilweise im Schichtbetrieb erfolgte. Bei Andreas Lukas möchte ich mich für die zahlreichen Umbauten am Prüfling und für das Mitwirken bei der Prüfstandsbedienung bedanken. Stellvertretend für das gesamte Werkstättenteam sei Günter Rumpf gedankt.

Schlussendlich bedanke ich mich herzlich bei Dr. Peter Grabner, der mir viel Freiraum beim Erstellen meiner Arbeit gewährt hat, für das Vertrauen und die Unterstützung. Großer Dank gebührt Univ.-Prof. Helmut Eichlseder, der mir die großartige Möglichkeit geboten hat, meine Masterarbeit in einem außerordentlich interessanten Fachgebiet zu absolvieren.

Eidesstattliche Erklärung

Affidavit

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Graz, am 14.08.2014

Reinhard Ratzberger

Kurzfassung

Die Ergebnisse der Untersuchungen von Erdgas-Brennverfahren an einem Einzylinder-Forschungsmotor seien hier gezeigt. Anhand von stationären Betriebspunkten am Motorprüfstand wurden verschiedene Hardware-Konfigurationen, im Betrieb mit Ladungsverdünnung, getestet. Neben der mageren Betriebsführung steht ein stöchiometrisches Brennverfahren mit gekühltem rückgeführtem Abgas im Fokus der Analyse. Der Motor beruht auf einem Dieselaggregat, dessen Zylinderkopf von einer drallerzeugenden Kanalform geprägt ist. Für die Untersuchungen wurde der Forschungsmotor mit einem Zündsystem und einer externen Gaseinblasung ausgestattet. Weitreichende konstruktive Änderungen sollten vermieden werden. Als mögliche Alternative zu einem Magermotorkonzept mit aufwendiger Abgasnachbehandlung durch selektive katalytische Reduktion (SCR) bietet das stöchiometrische Brennverfahrenskonzept mit AGR den Vorteil einer Nachbehandlungsmöglichkeit mit einem 3-Wege-Katalysator, zum Erreichen der europäischen Emissionsgrenzwerte EURO VI für Nutzfahrzeuge. Abgasrückführung verbessert einerseits den Wirkungsgrad im stöchiometrischen Betrieb, wird aber hauptsächlich zur Absenkung der Verbrennungs- und Abgastemperaturen eingesetzt, um die thermische Belastung kritischer Bauteile zu reduzieren.

Eine Variation des Drallniveaus zeigt eine Verbesserung des Wirkungsgrades bei erhöhter Ladungsbewegung. Dennoch wird durch die Anhebung des Dralls keine wesentliche Verbesserung der AGR-Verträglichkeit erreicht, was sich in niedriger Verbrennungsstabilität an der Vollast äußert, wo AGR auf Grund der thermischen Randbedingungen zwingend notwendig ist. Erst eine veränderte Kolbenform, die zusätzliche Turbulenz bringt, beschleunigt den Energieumsatz und erlaubt höhere AGR-Raten bei verbesserter Verbrennungsstabilität. Des Weiteren wird durch AGR die Klopfintensität bei hohen Lasten reduziert, wodurch frühere und damit bessere Verbrennungslagen und somit reduzierte Verluste durch reale Verbrennung ermöglicht werden. Darüber hinaus bietet sich dadurch die Möglichkeit der Anhebung des Verdichtungsverhältnisses, um den Wirkungsgrad im gesamten Kennfeldbereich zu steigern. Die Variation des Verdichtungsverhältnisses zeigt, dass das Optimum stark vom definierten Abstand zur Klopfgrenze abhängt. Die Steigerung des Verdichtungsverhältnisses wird bei früher Verbrennungslage durch Klopfen begrenzt und späte Lagen werden durch hohe Abgastemperaturen, sowie hohen Verbrennungsschwankungen limitiert.

Abstract

The underlying investigation shows the results of a natural gas Single Cylinder Research Engine (SCRE) under the influence of charge dilution, and is based on measurements with varying hardware components on a stationary engine test bed. In addition to leaning with air, the influence of Exhaust Gas Recirculation (EGR) in combination with a stoichiometric air-fuel-ratio has been examined primarily. The SCRE has been equipped with a Spark Ignition (SI) system, a Port Fuel Injection (PFI), and is based on a cylinderhead-configuration, derived from a Diesel engine, generating a swirl in the combustion chamber. This is considered as a boundary condition. As opposed to lean operation with Selective Catalytic Reduction (SCR) as exhaust aftertreatment, the idea of a stoichiometric combustion with EGR is to allow the application of a three-way catalytic converter, in order to fulfil the European Heavy-duty legislation EURO VI. Besides being used to increase efficiency, the priority objective of EGR has been the reduction of combustion and exhaust temperatures, as the stoichiometric combustion without EGR would lead to critical temperatures in limiting engine parts of the complete engine, such as the turbo charger.

On the one hand, a variation of the swirl level has shown that charge motion improves efficiency, but on the other hand, increasing swirl cannot significantly improve EGR compatibility, resulting in poor combustion stability at high load points, where EGR was applied. Hence, the piston shape was changed, in order to generate additional turbulence. The increased turbulence level has resulted in a faster combustion, which, as a consequence, has allowed higher EGR-rates and better combustion stability has been gained. Furthermore, research has shown that EGR reduces knocking tendencies at high load points, so that earlier ignition can be realised, and losses, due to a late combustion, can be reduced. The reduced knocking level can also be used to increase the compression ratio, leading to improved efficiency in the entire engine operating map. A variation of the compression ratio has shown that the limit of increasing the compression ratio is highly dependent on the defined knocking limit at full load. Due to knocking, the possible ignition range narrows, when the compression ratio is increased, since late combustion is limited by high exhaust gas temperatures and deteriorating combustion stability.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen	xix
1. Einleitung	1
1.1. Erdgas als Energiequelle	1
1.2. Aktuelle Emissionsgesetzgebungen	3
1.2.1. Richtlinien für Nutzfahrzeuge (Heavy Duty)	4
1.3. Verschiedene Erdgasbrennverfahren	6
2. Grundlagen	9
2.1. Verbrennung von Erdgas	9
2.1.1. Erdgaszusammensetzung	9
2.1.2. Bruttoreaktion	10
2.1.3. Stöchiometrischer Luftbedarf	11
2.2. Motorprozess	13
2.2.1. Idealisierte Prozesse	13
2.2.2. Analyse des realen Motorprozesses	17
2.3. Ladungsverdünnung	22
2.3.1. Ladungsverdünnung durch Gemischabmagerung	23
2.3.2. Ladungsverdünnung durch Abgasrückführung	26
2.3.3. Wechselwirkung von λ und AGR-Rate	27
2.4. Einfluss der Ladungsbewegung	28
2.4.1. Globale Kenngrößen der Ladungsbewegung	28
2.5. Grenzen der ottomotorischen Verbrennung	30
2.5.1. Klopfende Verbrennung	30
2.5.2. Zyklische Verbrennungsschwankungen	33
2.5.3. Zündgrenzen und Aussetzer	33
3. Einzylinder-Forschungsmotor	37
3.1. Vor- und Nachteile des Einzylinderbetriebs	37
3.2. Basismotor	38
3.2.1. Konstruktive Rahmenbedingungen	39
3.2.2. Temperaturproblematik	39
3.3. Adaption auf Gasbetrieb	40
3.3.1. Übersicht	40

3.3.2.	Fremdzündsystem	41
3.3.3.	Externe Gaseinblasung	43
4.	Prüfstands Aufbau und Messdatenerfassung	45
4.1.	Übersicht	45
4.2.	Konditioniersysteme	46
4.2.1.	Ölkonditionierung	47
4.2.2.	Kühlwasserkonditionierung	47
4.2.3.	Ladeluftkonditionierung	47
4.2.4.	AGR-Konditionierung	48
4.3.	Indiziersystem und schnelle Messdaten	49
4.3.1.	Druckindizierung	49
4.3.2.	Zylinderdruckbasierte Online-Bewertungen	51
4.3.3.	Zündsignale und Bestromung der Einblaseventile	54
4.4.	Langsame Messdaten	55
4.4.1.	Prüfstandssoftware	56
4.4.2.	Druck- und Temperaturmessungen	56
4.4.3.	Drehzahl- und Drehmomentbestimmung	57
4.4.4.	Kraftstoff- und Luftmassenmessung	58
4.4.5.	Lambdamessung	58
4.4.6.	Kraftstoffanalyse	58
4.4.7.	Blow-By-Messung	59
4.4.8.	Abgasmesstechnik	59
5.	Untersuchungen	61
5.1.	Methodik	61
5.1.1.	Untersuchte Lastpunkte	62
5.1.2.	Randbedingungen	63
5.2.	Magerbetrieb	64
5.2.1.	Unterschiedliche Zündkerzentypen	64
5.2.2.	Serienkonfiguration Magermotor	65
5.3.	Stöchiometrischer Betrieb mit AGR	65
5.3.1.	Rahmenbedingungen und besondere Anforderungen an den stöchiometrischen Betrieb	66
5.3.2.	Variation des Drallniveaus	67
5.3.3.	Änderung des Kolbenmaterials und der Kolbenform	70
5.3.4.	Variation des Verdichtungsverhältnisses	71
6.	Analyse und Interpretation	73
6.1.	Ergebnisse des Magerbetriebs	73
6.1.1.	Volllastverhalten	73
6.1.2.	Teillastverhalten	79

6.2. Ergebnisse des stöchiometrischen Betriebs mit AGR	81
6.2.1. Einfluss und Potenzial von AGR	81
6.2.2. Drallvariation	88
6.2.3. Variation des Verdichtungsverhältnisses	96
6.2.4. Verbesserte AGR-Verträglichkeit an der Vollast	100
6.2.5. Einfluss der Saugrohrtemperatur	102
6.2.6. Einfluss des Luftverhältnisses	103
6.2.7. Vergleich auf Basis des Heizverlaufs	106
6.3. Schlussfolgerung für unterschiedliche Betriebsstrategien	108
7. Zusammenfassung und Ausblick	111
A. Emissionsberechnungen	115
B. FTIR-Analyse der HC-Emissionen	119
Literatur	121

Abbildungsverzeichnis

1.1. Konventionelle Erdgasressourcen [22]	2
1.2. Konventionelle Erdgasressourcen [22]	3
1.3. Übersicht von Erdgasbrennverfahren zur Erfüllung aktueller Emissionsgesetzgebungen für Nutzfahrzeuge	7
2.1. Vergleich der Abgaszusammensetzung: Diesel/Benzin und Methan	11
2.2. Vergleich von Arbeitsprozessen mit gleicher Wärmezufuhr bei gegebenem Verdichtungsverhältnis [31]	14
2.3. Thermodynamischer Wirkungsgrad des kombinierten Prozesses [31]	16
2.4. Wirkungsgrade des vollkommenen Motors, [31]	17
2.5. System Brennraum [31]	18
2.6. Schadstoffkonzentrationen im Abgas von Ottomotoren [11]	23
2.7. Betriebsbereich von Erdgas-Brennverfahren [11]	25
2.8. Schema der AGR-Raten-Bestimmung	28
2.9. Verteilung der Klopfspitzen und 10%-Quantil als Klopfkriterium .	32
2.10. Einfluss der Strömungsparameter auf minimale Zündenergie aus [11]	34
2.11. Einfluss der Funkendauer bei Abmagerung aus [11]	35
3.1. Zylinderkopfunterseite	40
3.2. Adaption des Prüflings an den Erdgasbetrieb	41
3.3. Zündanlage	42
3.4. Luftstrecke mit externer Gaseinblasung	43
4.1. Prüfstands Aufbau	45
4.2. Prüfstands Aufbau schematisch	46
4.3. Indiziermesskette	49
4.4. Visualisierung der Verbrennungsstabilität (a) durch Darstellung des indizierten Mitteldrucks über den gemessenen Zyklen. (b) Zyklische Schwankungen des Zylinderdruckverlaufs des in (a) dargestellten Betriebspunktes mit Aussetzer	52
4.5. Im Postprocessing untersuchter Klopfzyklus	54
4.6. Kurbelwinkelbasierte Erfassung des (a) Zündzeitpunktes primär- und sekundärseitig sowie (b) der Öffnungsdauer der vier Einblaseventile	55
5.1. Kennfeld und Betriebspunkte	62

5.2. Zündkerzentypen	64
5.3. Temperaturmessungen am Liner	67
5.4. Vergleich der Lambda-Werte (a) der Lambdasonde als Stellgröße, (b) aus der Abgasanalyse und (c) aus den Massenmessungen und dem stöchiometrischen Luftbedarf	68
5.5. Änderung des Kolbens; (a) Stahl Basiskolben und (b) Aluminium- Kolben mit veränderter Kolbenmulde	70
5.6. Unterschiedliche Muldenformen des Stahl- und Aluminiumkolbens	70
6.1. Magerbetrieb	74
6.2. Wirkungsgrad im Magerbetrieb	75
6.3. Verbrennungsschwankungen und Emissionen an der Vollast . . .	77
6.4. Einfluss von 6% AGR bei ähnlichem (a) MFB50 auf (b) den er- forderlichen Ladedruck p_{22} , (c) die Abgastemperatur T_{31} , (d) den Wirkungsgrad $\eta_{i,HD}$, (e) den unverbrannten Kraftstoff (energetisch) und (f) die THC-Emissionen im Betriebspunkt $p_{i,HD} = 22\text{bar}$ und $n = 1500\text{min}^{-1}$ und konstantem $\lambda_{\text{saug}} = 1.68$	78
6.5. Vollastverhalten bei $p_{i,HD} = 19\text{bar}$ für 0 und 6% AGR und $n =$ 1500min^{-1} . $\lambda_{\text{saug}} = 1.68$. Entspricht den ausgewählten Messpunkten in Abbildung 6.4	79
6.6. Magerlaufgrenze und Zündgrenze in der Teillast. (a) Wirkungsgrad im Hochdruckteil. (b) Zündzeitpunkt	79
6.7. Einfluss der Verbrennungslage in der Teillast bei $\lambda = 1.675$	80
6.8. Verbesserung des Wirkungsgrades durch gekühlte AGR bei $\lambda = 1.000$	82
6.9. Klopfverhalten und Verbrennungsstabilität bei $\lambda = 1.000$	83
6.10. Thermische Belastung bei $\lambda = 1.000$	85
6.11. AGR-abhängige Rohemissionen bei $\lambda = 1.000$ bezogen auf die Arbeit im Hochdruckteil	86
6.12. Vergrößerung des Ladedruckbedarfs und des Zündverzugs bei AGR	87
6.13. Wirkungsgradübersicht über untersuchten AGR-Raten unter Ein- fluss der Drallzahl bei $\lambda = 1.000$	89
6.14. Wirkungsgradübersicht über untersuchten AGR-Raten in 5%-Schritten von 0–20 % – wobei die Symbolgröße die Höhe der AGR-Rate wi- derspiegelt – unter Einfluss von Drallzahl und MFB50	89
6.15. Wirkungsgrad und Auslasstemperatur (gefiltert)	90
6.16. Vergleich der Varianzkoeffizienten, VPI, von Hardware 5 und Hard- ware 6 mit hohen Drallzahlen	91
6.17. Emissionen über untersuchten AGR-Raten unter Einfluss der Drall- zahl und MFB50 (gefiltert)	92
6.18. Limitverletzungen durch klopfende und instabile Verbrennung an der Vollast bei mittleren Drehzahlen. Links: $n = 1200\text{min}^{-1}$. Rechts: $n = 1600\text{min}^{-1}$. Das rote Feld in (e) und (f) zeigt Limitverletzungen	94

6.19. Limitverletzungen durch klopfende und instabile Verbrennung an der Vollast bei einer Drehzahl von $n = 1900\text{min}^{-1}$	95
6.20. Einfluss von AGR und Verdichtungsverhältnis auf Emissions-, Temperatur- und Stabilitätsverhalten bei $n = 1900\text{min}^{-1}$, $p_{i,\text{HD}} = 19.8\text{bar}$ und $\lambda = 1.000$	97
6.21. Variation des Verdichtungsverhältnisses ε zwischen 12 (\oplus), 12.5 (\boxplus) und 13 (\star) bei $n = 1200\text{min}^{-1}$ Vollast und einer AGR-Rate von 25% und $\lambda = 1.000$	99
6.22. Wirkungsgrade der Hardware 8	100
6.23. Einfluss von AGR auf Emissions-, Temperatur- und Stabilitätsverhalten	101
6.24. Erweiterung der Klopfgrenze durch AGR an der Vollast	102
6.25. Einfluss der Einlasstemperatur auf das Klopfverhalten an der Vollast	104
6.26. Einfluss von Lambda bei konstantem MFB50 von 19.5°KW	105
6.27. Vergleich Hardware 5,8,9 an der Vollast bei $n = 1200\text{min}^{-1}$, 20% AGR, $\lambda = 1.000$, MFB50 = 16 – 17°KW anhand des Heizverlaufes und einer Verlustteilung	107
6.28. Vergleich Hardware 5,8,9 an der Vollast bei $n = 1900\text{min}^{-1}$, 20% AGR, $\lambda = 1.000$, MFB50 = 18 – 19°KW anhand des Heizverlaufes und einer Verlustteilung	108
6.29. Verbrennungskonzepte aus [16]	110
B.1. Methananteil und unterer Heizwert der gaschromatographischen Untersuchungen des Erdgases	119
B.2. Zusammensetzung der THC-Emissionen bei dem verwendeten Erdgas bei HW8 mit $n = 1200\text{min}^{-1}$, $p_{i,\text{HD}} = 22\text{bar}$, 15% AGR und MFB50 = 23°KW	120

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

A	Vorfaktor Luftfeuchte	–	m_{RG}	Restgasmasse	kg
c	Geschwindigkeit	m/s	m_{Sp}	Spülmasse	kg
C_B	Kohlenstoff im Brennstoff	kmol/kg	M	molare Masse	kg/kmol
c_p	spez. Wärmekapazität bei $p = \text{konst.}$	J/kg K	M_e	effektives Drehmoment	N m
c_v	spez. Wärmekapazität bei $v = \text{konst.}$	J/kg K	n	Drehzahl	min ⁻¹
D_z	Drallzahl	–	$O_{2,st}$	Polytropenexponent	–
h	spez. Enthalpie	J/kg	O_B	stöchiometrischer Sauerstoffbedarf	kmol/kg
h_v	Ventilhub	mm	p	Sauerstoff in Brennstoff	kmol/kg
H_B	Wasserstoff im Brennstoff	kmol/kg	p_e	(Zylinder-)Druck	bar
H_u	unterer Heizwert	MJ/kg	p_{CH_4}	effektiver Mitteldruck	bar
H_{um}	molarer, unterer Heizwert	MJ/kmol	p_i	Methaneinblasedruck/-vordruck	bar
H_{uv}	volumetrischer, unterer Heizwert	MJ/m ³	p_L	indizierter Mitteldruck	bar
K	Gleichgewichtskonstante	–	p_{Lw}	Ladedruck (über Umgebung)	bar
L_{st}	stöchiometrischer Luftbedarf	kg _L /kg _B	p_{Lw}	Ladungswechselmitteldruck	bar
m	(Zylinder)masse	kg	p_{max}	Spitzendruck (im Zylinder)	bar
m_A	ausströmende Masse	kg	p_r	Reibmitteldruck	bar
m_{AG}	Abgasmasse (in Zylinderladung)	kg	$d\hat{p}$	Klopfspitze	bar
m_{AGi}	intern rückgeführte Abgasmasse	kg	$p dV$	Volumenänderungsarbeit	J/°KW
m_{AGe}	extern rückgeführte Abgasmasse	kg	P_e	effektive Leistung	kW
m_B	Brennstoffmasse	kg	q	spezifische Wärme	J/kg
m_E	einströmende Masse	kg	q^*	dimensionslose Wärme	–
m_{Fr}	Frischladung	kg	$dQ_B/d\varphi$	Brennverlauf	J/°KW
m_L	Luftmasse	kg	$dQ_H/d\varphi$	Heizverlauf	J/°KW
m_{Leck}	Leckagemasse	kg	$dQ_W/d\varphi$	Wandwärmeverlauf	J/°KW
			r	Radius	m
			R	spezifische Gaskonstante	J/kg K
			R_m	allgemeine Gaskonstante (= 8314.472) im Zylinder	J/kmol K

CNG	Compressed Natural Gas	MZ	Methanzahl
CO	Kohlenmonoxid	n	nach
CO ₂	Kohlendioxid	N ₂	Stickstoff
Cor	Coriolis	ND	Niederdruck(phase)
COV	Coefficient of Variation (Variationskoeffizient)	NDIR	Nichtdispersiver Infrarot-Analysator
D	Drall	NFZ	Nutzfahrzeug
DAQ	Datenerfassungsanlage	NH ₃	Ammoniak
DMU	Druckmessumformer	NHK	Nach Heizkatalysator
e	effektiv	NMHC	Non-Methane Hydrocarbons
ein	Eintritt	NO	Stickstoffmonoxid
EPA	US Environmental Protection Agency	NO ₂	Stickstoffdioxid
ESC	European Stationary Cycle	NO _x	Stickoxide
ETAS	Lamdasondenauswertung	OT	oberer Totpunkt
ETC	European Transient Cycle	<i>p</i>	isobar
FID	Flammenionisationsdetektor	PFI	Port Fuel Injection
FOMO	Forschungsmotor	PI	Positive Ignition (Fremdzündung)
FTIR	Fourier-Transformations- Infrarotspektrometer		(Saugrohrreinblasung/-einspritzung)
GaPO ₄	Galliumorthophosphat	PM	Particulate Matter (Partikel/Feinstaub)
GWP	Global Warming Potential	r	Reibung
H	High	RG	Restgas
H ₂ O	Wasser	Saug	(im) Saugrohr
HC	Kohlenwasserstoff	SI	Spark Ignition
HCHO	Formaldehyd	SCR	Selective Catalytic Reduction
HD	Hochdruck(phase)	SKE	Steinkohleeinheiten
HOEK	Hauptölkanal	th	theoretisch
HW	Hardware	THC	Total Hydrocarbons
i	innen; indiziert; Zählvariable	TL	Teillast
IR	Infrarot	TTL	Transistor-Transistor-Logik
k	Kolben	U	Umgebung
k.A.	keine Angabe	UT	unterer Totpunkt
KH	Klopfhäufigkeit	uV	energetischer Anteil des unverbrannten Kraftstoffs
korr	korrigiert	v	vor; vollkommen; Ventil
KM	Kühlmittel	<i>v</i>	isochor
KW	Kurbelwinkel	Var	Varianz
L	Luft; Ladeluft; Low	VHK	Vor Heizkatalysator
Leck	Leckage	VL	Vollast
Liner	Zylinderlaufbuchse	VPI	Varianzkoeffizient des indizierten Mitteldrucks
LKW	Lastkraftwagen	WHSC	World Harmonized Stationary Cycle
m	mittel	WHTC	World Harmonized Transient Cycle
max	maximal	WOT	(Ladungs-)Wechsel-OT
MFB50	50%-Umsatzpunkt (<u>M</u> ass <u>F</u> raction <u>B</u> urnt)	WÜ	Wärmeübergang
MM	Massenmessung	Ww	Wandwärme

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

x	Anzahl C-Atome
y	Anzahl H-Atome
z	Anzahl O-Atome
ZOT	Zünd-OT
Z, Zyl	Zylinder
ZK	Zylinderkopf; Zündkerze
zu	zugeführt
ZZP	Zündzeitpunkt
Δ	Differenz zweier Größen

1. Einleitung

An einem Einzylinder-Forschungsmotor wurden Untersuchungen eines Erdgasbrennverfahrens zur Erfüllung der aktuellen EURO VI Gesetzgebung für schwere Nutzfahrzeuge durchgeführt. Dazu wurde ein bestehender Forschungsmotor für den Erdgasbetrieb adaptiert und in weiterer Folge wurden am Motorenprüfstand unterschiedliche Hardware-Konfigurationen an stationären Betriebspunkten getestet. Diese wurden hinsichtlich Verbrennungsstabilität, Klopfverhalten, Wirkungsgrad und Emissionsverhalten bewertet.

Zunächst sei hier auf die Motivation zur Erdgasnutzung in Nutzfahrzeugmotoren eingegangen.

1.1. Erdgas als Energiequelle

Die beschränkte Reichweite fossiler Brennstoffe, sowie die globale Erwärmung durch den Treibhauseffekt machen eine effiziente Nutzung dieser Energieträger notwendig. Da der Umstieg von fossilen Energieträgern auf nachhaltige, erneuerbare Formen nur schrittweise erfolgen kann, sind mittelfristige Lösungen gesucht.

Erdgas bietet gegenüber Diesel und Benzin einerseits Vorteile hinsichtlich langfristiger Verfügbarkeit, in Bezug auf Vorkommen, und andererseits ergibt sich durch die chemische Zusammensetzung ein weiterer positiver Aspekt. Der Kohlenstoffanteil im Kraftstoff, und der dadurch bei der Verbrennung entstehende Kohlendioxidanteil, liegt niedriger. Daher könnte bei einem Umstieg von konventionellen Diesel- oder Benzinantrieben auf Erdgastechnologie der anthropogen emittierte Anteil an Kohlendioxid, welcher einen wesentlichen Beitrag am Klimawandel leistet, reduziert werden.

Die prognostizierte Reichweite der Erdgasressourcen ist deutlich länger als die von Erdöl. Neben konventionellem Erdgas wurden im letzten Jahrzehnt vor allem in den USA unkonventionelle Vorkommen nutzbar gemacht. Zu diesen unkonventionellen Vorkommen zählen Schiefergas (Shale Gas), Tight Gas und Flözgas in Kohle (Coal Bed Methane, CBM). Durch die Erschließung dieser Gasvorkommen ist auch bei

1. Einleitung

steigendem Energiebedarf die globale Nachfrage über einige Jahrzehnte gedeckt, [22].

Die Förderung von Schiefergas ist jedoch umstritten, da das hydraulische Aufbrechen des Schiefergesteins (Fracking) teilweise ununtersuchte Risiken, wie Kontamination des Grundwasser und unkontrollierten Erdgasaustritt in die Atmosphäre, birgt. Deswegen stößt die Förderung des schwer zugänglichen Erdgases in Europa derzeit noch auf Widerstand. In den USA hingegen wird Fracking seit längerem betrieben, weswegen das Land seit 2010 in Bezug auf Erdgas autark ist, [35, 23].

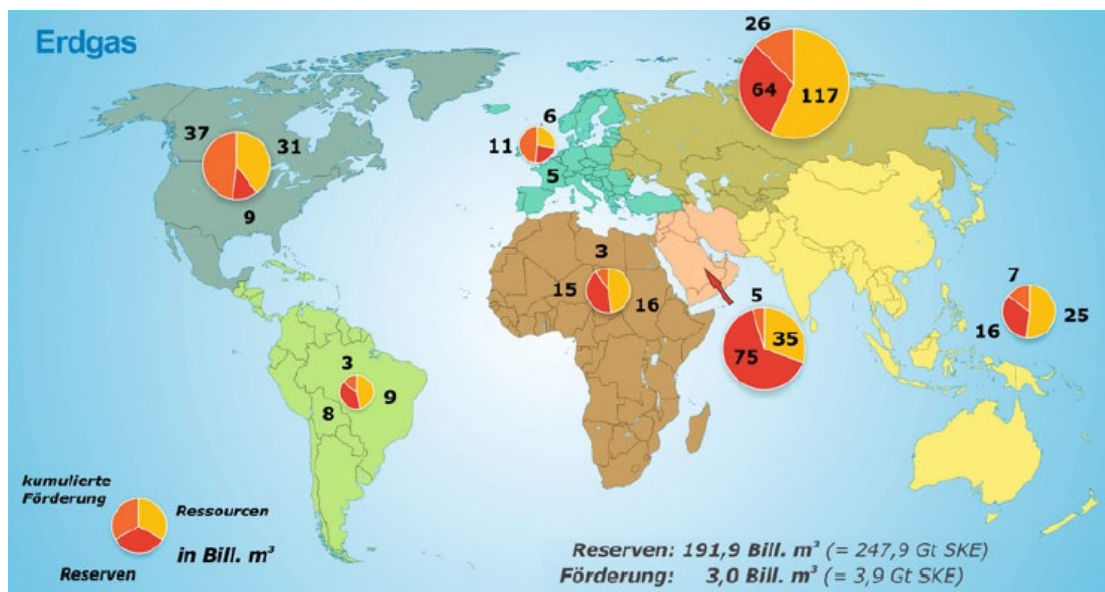


Abbildung 1.1.: Konventionelle Erdgasressourcen Stand 2009 [22]: Aufgeteilt in bereits gefördertes Erdgas, Ressourcen und Reserven (Angaben in Billionen Kubikmeter)

Abbildung 1.1 zeigt die weltweite Verteilung der konventionellen Erdgasressourcen. 2009 wurden die weltweiten Reserven auf 191.9 Billionen Kubikmeter, was 247.9 Gt Steinkohleeinheiten (SKE) entspricht, geschätzt. In Relation dazu belief sich die jährliche Förderung von 2009 auf 3.0 Billionen Kubikmeter.

Im Vergleich dazu zeigt Abbildung 1.2 die geschätzte Verteilung der unkonventionellen Erdgasressourcen. Die Menge ist verglichen mit den weltweiten Reserven an konventionellen Erdgas beträchtlich, [22].

Neben Erdgas als fossiler Energieträger fallen bei vielen technischen Prozessen brennbare Gase als Abfallprodukt an. Beispiele dafür sind Grubengase, Klärgase oder Deponiegase. Diese Art von Gasen kann auch effizient in Verbrennungskraftmaschinen umgesetzt werden. Dazu werden häufig Großgasmotoren, in Form von Gen-Sets zur Stromerzeugung oder Blockheizkraftwerken (BHKW) zur gekoppelten



Abbildung 1.2.: Nicht-Konventionelle Erdgasressourcen Stand 2009 [22]: Aufgeteilt in Shale Gas, Coal Bed Methane und Tight Gas (Angaben in Billionen Kubikmetern)

Wärme und Stromerzeugung, verwendet. Sie stellen aber im Besonderen aufgrund der meist minderen Qualität durch niedrige Heizwerte, ob hoher Inertgasanteile, oder durch stark variierende Methanzahlen (MZ) und der damit verbundenen Klopfreudigkeit, hohe Anforderungen an das Brennverfahren dieser Motoren. Eine Liste unterschiedlicher Gase, welche in Großgasmotoren umgesetzt werden können, sowie deren typische Zusammensetzung, Heizwert und Methanzahl wird in [25] gezeigt.

1.2. Aktuelle Emissionsgesetzgebungen

Je nach Einsatzgebiet des Motors sind seitens der Emissionen gewisse Richtlinien zu erfüllen. Da die Untersuchung am Einzylindermotor mit 2dm^3 Hubraum als Basis der Entwicklung eines Nutzfahrzeugmotors dienen soll, sind hier im Speziellen aktuelle Emissionsgesetzgebungen für diese Klasse angeführt.

1.2.1. Richtlinien für Nutzfahrzeuge (Heavy Duty)

Europäische Gesetzgebung

In Europa gilt derzeit für LKW und Busse mit einem zulässigen Gesamtgewicht von über 3.5 Tonnen die EURO VI Gesetzgebung. Die ersten EURO VI Emissionsgrenzwerte der seit 2013 gültigen Typprüfung wurden im Amtsblatt der Europäischen Union mit der Verordnung - EG - Nr. 595/2009 [15] festgelegt und sind in Tabelle 1.1 dargestellt. Darin ist ersichtlich, dass für fremdgezündete (Positive Ignition PI) Erdgasmotoren vorerst der European Transient Cycle (ETC) als Typzulassungszyklus genannt wurde. Außerdem sind für Fremdzündungsmotoren die Grenzwerte der Kohlenwassertstoffemissionen in Non-Methane Hydrocarbons (NMHC) und Methan unterteilt.

Tabelle 1.1.: EURO-VI-Emissionsgrenzwerte für den *European Stationary Cycle* (ESC) und *European Transient Cycle* (ETC) für Selbstzündungsmotoren (Compression Ignition CI) und Fremdzündungsmotoren (Positive Ignition PI) [15]

Grenzwerte						
	CO mg/kWh	THC mg/kWh	NMHC mg/kWh	CH ₄ mg/kWh	NO _x mg/kWh	NH ₃ ppm
ESC (CI)	1500	130			400	10
ETC (CI)	4000	160			400	10
ETC (PI)	4000		160	500	400	10
	Partikelmasse (PM) mg/kWh	Partikelanzahl #/kWh				
ESC (CI)	10					
ETC (CI)	10					
ETC (PI)	10					

Mit [15] wurden die Grenzwerte auf Basis der zuvor geltenden Fahrzyklen durch die Grenzwerte für den World Harmonized Stationary Cycle (WHSC) und den World Harmonized Transient Cycle (WHTC) ersetzt. Diese sind in Tabelle 1.2 angeführt.

Mit [13] wird in weiterer Folge auch für fremdgezündete Motoren, neben der Partikelmasse, die Partikelanzahl limitiert und auf einen Wert von 6×10^{11} #/kWh festgesetzt. Somit ergibt sich für Erdgasmotoren im Nutzfahrzeug eine derzeitige Limitierung der Schadstoffkomponenten Kohlenmonoxid, NMHC, Methan, Stickoxide, Ammoniak, Partikelmasse und zukünftig auch der Partikelanzahl. Für Kohlendioxid CO₂ existiert am Nutzfahrzeugsektor derzeit noch keine Limitierung,

es besteht jedoch auch hier die Möglichkeit der Einführung eines Grenzwertes in absehbarer Zeit.

Tabelle 1.2.: EURO-VI-Emissionsgrenzwerte für den *World Harmonized Stationary Cycle* (WHSC) und *World Harmonized Transient Cycle* (WHTC) für Selbstzündungsmotoren (Compression Ignition CI) und Fremdzündungsmotoren (Positive Ignition PI) [14]

Grenzwerte						
	CO mg/kWh	THC mg/kWh	NMHC mg/kWh	CH ₄ mg/kWh	NO _x mg/kWh	NH ₃ ppm
WHSC (CI)	1500	130			400	10
WHTC (CI)	4000	160			460	10
WHTC (PI)	4000		160	500	460	10
	Partikelmasse (PM) mg/kWh	Partikelanzahl #/kWh				
WHSC (CI)	10	8×10^{11}				
WHTC (CI)	10	6×10^{11}				
WHTC (PI)	10					

U.S.-Amerikanische Gesetzgebung

In den USA gibt es derzeit zwei Richtlinien, welche sich jedoch immer mehr angenähert haben. Einerseits existieren die Grenzwerte der US ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY (EPA) [4] und andererseits die der CALIFORNIAN ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY [3] beziehungsweise des CALIFORNIAN AIR RESOURCES BOARD (CARB). In Tabelle 1.3 sind die limitierten Schadstoffkomponenten aufgelistet. Die in Milligramm je Brake-horsepower-Stunde (mg/bhph) angegebenen Grenzwerte gelten für Zulassungen von fremdgezündeten Motoren (Spark Ignition SI) ab 2008 und beziehen sich auf die in der *Federal Test Procedure* (FTP) festgesetzten Testzyklen. In der CARB-Gesetzgebung ist, verglichen mit den EPA-Grenzwerten, zusätzlich zu CO, NMHC, NO_x und der Partikelmasse auch HCHO limitiert, ansonsten sind die Werte ident.

Eine Umrechnung der Limits auf mg/kWh sei in Tabelle 1.4 gezeigt. Verglichen mit den europäischen EURO VI-Grenzwerten ist der hohe CO-Wert auffällig. Des Weiteren existiert keine explizite Limitierung von Methan. Ansonsten befinden sich die Grenzwerte jedoch in derselben Größenordnung, auch wenn die Testprozeduren natürlich unterschiedlich sind.

1. Einleitung

Tabelle 1.3.: EPA- und CARB- Emissionsgrenzwerte in mg/bhph für fremdgezündete Nutzfahrzeugmotoren ab Modelljahr 2008 für NFZ über 14000 Pfund Gesamtgewicht (vgl. [10, 4, 3])

Grenzwerte					
	CO mg/bhph	NMHC mg/bhph	NO _x mg/bhph	PM mg/bhph	HCHO mg/bhph
EPA					
FTP (SI)	14400	140	200	10	
CARB					
FTP (SI)	14400	140	200	10	10

Tabelle 1.4.: EPA- und CARB- Emissionsgrenzwerte in mg/kWh für fremdgezündete Nutzfahrzeugmotoren ab Modelljahr 2008 für NFZ über 14000 Pfund Gesamtgewicht

Grenzwerte					
	CO mg/kWh	NMHC mg/kWh	NO _x mg/kWh	PM mg/kWh	HCHO mg/kWh
EPA					
FTP (SI)	18774	188	268	13.41	
CARB					
FTP (SI)	18774	188	268	13.41	13.41

1.3. Verschiedene Erdgasbrennverfahren

In letzter Zeit hat sich am Nutzfahrzeugsektor das Bestreben entwickelt einen Erdgasmotor von einem Diesel-Basismotor abzuleiten. Grund dafür ist vor allem der deutlich geringere Kraftstoffpreis und, seitens Käufer erst in zweiter Linie von Relevanz, das Potenzial der CO₂-Reduktion gegenüber Dieselantrieben. Die Erfüllung dieser Kraftstoffumstellung sollte aus Kostengründen aber mit möglichst wenigen konstruktiven Eingriffen am Grundmotor erfolgen.

Zur Umsetzung eines Erdgasmotors am Nutzfahrzeugsektor sind unterschiedliche Brennverfahrenskonzepte denkbar. Wie auch in [18] genannt, wurden unter der EURO V Emissionsgesetzgebung hauptsächlich Magerkonzepte verwirklicht, da diese die Stickoxidemissionen durch hohe Luftverhältnisse innermotorisch reduzieren konnten. Der erhöhte Ausstoß an Kohlenwasserstoffemissionen durch unvollständige Verbrennung konnte durch einen Oxidationskatalysator unter die geforderten Grenzwerte gebracht werden. Mit der Einführung von EURO VI und der damit verbunden Herabsetzung der NO_x- und HC-Grenzwerte geriet dieses Konzept

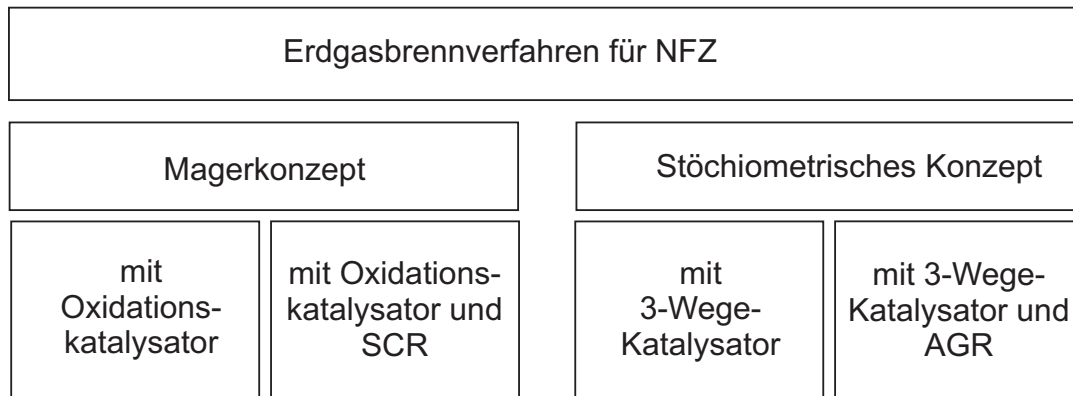


Abbildung 1.3.: Übersicht von Erdgasbrennverfahren zur Erfüllung aktueller Emissionsgesetzgebungen für Nutzfahrzeuge

an seine Grenzen, da die zur weiteren NO_x -Reduktion notwendige Erhöhung des Luftverhältnisses λ einen weiteren Anstieg der HC-Emissionen, welche im Oxidationskatalysator nicht mehr ausreichend konvertiert werden können, mit sich bringt. Unter Berücksichtigung von EURO VI können, bedingt durch den Trade-off von NO_x und HC, die Stickoxidgrenzwerte nicht mehr rein innermotorisch durch Anheben von λ eingehalten werden, da ansonsten die HC-Limits nicht erfüllt werden können, [18]. Zur Erfüllung von EURO VI müssten Magermotoren mit aufwendiger Abgasnachbehandlung ausgerüstet werden. Denkbar wäre eine Nachbehandlung mittels *Selective Catalytic Reduction* (SCR), wobei, um das HC-Level niedrig zu halten, die Engine-out Stickoxidemissionen gezielt etwas höher ausfallen würden und in der SCR-Nachbehandlung auf das erforderliche Maß reduziert werden könnten. Der erhöhte Aufwand dieser Technologie bietet gegenüber stöchiometrischen Konzepten den potenziellen Vorteil eines besseren Wirkungsgrades durch das höhere Luftverhältnis, kommt aber mitunter durch die hohen Systemkosten bei aktuellen EURO VI LKW-Motoren nicht zum Einsatz. (Vgl.[8, 18])

Wird der Aufwand von SCR nicht betrieben, bieten für Ottomotoren typische, stöchiometrische Brennverfahren eine Alternative zum Magerbetrieb. Vorteilhaft beim stöchiometrischen Betrieb ist vor allem die einfache Abgasnachbehandlung mittels 3-Wege-Katalysator. Bei der Umstellung eines Dieselgrundmotors auf Gasbetrieb stellt dieses Konzept jedoch einige Herausforderungen. Der stöchiometrische Betrieb und die damit verbundenen erhöhten Prozesstemperaturen im Brennraum und im Auslass beanspruchen Bauteile wie Auslassventile oder Turbolader thermisch viel mehr als im Dieselpetrieb, für welchen jene ausgelegt wurden.

Mit Hilfe von Abgasrückführung können die Temperaturen im stöchiometrischen

1. Einleitung

Betrieb gesenkt werden. Wie in [18] gezeigt, kann durch die Rückführung von gekühltem Abgas auch der Wirkungsgrad verbessert werden. Dies beruht, neben den geringeren Wandwärmeverlusten wie in [8] genannt, hauptsächlich auf der geringeren Klopfneigung, sodass bessere Schwerpunktlagen der Verbrennung realisiert werden können [18].

Zusammenfassend ergeben sich zur Erfüllung der EURO VI Emissionsgesetzgebung für Nutzfahrzeuge mit homogenem, fremdgezündeten Erdgasbrennverfahren, welche einen Dieselmotor als Basis nutzen, zwei Möglichkeiten. Einerseits bietet sich die Möglichkeit eines Magerkonzepts mit SCR-Nachbehandlung, und andererseits können stöchiometrische Brennverfahren mit gekühltem AGR und 3-Wege-Katalysator zum erwünschten Ziel führen.

2. Grundlagen

2.1. Verbrennung von Erdgas

2.1.1. Erdgaszusammensetzung

Erdgas ist ein Gasgemisch aus verschiedenen Bestandteilen, dessen Zusammensetzung je nach Herkunft und Aufbereitungsqualität schwankt. Die Hauptbestandteile sind Kohlenwasserstoffe, vorwiegend Methan. Geringere Mengen an Stickstoff, Kohlendioxid und Edelgasen können ebenfalls enthalten sein. In Tabelle 2.1 werden verschiedene Gaszusammensetzungen verglichen. Man erkennt, dass die Summe der Alkane, allen voran Methan, den größten Anteil einnehmen. Aber auch Stickstoff kann bei minderwertigen Erdgasen große Anteile ausmachen. Um in der Brennverfahrensentwicklung quantitative Aussagen treffen zu können, ist es wichtig die Komponenten des Kraftstoffes und deren Anteile zu kennen, da diese wichtige Grundgrößen der Verbrennung, wie stöchiometrischen Luftbedarf und Heizwert, aber auch die Klopfneigung des Kraftstoffes, beeinflussen.

Tabelle 2.1.: Erdgaszusammensetzung in Stoffmengenanteilen für L(ow)-Gas und H(igh)-Gas aus [7] und aus gaschromatographischen Messungen

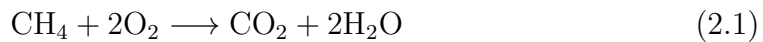
Molanteil	Erdgas L Deutschland	Erdgas H Nordsee		Messung 1 Graz	Messung 2 Graz
ν_{CH_4}	0.8349	0.8334		0.967168	0.963973
$\nu_{\text{C}_2\text{H}_6}$	0.0225	0.0989		0.017523	0.021149
$\nu_{\text{C}_3\text{H}_8}$	0.0028	0.0294		0.004296	0.004383
$\nu_{\text{C}_4\text{H}_{10}}$	0.0007	0.0073	i-Butan	0.000683	0.000744
			n-Butan	0.00067	0.000674
$\nu_{\text{C}_5\text{H}_{12}}$	0.0004	0.0023	i-Pentan	0.0000694	0.000069
			n-Pentan	0.0000411	0.0000431
ν_{N_2}	0.1310	0.0085		0.007299	0.00646
ν_{CO_2}	0.0077	0.0202		0.00225	0.002505

2. Grundlagen

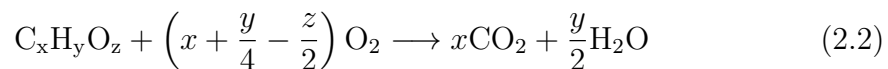
Tabelle 2.1 zeigt die Zusammensetzung unterschiedlicher Erdgasproben in Stoffmengenanteilen. *Erdgas L(ow)* zeigt ein Gemisch mit niedrigem und *Erdgas H(igh)* mit höherem Brennwert aus Deutschland und der Nordsee [7]. Die Methananteile, mit rund 83Vol%, liegen vergleichsweise niedrig, was für die Erdgasvorkommen im norddeutschen Raum typisch ist [34]. Die Werte aus den rechten beiden Spalten zeigen das Ergebnis von Untersuchungen des Gases, welches bei den hier gezeigten Untersuchungen Verwendung fand. Die Ergebnisse der Analyse mit einem Gaschromatographen zeigen einen wesentlich höheren und stabilen Methangehalt von über 96%Vol, was auf die geografische Lage von Graz und der damit verbundenen Gasversorgung aus östlichen Regionen zurückzuführen ist. Russisches Erdgas, beispielsweise, zählt durch den hohen Methangehalt von bis zu 98% zu den hochwertigsten weltweit und zeichnet sich durch hohe Brennwerte aus [34].

2.1.2. Bruttoreaktion

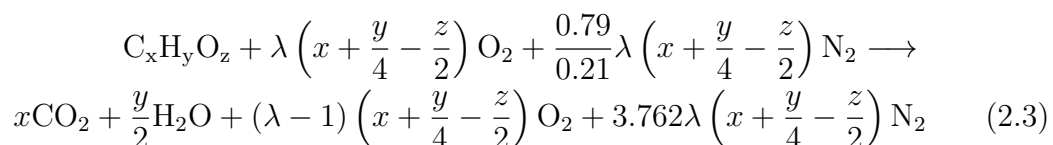
Zur einfachen Demonstration der Vorteile von Erdgas gegenüber Diesel und Benzin kann, aufgrund des hohen Methangehalts von Erdgas, die Verbrennung von Methan dienen. Die vollständige Reaktion von Methan mit reinem Sauerstoff sei in Gleichung (2.1) gezeigt. Darin ist sofort ersichtlich, dass 1 Mol Methan bei vollständiger Verbrennung lediglich 1 Mol Kohlendioxid liefert, was, durch das hohe atomare Wasserstoff-zu-Kohlenstoff-Verhältnis (H/C-Verhältnis) von vier, volumetrisch nur einem Drittel der Produkte entspricht.



Ist die exakte Zusammensetzung des Verbrennungsgases bekannt, so kann über dessen Kohlenstoff-, Wasserstoff- und Sauerstoffanteil die vollständige Verbrennung als Bruttoreaktion einer der Zusammensetzung entsprechenden $\text{C}_x\text{H}_y\text{O}_z$ -Verbindung mit reinem Sauerstoff, wie in Gleichung (2.2), oder häufiger von Interesse mit Luft, wie in Gleichung (2.3), dargestellt werden.



Die vollständige Kohlenwasserstoffverbrennung mit Luft (2.3) stellt den Idealfall einer stöchiometrischen ($\lambda = 1$) oder überstöchiometrischen beziehungsweise mageren ($\lambda > 1$) Verbrennung von Erdgas dar.



Eine Auswertung von Gleichung (2.3) zeigt Abbildung 2.1 für Methan und einen Kraftstoff mit $C_1H_{1.94}$, was einem für Diesel und Benzin typischen Kohlenstoffanteil (vgl. [19]) von 86m% entspricht. Es ist sofort ersichtlich, dass die Abgaszusammensetzung durch das höhere H/C-Verhältnis von Methan einen niedrigeren CO_2 - aber einen höheren H_2O -Anteil aufweist.

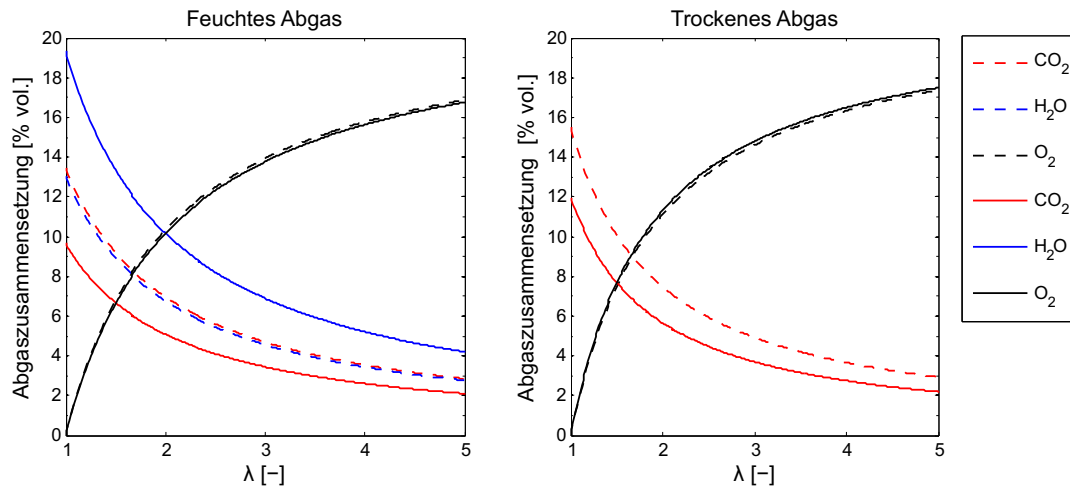


Abbildung 2.1.: Vergleich der Abgaszusammensetzung bei vollständiger Verbrennung von Benzin/Diesel (strichliert) mit einem H/C-Verhältnis von 1.94 und von Methan (durchgezogen) mit einem H/C-Verhältnis von 4 bei feuchtem Abgas (links) und trockenem Abgas (rechts).

2.1.3. Stöchiometrischer Luftbedarf

Aus Gleichung (2.3) lässt sich auch direkt der stöchiometrische Sauerstoffbedarf und, über die Zusammensetzung der Luft, der stöchiometrische Luftbedarf L_{st} ermitteln. Unter der Annahme von 21Vol% O_2 und 79Vol% N_2 in der Verbrennungsluft ergibt sich dieser, wie auch in [31] näher erklärt, zu

$$L_{st} = 4.76 \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \right) \frac{\text{kmolL}}{\text{kmolB}}, \quad (2.4)$$

$$L_{st} = 4.76 \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \right) \frac{M_L \text{ kgL}}{M_B \text{ kgB}}. \quad (2.5)$$

Um aus Gleichung (2.4) das massebezogene stöchiometrische Luftverhältnis L_{st} zu erhalten, sind die molare Masse der Luft und des Kraftstoffs notwendig. Die molare Masse der Luft ist weitgehend bekannt und beläuft sich laut [7] auf

2. Grundlagen

$M_L = 28.965 \text{ kg/kmol}$. Die molare Masse des Kraftstoffs M_B kann aus der Analyse, wie in Tabelle 2.1, ermittelt werden. Die Ergebnisse für L_{st} aus den Erdgaszusammensetzungen von Tabelle 2.1 zeigt Tabelle 2.2. Dabei wird angenommen, dass der im Erdgas enthaltene Stickstoff nicht an der Verbrennungsreaktion teilnimmt und daher als inerte Komponente in Gleichung (2.3) als Edukt und Produkt mit gleicher Stoffmenge hinzugefügt werden kann. Daher kann für die weiteren Berechnungen von einem Kraftstoff der Form $C_xH_yO_z$ ausgegangen werden. Bei der Umrechnung von kmol auf kg muss jedoch auch der Stickstoff im Kraftstoff berücksichtigt werden.

Tabelle 2.2.: Stöchiometrischer Luftbedarf und Heizwert

$C_xH_yO_z(N_\zeta)$	Einheit	Erdgas L Deutschland	Erdgas H Nordsee	Messung 1 Graz	Messung 2 Graz
x		0.901	1.180	1.023	1.028
y		3.509	4.263	4.023	4.033
z		0.015	0.040	0.005	0.005
ζ		0.262	0.017	0.015	0.013
M_B	kg/kmol	18.272	19.357	16.622	16.675
L_{st}	kgL/kgB	13.36	15.85	16.81	16.81
H_u	MJ/kg	38.90	46.33	48.95	48.98
H_{uv}	MJ/m ³	31.71	40.01	36.30	36.44

Durch die bekannte Erdgaszusammensetzung kann nun auch der untere Heizwert H_u bei einer Bezugstemperatur $t_0 = 25^\circ\text{C}$ berechnet werden. Dazu wird vorerst der molare Heizwert H_{um} bestimmt. Dieser lässt sich über die Stoffmengenanteile und die molaren Heizwerte der Einzelkomponenten des Gasgemisches ermitteln. Die molaren Heizwerte der Einzelkomponenten, welche den negativen Reaktionsenthalpien der Oxidationsreaktionen der Gaskomponenten entsprechen, wurden, wie auch deren molare Massen, aus [7] entnommen. Bei gasförmigen Brennstoffen wird der Heizwert auch häufig auf das Normvolumen $V_0 = 22.414 \text{ m}^3/\text{kmol}$ bezogen und als H_{uv} bezeichnet. Die Zusammenhänge seien in Gleichung (2.6) gezeigt (vgl. [7]):

$$H_{\text{uv}}(t_0) = \frac{H_{\text{um}}(t_0)}{V_0} = \frac{M_B H_u(t_0)}{V_0} \quad (2.6)$$

Die Ergebnisse für die Heizwerte der aus Tabelle 2.1 beschriebenen Erdgasproben sei in Tabelle 2.2 dargestellt. Wie die Bezeichnung zum Ausdruck bringen soll, besitzt *Erdgas H* einen wesentlich höheren Heizwert als *Erdgas L*. Vergleicht man die zwei gaschromatographisch untersuchten Proben aus Graz, so erkennt man,

dass durch die ähnliche Zusammensetzung weder die Werte des stöchiometrischen Luftbedarfs, noch des Heizwertes stark voneinander abweichen.

2.2. Motorprozess

Im folgenden Abschnitt sei ein Überblick und eine Wiederholung wichtiger Kenngrößen von Verbrennungskraftmaschinen gezeigt. Um den Motorprozess zu analysieren und um wichtige Einflussfaktoren abzuleiten, wird vorerst von idealisierten Prozessen ausgegangen. Auf eine Herleitung aller Zusammenhänge wird hier jedoch verzichtet, da diese beispielsweise in [31] bereits ausführlich abgehandelt wird.

Des Weiteren wird hier bereits teilweise versucht auf fremdgezündete, gemischsaugende Ottomotoren einzugehen, wobei viele Zusammenhänge allgemeinere Gültigkeit besitzen.

2.2.1. Idealisierte Prozesse

Der vereinfachte Vergleichsprozess

Der vereinfachte Vergleichsprozess, welcher in [31] näher behandelt wird, stellt den motorischen Prozess in stark reduzierter Form dar. Die simplifizierten Modellannahmen sind wie folgt:

- Ladung ist ideales Gas mit konstanten Stoffwerten (c_p, c_v, κ, R)
- Verbrennung folgt Gleichraum-, Gleichdruck- oder Seiliger-Prozess
- Adiabate Wände
- Reibungsfreiheit im Zylinder
- Weder Strömungs- noch Lässigkeitsverluste
- Steuerzeiten in den Totpunkten

Mit den getroffenen Annahmen kann die Verbrennung selbst durch eine Wärmezufuhr q_{zu} und der Ladungswechsel durch eine Wärmeabfuhr q_{ab} ersetzt werden, was es ermöglicht, den vereinfachten Vergleichsprozess als Kreisprozess darzustellen. Daher kann auch der theoretische Wirkungsgrad η_{th} als Wirkungsgrad eines Kreisprozesses

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{ab}}{q_{zu}} \quad (2.7)$$

ermittelt werden.

2. Grundlagen

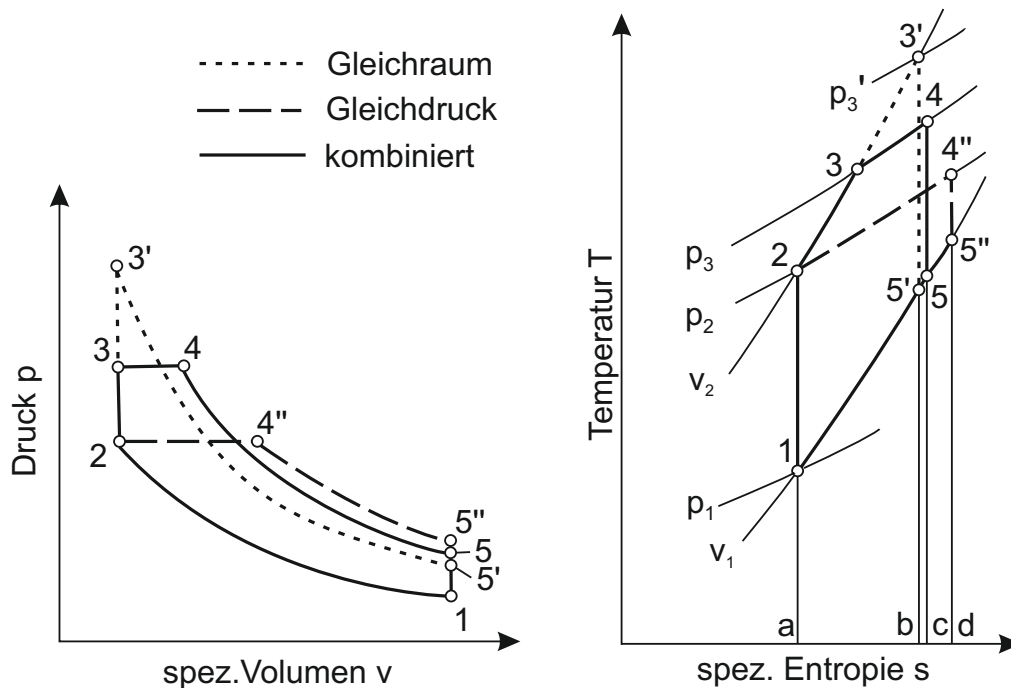


Abbildung 2.2.: Vergleich von Arbeitsprozessen mit gleicher Wärmezufuhr bei gegebenem Verdichtungsverhältnis [31]

Abbildung 2.2 aus [31] zeigt jene vereinfachten Kreisprozesse mit Annahmen unterschiedlicher Verbrennungsgesetzmäßigkeiten, aber gleicher Wärmezufuhr und identem Verdichtungsverhältnis ε , wobei

$$\varepsilon = \frac{V_c + V_h}{V_c} \quad (2.8)$$

dem Verhältnis von Gesamtzylindervolumen $V_c + V_h$ zu Kompressionsvolumen V_c entspricht. Mit Gleichung (2.8) und Abbildung 2.2 lassen sich einige wichtige Aussagen treffen. Sofern der Spitzendruck nicht beschränkt ist, ergibt sich für die Gleichraumverbrennung, bei der die gesamte Brennstoffenergie im oberen Totpunkt (OT) umgesetzt wird, der beste theoretische Wirkungsgrad. Dies ist erkennbar am Ts -Diagramm in Abbildung 2.2, da die abgeführte Wärme, als Fläche unter der Zustandsänderung von 5' nach 1, verglichen mit der Gleichdruck- und der Seiligerbeziehungswise kombinierten Verbrennung am geringsten ausfällt.

Unter Verwendung der oben genannten Annahmen lässt sich der theoretische Wirkungsgrad der Gleichraumverbrennung $\eta_{\text{th},v}$ ermitteln. Mit

$$q_{\text{zu}} = c_v (T_{3'} - T_2) \quad (2.9)$$

und

$$q_{\text{ab}} = c_v (T_{5'} - T_1) \quad (2.10)$$

ergibt sich Gleichung (2.8), unter Ausnützen der isentropen Kompression und Expansion

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa-1} = \varepsilon^{\kappa-1} \quad (2.11)$$

$$\frac{T_{3'}}{T_{5'}} = \left(\frac{v_{5'}}{v_{3'}} \right)^{\kappa-1} = \varepsilon^{\kappa-1}, \quad (2.12)$$

dass

$$\eta_{\text{th},v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}. \quad (2.13)$$

Aus dieser Vereinfachung ist erkennbar, dass der theoretische Wirkungsgrad der Gleichraumverbrennung nur von zwei Größen abhängt. Dies sind das Verdichtungsverhältnis ε und der Isentropenexponent κ , wobei sowohl für steigendes ε , als auch κ der Wirkungsgrad zunimmt. Dies bedeutet, dass vor allem bei Ottomotoren, wie bei dem hier untersuchten Motor, ein möglichst hohes Verdichtungsverhältnis anzustreben ist, da der Einfluss auf den Wirkungsgrad durch den degressiven Kurvenverlauf von $\eta_{\text{th},v} = \eta_{\text{th},v}(\varepsilon, \kappa = \text{konst.})$ besonders bei niedrigem ε groß ist (vgl. [31]).

In [31] sind auch die Herleitungen der Wirkungsgrade der Gleichdruck- und der kombinierten Verbrennung gezeigt. Hier seien ausschließlich die Ergebnisse nochmals angeführt. Für den Gleichdruckprozess ergibt sich ein Wirkungsgrad

$$\eta_{\text{th},p} = 1 - \frac{1}{\kappa q^*} \left[\left(\frac{q^*}{\varepsilon^{\kappa-1}} + 1 \right)^\kappa - 1 \right] \quad (2.14)$$

und für den Seiliger-Prozess

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{\left[q^* - \frac{1}{\kappa \varepsilon} \left(\frac{p_3}{p_1} - \varepsilon^\kappa \right) + \frac{p_3}{p_1 \varepsilon} \right]^\kappa \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\kappa-1} - 1}{\kappa q^*}, \quad (2.15)$$

wobei q^* eine dimensionslose Wärmezufuhr

$$q^* = q_{\text{zu}} \frac{1}{c_p T_1} \xrightarrow{\text{gemischsaugend}} q^* = \frac{H_u}{\lambda L_{\text{st}} + 1} \frac{1}{c_p T_1} \quad (2.16)$$

beschreibt. Unter näherer Betrachtung von Gleichung (2.15) ergibt sich ein guter Wirkungsgrad für ein hohes ε , einen hohen Spitzendruck p_3 und niedriger dimensionsloser Wärmezufuhr q^* , was nach Gleichung (2.16) durch ein hohes Luftverhältnis λ erreicht werden kann [31]. Dieses Ergebnis ist in Abbildung 2.3 grafisch dargestellt.

2. Grundlagen

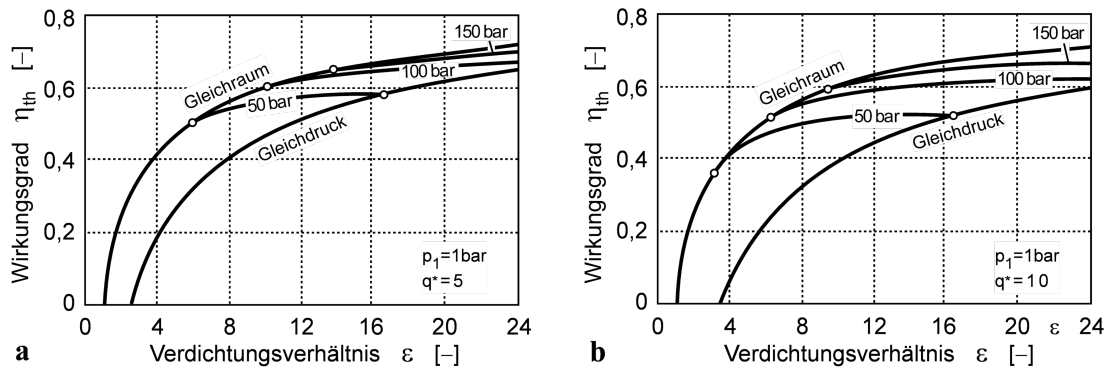


Abbildung 2.3.: Thermodynamischer Wirkungsgrad des kombinierten Prozesses für $\kappa = 1.4$ und eine unterschiedliche dimensionslose Wärmezufuhr q^* [31]

Der vollkommene Motor

Da die konstant angenommenen Stoffeigenschaften des vereinfachten Vergleichsprozesses große Einschränkungen hinsichtlich der Genauigkeit des Modells bedeuten, wird der vollkommene Motor mit temperaturabhängigen Stoffeigenschaften definiert (vgl. [31]).

Für diesen Idealprozess gelten folgende Annahmen:

- Geometrie wie tatsächlicher Motor
- Vollkommene Zylinderfüllung in UT mit reiner Ladung, deren Zustandsgrößen denen im Saugrohr entsprechen; Kein Restgas
- λ wie tatsächlicher Motor
- Bei $\lambda < 1$: Chemisches Gleichgewicht für unvollständige Verbrennung
- Gleichraum-, Gleichdruck- oder Seiliger-Verbrennung
- Adiabate Wände
- Reibungsfreies Arbeitsgas
- Keine Lässigkeitsverluste
- – Bei Saugmotoren: idealer, isochorer Ladungswechsel in UT
- – Bei aufgeladenen Motoren: ideale Ladungswechselschleife
- Ladung ist ideales Gasgemisch mit temperaturabhängigen Stoffgrößen

Durch die Temperaturabhängigkeit kann die Berechnung des Wirkungsgrades des vollkommenen Motors η_v nicht mehr analytisch erfolgen. In [31] wird die Vorgehensweise zur Berechnung gezeigt. Als Beispiel für die Berechnungsmethodik bei kombinierter Verbrennung eines gemischsaugenden Motors sei hier die aus [31] entnommene Abbildung 2.4 gezeigt. Dabei handelt es sich um eine Prozessführung mit Druckbegrenzung bei $p_{\max} = 80\text{bar}$ und $p_{\max} = 100\text{bar}$. Die strichpunktierten

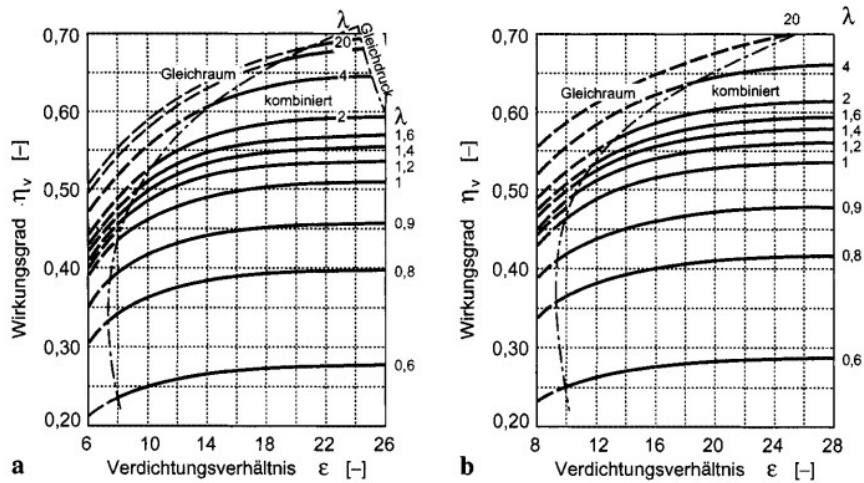


Abbildung 2.4.: Wirkungsgrade des vollkommenen Motors, kombinierte Verbrennung, gemischsaugend (a) $p_{\max} = 80\text{bar}$, (b) $p_{\max} = 100\text{bar}$, [31]

Linien zeigen die Grenzen zu den Prozessen, bei denen entweder auch bei Gleichraumverbrennung p_{\max} nicht erreicht, oder schon durch die Kompression selbst überschritten wird. Der prinzipielle Vorteil eines hohen Verdichtungsverhältnisses und eines hohen Luftverhältnisses bleibt weiterhin bestehen, wobei angemerkt sei, dass die Druckbegrenzung den Vorteil eines hohen ε etwas schmälert, [31].

2.2.2. Analyse des realen Motorprozesses

Grundgleichungen des Systems Brennraum

Zur Analyse der Vorgänge im Brennraum sei hier die nulldimensionale Modellierung des Brennraums, im Besonderen für gemischsaugende Motoren, gezeigt. Es handelt sich hierbei um ein Zonenmodell, wobei jede Zone als homogen betrachtet wird und deren Zustände ausschließlich als zeit- beziehungsweise kurbelwinkelabhängig angenommen werden. In weiterer Folge sei hier von einem Einzonenmodell ausgegangen, sodass der gesamte Brennraum als eine Zone betrachtet wird. Eine allgemeiner gültige Mehrzonen-Modellierung sowie eine detaillierte Beschreibung kann in [31] nachgelesen werden.

Die Grundgleichungen der Modellierung beruhen auf den Erhaltungssätzen von Masse, Energie und im Allgemeinen Impuls, sowie der thermischen Zustandsgleichung. Aus der Massenerhaltung folgt für gemischsaugende Motoren

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} - \frac{dm_{\text{Leck}}}{d\varphi}, \quad (2.17)$$

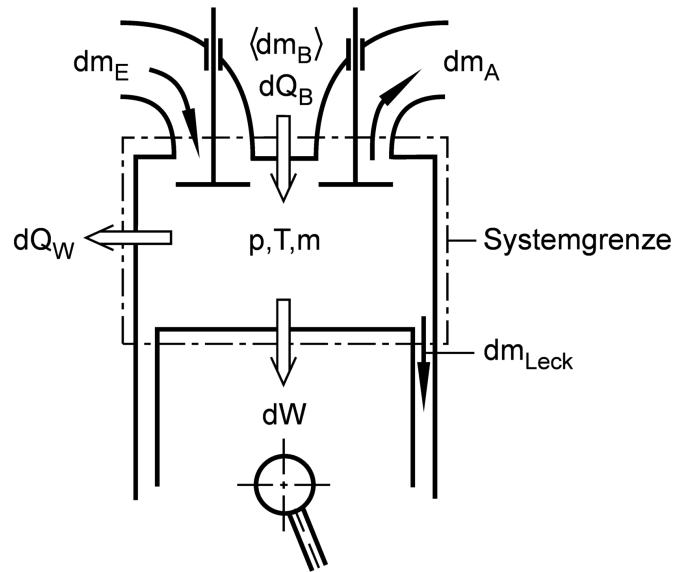


Abbildung 2.5.: System Brennraum [31]

wobei der Erhaltungssatz üblicherweise auf den Kurbelwinkel φ bezogen wird. Die Änderung der Masse im Brennraum ist also gleich der einströmenden Masse m_E , bestehend aus Luft- und Kraftstoffmasse sowie eventuell rückgeführtem Abgas, reduziert um die ausströmende Masse, welche sich in Abgasmasse m_A und Leckagemasse m_{Leck} einteilen lässt.

Aus dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik folgt

$$-p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_E \frac{dm_E}{d\varphi} - h_A \frac{dm_A}{d\varphi} - h_A \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi}. \quad (2.18)$$

Fasst man den Brennverlauf $dQ_B/d\varphi$ und die Wandwärme $dQ_W/d\varphi$ als Heizverlauf $dQ_H/d\varphi$ zusammen, so erhält man aus Gleichung (2.18)

$$-p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_H}{d\varphi} + h_E \frac{dm_E}{d\varphi} - h_A \frac{dm_A}{d\varphi} - h_A \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi}, \quad (2.19)$$

in welcher die abgegebene Volumsänderungsarbeit sowie die Wärme- und Enthalpieströme über die Grenzen des Kontrollvolumens der Änderung der inneren Energie gleichgesetzt werden. Die Volumsänderungsarbeit

$$- \int p dV = W_i \quad (2.20)$$

entspricht der an den Kolbenboden abgegebenen inneren (indizierten) Arbeit W_i und wird bei Verbrennungsmotoren üblicherweise – auf das Hubvolumen V_h bezogen

– als innerer (indizierter) Mitteldruck

$$p_i = \frac{-\int p dV}{V_h} = \frac{W_i}{V_h} \quad (2.21)$$

angegeben. Zur Vollständigkeit wird die thermische Zustandsgleichung angeführt, wobei von einem idealen Gasgemisch ausgegangen wird. Bezieht man die ideale Gasgleichung

$$pV = mRT \quad (2.22)$$

wiederum auf eine Kurbelwinkeländerung, so ergibt sich

$$p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} = mR \frac{dT}{d\varphi} + mT \frac{dR}{d\varphi} + RT \frac{dm}{d\varphi}. \quad (2.23)$$

Zylinderdruckbasierte Analyse des Hochdruckteils

Bei der Analyse der Verbrennung selbst ist der Hochdruckteil, bei dem sowohl Einlass- als auch Auslassventile geschlossen sind, von besonderem Interesse. Daraus ergibt sich für den ersten Hauptsatz der Thermodynamik (2.18)

$$-p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} - h_A \frac{dm_{\text{Leck}}}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi}. \quad (2.24)$$

Vernachlässigt man zudem noch die Leckagemasse, welche beispielsweise als Blow-by and den Kolbenringen vorbeiströmt, so ergibt sich

$$-p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi}. \quad (2.25)$$

Wird der Brennverlauf und der Wandwärmeübergang, wie in Gleichung (2.19) wieder als Heizverlauf zusammengefasst, so kann Gleichung (2.25) als

$$-p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_H}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi}. \quad (2.26)$$

geschrieben werden. Zur Ermittlung des Heizverlaufs aus einer Zylinderdruckmessung ist die innere Energie U des Arbeitsgases zu bestimmen. Spezifisch und kurbelwinkelbezogen dargestellt ergibt sich für die innere Energie

$$\frac{dU}{d\varphi} = m \frac{du}{d\varphi} + \underbrace{u \frac{dm}{d\varphi}}_{=0}, \quad (2.27)$$

wobei im Hochdruckteil der rechte Term entfällt. In [31] wird die innere Energie bei gemischsaugenden Motoren mit Hilfe der Mischungsregeln idealer Gase aus der inneren Energie eines fiktiven Verbrennungsgases und des unverbrannten Kraftstoffes ermittelt, da die spezifische innere Energie im Allgemeinen eine Funktion von Druck, Temperatur und der momentanen Arbeitsgaszusammensetzung darstellt.

Schnelles Heizgesetz mit konstanten Stoffwerten: Für schnelle Berechnungen, wie es Echtzeitanforderungen vorgeben, kann der Heizverlauf $\frac{dQ_H}{d\varphi}$ unter der vereinfachenden Annahme von konstanten Stoffgrößen (R, c_v, c_p) erfolgen. Damit ergibt sich für dQ_H bei einer differentiellen Kurbelwinkeldrehung $d\varphi$ aus Gleichung (2.26) und (2.23)

$$dQ_H = \frac{1}{\kappa - 1} (\kappa p dV + V dp), \quad (2.28)$$

wobei der Isentropenexponent

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.29)$$

das Verhältnis der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck zu der bei konstantem Volumen beschreibt. Bei Kenntnis von κ kann daraus mittels Zylinderdruckindizierung und der bekannten Motorgeometrie der Heizverlauf bestimmt werden.

Gleichung 2.28 kann beispielsweise durch zentrale Differenzenbildung ausgewertet werden:

$$\Delta Q_H = \frac{1}{\kappa - 1} \left(\kappa p_i \left(\frac{V_{i+1} - V_{i-1}}{2} \right) + V_i \left(\frac{p_{i+1} - p_{i-1}}{2} \right) \right), \quad (2.30)$$

Schnelles Heizgesetz nach Hohenberg: Eine weitere schnelle Heizgesetzrechnung, jene nach Hohenberg, wird zusammenfassend in [21] gezeigt. Dabei wird der Heizverlauf inkrementell bestimmt, indem der Vorgang in eine isentrope Verdichtung beziehungsweise Expansion und eine anschließende isochore Verbrennung geteilt wird. Es sei also $d\varphi$ eine Änderung des Kurbelwinkels von Zustand 1 auf Zustand 2. Des Weiteren sei ein Zwischenzustand $2'$ definiert, sodass

$$1 \longrightarrow 2' : \quad \text{isentropie Kompression/Expansion} \quad (2.31)$$

$$2' \longrightarrow 2 : \quad \text{isochore Verbrennung} \quad (2.32)$$

gilt. Für den ersten Zwischenschritt kann damit

$$p'(\varphi_2) = p(\varphi_1) \left(\frac{V(\varphi_1)}{V'(\varphi_2)} \right)^\kappa \quad (2.33)$$

geschrieben werden. Danach erfolgt die Verbrennung bei konstanter Winkelposition φ_2 :

$$\Delta Q_H = m c_v (T(\varphi_2) - T'(\varphi_2)). \quad (2.34)$$

Für den Gesamtprozess von 1 nach 2 ergibt sich schließlich mit Gleichung (2.33) und der idealen Gasgleichung (2.22) die Wärmemenge

$$\Delta Q_H = \frac{c_v}{R} V(\varphi_2) \left[p(\varphi_2) - p(\varphi_1) \left(\frac{V(\varphi_1)}{V(\varphi_2)} \right)^\kappa \right] \quad (2.35)$$

$$\Delta Q_H = \frac{1}{\kappa - 1} V(\varphi_2) \left[p(\varphi_2) - p(\varphi_1) \left(\frac{V(\varphi_1)}{V(\varphi_2)} \right)^\kappa \right], \quad (2.36)$$

wobei $\kappa = \kappa(T)$ im Allgemeinen von der Arbeitsgastemperatur und der Zusammensetzung des Gases abhängig ist, wobei hier ein konstantes R angenommen wird. Zur Ermittlung der Temperatur muss jedoch die Gasmasse, die entweder aus Messungen oder Ladungswechselrechnungen bestimmt werden kann, bekannt sein.

Mit Hilfe der thermodynamischen Grundgleichungen konnte zusammenfassend wiederholt werden, dass es möglich ist, die Verbrennung in einem Motor durch eine zyklenbasierte Zylinderdruckmessung zu charakterisieren. Der innere Mitteldruck und somit die innere Arbeit ist direkt aus der Druckindizierung ermittelbar. Durch eine Heizverlaufsrechnung, welche online am Prüfstand erfolgen kann, ist es ferner möglich, den Verbrennungsprozess auf Basis des Heizverlaufs zu untersuchen. Es sei jedoch nochmals erwähnt, dass dieser den Wärmeübergang beinhaltet. Um auf den Brennverlauf

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = H_u \frac{dm_B}{d\varphi} \quad (2.37)$$

und somit auf die umgesetzte Kraftstoffmasse je Kurbelwinkel zu schließen, ist ein Wandwärmemodell notwendig. Die Wandwärmemodelle sind aber meist nicht echtzeitfähig, sodass der genaue Brennverlauf nur im *postprocessing* ermittelt werden kann.

Da es durch die Zylinderdruckindizierung nun möglich ist, annähernd den realen Motor abzubilden, kann dieser mit den Idealprozessen verglichen und dessen Verluste, auf welche in weiterer Folge eingegangen wird, unterteilt werden.

Verluste des realen Motorprozesses

Es sei hier ein Überblick über jene Verluste gegeben, die in einem Motor tatsächlich auftreten. Eine tiefer gehende Beschreibung kann in [31] nachgelesen werden, während hier nur die wesentlichen Eckpunkte erwähnt werden.

Bezieht man die effektiv an der Kurbelwelle abgegebene Arbeit W_e auf die zugeführte Brennstoffwärme Q_B , so ergibt sich der effektive Wirkungsgrad

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_B}. \quad (2.38)$$

2. Grundlagen

Die effektive Arbeit unterscheidet sich um die mechanischen Verluste von der inneren Arbeit W_i , sodass der mechanische Wirkungsgrad η_m als

$$\eta_m = \frac{\eta_e}{\eta_i} \quad (2.39)$$

definiert werden kann. Darin entspricht η_i dem inneren (indizierten) Wirkungsgrad,

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_B}, \quad (2.40)$$

als Verhältnis der indizierten Arbeit zur zugeführten Brennstoffenergie. Durch unerwünschte Verluste unterscheidet sich η_i aber wesentlich vom Wirkungsgrad des in 2.2.1 gezeigten vollkommenen Motors η_v . Um die Verluste des realen Prozesses gesamtheitlich zu berücksichtigen, lässt sich der Gütegrad als

$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_v} \quad (2.41)$$

definieren. Da der Ursprung der Verluste häufig von großem Interesse ist, wird der Gütegrad in Einzelverluste weiter zerlegt und als Wirkungsgradkette dargestellt. Man spricht dann von einer *Verlustanalyse* oder *Verlustteilung*. Die Einzelverluste des realen Motorprozesses lassen sich nach derer Herkunft in die Verluste durch

- reale Ladung
- unvollkommene Verbrennung
- reale Verbrennung
- Wandwärmeübergang
- Leckage
- realen Ladungswechsel

unterteilen.

2.3. Ladungsverdünnung

Prinzipiell kann das stöchiometrische Kraftstoff-Luft-Gemisch auf zwei Arten verdünnt werden. Dabei unterscheidet man zwischen einer Ladungsverdünnung mit

- Luft und
- rückgeführtem Abgas.

Bei Verbrennungsmotoren kann sich die Ladungsverdünnung hinsichtlich Wirkungsgrad, Emissionsverhalten und thermischer Bauteilbelastung positiv auswirken und sei deshalb hier diskutiert.

2.3.1. Ladungsverdünnung durch Gemischabmagerung

Wie bereits in 2.2.1 erwähnt, ist der thermodynamische Wirkungsgrad von Verbrennungsmotoren vom Luftverhältnis λ abhängig. Mit steigendem λ nimmt der Wirkungsgrad, vor allem bei, für Ottomotoren typischen, niedrigen Verdichtungsverhältnissen zu. Dieser Wirkungsgradvorteil von Magermotoren beruht auf der Veränderung der Stoffwerte des Arbeitsgases, wodurch der Isentropenexponent κ bei steigendem Verbrennungsluftverhältnis zunimmt. In [5] werden für den über ein Arbeitsspiel gemittelten Isentropenexponent eines Methan-Luft-Gemisches folgende Werte angegeben:

- $\lambda = 1$: $\kappa = 1.32$
- $\lambda = 2$: $\kappa = 1.38$

Durch die Gemischabmagerung werden zudem die Prozesstemperaturen gesenkt, was sich positiv auf die thermische Bauteilbelastung, das Klopfverhalten und die verminderte Bildung von thermischen Stickoxidemissionen auswirken kann. Bei Ottomotoren ist das Verdichtungsverhältnis typischerweise durch Klopfen begrenzt. Bei Gemischabmagerung kann jedoch durch die Temperaturabsenkung das Verdichtungsverhältnis gegebenenfalls angehoben werden, was zu einer weiteren Wirkungsgradverbesserung führt. Niedrige Prozesstemperaturen reduzieren in weiterer Folge die Wandwärmeverluste, da sich der den Wärmeübergang treibende Temperaturgradient verringert, [5].

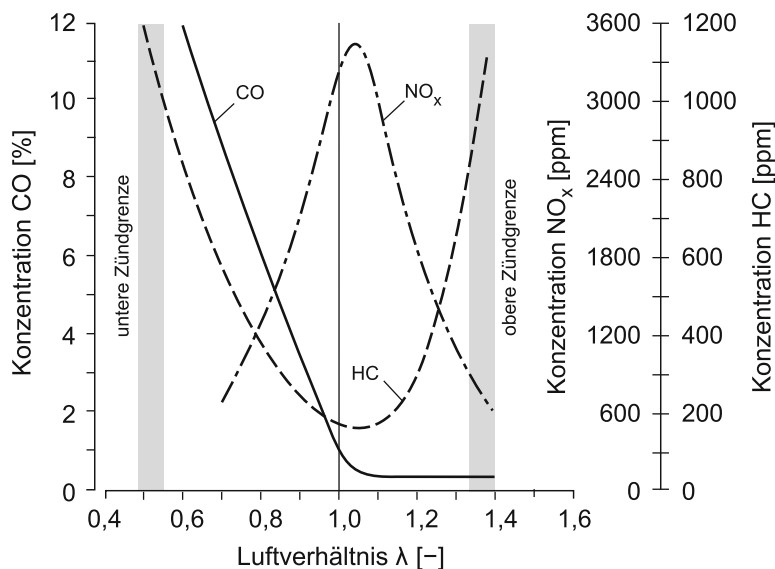


Abbildung 2.6.: Schadstoffkonzentrationen im Abgas von Ottomotoren [11]

2. Grundlagen

Neben den positiven Auswirkungen der Gemischabmagerung, gibt es auch negative Effekte. Generell nimmt bei Abmagerung der Gemischheizwert ab, wodurch bei gleichem Luftaufwand die erreichbare Vollast reduziert wird. Zudem sinkt durch die Abmagerung die Brenngeschwindigkeit und die dadurch entstehende verlängerte Brenndauer vermindert die Wirkungsgradsteigerung. Außerdem nimmt die Zündfähigkeit ab und die Verbrennung wird instabiler, sodass daraus große zyklische Verbrennungsschwankungen bis hin zu Verbrennungsaussetzern resultieren. Weiters kann die Flamme frühzeitig an Brennraumwänden erlöschen, was sich in erhöhten HC-Emissionen und Verlusten durch unvollständige Verbrennung äußert, [5].

Abbildung (2.6) aus [11] zeigt den prinzipiellen Verlauf der Schadstoffkonzentrationen eines Ottomotors. Es ist ersichtlich, dass einerseits die HC-Emissionen für magere Gemische stark ansteigen, die Stickoxidbildung aber abnimmt. Betrachtet man das gesamte λ -Fenster, so erkennt man das Maximum der Stickoxide im leicht mageren Bereich, da dort genügend Sauerstoff zur NO_x -Bildung zur Verfügung steht und gleichzeitig die Verbrennungstemperaturen nahe $\lambda = 1$ hoch sind.

Die Grenzen des Betriebsbereichs eines Magermotors wird in Abbildung (2.7) aus [11] gezeigt. Die maximale Gemischabmagerung ist durch die Aussetzergrenze beschränkt und verlagert sich für höhere Verdichtungsverhältnisse hin zu höheren Luftverhältnissen. Die Gemischabmagerung erlaubt das Klopfen betreffend, wie bereits erwähnt, höhere Verdichtungsverhältnisse. Erweitert werden kann der Betriebsbereich durch erhöhte Turbulenz des Brennverfahrens. Eine weitere Verschiebung der Aussetzergrenze könnte durch verbesserte Zündsysteme oder geteilte Brennräume, mit lokal an der Zündkerze niedrigerem λ , oder geschichteter Ladung erfolgen.

Lambdabestimmung

Es sei hier auf die Möglichkeiten der Bestimmung des Verbrennungsluftverhältnisses eingegangen. Zum einen kann die Bestimmung von λ_{saug} im Saugrohr auf Basis der vollständigen Verbrennung, wie in Gleichung (2.3), erfolgen. Durch Kenntnis des stöchiometrischen Luftbedarfs L_{st} aus der Kraftstoffanalyse, wie in Kapitel 2.1.3 beschrieben, kann durch eine Kraftstoffverbrauchs- und Luftmassenmessung das Luftverhältnis bestimmt werden, sodass

$$\lambda := \frac{L}{L_{\text{st}}} = \frac{m_{\text{L}}}{m_{\text{B}}L_{\text{st}}} = \lambda_{\text{saug}}, \quad (2.42)$$

als Funktion der Brennstoffmasse m_{B} und Luftmasse m_{L} dargestellt werden kann.

Des weiteren kann eine λ -Bestimmung im Abgas erfolgen, wobei einerseits das Abgas- λ durch eine Lambdasonde – auf deren Funktionsweise hier nicht näher

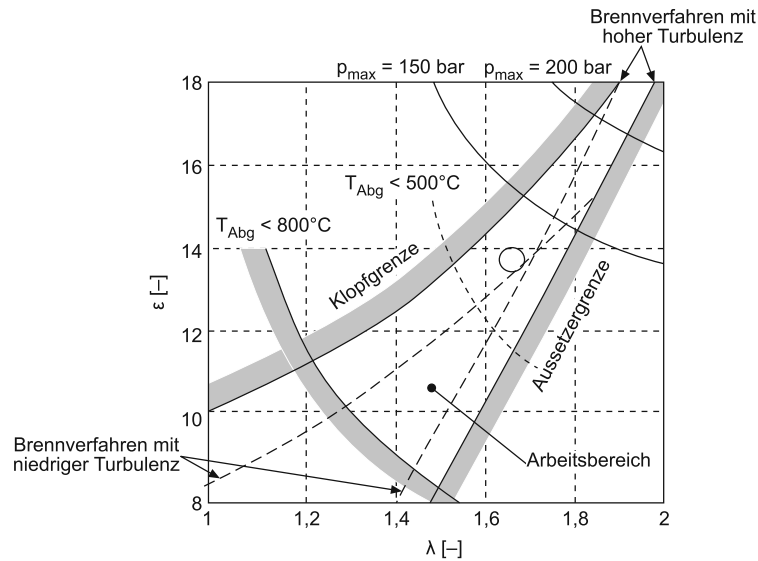


Abbildung 2.7.: Betriebsbereich von Erdgas-Brennverfahren [11]

eingegangen wird, die aber grundsätzlich auf der Messung der Sauerstoffkonzentration im Abgas beruht – und durch eine Abgasanalyse bestimmt werden kann. In [31] wird die Bestimmung von λ aus einer Abgaszusammensetzung, welche sowohl Komponenten der vollständigen und unvollständigen Verbrennung, sowie unverbrannte HC-Emissionen und Stickoxide enthält, beschrieben. Aus der Definitionsgleichung lässt sich λ auch durch den mit Luft zugeführten Sauerstoff n_{O_2L} in kmol je kmol Brennstoff und den stöchiometrischen Sauerstoffbedarf $O_{2,st}$ in kmol je kg Brennstoff ausdrücken:

$$\lambda := \frac{m_L}{m_B L_{st}} = \frac{n_{O_2L}}{m_B O_{2,st}}. \quad (2.43)$$

Durch eine Sauerstoff-Atombilanz der Edukte aus Luft, Kraftstoff und Luftfeuchte und der Produkte im Abgas, lässt sich

$$\lambda = A \frac{\nu_{CO_2} + \frac{1}{2}\nu_{CO} + \frac{1}{2}\nu_{H_2O} + \nu_{O_2} + \frac{1}{2}\nu_{NO} + \nu_{NO_2} + \nu_{SO_2} - \frac{1}{2}m_B O_B}{\underbrace{(\nu_{CO_2} + \nu_{CO} + a\nu_{C_aH_b} + \nu_C)}_{C_{BmB}} \underbrace{\left(1 + \frac{1}{4}\frac{H_B}{C_B} + \frac{S_B}{C_B} - \frac{1}{2}\frac{O_B}{C_B}\right)}_{O_{2,st}/C_B}} \quad (2.44)$$

schreiben. Darin sind ν_i die Molanteile beziehungsweise Volumenanteile der Abgaskomponenten, C_B , H_B , O_B und S_B die Stoffmengen der Elemente - Kohlenstoff, Wasserstoff, Sauerstoff und Schwefel - im Kraftstoff je kg Brennstoff und der Vorfaktor A berücksichtigt die Luftfeuchte, [31]. Aus einer Messung aller sauerstoff-

2. Grundlagen

und kohlenstoffhaltiger Abgaskomponenten könnte, in Kombination mit einer Kraftstoffanalyse, auf diesem Wege λ genau berechnet werden.

Da aber meist nicht alle Komponenten, wie die exakte Wasserkonzentration des feuchten Abgases, gemessen werden, existieren unterschiedliche Berechnungsverfahren, welche verschiedene Annahmen hinsichtlich des Wasser- beziehungsweise Wasserstoffgehaltes treffen. Die weit verbreitete (vgl. [30, 32]) Berechnungsvorschrift nach Brettschneider [9] nutzt unter Annahme von chemischen Gleichgewicht das Wassergasgleichgewicht

$$K = \frac{\nu_{\text{CO}}\nu_{\text{H}_2\text{O}}}{\nu_{\text{CO}_2}\nu_{\text{H}_2}}, \quad (2.45)$$

welches eine Relation zwischen den Stoffmengenanteilen von CO, H₂O, CO₂ und H₂ im Abgas herstellt. Für die Größe der temperaturabhängigen Gleichgewichtskonstanten K wird in [31] ein Wert zwischen $K = 3.4$ und 3.8 vorgeschlagen. Die Brettschneidergleichung lautet wie folgt:

$$\lambda_{\text{BS}} = \frac{\nu_{\text{CO}_2} + \frac{1}{2}\nu_{\text{CO}} + \nu_{\text{O}_2} + \frac{1}{2}\nu_{\text{NO}} + \left[\left(\frac{1}{4} \frac{\text{H}_\text{B}}{\text{C}_\text{B}} \frac{3.5}{3.5 + \nu_{\text{CO}}/\nu_{\text{CO}_2}} \right) - \frac{1}{2} \frac{\text{O}_\text{B}}{\text{C}_\text{B}} \right] (\nu_{\text{CO}_2} + \nu_{\text{CO}})}{(\nu_{\text{CO}_2} + \nu_{\text{CO}} + a\nu_{\text{C}_\text{aH}_\text{b}} + \nu_{\text{C}}) \left(1 + \frac{1}{4} \frac{\text{H}_\text{B}}{\text{C}_\text{B}} + \frac{\text{S}_\text{B}}{\text{C}_\text{B}} - \frac{1}{2} \frac{\text{O}_\text{B}}{\text{C}_\text{B}} \right)} \quad (2.46)$$

Vergleicht man nun Gleichung (2.46) für λ_{BS} mit Gleichung (2.44), so erkennt man die Annahmen, welche in der vorliegenden Brettschneidergleichung getroffen wurden. Der Wasseranteil wurde mit Hilfe von Gleichung (2.45) und einer Gleichgewichtskonstanten von $K = 3.5$ modelliert. Weiters wurde ein schwefelfreier Kraftstoff und trockene Luft ($A = 1$) angenommen. Ruß als elementarer Kohlenstoff (ν_{c}) und Stickstoffdioxid im Abgas wurde ebenfalls vernachlässigt.

2.3.2. Ladungsverdünnung durch Abgasrückführung

Die Zylinderladung kann neben Luft auch mit Abgas, als inertes Gas, verdünnt werden. Es besteht prinzipiell die Möglichkeit der internen und externen Abgasrückführung, wodurch sich zwei Größen definieren lassen, [31]. Der Abgasgehalt

$$x_{\text{AG}} = \frac{m_{\text{AG}}}{m_{\text{Fr}} + m_{\text{AG}}} = \frac{m_{\text{RG}} + m_{\text{AGi}} + m_{\text{AGe}}}{m} \quad (2.47)$$

beschreibt das Verhältnis der Abgasmasse m_{AG} , bestehend aus der Restgasmasse m_{RG} , intern rückgeführter Abgasmasse m_{AGi} und extern rückgeführter Abgasmasse m_{AGe} , zur gesamten Zylinderladung m , welche sich aus Frischladung m_{Fr} und Abgasmasse m_{AG} zusammensetzt.

Die externe Abgasrückführrate

$$x_{\text{AGe}} = \frac{m_{\text{AGe}}}{m_{\text{E}}} = \frac{m_{\text{AGe}}}{m_{\text{Fr}} + m_{\text{Sp}} + m_{\text{AGe}}} \quad (2.48)$$

wird nach [31] als Verhältnis der extern rückgeführten Abgasmasse zur gesamten einströmenden Ladungsmasse m_E , welche sich neben der Frischladung und dem extern rückgeführten Abgas aus der Spülmasse m_{Sp} ergibt, angegeben.

In [31] wird der Wirkungsgradvorteil von Restgas auf Basis konstanter Ladungsmasse, Anfangstemperatur, Anfangsdruck und Luftverhältnis gezeigt. Dabei ergibt sich für den Wirkungsgrad des vollkommenen Motors bei Gleichraumverbrennung eine Verbesserung bei steigendem Restgasgehalt. Grund dafür ist die erhöhte spezifische Wärmekapazität und der somit geringere Isentropenexponent in der Kompression, sowie ein erhöhter Isentropenexponent in der Expansionsphase durch die Temperaturabsenkung.

Messung der externen AGR-Rate

Die Messung der externen AGR-Rate nach Gleichung (2.48) erweist sich als schwierig, da die direkte Massenstrommessung des heißen und verschmutzten Abgases Probleme bereitet. Es ist daher üblich, die externe AGR-Rate durch eine Messung des CO_2 -Gehaltes im Saugrohr zu bestimmen, [31]. Eine CO_2 -Massenbilanz im Saugrohr, über das strichliert dargestellte Kontrollvolumen in Abbildung 2.8, ergibt

$$x_{\text{CO}_2, \text{AG}} \dot{m}_{\text{AGe}} + x_{\text{CO}_2, \text{L}} (\dot{m}_{\text{Fr}} + \dot{m}_{\text{Sp}}) = x_{\text{CO}_2, \text{E}} (\dot{m}_{\text{AGe}} + \dot{m}_{\text{Fr}} + \dot{m}_{\text{Sp}}), \quad (2.49)$$

mit den CO_2 -Massenanteilen x_{CO_2} im Abgas, der Luft und im Saugrohr.

Unter der vereinfachenden Annahme, dass die molaren Massen des Abgases und der Luft gleich sind, kann die AGR-Rate durch eine Messung der CO_2 -Konzentrationen erfolgen, sodass

$$x_{\text{AGe}} \doteq \frac{\nu_{\text{CO}_2, \text{E}} - \nu_{\text{CO}_2, \text{L}}}{\nu_{\text{CO}_2, \text{A}} - \nu_{\text{CO}_2, \text{L}}} \quad (2.50)$$

aus Gleichung (2.48) folgt. Die Messstellen L, E und A sind in Abbildung 2.8 gekennzeichnet. Ergänzend sei auch angemerkt, dass bei der Messung der CO_2 -Konzentrationen darauf geachtet werden soll, ob es sich um eine trockene oder feuchte Messung handelt.

2.3.3. Wechselwirkung von λ und AGR-Rate

Bei gemischsaugenden Motoren wird das Luftverhältnis durch die Abgasrückführung nicht beeinflusst und hat im angesaugten Gemisch, sowie im Brennraum und Abgasstrang denselben Wert. Es muss aber bei gleichem λ und gleicher

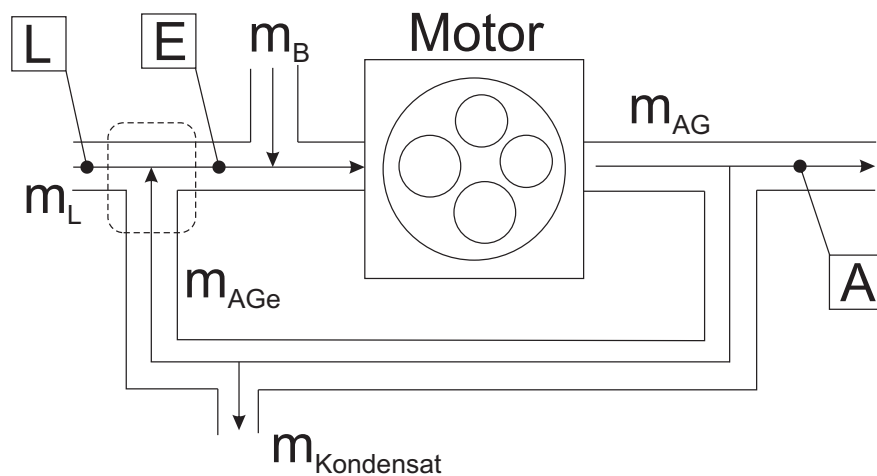


Abbildung 2.8.: Schema der AGR-Raten-Bestimmung

zugeführter Brennstoffmasse der Ladedruck beziehungsweise die Drosselklappenstellung erhöht werden, um die selbe Last zu erhalten. Dies erhöht die Zylinderladungsmasse, welche aufzuheizen ist, und senkt dadurch und durch die erhöhte spezifische Wärmekapazität die Spitztemperatur, [31].

2.4. Einfluss der Ladungsbewegung

Die Strömung im Motor hat sowohl auf die Gemischbildung, als auch auf die Verbrennung einen wesentlichen Einfluss. Die Strömungsstruktur wird von einer Vielzahl an Einflüssen bestimmt. Eine wesentliche Rolle spielen dabei die beim Ladungswechsel ausgebildeten Wirbel und deren weitere Entwicklung in der Kompressionsphase. Vor allem das Strömungsfeld und dessen Turbulenz nahe des Zünd-OT beeinflussen den Verbrennungsprozess wesentlich. Die Strömung im Zylinder, welche mitunter durch den Einströmvorgang mitgestaltet wird, beeinflusst in weiterer Folge Wirkungsgrad, Klopf- und Emissionsverhalten des gesamten Motors, [11].

2.4.1. Globale Kenngrößen der Ladungsbewegung

Als globale Charakterisierung von Strömungsfeldern im Zylinder wird in der Motorentechnik zwischen zwei Arten von Ladungsbewegungen, welche von der

Einlasskanalgestaltung abhängen, unterschieden. Einerseits beschreibt der Drall (*Swirl*) eine Drehbewegung der Ladung, deren Drehachse der Zylinderachse parallel steht, und andererseits kennzeichnet der *Tumble* eine walzenförmige Drehbewegung mit Drehachse senkrecht zur Zylinderachse. Gegen Ende der Kompression zerfällt der Tumble in Turbulenz, was bei vielen Ottomotoren genutzt wird; der Drall bleibt hingegen meist erhalten, [11].

Die Ermittlung dieser globalen Kenngrößen wird häufig durch integrale Messverfahren am Strömungsprüfstand durchgeführt. Dabei bieten sich unterschiedliche Möglichkeiten zur Messung von Drall und Tumble an, welche in [11] vorgestellt werden. Üblicherweise werden den untersuchten Zylinderköpfen dann Kennzahlen in Form von Drallzahlen oder Tumblezahlen zugeordnet. Da hier Zylinderköpfe, welche eine drallförmige Ladungsbewegung hervorrufen, eingesetzt wurden, sei hier im Speziellen auf die Drallzahl eingegangen.

Eine Möglichkeit der Drallzahlermittlung, jene auf Basis eines Flügelradmessgeräts, sei hier kurz erläutert. Dabei wird der Zylinderkopf durchströmt und im Messzylinder befindet sich ein Flügelrad, dessen Achse der Zylinderachse entspricht. Die drallförmige Strömung im Zylinder versetzt das Flügelrad in eine rotatorische Bewegung mit der Drehzahl n_D . Als Drallzahl D_z wird das Verhältnis der Flügelraddrehzahl zu einer gedachten Motordrehzahl – welche ermittelt wird, indem man die axiale Strömungsgeschwindigkeit c_a durch den Messzylinder der mittleren Kolbengeschwindigkeit

$$c_m = c_a = 2sn, \quad (2.51)$$

mit s als Kolbenhub, gleichsetzt – angenommen. Daraus resultiert

$$D_z(h_v) = \frac{n_D}{n} = \frac{n_D \cdot 2s}{c_a}, \quad (2.52)$$

wobei die axiale Geschwindigkeit aus dem Massenstrom ermittelt wird. Da die Drallzahl vom Ventilhub h_v abhängig ist, kann eine über den Ventilhub gemittelte Drallzahl, welche repräsentativ für den Kanal ist, angegeben werden. Nach [26] wird diese mit

$$D_z = \left(\frac{n_D}{n} \right)_m = \frac{1}{\pi} \int_{UT}^{OT} \frac{n_D}{n} \left(\frac{c_K}{c_m} \right)^2 d\varphi \quad (2.53)$$

ermittelt, worin c_K die momentane Kolbengeschwindigkeit abhängig von φ bedeutet, [26]. Diese Art der Ermittlung der Drallzahl durch ein Flügelrad ist, wie in [31] angemerkt, auch als Methode nach Thien bekannt. Zur Vollständigkeit sei angemerkt, dass am stationären Strömungsprüfstand die axiale Strömungsgeschwindigkeit aus der Querschnittsfläche des Messzylinders und dem Volumenstrom ermittelt wird, sodass

$$c_a = \frac{\dot{V}}{r_{Zyl}^2 \pi}. \quad (2.54)$$

2. Grundlagen

Eine weitere Möglichkeit zur Bestimmung beziehungsweise Definition der Drallzahl beruht auf der direkten Messung des Drehimpulses der Ladungsmasse. Wie in [20] erläutert, geht diese Bestimmungsart auf Tippelmann zurück und trägt seinen Namen. Zur Bestimmung des Drehimpulsflusses wird das Moment, welches die drallförmige Strömung bei der Durchströmung eines Messgleichrichters verrichtet, gemessen. Daraus ergibt sich für die Drallzahl nach Tippelmann

$$D_z = \frac{M \cdot r_{Zyl}}{\dot{V}^2 \cdot \rho}. \quad (2.55)$$

Eine umfangreiche Diskussion unterschiedlicher Zylinderinnenströmungen, sowie deren Messung, kann in [20] nachgelesen werden.

2.5. Grenzen der ottomotorischen Verbrennung

2.5.1. Klopfende Verbrennung

Wie schon erwähnt, ist bei der ottomotorischen Verbrennung das Verdichtungsverhältnis durch die Klopfgrenze beschränkt. Die Neigung zur klopfenden Verbrennung bei Vollast und hoher Teillast limitiert die Leistung des Motors. Im Vergleich zu Benzin kann bei Erdgas das Verdichtungsverhältnis jedoch durch die größere Klopfestigkeit höher gewählt werden, was Vorteile in Wirkungsgrad und Leistung bedeutet, [11].

Ursachen und Folgen von Klopfen

Starkes Motorklopfen ist, als eine Form der abnormalen Verbrennung, im Ottomotor unerwünscht. Nachdem die Verbrennung durch den Zündfunken eingeleitet wurde, wird das Endgas in der unverbrannten Zone durch die Flammenfront weiter verdichtet und daher zusätzlich aufgeheizt. Steht neben ausreichend Druck und Temperatur zusätzlich genügend Zeit zur Verfügung, sodass die für eine Selbstzündung erforderlichen Vorreaktionen ablaufen können, so verbrennt das Endgas schlagartig und beinahe isochor [24]. Diese detonative Flammenausbreitung besitzt typischerweise Ausbreitungsgeschwindigkeiten der Druckwellen von mehr als 1000m/s. Die dabei entstehenden hohen Druckspitzen führen zu einer Anregung der Gasmasse, was sich in starken hochfrequenten Schwingungen bemerkbar macht, welche akustisch als Klingel- oder Klopfgeräusch wahrgenommen werden können, und führen in weiterer Folge zu einer mechanischen Belastung bis hin zur Zerstörung des Motors, [11].

Da durch den Druckanstieg im Brennraum auch der Wärmeübergang erhöht wird, kommt es neben der mechanischen zusätzlich zu einer thermischen Belastung, da an den Brennraumwänden die Oberflächentemperaturen ansteigen und zu Erosion und Anschmelzungen führen können, [11]. In [29] wird beispielsweise auf die Kolbenbelastung durch klopfende Verbrennung eingegangen. Es wird gezeigt, wie sich klopfende Verbrennung langfristig auf den Kolben auswirken kann. Als Folge dieser Überbelastung können einerseits erosionsartige Schäden am Feuersteg und in der Kolbenringnut entstehen, und andererseits plastische Verformungen des Kolbens – sogenanntes *Ausschmieden* – auftreten. Dieses Ausschmieden im Bereich des Feuerstegs und der Ringnuten kann zu einem Anlaufen des Kolbens an der Zylinderwand führen. Bei starken Klopfamplituden kann ein Ausschmieden auch bereits in kürzester Zeit schädigen und einzelne *Megaklopfer* können durch die hohe mechanische Belastung in Ringstegbrüchen resultieren, [29].

Klopferkennung mittels Zylinderdruckindizierung

Klopfen kann im Allgemeinen auf verschiedenen Erkennungsmethoden basierend detektiert werden. Diese seien, nach [17], die Auswertung des

- Druckverlaufs im Brennraum,
- Lichtverlaufs im Brennraum,
- Ionenstromverlaufs im Brennraum und
- Beschleunigungsverlaufs an Motorbauteilen.

In der Serienapplikation sind Beschleunigungssensoren am Zylinderkurbelgehäuse die am häufigsten angewandte Lösung. Deren Nachteil ist jedoch, dass sich das auszuwertende Klopfsignal mit mechanischen Anregungen anderer Natur überlagern kann, was die Notwendigkeit einer intensiven Signalaufbereitung bedeutet. Die Zylinderdruckindizierung, welche meist nur am Prüfstand zum Einsatz kommt, erlaubt eine direkte Auswertung über den Zylinderdruck, was als geeignetes Verfahren gilt, [17]. Auf die beiden anderen genannten Verfahren sei hier nicht weiter eingegangen, weil hier der Fokus auf eine Detektion mittels Zylinderdruckindizierung gelegt wird.

Bei der Detektion klopfender Verbrennung aus dem Zylinderdrucksignal nutzt man die Tatsache, dass Klopfen eine hochfrequente Schwingung im Bereich von 4–20 kHz ist. Üblicherweise wird daher das Zylinderdrucksignal, bei einer Grenzfrequenz von 4–5 kHz (vgl. [17]) hochpassgefiltert. Die aktuelle Klopfspitze $d\hat{p}$, beschrieben durch die maximale Amplitude des gleichgerichteten, hochpassgefilterten Signals, kann dann zur Quantifizierung dienen. Man kann so beispielsweise entscheiden, ob ein einzelner Zyklus als klopfend definiert wird. Beim Klopfen handelt es sich jedoch um einen stochastischen Prozess, sodass eine klare Reproduzierbarkeit nicht gegeben ist.

2. Grundlagen

Dies bedeutet, dass bei gleichen Betriebsbedingungen des Motors unterschiedliche Klopfintensitäten auftreten. Daher wird in weiterer Folge Klopfen unter statistischen Gesichtspunkten untersucht. Betrachtet man mehrere Zyklen ein und desselben Betriebspunktes, so wird sich für jeden Zyklus eine andere Klopfintensität ergeben. Ermittelt man die relative Häufigkeit der einzelnen Klopfspitzen mehrerer Zyklen, so ergibt sich eine χ^2 -ähnliche Verteilungsfunktion. Zur Entscheidung, ob nun ein gesamter Betriebspunkt als klopfend identifiziert wird, werden häufig Quantile der Verteilung verwendet. Ein Quantil gibt eine Schwelle an, bei welcher mehr als ein bestimmter Prozentsatz diese in Form von $d\hat{p}$ überschreitet. Ein 1%-Quantil ($d\hat{p}_{99}$) gibt die Klopfspitze an, welche nur von 1% der untersuchten Zyklen überschritten wird. Für eine mäßige Anzahl an gemessenen Zyklen, wie etwa 300, eignen sich jedoch beispielsweise 10%-Quantile ($d\hat{p}_{90}$) besser, um zu entscheiden, ob der Betrieb im untersuchten Messpunkt klopfend ist, [17].

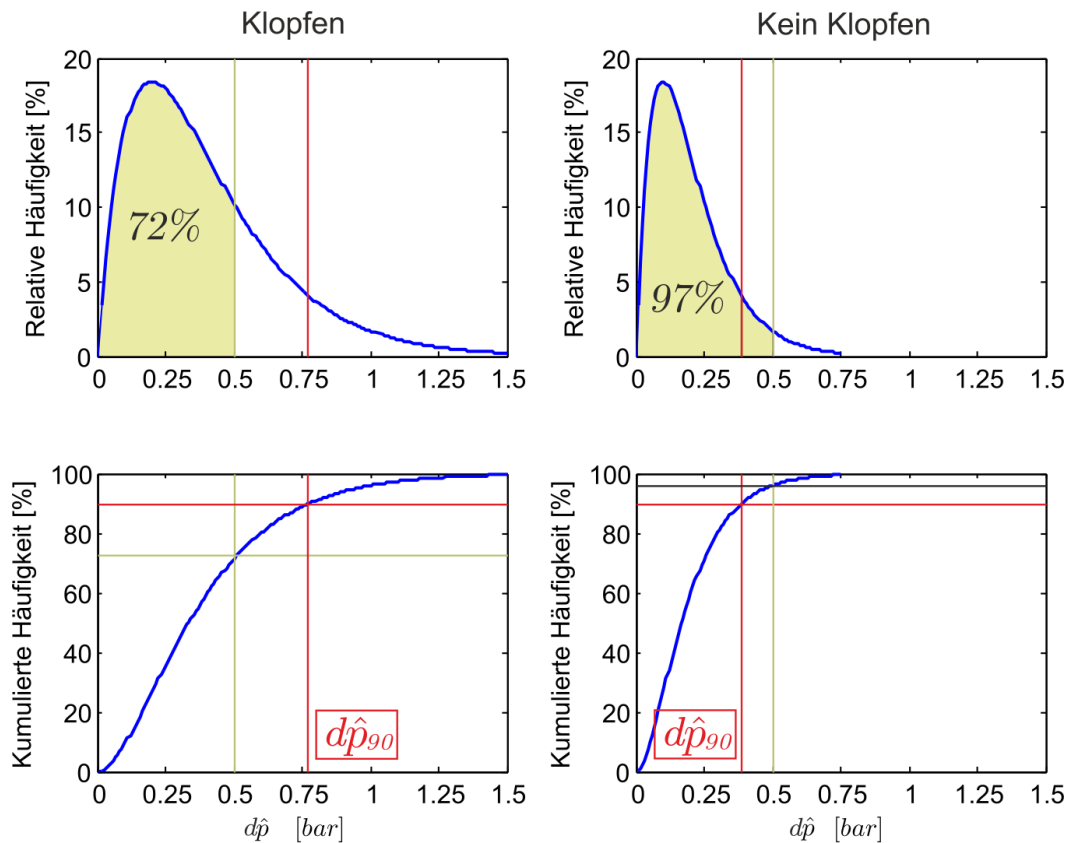


Abbildung 2.9.: Verteilung der Klopfspitzen und 10%-Quantil $d\hat{p}_{90}$ als Klopfkriterium. **Links** Ein klopfender Betriebspunkt: Nur 72% der gemessenen Zyklen besitzen eine Klopfintensität $d\hat{p} < 0.5$ bar, 28% überschreiten dieses Limit; Das 10%-Quantil liegt bei etwas mehr als 0.75bar. **Rechts** Ein nicht klopfender Betriebspunkt: Nur 3% überschreiten das Limit; Das 10%-Quantil liegt bei etwa 0.4bar.

Dazu sei die Verteilung der Klopfspitzen (Klopfintensitäten) in Abbildung 2.9 gezeigt.

2.5.2. Zyklische Verbrennungsschwankungen

Wie in [11] diskutiert, sind zyklische Verbrennungsschwankungen die wesentliche Größe, welche die Ausdehnung des mageren oder des durch AGR verdünnten Betriebsbereiches limitiert. Als Ursachen dafür werden

- unterschiedliche Gemischzusammensetzung,
- Schwankungen der Zylinderfüllung,
- Zylinderinnenströmung,
- Schwankungen des Zündfunken und der
- Zündungsparameter

genannt. Zum Einen wirkt sich die Verdünnung der Ladung negativ auf die zyklischen Verbrennungsschwankungen aus, zum Anderen werden diese durch Strömungen und deren Turbulenzen in Zündkerzennähe beeinflusst. Zusätzlich bestimmt die Zündkerzenkonfiguration selbst, beziehungsweise der Funken, die Stabilität der Verbrennung, [11].

Zyklische Schwankungen werden häufig durch den Varianz-Koeffizienten des indizierten Mitteldrucks VPI oder COV quantifiziert. Dieser ist definiert als

$$\text{VPI} = \frac{\sigma_{p_i}}{p_i} 100\% = \frac{\sqrt{\text{Var}(p_i)}}{p_i} 100\%, \quad (2.56)$$

wobei σ_{p_i} die Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks p_i ist.

2.5.3. Zündgrenzen und Aussetzer

Methan beziehungsweise Erdgas hat, verglichen mit Benzin und Diesel, Zündgrenzen, die magerere Gemische erlauben. Für reines Methan ergibt sich nach [31] eine magerere Grenze bei $\lambda = 2.1$ (vgl. Tabelle 2.3), wohingegen Diesel nur bis $\lambda = 1.35$ und Benzin bis $\lambda = 1.4$ zündfähig ist. Das Gemisch, welches an der Zündkerze entflammt werden soll, darf diese Zündgrenzen nicht überschreiten. Um ein Gemisch, welches einen hohen Luft- beziehungsweise Inertgasanteil besitzt, sicher zünden zu können, eignen sich vor allem Zündkerzen mit kleinem Kontaktflächenanteil, großen Zündspalten mit guter Gemischzugänglichkeit und mäßigen Strömungsgeschwindigkeiten im Elektrodenspalt zwischen 2-5m/s, sodass der Flammenkern zwar von der Kerze weggeblasen, jedoch nicht ausgelöscht wird, [2]. Ein größerer Elektrodenspalt benötigt jedoch eine erhöhte Zündspannung, um den Funken überspringen zu

2. Grundlagen

lassen und reißt der Funke durch zu hohe Strömungsgeschwindigkeiten ab, so kann er bei ausreichend vorhandener Zündenergie nochmals überschlagen [11]. Der Einfluss der Strömungsgeschwindigkeit und Turbulenz auf die minimal erforderliche Zündenergie ist in Abbildung 2.10 aus [11] dargestellt.

Tabelle 2.3.: Zündgrenzen und Methanzahlen gasförmiger Kraftstoffe nach [31]

	Zündgrenzen λ	Methanzahl MZ
Methan	0.7/2.1	100
Ethan	0.4/2.0	43.5
Propan	0.4/2.2	35
Butan	0.4/2.1	2
Wasserstoff	0.5/10.5	0
Erdgas (81.8%CH ₄)	0.7/2.1	90
Biogas (60%CH ₄ , 40%CO ₂)	0.7/2.3	125

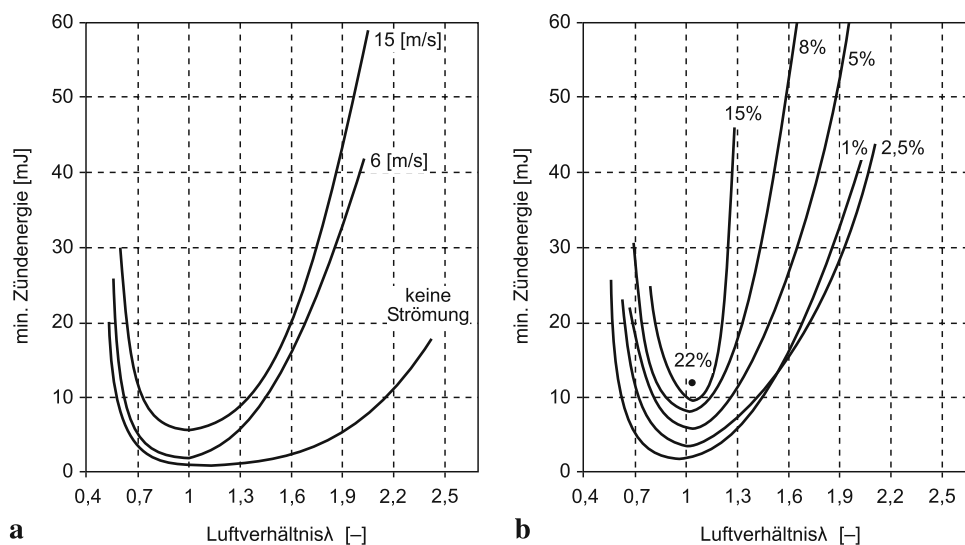


Abbildung 2.10.: Einfluss der Strömungsparameter auf minimale Zündenergie aus [11]: **a** Strömungsgeschwindigkeit (Turbulenzintensität 1%) **b** Turbulenzintensität (Strömungsgeschwindigkeit 6m/s). Propan-Luft-Gemisch, Druck 0.17 bar

Die Funkendauer sollte sich auch positiv auf eine Erweiterung der Magerlaufgrenze und der Grenze der AGR-Rate auswirken, da so über einen längeren Zeitraum hinweg dem Gemisch Energie zugeführt wird und dadurch die reduzierte Brenngeschwindigkeit, sowie vorhandene Gemischinhomogenitäten, besser kompensiert

2.5. Grenzen der ottomotorischen Verbrennung

werden können. Diese Einflüsse seien in Abbildung 2.11 veranschaulicht, [11].

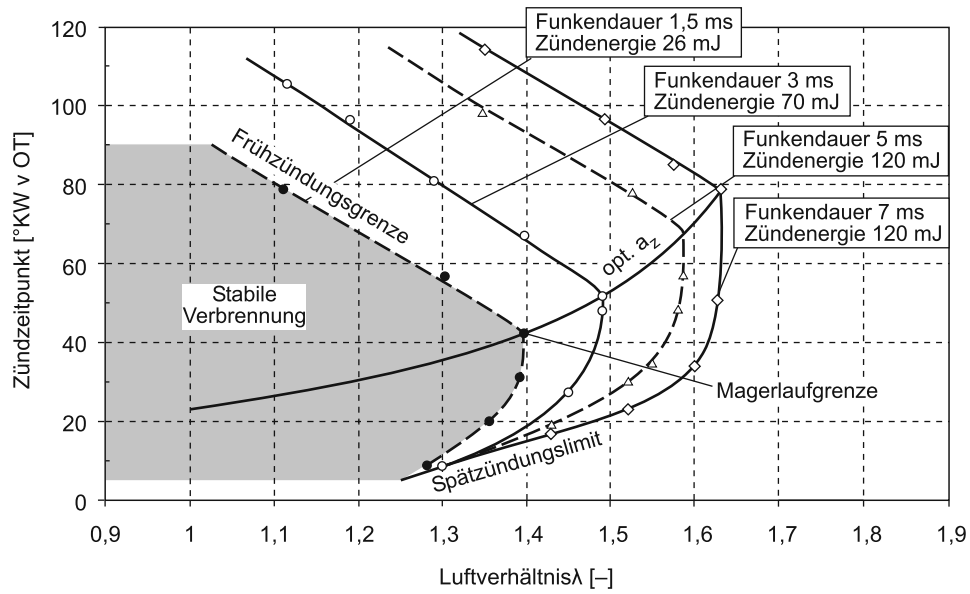


Abbildung 2.11.: Einfluss der Funkendauer bei Abmagerung aus [11]

3. Einzylinder-Forschungsmotor

Die Untersuchungen der Erdgasbrennverfahren wurden an einem Einzylinder-Forschungsmotor (FOMO), dessen Grundkonstruktion in vorangegangenen Untersuchungen erfolgt war, durchgeführt. Der Prüfling basiert auf einem 6-Zylinder-Dieselmotor, welcher hauptsächlich für Baumaschinen und stationäre Anwendungen konzipiert gewesen war. Vom Motorenhersteller wurde daraus ein Kurbelgehäuse für einen Einzylinder-Forschungsmotor abgeleitet, welches als Basis für den FOMO dient.

3.1. Vor- und Nachteile des Einzylinderbetriebs

Ein Einzylinder-Forschungsmotor bietet in der Grundlagenforschung, sowie bei der Entwicklung neuer Brennverfahren und Motorkonzepten, gewisse Vorteile gegenüber einem Vollmotor. Einerseits ist es möglich, Komponenten, welche im Mehrzylinder-Vollmotor mehrfach verbaut sind, schnell und kostengünstig zu ändern. Andererseits kann die gegenseitige Beeinflussung der einzelnen Zylinder durch thermische und gasdynamische Wechselwirkungen im Ein- und Auslasssystem vermieden werden.

In weiterer Folge kann durch eine externe Erzeugung des Ladedrucks auf einen Turbolader verzichtet werden, sodass der Abgasgegendruck und Ladedruck getrennt voneinander einstellbar sind. Der Ladedruck wird extern in einem Kompressor bereitgestellt, und der Abgasgegendruck lässt sich über eine Abgasklappe im Auspuff definieren.

Als Nachteile des Einzylinder-Motors können die Drehunförmigkeit beziehungsweise die freien Massenkräfte genannt werden. In der Motorenforschung werden daher beim Einzylinder üblicherweise die oszillierenden Massen erster und zweiter Ordnung ausgeglichen.

Weitere Einschränkungen ergeben sich bei der Vergleichbarkeit von Forschungsmotor und Vollmotor in Bezug auf Reibung und Wärmeverluste. Da bei dem Forschungsmotor Öl, Kühlwasser und Kraftstoff hinsichtlich Temperatur und Druck extern konditioniert werden, entfallen für diesen eine Vielzahl an Komponenten, welche aber im Vollmotor einen wesentlichen Anteil der Reibleistung

3. Einzylinder-Forschungsmotor

ausmachen. Durch die externe Spannungsversorgung wird auch keine Lichtmaschine angetrieben. Demgegenüber beeinflusst der Massenausgleich die Reibung des Forschungsmotors. Bei dem hier dargestellten Prüfling, besitzt der Basis-4-Zylindermotor einen Massenausgleich zweiter Ordnung, wobei beim FOMO auch die oszillierenden Massenkräfte erster Ordnung durch zusätzliche Ausgleichswellen vermieden werden.

Aufgrund der genannten Limitierungen ist es daher nicht vorteilhaft den Vollmotor mit dem Forschungsmotor auf Basis effektiver Größen, wie dem an der Kurbelwelle abgegebenen Drehmoment, zu vergleichen. Es bietet sich vielmehr ein Vergleich basierend auf indizierten Größen an.

3.2. Basismotor

Wie bereits erwähnt, handelt es sich beim untersuchten Forschungsmotor um ein Derivat eines Dieselmotors. Der Basismotor, mit einem Hubraum von knapp 2dm^3 pro Zylinder, findet Einsatz in Baumaschinen und stationären Anwendungen, bietet jedoch auch die Möglichkeit einer mobilen Anwendung in Nutzfahrzeugen.

Es handelt sich dabei um einen Motor mit untenliegender Nockenwelle, welche über Stößelstangen und Kipphebel die vier senkrecht hängende Ventile betätigt. Der Zylinderkopf ist geteilt, sodass jedem Zylinder ein eigener Zylinderkopf zugeordnet ist. Dieses Konzept, welches für mittelschwere Nutzfahrzeuge und Großmotoren durchaus gängig ist, bietet den Vorteil eines Baukastensystems für Motoren unterschiedlicher Zylinderanzahl und kann somit im Sinne einer Gleichteilfertigung genutzt werden. Die Ein- und Auslasskanäle sind als Zwillingskanäle ausgeführt, wobei der tangentielle Einlasskanal zu einer drallförmigen Ladungsbewegung im Brennraum führt. Das Brennraumdach ist flach gestaltet.

Tabelle 3.1.: Motordaten des Basismotors

Motordaten		
Hub	150	mm
Bohrung	130	mm
Hubraum/Zyl.	1990.98	cm^2
Zylinderanzahl	4/6	-
Pleuellänge	237	mm
Desaxierung	keine	

3.2.1. Konstruktive Rahmenbedingungen

Abbildung 3.1 zeigt die Unterseite eines Zylinderkopfes, welcher durch den Zündkerzenschacht an den Gasbetrieb adaptiert, jedoch dem Dieselmotor sehr ähnlich ist. Die Zylinderköpfe eines Mehrzylindermotors sind, wie durch den Schatten im Bild angedeutet, eng nebeneinander angeordnet. Der Einlass befindet sich im Bild oben und die Auslassseite befindet sich diesem gegenüber. Betrachtet man die Einlassseite, so ist ersichtlich, dass die Einlasskanäle im Bild rechts verlaufen müssen, da der Schacht der Stößelstangen, welche den Zylinderkopf durchdringen, diese Position erzwingen. Dadurch ergibt sich eine tangentielle Kanalführung, welche zu einer drallförmigen Ladungsbewegung im Zylinder führt. Der Drall ist hinsichtlich einer guten Gemischaufbereitung im Dieselmotor durchaus erwünscht. Für die Verbrennung in Ottomotoren ist vor allem ein hohes Turbulenzniveau von Vorteil, weswegen diese normalerweise eine tumbleförmige Ladungsbewegung, die gegen Ende der Verdichtung in turbulente Strukturen zerfällt, nutzen.

Es besteht jedoch aus Kostengründen der Wunsch vieler Motorenhersteller, Gasmotoren als Derivat bestehender Dieselmotorkonstruktionen zu realisieren. Die konstruktiven Änderungen zur Umstellung auf Tumblekanäle wären immens, da neben dem Zylinderkopf selbst auch der Ventiltrieb verändert werden müsste. Aus diesem Grund wird versucht, die notwendige Turbulenz auf Basis einer drallförmigen Ladungsbewegung und geeigneter turbulenzgenerierender Kolbenformen, wie in [18], zu generieren. In [18] wurde erreicht, das Turbulenzniveau zur Verbesserung der Flammenausbreitung über eine abgestufte Quetschfläche des Kolbens zu erhöhen.

3.2.2. Temperaturproblematik

Neben der Bauraumproblematik ergibt sich bei einer Umstellung von Diesel- auf stöchiometrischen Erdgasbetrieb – mit möglichst geringem Grad an konstruktiver Veränderung – eine weitere Restriktion. Diese Einschränkung betrifft das Temperaturniveau des Motors. Bauteile des Dieselmotors sind durch die magere Verbrennung geringeren Abgastemperaturen ausgesetzt, was vor allem den Auslassventilen und der Turbine des Turboladers zu Gute kommt. Bei der Umstellung auf stöchiometrischen Betrieb gerät, neben den eben genannten Bauteilen, auch der Zylinderkopf an ein Temperaturlimit. Aus diesem Grund muss des Bauteilschutzes wegen versucht werden, zu hohe Temperaturen zu vermeiden.

Der Motorenhersteller, welcher vor allem mit einer Temperaturproblematik im Bereich der Abgasturbine rechnete, fand sich daher gezwungen, die erlaubte Abgastemperatur auf $T_{31} = 750^{\circ}\text{C}$ zu beschränken.

3. Einzylinder-Forschungsmotor

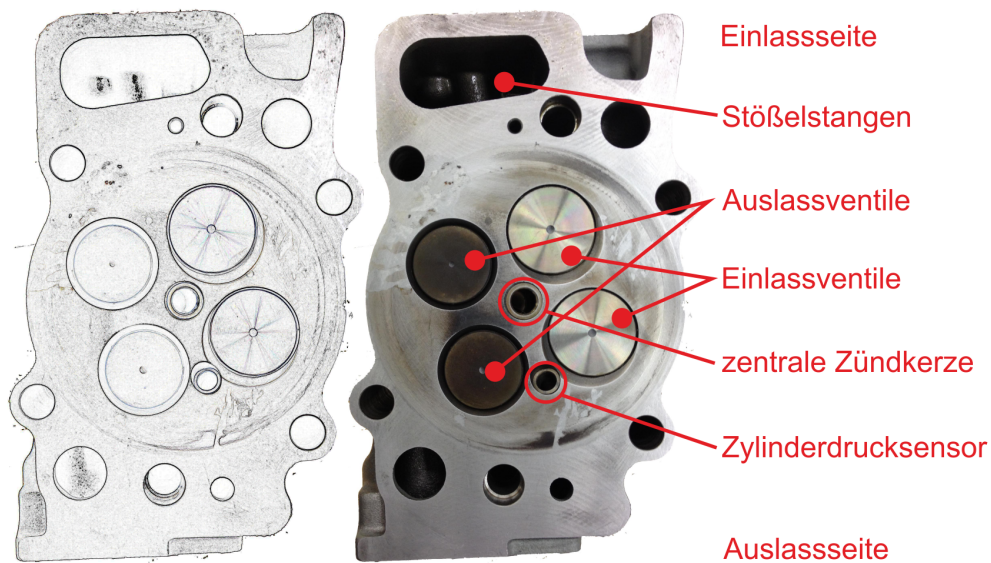


Abbildung 3.1.: Zylinderkopfunterseite mit Bohrung für zentrale Zündkerze und Zugang für Zylinderdrucksensor mittels Hülse. Der Schatten soll die Nähe des benachbarten Zylinderkopfes am Vollmotor andeuten

3.3. Adaption auf Gasbetrieb

3.3.1. Übersicht

In diesem Abschnitt seien die wesentlichen Veränderungen am Prüfling zur Verwirklichung des Erdgasbetriebes gezeigt. An Teilen des Forschungsmotors waren bereits mono- und bivalente Brennverfahren untersucht worden, sodass einige Bauteile übernommen werden konnten. Es hatte sich jedoch ausschließlich um kompressionsgezündete Konzepte gehandelt, wodurch im Bereich des Fremdzündsystems ein kompletter Neuaufbau notwendig war.

Abbildung 3.2 zeigt eine Übersicht der FOMO-Komponenten. Das einzylindrige Kurbelgehäuse sowie Kurbeltrieb und Ventiltrieb wurden vollständig übernommen und sind Teile des Diesel-Basismotors. Der Massenausgleich wurde im Wesentlichen ebenfalls übernommen. Da die Massenausgleichsgewichte erster Ordnung nur über Verschraubungen an den Ausgleichswellen fixiert sind, wurden diese im Zuge eines Kolbentausches adaptiert. Bei Laufbuchse, Kolben und Zylinderkopf handelte es sich nicht um Serienteile, sondern um Spezialfertigungen, welche vom

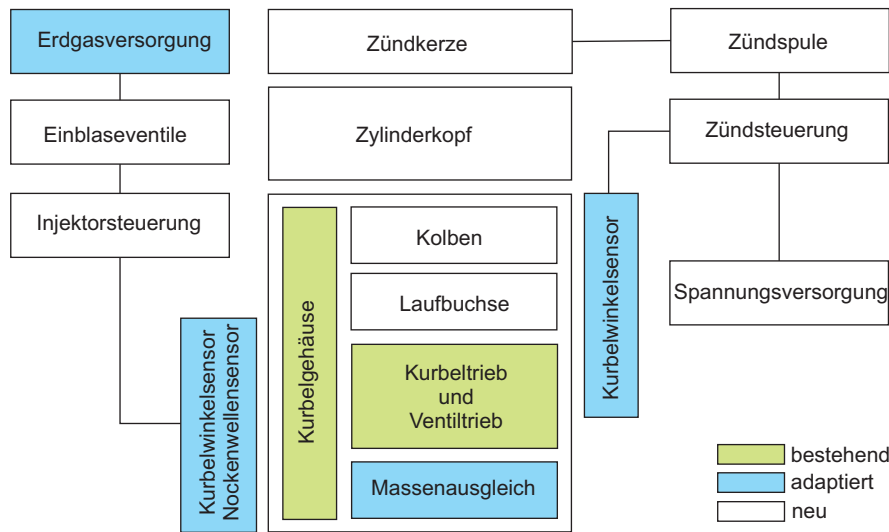


Abbildung 3.2.: Adaption des Prüflings an den Erdgasbetrieb

Motorenhersteller zur Verfügung gestellt wurden. Zusätzlich wurde eine externe Gaseinblasung und ein Zündsystem für den ottomotorischen Betrieb installiert.

3.3.2. Fremdzündsystem

Bei dem in Betrieb genommenen Zündsystem handelt es sich um ein Produkt der Fa. MOTORTECH. Das zentrale Element ist die Zündsteuerung *MIC4*, welche eine Primärenergie von 300mJ bei einer Primärspannung von 250V zur Verfügung stellen kann. Die Kommunikation mit dem Steuergerät erfolgt mit Hilfe des *MICT* Tools am Prüfstandsrechner, welcher theoretisch über CAN-, RS485- oder USB-Schnittstelle mit der Zündsteuerung verbunden werden kann. Aufgrund der langen Leitungswege wurde eine RS485-Verbindung gewählt. Da es trotzdem teilweise zu Kommunikationsproblemen kam, wurde zusätzlich ein analoger Spannungseingang genutzt, um eine Zündzeitpunktverstellung ebenfalls über die Prüfstandssoftware vornehmen zu können.

Zur Synchronisation der Zündung wurde das Steuergerät mit einem zusätzlichen induktiven Kurbelwinkelsensor verbunden, sodass es mit der *MIC4* grundsätzlich möglich war, den Zündzeitpunkt auf 0.1°KW genau einzustellen. Im Übrigen besteht die Möglichkeit, die Brenndauer, Funkenintensität, die maximale Durchbruchspannung sowie eine Energiebegrenzung einzustellen. Die Energiebegrenzung limitiert die vom Zündsteuergerät bereitgestellte Energie. Reicht diese nicht aus

3. Einzylinder-Forschungsmotor



Abbildung 3.3.: Zündanlage

um sowohl Brenndauer, Funkenintensität und Durchbruchspannung zu erreichen, so wird die Brenndauer bei dieser Anwendung reduziert. Die technischen Daten der *MIC4* seien nochmals in Tabelle 3.2 dargestellt. Als, mit dem Steuergerät kompa-

Tabelle 3.2.: Technische Daten des Zündsteuergeräts *MIC4*

Technische Daten		
Versorgungsspannung	10-32	V
Primärspannung	250	V
Primärenergie	300	mJ
KW-Genauigkeit	0.1	°KW
Schnittstelle	CAN Bus 2.0b	
	RS485	
	USB 1.1	

tible, Zündspule wurde ebenfalls ein Motortech-Produkt verwendet. Diese erlaubt eine maximale Sekundärspannung von beträchtlichen 45kV. Sowohl Zündspule als auch Zündsteuergerät sind Produkte, welche vom Hersteller eigentlich speziell für den Einsatz in stationären Gasmotoren angeboten werden.

Eingangs der Untersuchungen wurden unterschiedliche Zündkerzentypen getestet. Da dies aber nicht unmittelbarer Gegenstand der Untersuchung ist, erfolgte früh eine Einigung auf die Verwendung einer Hakenkerze mit einer Massenelektrode, mit welcher dann die hier dargestellten Untersuchungen allesamt erfolgten. Die Zündkerzenposition ist, wie in Abbildung 3.1 ersichtlich, zentral im Brennraum angeordnet und ersetzt somit den Dieselinjektor des Basismotors. Dies bietet dem Hersteller den Vorteil eines geringen Änderungsbedarfs am Zylinderkopf. Die Kerze wurde schließlich über einen langen Zündkerzenadapter mit dem Zündkabel und in weiterer Folge mit der Spule verbunden.

Der Einbau einer Fremdzündanlage in Verbindung mit einer externen Gemischbildung ist für den Hersteller ein geringer konstruktiver Aufwand. Wollte man eine direkte Gaseinblasung in den Zylinder realisieren, so wäre am Zylinderkopf wesentlich mehr zu ändern.

3.3.3. Externe Gaseinblasung

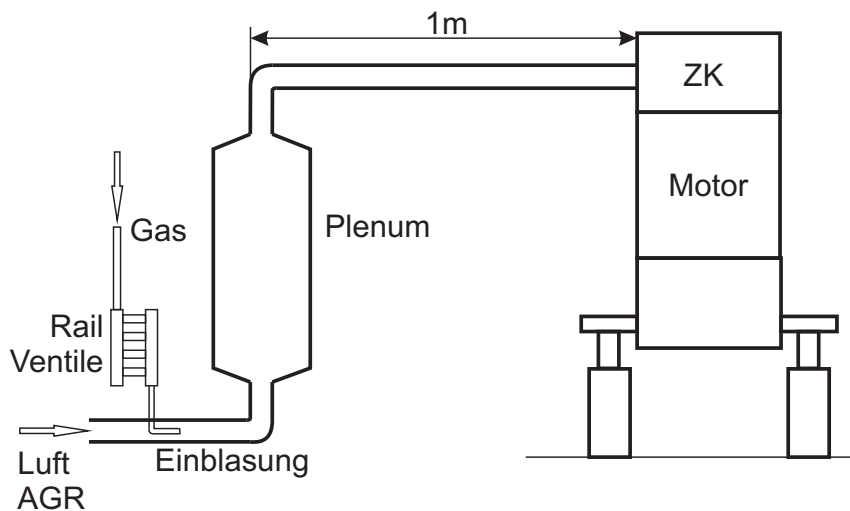


Abbildung 3.4.: Luftstrecke mit externer Gaseinblasung

Die Gaseinblasung erfolgte extern über vier parallel geschaltete CNG-Einblaseventile des Typs *NGI2* von BOSCH, die mit einem Vordruck am Gasrail von 6bar beaufschlagt wurden, damit im gesamten gefahrenen Ladedruckbereich ein überkritisches Druckverhältnis herrscht. Um eine gute Homogenisierung des Gemisches zu erreichen, wurde die Einblasung, wie in Abbildung 3.4 ersichtlich, weiter weg vom Motor gelegt, als es in einem Vollmotor möglich wäre. Zudem sollte das Gemisch in einem Puffervolumen von circa 22 Litern Fassungsvermögen vergleichmäßig

3. Einzylinder-Forschungsmotor

werden. Da am Prüfstand nur stationäre Betriebspunkte untersucht wurden, sollten durch diese Positionierung keine wesentlichen Nachteile geschaffen worden sein.

Ansteuerung der Erdgaseinblasung

Die Ansteuerung der Erdgaseinblasung erfolgte über *NI CompactRIO*, ein modulares Steuerungssystem der Fa. NATIONAL INSTRUMENTS. Die Bestromung der Ventile erfolgte mittels eines *Direct Injection Driver Modules*, welches aufgrund der maximalen Spitzenstrombegrenzung von 40A und Haltestrombegrenzung von 15A grundsätzlich auch die Möglichkeit der Ansteuerung von DI-Ventilen böte. Die vier Einblaseventile wurden synchron geöffnet und die Öffnungsdauer wurde durch Mehrfachöffnung gleichmäßig über den gesamten Motorzyklus verteilt, um den Einfluss der Einblasezeit in den Untersuchungen zu eliminieren.

Die Synchronisierung wurde durch Bereitstellen eines Kurbelwinkel- und Nockenwellensignals der serienmäßigen Sensoren gewährleistet, welche als TTL-Signale an das Steuergerät übermittelt wurden.

4. Prüfstands Aufbau und Messdatenerfassung

4.1. Übersicht

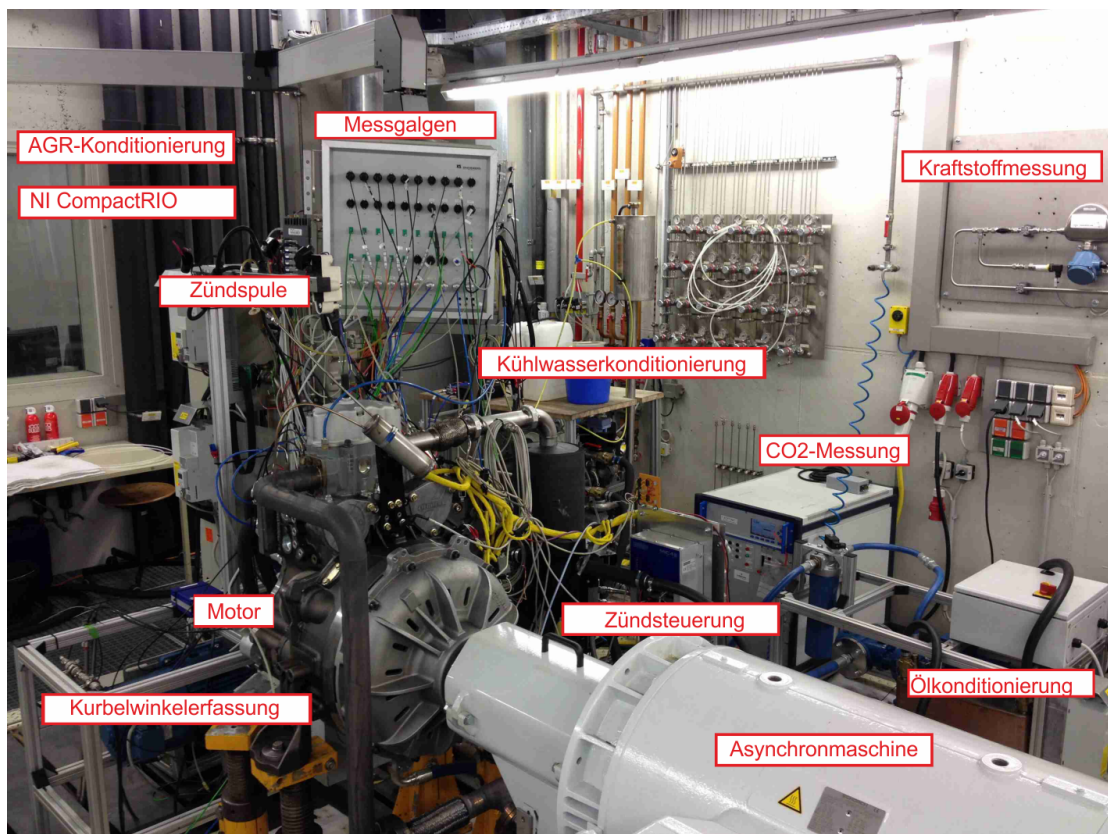


Abbildung 4.1.: Prüfstands Aufbau

Der reale Prüfstands Aufbau wird in Abbildung 4.1 gezeigt und wird in Abbildung 4.2 schematisch dargestellt. Der Prüfling ist über vier Motortragböcke starr an dem, von der Umgebung schwingungstechnisch entkoppelten, Fundament fixiert. Die

4.2.1. Ölkonditionierung

Eine externe Ölpumpe versorgt den Motor mit Öl. Die Kühlung des Öls erfolgt zweikreisig über einen Öl-Wasser- und einen Wasser-Wasser-Wärmetauscher, sodass die Öltemperatur im Hauptölkanal geregelt werden kann. Des Weiteren werden der Durchfluss und der Öldruck im Hauptölkanal geregelt. Da für den stöchiometrischen Gasbetrieb der Durchmesser der Ölspritzdüse zur verbesserten Kolbenkühlung erhöht wurde, wurde auch der Druck im Hauptölkanal auf 6bar angehoben. Dieser Wert liegt Nahe an den Grenzen der verwendeten Konditionierung.

4.2.2. Kühlwasserkonditionierung

Das Kühlwasser des Motors wurde ebenfalls über einen Wasser-Wasser-Wärmetauscher rückgekühlt und Temperatur und Durchfluss geregelt. Dazu sind Pt100 Widerstandstemperatursensoren an Motorein- und Motorausritt angebracht.

4.2.3. Ladeluftkonditionierung

Die Ladeluft wurde in einer großen Verdichterstation extern komprimiert und getrocknet, sowie in einem Bereich vortemperiert, der zwischen ungefähr 20°C und 90°C gewählt werden kann. Dieser Teil der Ladeluftstrecke ist in Abbildung 4.2 noch nicht dargestellt, ist aber stromauf des gezeigten Luftpfades anzusiedeln.

Der Luftmassenstrom wird nach der Vorverdichtung in einem Drehkolbengaszähler gemessen und gelangt danach in den Prüfraum. Im Prüfraum befindet sich ein großes Puffervolumen, wo auch nochmals die Luftfeuchte und der vorherrschende Druck kontrolliert werden.

Bei Verwendung von AGR wird, nach diesem Dämpfungsbehälter und einer gewissen Rohrleitungslänge, dem Luftstrom rückgeführtes Abgas über eine y-förmige Rohrverbindung zugemischt.

Durch die langen Rohrleitungen von der großen Vorkonditionierung bis zum Motor, ist es notwendig, die Ladeluft – beziehungsweise das Luft-Abgas-Gemisch – nochmals zu konditionieren. Dazu wird der Gasstrom nach der Zusammenführung des rückgeführten Abgases und der Luft, wie in Abbildung 4.2 ersichtlich, nochmals erhitzt. Zu diesem Zweck wird ein Heizkatalysator, ohne katalytische Beschichtung, von der Fa. EMITEC verwendet, welcher im Nennleistungspunkt des FOMOs nochmals ungefähr 4-5°C Temperaturerhöhung ermöglicht. Es sei angemerkt, dass eine Kühlung jedoch nur in der Vorverdichterstation selbst erfolgen kann. Dieser

4. Prüfstands Aufbau und Messdatenerfassung

elektrische Heizer regelt die Temperatur des Gemisches im Saugrohr (T_{22}), sodass diese auf wenige Zehntel Grad genau einstellbar ist.

Der Ladedruck ist mit dieser Konfiguration gut regelbar, sodass für die stationären Untersuchungen auch keine Drosselklappe Verwendung fand.

4.2.4. AGR-Konditionierung

Die AGR-Konditionierung ist symbolhaft in Abbildung 4.2 dargestellt. Das Abgas wird in einem Beruhigungsbehälter im Abgasstrang entnommen und in die Konditioniereinheit geführt. Das Abgas kann durch ein zweikreisiges Wärmetauschersystem gekühlt und mit Hilfe eines Heizboilers geheizt werden. Da die Eintrittstemperatur des Abgases in die Konditioniereinheit vor allem bei geringen Abgasrückführaten durch die Verrohrung bereits relativ niedrig ist, wurde das Abgas hauptsächlich beheizt. Wegen des hohen Wassergehaltes des Abgases wurde versucht, die Austrittstemperatur des rückgeführten Abgases aus der Konditionierung möglichst hoch, bei etwa 90°C , zu halten, damit ein Kondensieren des Wassers im Abgas minimiert wird. Dies gelang jedoch nicht in allen Betriebsbereichen, da beispielsweise bei hohen AGR-Raten und niedrigen Saugrohrtemperaturen die AGR-Austrittstemperatur zwangsweise reduziert werden musste, um die gewünschte Gemischtemperatur überhaupt erreichen zu können.

Das Spülgefälle zwischen Abgasgegendruck und Saugrohrdruck wurde stets positiv gewählt und abhängig von der AGR-Rate auf einen bestimmten Wert eingestellt, womit es möglich war, das rückgeführte Abgas ohne Verdichter bereitzustellen. Die Steuerung der AGR-Rate erfolgte über Drosselklappen in der Konditionierung. Eine Online-Messung der CO_2 -Konzentration im AGR-Luft-Pfad und im Abgas, wie in Abschnitt 2.3.2 erklärt, diente dazu, die gewünschte AGR-Rate einzustellen. Dazu sei angemerkt, dass im Laufe der Messungen die Position der CO_2 -Messung im Saugrohr, von einem ursprünglichen Entnahmeort vor, auf einen nach dem EMITEC-Heizer, verlegt wurde. Diese Adaption führte, durch die verbesserte Mischung des AGR-Luft-Gemisches, zu einer wesentlich stabileren AGR-Raten-Bestimmung.

Der Einfluss des teilweisen Auskondensierens des Wassergehaltes auf die AGR-Raten-Bestimmung, welcher zu ein Erhöhung des volumetrischen CO_2 -Anteils im rückgeführten Abgas führt, ist zwar vorhanden, wird aber als gering eingeschätzt, da die Kondensatmengen moderat blieben. Für eine genauere Bestimmung müsste eine Feuchtemessung in der AGR-Konditionierung oder eine vollständige Wasserabscheidung implementiert werden. Von diesem Aufwand wurde jedoch abgesehen.

4.3. Indiziersystem und schnelle Messdaten

Am Motorenprüfstand werden üblicherweise jene Daten, welche kurbelwinkelbasiert gemessen werden, als schnelle Messdaten beziehungsweise indizierte Daten bezeichnet. Am untersuchten Forschungsmotor wurden folgende Messgrößen durch eine Indizierung erfasst:

- Zylinderdruck
- Saugrohrdruck
- Auslassdruck
- Primäres Zündsignal
- Sekundäres Zündsignal (vereinzelt)
- Bestromung der Einblaseventile
- Drehmoment an der Abtriebswelle

4.3.1. Druckindizierung

Für die Zylinderdruck-, sowie Ein- und Auslassdruckerfassung wurde ein Messsystem der Fa. AVL verwendet. Zentrales Element der Untersuchung war ein Zylinderdrucksensor des Typs *GU21C*, welcher als piezoelektrischer Druckaufnehmer mit Galliumorthophosphat GaPO_4 als Piezokristall ausgeführt ist. Neben dem Zylinderdruck wurden auch Auslass- und Einlassdruck für eine etwaige Ladungswechselrechnung mitgemessen. Diese wurden ebenfalls piezoelektrisch erfasst und es wurden dazu Quarzsensoren des Typs *QC34C* verwendet. Alle drei verwendeten Piezosensoren wurden mit destilliertem Wasser gekühlt.

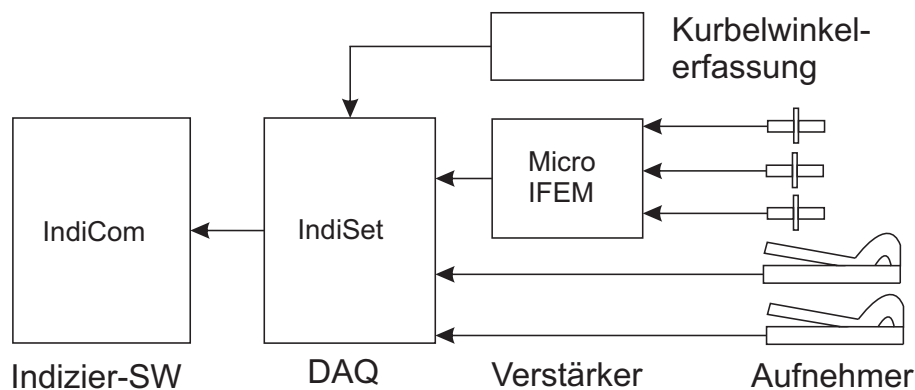


Abbildung 4.3.: Indiziermesskette

Der Zylinderdruckaufnehmer selbst ist über eine Montagehülse, welche den Zugang im Zylinderkopf gegenüber dessen Kühlkanäle abdichtet, mit dem Brennraum

4. Prüfstands Aufbau und Messdatenerfassung

verbunden. Die Position des Druckaufnehmers, wie in Abbildung 3.1 ersichtlich, ist dezentral und der Zugang über den Zylinderkopf schräg ausgeführt. Die elektrische Ladung die der Piezokristall im Druckaufnehmer abgibt, wird über die Messverkabelung einem Ladungsverstärker zugeführt und danach als Spannungssignal an die Datenerfassungsanlage weitergeleitet. Die Indiziersoftware ermöglicht die grafische Darstellung der Echtzeitdaten.

Tabelle 4.1.: Verwendete Geräte der Indiziermesskette

Gerät	Hersteller	Bezeichnung
Zylinderdruckaufnehmer	AVL	GU21C
Einlassdruckaufnehmer	AVL	QC34C
Auslassdruckaufnehmer	AVL	QC34C
Ladungsverstärker	AVL	Micro IFEM
Messdatenerfassungsanlage (DAQ)	AVL	IndiSet Advanced
Indiziersoftware	AVL	IndiCom 2.0
Optische Kurbelwinkelerfassung	AVL	365C
Sonstige indizierrelevante Messgeräte		
Kapazitiver OT-Sensor	AVL	428

Nullniveaueinpassung des Zylinderdrucks

Da bei Piezodruckaufnehmern das Druckniveau nicht festgelegt ist, bedarf es einer Einpassung. Für die Einpassung des Druckes stehen grundsätzlich verschiedene Methoden, wie in [37] diskutiert, zur Verfügung. Hier wurde die Nullpunktkorrektur des Zylinderdrucks thermodynamisch durchgeführt. Dazu wird in der Verdichtungsphase ein polytroper Prozessverlauf angenommen. Wird der nicht eingepasste Druckverlauf an zwei Kurbelwinkelpositionen ausgewertet, so kann der tatsächlich vorherrschende Druck aus der Druckdifferenz zwischen den beiden Kurbelwinkelpositionen und aus dem Polytropenexponenten n bestimmt werden, sodass

$$p_1 = \frac{\Delta p}{\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^n - 1}. \quad (4.1)$$

Die dafür notwendigen Zylindervolumina V_1 und V_2 an den Kurbelwinkelpositionen 1 und 2 können über die Motorgeometrie und die Kurbelwinkelposition selbst ausgewertet werden. In [6] werden für typische Kurbelwinkelpositionen -100°KW für den ersten und -65°KW für den zweiten Winkelwert genannt. Hier wurden ähnliche Werte bei -90°KW und -45°KW gewählt. Als Polytropenexponent im

stöchiometrischen Betrieb mit AGR erwies sich ein Wert von 1.32 als plausibel. Ein exakter Wert des Polytropenexponenten kann durch iterative Lösung von Gleichung 4.1 für unterschiedliche Kurbelwinkelpaare erfolgen. Da dies aber nicht echtzeitfähig ist, muss der Polytropenexponent für die Online-Betrachtung des Drucksignals als konstanter Wert angegeben werden.

OT-Einpassung

Da sich, wie in [37] gezeigt, ein Fehler der Winkelzuordnung des Drucksignals sehr stark auf die Genauigkeit der indizierten Mitteldruckbestimmung auswirkt, wurde der OT mittels eines kapazitiven OT-Sensors eingepasst. Dazu wurde die Sonde im geschleppten Betrieb bei einer mittleren Drehzahl von 1500U/min, anstelle der Zündkerze, über einen Adapter in den Brennraum geführt. Das Signal bei Annäherung des Kolbenbodens ermöglicht eine exakte Zuordnung der Totpunktlage zur Triggerscheibe der Winkelerfassung. Diese Einpassung erfolgte bei jedem Umbau mit Eingriff auf den Kurbeltrieb.

4.3.2. Zylinderdruckbasierte Online-Bewertungen

Neben dem Zylinderdruckverlauf und dem Heizverlauf, welcher, wie in Abschnitt 2.2.2 gezeigt, ermittelt wird, können weitere Größen aus der Zylinderdruckindizierung abgeleitet werden, die das Betriebsverhalten des Motors beschreiben. Auf diese sei hier kurz eingegangen.

Lastermittlung

Eine wesentliche Größe ist der indizierte Mitteldruck p_i , wie in Gleichung (2.21) definiert, welcher der Volumsänderungsarbeit proportional ist und somit zur Einstellung des Lastpunktes dienen kann. Die indizierte Arbeit lässt sich jedoch auch in einen Hoch- und Niederdruckteil aufgliedern, wodurch man den Verbrennungsvorgang vom Ladungswechsel trennen kann. Bezieht man die Arbeit des Verbrennungszykluses und jene des Ladungswechselzykluses wiederum auf das Hubvolumen, so ergibt sich der indizierte Mitteldruck des Hochdruckteils

$$p_{iHD} = \frac{W_{iHD}}{V_h} \quad (4.2)$$

und jener des Niederdruckteils

$$p_{iND} = \frac{W_{iND}}{V_h}, \quad (4.3)$$

4. Prüfstands Aufbau und Messdatenerfassung

mit

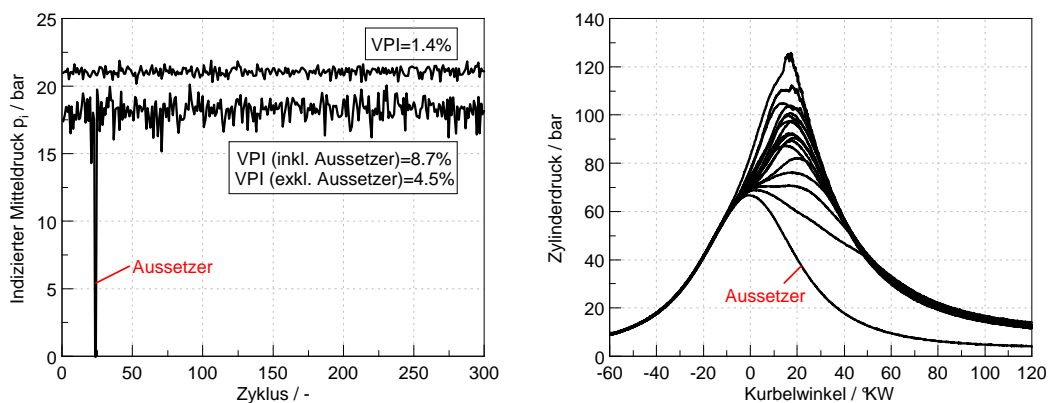
$$p_i = p_{iHD} + p_{iND} \quad (4.4)$$

Da in den vorliegenden Untersuchungen vor allem der Verbrennungsvorgang im Hochdruckteil von Interesse war, wurde festgelegt, die unterschiedlichen Betriebsformen und Konfigurationen des Forschungsmotors auf Basis eines konstanten p_{iHD} zu vergleichen. Des Weiteren ist so ein besserer Vergleich mit dem Vollmotor möglich.

Onlinebewertung der Verbrennungsstabilität

Die Bewertung der Verbrennungsstabilität erfolgt, wie in Gleichung (2.56) definiert, über den Varianzkoeffizienten des Mitteldrucks. Zur Ermittlung dieser Größe werden laufend die letzten 300 gemessenen Zyklen des stationären Betriebspunktes statistisch analysiert.

Aussetzererkennung



(a) Zwei Betriebspunkte; mit und ohne Aussetzer bei einer Messung von 300 Zyklen (b) Zyklische Schwankungen des Zylinderdrucks inklusive Aussetzer

Abbildung 4.4.: Visualisierung der Verbrennungsstabilität (a) durch Darstellung des indizierten Mitteldrucks über den gemessenen Zyklen. (b) Zyklische Schwankungen des Zylinderdruckverlaufs des in (a) dargestellten Betriebspunktes mit Aussetzer

Da in der Prüfstandssoftware nicht alle Zyklen zur Anzeige gebracht werden, ist es durch alleiniges Beobachten des Druckverlaufes nicht sichergestellt, Zündaussetzer im Betrieb zu erkennen. Daher wurde der indizierte Mitteldruck über die Zyklenanzahl dargestellt, um Verbrennungsaussetzer in Form von Einbrüchen des Mitteldrucks detektieren zu können.

Ein detektierter Aussetzer ist in Abbildung 4.6 dargestellt. Bei der Messung von 300 Zyklen wurde ein Aussetzer aufgezeichnet. Der gemessene Betriebspunkt zeigt einen sehr instabilen Verlauf. Der Varianzkoeffizient des indizierten Mitteldrucks ist auch ohne den Aussetzer mit 4.5% ausgesprochen hoch. Als Vergleich ist in Bild 4.4a auch ein stabilerer Betriebspunkt, bei welchem der VPI 1.4% beträgt, gezeigt. Anschaulicher als die Varianz des Mitteldrucks ist die zyklische Verbrennungsschwankung des instabilen Punktes in Form des Druckverlaufes. Einige der 300 gemessenen Zyklen des stationären Betriebspunktes sind demnach in Abbildung 4.4b präsentiert. Neben dem Druckverlauf des Aussetzers, welcher einem Schleppdruckverlauf gleicht, sind ferner sogar Klopfzyklen ersichtlich, sodass angenommen werden kann, dass ein Betrieb in dieser Form – hier hauptsächlich bedingt durch eine zu hohe AGR-Rate – nicht sinnvoll möglich ist.

Klopferkennung

Nach den ersten Untersuchungen im stöchiometrischen Erdgasbetrieb wurde rasch erkannt, dass eine Online-Bewertung des Klopfniveaus unumgänglich ist. Wie in Abschnitt 2.5.1 diskutiert, können die hochfrequenten Schwingungen des beginnenden Klopfens gut durch den Zylinderdrucksensor erfasst werden. Für die Auswertung des hochfrequenten Anteils existieren unterschiedliche Ansätze. Beispielsweise kann der Druckverlauf hochpassgefiltert werden, dieses Signal dann gleichgerichtet und das Maximum des gleichgerichteten hochpassgefilterten Signal als repräsentativer Wert für die Klopfstärke statistisch weiterverarbeitet werden. Anstelle des Hochpassfilters könnte auch ein Bandpassfilter verwendet werden. Überdies wäre es denkbar, den originalen Druckverlauf von einem tiefpassgefilterten Äquivalent zu subtrahieren, um so auf die Klopfstärke zu schließen. Darüber hinaus sind auch integrale Methoden, bei welchen nicht nur das Maximum, sondern auch die Fläche unter der Schwingung und somit die Signalintensität berücksichtigt wird, verbreitet. Ein Beispiel dafür wäre die Klopfintensität KI, (vgl.[17, 28, 29]).

Es wurde hier eine Klopfdefinition verwendet, die von der Klopfspitze eines bei 4000Hz gefilterten und gleichgerichteten Signals ausgeht. Ein solches Signal ist in Bild 4.5 grau dargestellt. Es ergibt sich dort für den untersuchten Zyklus eine maximale Klopfspitze von ungefähr 1bar. Für die digitale Filterung findet man Vorschläge zur Verwendung eines Bandpassfilters zwischen 3.8–80kHz in [29] und von Hochpassfiltern bei 4kHz in [6], 4–6kHz in [28], beziehungsweise 5kHz in [17]. Der Vergleich des hier verwendeten Hochpasses bei 4KHz und eines Bandpasses zwischen 4kHz und 20kHz, dessen Signal in Abbildung 4.5 schwarz dargestellt ist, zeigt bei der maximalen Amplitude kaum Unterschiede, womit der 4000Hz Hochpassfilter bestätigt wird.

4. Prüfstands Aufbau und Messdatenerfassung

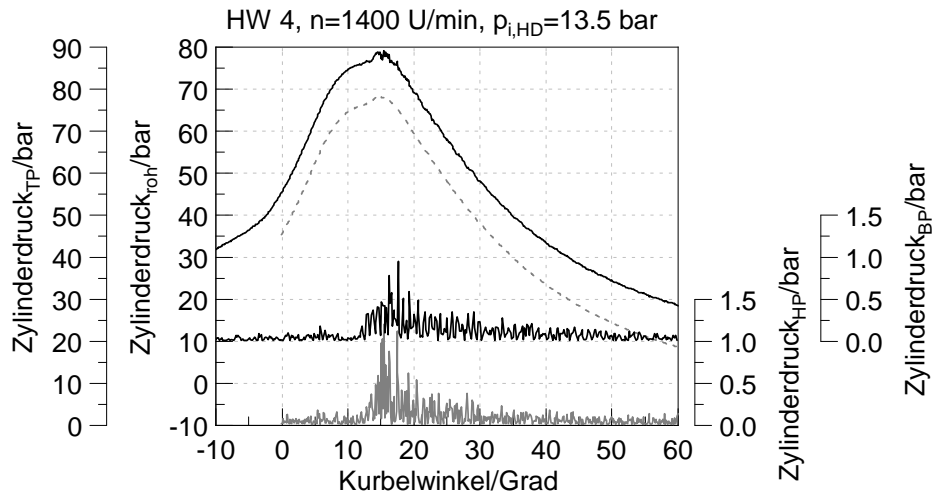


Abbildung 4.5.: Im Postprocessing untersuchter Klopfzyklus: Mit 4000Hz Hochpassfilter und 4000-20000Hz Bandpassfilter

Es sei noch angemerkt, dass die Auswertung nur in einem Fenster zwischen 0° KW und 60° KW durchgeführt wurde, da das Signal in anderen Bereichen beispielsweise durch das Öffnen und Schließen von Ventilen beeinflusst werden kann. Die seitliche Einbaulage des Zylinderdrucksensors im Brennraum sollte nach [6] und [17] bezüglich der Klopfdetektion Vorteile bringen, da bei einer zentralen Lage nicht alle Schwingungsmoden erfasst werden.

Die weitere statistische Auswertung der ermittelten Klopfspitze eines Einzelzykluses wurde, wie in Abschnitt 2.5.1 erklärt, auf Basis von Quantilen – und damit verbunden mit der Häufigkeit der auftretenden Klopfspitzen über die Gesamtheit der 300 Messzyklen – durchgeführt. Da diese Bewertung online nicht erfolgen konnte, wurde diese Auswertemethodik offline durchgeführt.

4.3.3. Zündsignale und Bestromung der Einblaseventile

Zur Beobachtung des Zündzeitpunktes wurde ein primäres und sekundäres Zündsignal indiziert. Primär wurde der Stromverlauf, wie in Abbildung 4.6a gezeigt, mit einer Strommesszange gemessen. Eine genaue sekundärseitige Messung ist durch das hohe Spannungsniveau etwas aufwendiger. Zur Visualisierung des sekundären Spannungssignals wurde ein kapazitiver Sensor zur indirekten Messung verwendet. Das resultierende Signal entspricht dem Spannungsverlauf. Die Wiedergabe der quantitativ exakten Sekundärspannung ist mit dem verwendeten Messinstrument nicht gegeben, wohl aber kann der Zündzeitpunkt bei Zusammenbruch der

Spannungsspitze ermittelt werden.

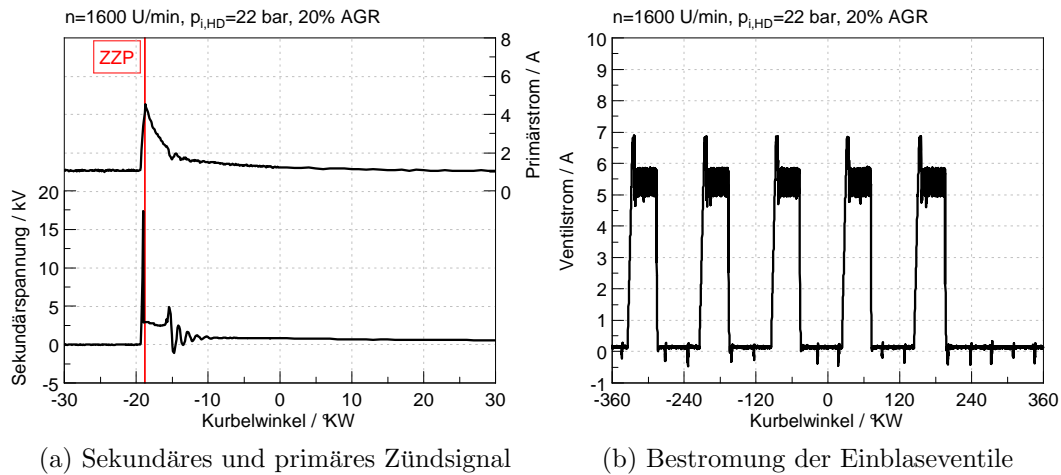


Abbildung 4.6.: Kurbelwinkelbasierte Erfassung des (a) Zündzeitpunktes primär- und sekundärseitig sowie (b) der Öffnungsdauer der vier Einblaseventile

Als repräsentierende Messgröße für die Öffnungsdauer der Einblaseventile wurde die Injektorbestromung mit Hilfe einer Strommesszange an der Verkabelung des Stromausganges der Steuerung verwendet. Da alle vier Injektoren parallel auf ein Driver Modul des Steuergeräts geschaltet wurden, entspricht der in Abbildung 4.6b dargestellte Stromverlauf dem vierfachen Öffnungsstrom eines Ventils. Es ist also ersichtlich, dass die Ventile mit einem Peakstrom von 1.75A und einer Haltestrom zwischen 1.25 und 1.5A beaufschlagt wurden.

4.4. Langsame Messdaten

Als langsame Daten bezeichnet man jene, welche nicht kurbelwinkelaufgelöst gemessen werden, sondern über einen Zyklus als konstant angenommen werden. Typisch dafür sind Temperaturen außerhalb des Brennraums, Massenströme, Drücke, Feuchte, Abgaskomponenten, mittlere Drehzahl und das mittlere Drehmoment. Die Anzahl dieser Messgrößen, die hauptsächlich mit 10, 20 und 50Hz abgetastet wurden, kann rasch einen dreistelligen Wert erreichen.

Zu den wichtigsten Messgrößen zählen jedoch

- Brennstoffmasse m_B ,
- Luftmasse m_L und die
- Messung der gesetzlich limitierten Abgaskomponenten,

4. Prüfstands Aufbau und Messdatenerfassung

da aus diesen die wesentlichen Größen wie Wirkungsgrad und Emission bestimmt werden können.

4.4.1. Prüfstandssoftware

Die Prüfstandssteuerung erfolgte mit *Tornado Runtime* Version 3.3 Build 235.105.2.0 von KRISTL, SEIBT & CO. Neben der Aufzeichnung der Messdaten dient dieses System auch der Überwachung des Prüfbetriebs. Durch eine Verknüpfung mit *Tornado Designer* ist eine individuelle Anpassung an den Prüfling und die Peripheriegeräte, sowie die Echtzeit-Berechnung indirekt gemessener Messdaten, möglich.

4.4.2. Druck- und Temperaturmessungen

Die wichtigsten Temperatur- und Druckmessungen, sowie die dafür verwendeten Sensortypen, sind in Tabelle 4.2 angeführt. Eine Übersicht der Sensorpositionen kann der schematischen Darstellung 4.2 entnommen werden. Die hohen Temperaturen des Abgasstrangs, sowie Temperaturen mit geringer Genauigkeitsanforderung, wurden mit Thermoelementen (*Thermo couples* TC) des Typs K gemessen. Für die Messungen der Temperaturen im Ladeluftpfad und bei den Betriebsmitteln wurden aufgrund der höheren Genauigkeit Widerstandstempersensoren (Pt100) verwendet.

Sämtliche Drücke wurden mit Druckmessumformern (DMU) ermittelt.

Tabelle 4.2.: Übersicht der wichtigsten gemessenen Temperaturen und Drücke

Label	Einheit	Sensor	Medium	Position
<i>Umgebung:</i>				
T_U	°C	Pt100	Luft	Prüfraum
p_U	bar	DMU	Luft	Prüfraum
<i>Luftstrecke:</i>				
$T_{21,VHK}$	°C	Pt100	Luft,AGR	Vor Heizkat
$T_{21,NHK}$	°C	Pt100	Luft,AGR	Nach Heizkat
T_{22}	°C	Pt100	Gemisch	Saugrohr
p_{20}	bar	DMU	Luft	Puffer
p_{22}	bar	DMU	Gemisch	Saugrohr
<i>Abgasstrang:</i>				
T_{31}	°C	TC Typ K Kl.1	Abgas	Auslass
T_{41}	°C	TC Typ K Kl.1	Abgas	Nach Abgasklappe

Fortsetzung nächste Seite ...

Tabelle 4.2.: Übersicht der wichtigsten gemessenen Temperaturen und Drücke (... *Fortsetzung*)

Label	Einheit	Sensor	Medium	Position
p_{31}	bar	DMU	Abgas	Auslass
p_{32}	bar	DMU	Abgas	Beruhigungsbehälter
p_{41}	bar	DMU	Abgas	Nach Abgasklappe
<i>Kraftstoff:</i>				
T_{Cor}	°C	-	Erdgas	Coriolis-MM
$p_{\text{Cor,ein}}$	bar	DMU	Erdgas	Vor Coriolis-MM
p_{CNG}	bar	DMU	Erdgas	Rail
<i>Kühlmittel:</i>				
$T_{\text{KM,ein}}$	°C	Pt100	Kühlmittel	Motoreintritt
$T_{\text{KM,aus}}$	°C	Pt100	Kühlmittel	Motoraustritt
$p_{\text{KM,ein}}$	°C	DMU	Kühlmittel	Motoreintritt
$p_{\text{KM,aus}}$	bar	DMU	Kühlmittel	Motoraustritt
<i>Ölversorgung:</i>				
T_{HOEK}	°C	Pt100	Motoröl	Hauptölkanal
p_{HOEK}	bar	DMU	Motoröl	Hauptölkanal
<i>AGR-Konditionierung:</i>				
$T_{\text{AGR,ein}}$	°C	Pt100	Abgas	Eintritt
$T_{\text{AGR,aus}}$	°C	Pt100	Abgas	Austritt
<i>Zylinderkopf:</i>				
$T_{\text{ZK,1}}$	°C	TC Typ K Kl.1	Bauteil	Brennraumdach
$T_{\text{ZK,2}}$	°C	TC Typ K Kl.1	Bauteil	Brennraumdach
$T_{\text{ZK,3}}$	°C	TC Typ K Kl.1	Bauteil	Brennraumdach
<i>Laufbuchse:</i>				
$T_{\text{Liner,1}}$	°C	TC Typ K Kl.1	Bauteil	Oberkante
$T_{\text{Liner,2}}$	°C	TC Typ K Kl.1	Bauteil	Oberkante
$T_{\text{Liner,3}}$	°C	TC Typ K Kl.1	Bauteil	Oberkante
$T_{\text{Liner,4}}$	°C	TC Typ K Kl.1	Bauteil	Oberkante

4.4.3. Drehzahl- und Drehmomentbestimmung

Die Ermittlung der Motordrehzahl erfolgte mehrfach. Einerseits kann diese durch den optischen Kurbelwinkelgeber *265C* der Fa. AVL – welcher direkt stirnseitig mit der Kurbelwelle verbunden ist – gemessen werden. Weitere Möglichkeiten bieten die induktiven Kurbelwinkelsensoren, die auch serienmäßig Einsatz finden.

Das Drehmoment des Motors wurde durch einen Drehmomentmessflansch auf der Zwischenwelle zwischen Motor und Asynchronmaschine ermittelt. Dieser liefert

4. Prüfstands Aufbau und Messdatenerfassung

in der verwendeten Ausführung ein kurbelwinkelbasiertes Drehmoment und zählt daher eigentlich zu den schnellen Messdaten.

4.4.4. Kraftstoff- und Luftmassenmessung

Der Kraftstoffmassenstrom wurde mit einem Coriolis-Massendurchflussmesser der Fa. EMERSON gemessen. Ein Messprinzip basierend auf der Coriolisbeschleunigung bietet den Vorteil, dass direkt ein Massenstrom ermittelt wird und die Dichte des Mediums, wie bei einer Volumenstrommessung, nicht bekannt sein muss.

Der Luftmassenstrom wurde mit einem Drehkolbengaszähler gemessen.

4.4.5. Lambdamessung

Wie bereits in Abschnitt 2.3.1 genannt wurde, kann die Lambdabestimmung auf unterschiedliche Weise erfolgen. Neben der Bestimmung des Luftverhältnisses über die Luft- und Kraftstoffmasse, wurde eine Breitbandlambdasonde des Typs LSU von BOSCH eingesetzt, und zusätzlich die Lambdabestimmung nach Brettschneider über die Abgasanalyse durchgeführt.

Es stellte sich heraus, dass sich im mageren Betrieb vor allem die Brettschneider-Gleichung eignet. In diesem Betriebsbereich böten sich auch einfachere Berechnungsmethoden aus weniger Abgaskomponenten an, da ohnehin nicht mit unvollständiger Verbrennung gerechnet werden muss, (vgl. [31]). Nachteilig bei der Bestimmung über die Abgasanalyse ist der Zeitversatz durch die langen Messleitungen, welcher aber im stationären Betrieb keine Einschränkung bedeutet.

Die Lambda-Sonde wird bei hohen Lambda-Werten zunehmend ungenau. Diese wurde aber vor allem im stöchiometrischen Betrieb zur Einstellung des gewünschten Lambdawertes verwendet, wo sich diese als probates Mittel herauskristallisierte.

4.4.6. Kraftstoffanalyse

Da zur Bestimmung des Heizwertes, des stöchiometrischen Luftbedarfs und der molaren Masse des Kraftstoffes die Kraftstoffzusammensetzung entscheidend ist, wurde diese durch eine gaschromatographische Untersuchung mehrmals ermittelt. Die Ergebnisse wurde schon in Tabelle 2.2 in Abschnitt 2.1.1 gezeigt. Auch zur Ermittlung des exakten Luftverhältnisses ist bei allen Bestimmungsformen zumindest die Kenntnis über die Kohlenstoff- und Wasserstoffanteile im Brennstoff gefordert.

Eine weitere Möglichkeit wäre gewesen, die Versuche mit reinem Methan, oder einer genau definierten Methan-Propan-Mischung, durchzuführen, was aber zu erheblichen Mehrkosten geführt hätte.

4.4.7. Blow-By-Messung

Zur Messung des Blow-By wurde ein *Blowby 637* von KRISTL, SEIBT & CO eingesetzt. Diese Volumenstrommessung dient vor allem der Überwachung und Detektion etwaiger Schäden an den Kolbenringen, welche beispielsweise durch Klopfen herrühren könnten.

4.4.8. Abgasmesstechnik

Zur Bestimmung der Abgaszusammensetzung wurden unterschiedliche Systeme zum Einsatz gebracht. Zum einen wurde eine *CEBII*, eine Abgasanalyseeinheit der Fa. AVL, und zum anderen ein *Fourier-Transformations-Infrarotspektrometer* (FTIR) der Fa. IAG, eingesetzt. Beide Systeme entnehmen über einen Heizbeziehungsweise Heiz-Kühl-Schlauch kontinuierlich eine Probe des Abgases nach der Abgasgedrücktclappe und wurden in Form einer Rohabgasmessung betrieben.

Abgasanalyse AVL CEB

Mit der *CEB* ist eine Messung von Kohlendioxid CO_2 , Sauerstoff O_2 und den Schadstoffkomponenten Kohlenmonoxid CO , Stickstoffoxiden NO_x (NO und NO_2) und der gesamten Kohlenwasserstoffemissionen THC möglich.

Dazu sind im Messgerät mehrere Analysatoren, die in [37] genauer erklärt werden, integriert:

- Die Kohlenwasserstoffe werden mit einem **Flammenionisationsdetektor (FID)** gemessen. Die HC-Emissionen ändern den Ionenstrom einer Wasserstoff-Diffusionsflamme in einem elektrischen Feld. Der Ionenstrom ist den C-Atomen proportional, sodass das H/C-Verhältnis vorab bekannt sein muss.
- Die Messung von Stickstoffmonoxid NO und Stickstoffdioxid NO_2 erfolgt über einen **Chemolumineszenzdetektor (CLD)**. Bei diesem wird aus NO mit Ozon NO_2 im angeregten Zustand erzeugt, das bei der Rückkehr in den Grundzustand, die als Messgröße dienende, Fluoreszenzstrahlung emittiert.

4. Prüfstandsaufbau und Messdatenerfassung

- CO und CO₂ werden in einem **Nichtdispersiven Infrarot-Analysator (NDIR)** gemessen. Dieser Analysator beruht auf der Absorption von Strahlung im infraroten Bereich durch mehratomige Gase. Bei der *CEB* wird das Messgas dazu vorher getrocknet, wodurch eine Feuchtekorrektur notwendig wird.
- Die Sauerstoffkonzentration wird in einem **paramagnetischen Sauerstoff-analysator** ermittelt. Auch hier ist eine Feuchtekorrektur notwendig.

FTIR Analyse System

Ein FTIR basiert auf der Absorption von Infrarotlicht durch einzelne Gaskomponenten. Dazu wird ein breites Wellenband erzeugt und die Intensität des Wellenlängenbandes, durch Auslösen und Verstärken gewisser Wellenlängen, verändert. Der resultierende IR-Strahl wird durch die Messzelle, in welcher sich das Messgas befindet, geführt. Die enthaltenen Abgaskomponenten absorbieren nun diskrete Wellenlängen und verändern so das Frequenzspektrum des IR-Strahls, welcher danach auf einen Infrarotdetektor trifft. Das zeitbasierte Signal am Detektor wird mit Hilfe einer Fourier-Analyse bearbeitet und aus den ermittelten Infrarotspektren kann auf die Abgaskomponenten rückgeschlossen werden, [25].

Es sei angemerkt, dass diese Messtechnik, mit welcher eine Vielzahl an Abgaskomponenten bestimmt werden kann, nicht für ein Zulassungsverfahren erlaubt ist. In der Forschung und Entwicklung ist der Einsatz eines FTIRs jedoch durchaus von Vorteil, da eine genauere Aufschlüsselung der Abgaskomponenten erfolgen kann.

Hier wurden mit Hilfe des FTIR die Kohlenwasserstoffemissionen, welche in der *CEB* nur gesamtheitlich erfasst wurden, durch die Messung von CH₄, C₂H₂, C₂H₄, C₂H₆, C₃H₈, C₄H₆ näher betrachten. Ferner wurden CO, CO₂, H₂O, NO und NO₂ gemessen.

Kohlendioxidmessung im Saugrohr

Zur Bestimmung der AGR-Rate, wie in Abschnitt 2.3.2 erläutert, wurde eine CO₂-Messung im Saugrohr durchgeführt. Dazu wurde ein *NGA2000 MLT* der Fa. EMERSON PROCESS MANAGEMENT eingesetzt. Das verwendete Analysegerät ist wiederum ein NDIR.

Das Gerät *NGA2000 MLT* würde auch eine Sauerstoffmessung mittels eines paramagnetischen Sauerstoffanalysators ermöglichen. Da diese aber nur unter atmosphärischem Druck erlaubt ist – was bei einem aufgeladenen Prüfling nicht erfüllt ist – wurde auf eine Messung der Sauerstoffkonzentration im Luftpfad verzichtet.

5. Untersuchungen

Die Untersuchungen erfolgten durch Messungen am Einzylinder-Forschungsmotor. Gemeinsam mit einem Industriepartner sollten verschiedene Hardwarekonfigurationen getestet werden, um das Potenzial eines Erdgas-Brennverfahrens für Nutzfahrzeuge abschätzen zu können. Das Ziel der gesamten Entwicklung, welche auf die hier gezeigten Basisuntersuchungen aufbauen sollte, ist die Darstellung eines stöchiometrisch betriebenen Motors mit Abgasrückführung und 3-Wege-Katalysator-Technik, welcher im Stande ist, Euro VI zu erfüllen. In einer ersten Entwicklungsphase wurde der Forschungsmotor in einer Konfiguration betrieben, welche sich bereits als Mager-Gasmotor in stationären Anwendungen in Serie befindet. Auch dieser Stationärmotor ist von einem Dieselmotor abgeleitet. Diese Frühphase wurde genutzt, um die Betriebspunkte des FOMOs mit einem Vollmotor des Herstellers abzugleichen. Im nächsten Schritt wurde auf stöchiometrischen Betrieb umgestellt, wobei zuerst der Einfluss der Ladungsbewegung mit unterschiedlichen Zylinderkopfvarianten unterschiedlicher Drallniveaus untersucht werden sollte. In dieser Untersuchung wurde deutlich, dass der ursprünglich gewählte Stahlkolben und dessen Muldenform ungeeignet für ein derartiges Brennverfahren ist.

Aus diesem Grund wurde in einem zweiten Schritt eine neue Kolbenvariante getestet. In Verbindung mit dieser Kolbenumstellung wurde das Verdichtungsverhältnis variiert. Die zweite Kolbenvariante unterschied sich neben der Kolbenmuldenform auch im Material. Vom ursprünglichen Monotherm-Stahlkolben wurde auf einen deutlich leichteren Aluminiumkolben gewechselt, was einige konstruktive Änderungen am Forschungsmotor nach sich zog.

Nachfolgend seien vorerst die Untersuchungen im Magerbetrieb und darauffolgend die Testmatrix des stöchiometrischen Betrieb gezeigt.

5.1. Methodik

Der Vergleich mehrerer Betriebsstrategien beziehungsweise unterschiedlicher Bauteilkonfigurationen erfolgte auf Basis von stationären Betriebspunkten. Dazu ist es also notwendig, Drehzahl und Last für einen Betriebspunkt konstant zu halten. Um vom Betriebsverhalten des Forschungsmotors Aussagen über das Verhalten eines

5. Untersuchungen

Vollmotors treffen zu können, ist es nicht vorteilhaft die Last auf Basis des effektiven Mitteldrucks p_e zu vergleichen, da, wie bereits diskutiert, der Forschungsmotor nicht das Reibungsverhalten des Vollmotors wiedergeben kann.

Ferner wurde entschieden, den Verbrennungsvorgang an sich zu vergleichen. Daher wurde die Last auf Basis des indizierten Mitteldrucks des Hochdruckteils $p_{i,HD}$ definiert, sodass der Verbrennungsprozess vom Ladungswechsel entkoppelt wurde. Zu diesem Zweck wurden Indizierdaten eines Vollmotors herangezogen, um von diesem eine Abschätzung der Ladungswechsel- und Reibungsverluste zu gewinnen. So konnte die gewünschte Drehmomentcharakteristik des Vollmotors auf den Forschungsmotor näherungsweise umgerechnet werden.

5.1.1. Untersuchte Lastpunkte

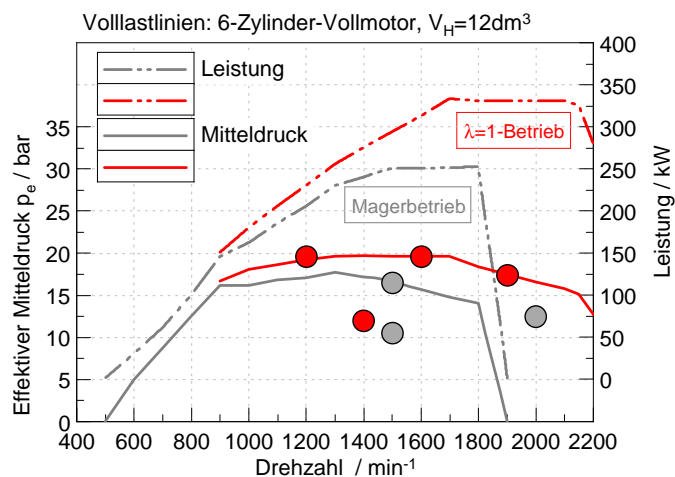


Abbildung 5.1.: Kennfeld und Betriebspunkte

n min^{-1}	p_e bar	$p_{i,HD}$ bar
Magerbetrieb		
1500	16.5	19
1500	10.5	12.05
2000	12.5	15.15
$\lambda = 1$ -Betrieb		
1200	19.6	22
1400	12	13.5
1600	19.6	22
1900	17.4	19.8

Tabelle 5.1.: Betriebspunkte

Abbildung 5.1 zeigt das Volllastverhalten des magerbetriebenen 6-Zylindermotors in Grau. Der stationär eingesetzte Motor wird vor allem bei $n = 1500\text{min}^{-1}$ an der Volllast betrieben, sodass dieser Punkt auch am Einzylinder vermessen wurde. Neben diesem Betriebspunkt wurden zu Beginn der Messreihe auch zwei weitere Betriebspunkte im stöchiometrischen Betrieb untersucht. Diese sind in Tabelle 5.1 angeführt.

Vom stöchiometrischen Betrieb des Motors wurde vom Hersteller, verglichen mit dem Magerkonzept, höhere Lasten erwartet. Dessen prognostizierte Volllastkurve ist in Abbildung 5.1 in Rot dargestellt und entspricht im Wesentlichen dem Volllastverhalten des Diesel-Basismotors.

Für die Untersuchungen am Forschungsmotor wurde sich auf die Betrachtung von vier Betriebspunkten – drei an der Volllast und ein Teillastpunkt – geeinigt. Diese sind in Tabelle 5.1 angeführt und in Bild 5.1 durch rote Punkte markiert.

Die Volllastverläufe zeichnen sich durch ein Leistungsplateau bei hohen Drehzahlen aus. Wie bereits diskutiert, wurden aus den effektiven Mitteldrücken des Vollmotors, indizierte Mitteldrücke der Hochdruckphase abgeleitet, welche ebenfalls der Tabelle 5.1 entnommen werden können.

5.1.2. Randbedingungen

Neben den gewählten Lastpunkten wurden gemeinsam mit dem Industriepartner die Randbedingungen des Motors festgelegt, sowie einige konstante Parameter definiert. Der Großteil der Untersuchungen wurde bei einer konstanten Einlasstemperatur im Saugrohr von $T_{22} = 45^\circ\text{C}$ durchgeführt. Auf deren Einfluss auf das stöchiometrische Brennverfahren wird später noch eingegangen. Die Öltemperatur wurde bei $T_{\text{HOEK}} = 90^\circ\text{C}$ und der Öldruck im Hauptölkanal vorerst drehzahlabhängig zwischen 4 und 5 bar festgelegt. Des Weiteren wurde die Kühlmiteleintrittstemperatur bei $T_{\text{KM,ein}} = 82^\circ\text{C}$ gewählt, um eine Austrittstemperatur von $T_{\text{KM,ein}} = 85^\circ\text{C}$ nicht zu überschreiten.

Um am Vollmotor bei einem Hochdruck-AGR-System das rückgeführte Abgas zur Ladeluftseite zu befördern, ist ein Spülgefälle zwischen dem Druck vor der Abgasturbine und nach dem Verdichter des Abgasturboladers (ATL) notwendig. Auch das sollte auf Wunsch des Herstellers am Forschungsmotor berücksichtigt werden, indem das Spülgefälle $p_{31} - p_{22}$ abhängig von der Abgasrückführrate durch eine Abgasklappe eingestellt wurde. Diese Abhängigkeit sei hier dargestellt:

$$p_{31} - p_{22} \quad \text{in mbar} = \begin{cases} 50 & x_{\text{AGR}} = 0-5\% \\ 10 \cdot x_{\text{AGR}} & \text{sonst} \end{cases} \quad (5.1)$$

Auch die Parameter der Zündung wurden über die Versuchsreihen hinweg konstant gehalten. Nach kurzen Tests in der Anfangsphase wurde die Brenndauer auf $280\mu\text{s}$ und die Funkenintensität auf 190mA gesetzt. Zusätzlich wurde eine, im Betrieb zu erwartende, maximale Durchbruchspannung von 30kV und eine Energiebegrenzung bei 300mJ gewählt, was dem Maximum des Zündsteuergeräts entspricht. Diese Einstellungen, welche sich an typische Parameter des Zündsystemherstellers richten, erwiesen sich zu Beginn der Messungen als geeignet. Die letztendliche Optimierung dieser Parameter ist jedoch nicht im Umfang der hier gezeigten Untersuchungen enthalten.

5. Untersuchungen

Des Weiteren sei angemerkt, dass für die Berechnung der Wirkungsgrade, im folgenden Kapitel, ein unterer Heizwert von $H_u = 48.955\text{MJ/kg}$ verwendet wurde. Dieser ergab sich aus der Erdgaszusammensetzung von Messung 1, wie in Tabelle 2.1 und 2.2 ersichtlich, und weicht nicht weit vom Mittelwert über die gesamte Messzeit ab. Dieser lag tatsächlich, wie in Anhang B gezeigt, bei $H_u = 48.93\text{MJ/kg}$

Auf die Ermittlung der angegebenen Emissionen wird in Anhang A tiefer eingegangen.

5.2. Magerbetrieb

Die Untersuchungen beliefen sich auf eine Variation des Verbrennungsluftverhältnisses λ in einem relativ engen Bereich um $\lambda = 1.7$. Dieser Bereich wurde vom Hersteller als typischer Wert des Vollmotors angegeben. Zugleich wurde eine Variation des Zündzeitpunktes, und somit der Lage des Verbrennungsschwerpunktes beziehungsweise des 50%-Umsatzpunktes (*Mass Fraction Burnt* MFB50) durchgeführt.

Das Verbrennungsluftverhältnis wurde im überstöchiometrischen Bereich nach dem Luftverhältnis im Saugrohr λ_{saug} , also auf Basis der Kraftstoff- und Luftmengenmessung, eingestellt. Zugleich wurde das Luftverhältnis nach Brettschneider und jenes aus der Sauerstoffkonzentration durch die Abgasanalyse ermittelt.

5.2.1. Unterschiedliche Zündkerzentypen



Abbildung 5.2.: Zündkerzentypen: Links: Standard Hakenkerze, Rechts: Vorkammerkerze

Für den Magerbetrieb in einem einteiligen Brennraum kommen unterschiedliche Zündkerzentypen zum Einsatz. Bei stationären Mager-Gasmotoren finden teilweise auch Vorkammerkerzen Einsatz. Bei diesen Ausführungen sind die Elektroden in einer in die Zündkerze integrierte Vorkammer verlegt und so vom Hauptbrennraum räumlich abgegrenzt. Überströmbohrungen zwischen Kammer und

Hauptbrennraum bringen einerseits Gemisch zur Zündquelle und andererseits die Flamme in den Hauptbrennraum. Durch diese Konfiguration ist es möglich, definierte Strömungsbedingungen zwischen den Elektroden zu schaffen und dadurch hauptsächlich Vorteile in Bezug auf Verbrennungsschwankungen zu erzielen.

Bei kurzen Untersuchungen wurde im Magerbetrieb durch diese Kerzenform ein etwas höheres Luftverhältnis als mit einer konventionellen Hakenkerze erreicht. Die Unterschiede waren mit einem $\Delta\lambda$ von ungefähr 0.1 aber eher gering und wurden, da hier nicht Gegenstand der Untersuchung, nicht weiter verfolgt.

Für die restlichen Untersuchungen wurden, wenn nicht anders vermerkt, baugleiche Hakenkerzen mit einer Massenelektrode verwendet, um einen weiteren Einflussfaktor zu vermeiden.

5.2.2. Serienkonfiguration Magermotor

Im Magerbetrieb wurde die serienmäßige Ausführung, wie in Tabelle 5.2, verwendet. Diese wird in weiterer Folge als Hardware 1 (HW1) bezeichnet. Dabei handelt es sich um einen Zylinderkopf mit einer gemittelten Drallzahl von $D_z = 2.05$. Der Kolben ist als Stahlkolben mit turbulenzgenerierender Ausbuchtung in der Kolbenmulde ausgeführt und ergibt ein Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 13$.

Tabelle 5.2.: Eckdaten der Mager-Gas-Serienkonfiguration

Serienkonfiguration Magerbetrieb: HW1			
Bauteil	Kennzahl	Abkürzung	Wert
Zylinderkopf	Drallzahl (Tippelmann)	D_z	2.05
Kolben	Material	-	Stahl
	Verdichtungsverhältnis	ε	13
Zündkerze	Bauform	-	Hakenelektrode

Die Ergebnisse des Magerbetriebs, wie sie teilweise in Abschnitt 6.1 gezeigt werden, dienten vor allem dazu, die Messungen am Einzylinder-Forschungsmotor mit denen des serienmäßigen Gas-Vollmotors abzugleichen.

5.3. Stöchiometrischer Betrieb mit AGR

Der Schwerpunkt der Untersuchungen galt jedoch dem stöchiometrischen Betrieb mit AGR. Diese Betriebsweise stellt einige Herausforderungen, einerseits an die

Regelung von Lambda und die rückgeführte Abgasmenge und andererseits an die thermische Belastbarkeit des Motors selbst. Auf diese Gegebenheiten und deren Konsequenzen sei im folgenden Abschnitt eingegangen.

5.3.1. Rahmenbedingungen und besondere Anforderungen an den stöchiometrischen Betrieb

Durch den stöchiometrischen Betrieb ergeben sich wesentlich höhere Verbrennungstemperaturen als im mageren Betrieb. Durch die Beimischung von AGR als inerte Gaskomponente kann das Temperaturniveau gesenkt werden, sodass kritische Bauteiltemperaturen nicht überschritten werden. Für den Forschungsmotor wurde eine Beschränkung der Auslasstemperatur T_{31} auf ein Maximum von 750°C festgesetzt, da ein höheres Temperaturniveau am Vollmotor zur Schädigung des Turboladers führen könnte. Diese Einschränkung stellt vor allem bei hohen Lasten und Drehzahlen eine Grenze hinsichtlich später Verbrennungslagen dar und erfordert ferner zwingend die Verwendung von rückgeführtem Abgas.

Um den Forschungsmotor an die erhöhte thermische Belastung anzupassen, wurde zur Verbesserung der Kolbenkühlung eine Ölspritzdüse mit größerem Querschnitt eingesetzt. Gleichzeitig wurde der Öldruck auf $p_{\text{HOEK}} = 6\text{bar}$ angehoben, wobei die Öltemperatur zunächst bei $T_{\text{HOEK}} = 90^{\circ}\text{C}$ beibehalten wurde.

Zusätzlich zur Auslasstemperaturlimitierung, wurden zur Überwachung und Abschätzung der thermischen Bauteilbelastung Zylinderlaufbuchsen und Zylinderköpfe verbaut, welche vom Hersteller mit Thermoelementen bestückt wurden. Eine derartige Zylinderlaufbuchse ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Knapp unter der Oberkante der Buchse sind vier Thermoelemente gleichmäßig am Umfang verteilt angebracht. Durch leichte Adaption des Motorblocks konnte die Verkabelung außerhalb der Zylinderkopfdichtung herausgeführt werden.

Die Regelung des Luftverhältnisses λ erfolgte im stöchiometrischen Betrieb auf Basis einer Breitbandlambdasonde der Fa. BOSCH, da sich diese im stöchiometrischen Betrieb, bei einer hohen geforderten Regelgenauigkeit, besser eignet als die Einstellung über die zugeführten Luft- und Brennstoffmasse. Die Ergebnisse der Lambdasonde wurden stets durch λ_{BS} , aus dem Ergebnis der Abgasanalyse ermittelt, plausibilisiert und erwiesen sich als sehr stabil und zufriedenstellend. Falls nicht anders angegeben, wurde im stöchiometrischen Betrieb stets ein $\lambda = 1.000 \pm 0.001$, wie in Bild 5.4a gezeigt, eingehalten.

Abbildung 5.4 zeigt die verschiedenen Lambdawerte über der gesamten Anzahl an gemessenen Punkten. Vergleicht man das Luftverhältnis aus der Lambdasonde

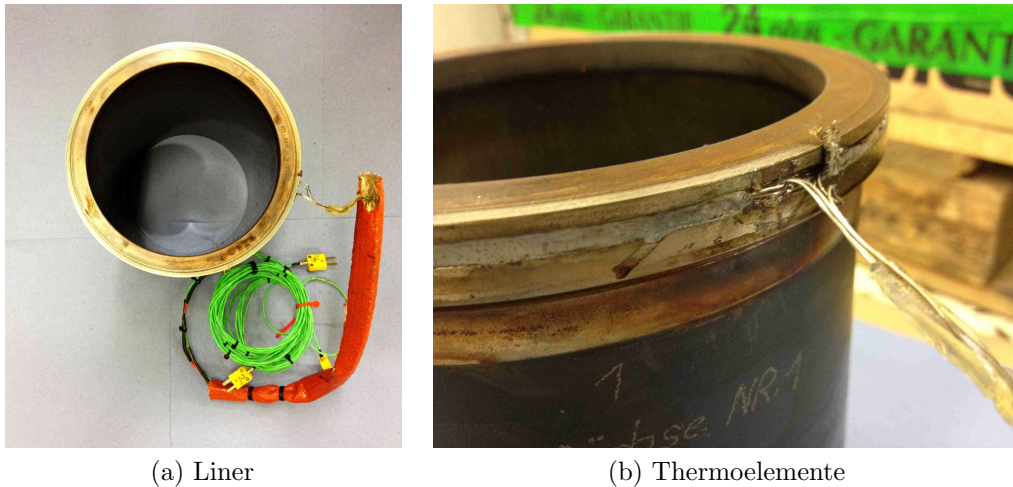


Abbildung 5.3.: Temperaturmessungen am Liner

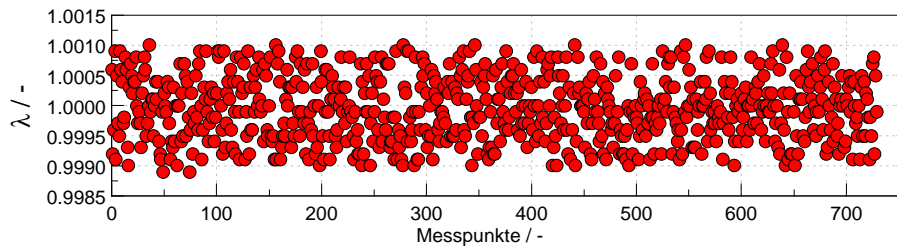
und der Abgasanalyse, so streuen beide nur um wenige Tausendstel, was wahrscheinlich nur am Stationärprüfstand überhaupt realisierbar ist. Die Ermittlung des Lambdawertes λ_{saug} zeigt einerseits einen leichten Offset und andererseits eine größere Schwankungsbreite, was höchstwahrscheinlich auf die Luftmassenmessung zurückzuführen ist, da diese im verwendeten Aufbau nicht die Genauigkeitsanforderung zur Lambdaeinstellung erfüllen kann. Dies ist mitunter der Grund, warum der Lambdawert der Lambdasonde als Stellgröße Einsatz fand.

5.3.2. Variation des Drallniveaus

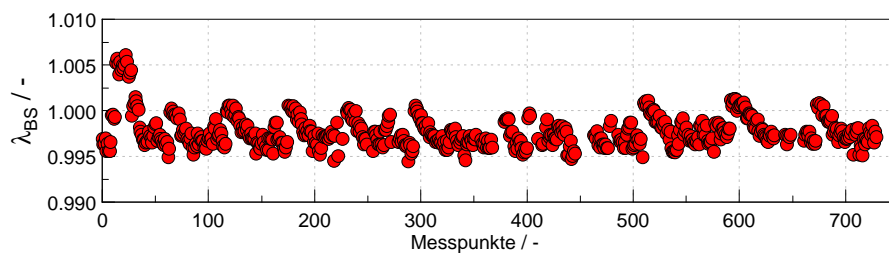
In der ersten Messphase des stöchiometrischen Betriebs wurde eine Variation von Zylinderköpfen mit unterschiedlichen Drallzahlen vorgenommen, um den Einfluss der Ladungsbewegung auf die Verbrennung abzuschätzen. Die Testmatrix ist in Tabelle 5.3 angeführt. Ergänzend sei angemerkt, dass die Darstellung beziehungsweise Nachbearbeitung und die strömungstechnische Vermessung der Zylinderköpfe durch den Hersteller selbst erfolgte. Laut diesem beziehen sich die Angaben der Drallzahlen auf eine Messung nach Tippelmann, wie in Abschnitt 2.4.1 erläutert.

Das Drallniveau wurde in fünf Stufen zwischen $D_z = 1.35$ und $D_z = 2.4$ variiert. Mit der Änderung der Drallzahl und der damit verbundenen Adaption der Kanalform ergeben sich natürlich auch Veränderungen im Strömungswiderstand der Einlasskanäle. Diese Unterschiede, welche eine Auswirkung auf die Ladungswechselverluste haben, sind in Tabelle 5.3 als gemittelter Strömungsbeiwert $\bar{\mu}\sigma$ angeführt, sodass die relativen Unterschiede der einzelnen Zylinderkopfvarianten ersichtlich sind.

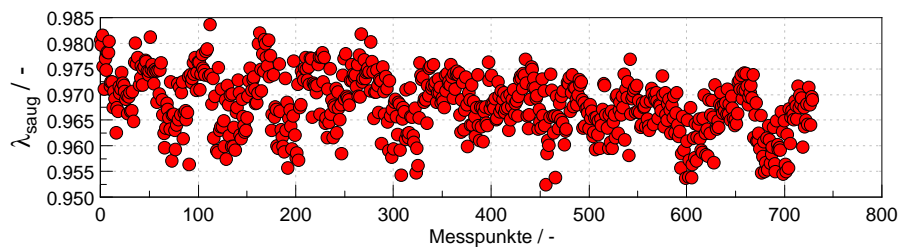
5. Untersuchungen



(a) Lambdasondenwert



(b) Brett Schneider-Lambda



(c) Lambda im Saugrohr

Abbildung 5.4.: Vergleich der Lambda-Werte (a) der Lambdasonde als Stellgröße, (b) aus der Abgasanalyse und (c) aus den Massenmessungen und dem stöchiometrischen Luftbedarf

Die Variation wurde in Kombination mit einem Monotherm-Stahlkolben der Fa. MAHLE und einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 13.2$ durchgeführt. Die Bauart des Monotherm-Stahlkolben, welche in vielen Nutzfahrzeugmotoren Anwendung findet, zeichnet sich durch eine einteilige geschmiedete Form aus und wird in [36] näher beschrieben. Die Kolbengeometrie der Stahlkolbenvariante, wie in Abbildung 5.5a dargestellt, erwies sich bald als ungeeignete Wahl, was auf ein zu hohes Verdichtungsverhältnis und eine ungünstige Brennraumform zurückzuführen ist. Trotz dieser Einschränkungen, welche sich negativ auf AGR-Verträglichkeit, Verbrennungsstabilität und Klopfneigung auswirkten, sollte damit jedoch eine Aussage über den Dralleinfluss möglich sein.

Tabelle 5.3.: Testmatrix der Drallvariation mit Stahlkolben

Testmatrix Drallvariation mit Stahlkolben: HW3-7			
Bauteil	Kennzahl	Abkürzung	Wert
Hardware 3 (HW3)		Symbol: ●	
Zylinderkopf	Drallzahl (Tippelmann)	D_z	1.8
	mittlerer Strömungsbeiwert	$\overline{\mu\sigma}$	0.36
Kolben	Material	-	Stahl
	Verdichtungsverhältnis	ε	13.2
Zündkerze	Bauform	-	Hakenelektrode
Hardware 4 (HW4)		Symbol: ■	
Zylinderkopf	Drallzahl (Tippelmann)	D_z	2.05
	mittlerer Strömungsbeiwert	$\overline{\mu\sigma}$	0.355
Kolben	Material	-	Stahl
	Verdichtungsverhältnis	ε	13.2
Zündkerze	Bauform	-	Hakenelektrode
Hardware 5 (HW5)		Symbol: ▲	
Zylinderkopf	Drallzahl (Tippelmann)	D_z	2.15
	mittlerer Strömungsbeiwert	$\overline{\mu\sigma}$	0.35
Kolben	Material	-	Stahl
	Verdichtungsverhältnis	ε	13.2
Zündkerze	Bauform	-	Hakenelektrode
Hardware 6 (HW6)		Symbol: ►	
Zylinderkopf	Drallzahl (Tippelmann)	D_z	2.4
	mittlerer Strömungsbeiwert	$\overline{\mu\sigma}$	0.35
Kolben	Material	-	Stahl
	Verdichtungsverhältnis	ε	13.2
Zündkerze	Bauform	-	Hakenelektrode
Hardware 7 (HW7)		Symbol: ◀	
Zylinderkopf	Drallzahl (Tippelmann)	D_z	1.35
	mittlerer Strömungsbeiwert	$\overline{\mu\sigma}$	0.32
Kolben	Material	-	Stahl
	Verdichtungsverhältnis	ε	13.2
Zündkerze	Bauform	-	Hakenelektrode

5.3.3. Änderung des Kolbenmaterials und der Kolbenform

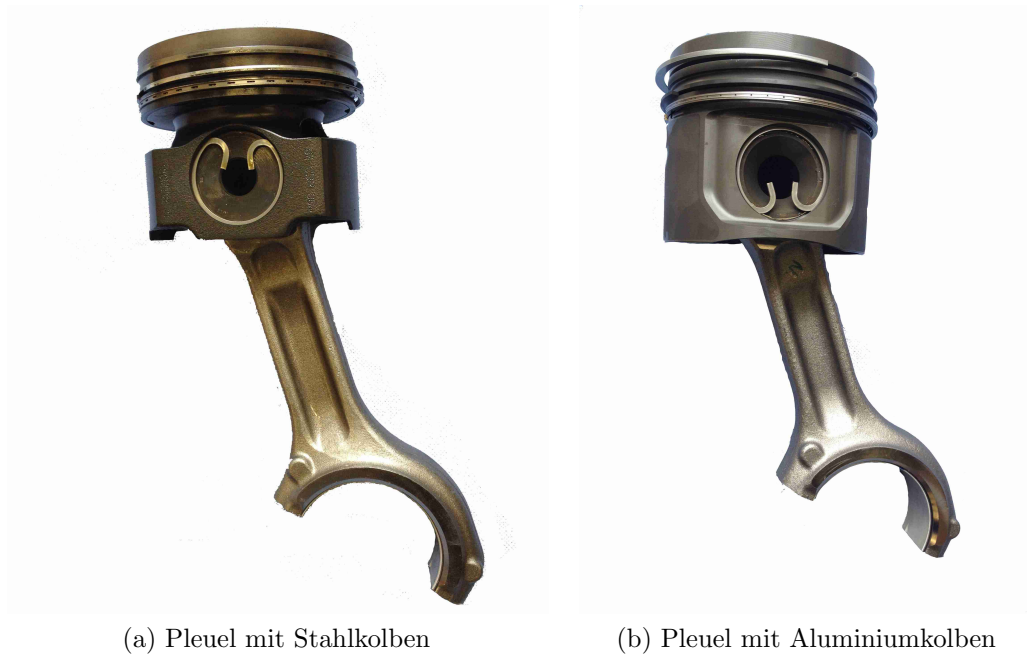


Abbildung 5.5.: Änderung des Kolbens; (a) Stahl Basiskolben und (b) Aluminium-Kolben mit veränderter Kolbenmulde

In weiterer Folge wurden auf Kosten der Vergleichbarkeit, aber im Sinne einer Optimierung des Brennverfahrens, einige wesentliche Veränderungen am Grundmotor und dessen Rahmenbedingungen vorgenommen. Der schwerwiegendste Eingriff erfolgte auf die Kolbengruppe. Dabei wurde die Kolbengeometrie, sowie das Kolbenmaterial geändert. Der neu eingesetzte Aluminiumkolben von der Fa. FEDERAL MOGUL sollte einerseits eine geeignetere Muldenform aufweisen und durch die erhöhte Wärmeleitfähigkeit des Materials für eine verbesserte Wärmeabfuhr sorgen. Diese Kolbenvariante ist in Abbildung 5.5b dargestellt.

Die Unterschiede zum Stahlkolben sind weitreichend, was einen späteren Vergleich der Kolbenvarianten untereinander erschwert.

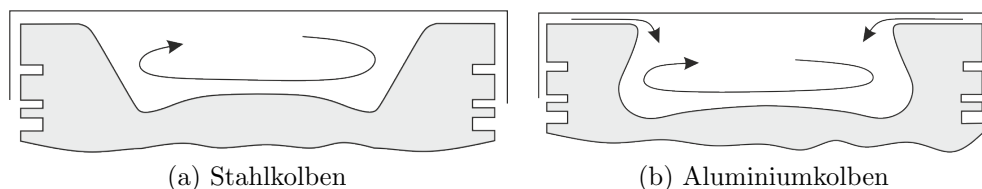


Abbildung 5.6.: Unterschiedliche Muldenformen des Stahl- und Aluminiumkolbens

Neben dem Material ist die sich nach oben hin schließende Muldenform der größte Unterschied zum Stahlkolben der Hardwarevarianten 3–7. Diese Muldenform, wie in Abbildung 5.6b qualitativ dargestellt, resultiert in einer Vergrößerung des Quetschflächenanteils. Damit verbunden ist eine Quetschströmung, welche zur Erhöhung des Turbulenzniveaus und somit der Flammengeschwindigkeit beitragen soll. Als weiterer Unterschied ist die, für Aluminiumkolben typische, etwas größere Feuersteghöhe zu nennen. Diese Vergrößerung ist generell unerwünscht, da es in diesem Bereich zu Flammenlöschungen und daher zu einem Anstieg der HC-Emissionen kommen kann. Andererseits ist der Quetschspalt des Stahlkolbens um ca. 0.5mm schmaler als der des Aluminiumkolbens.

All diese Unterschiede zusammen bedeuten, dass der Vergleich der Materialien, Aluminium und Stahl, hier nicht ermittelt werden kann. Es wäre jedoch von Interesse, den Materialeinfluss bei identer Kolbenform zu untersuchen. Eine eindeutige Befürwortung einer Materialvariante kann hier nicht gegeben werden.




Als Vorteil des Aluminiumkolbens kann noch die Gewichtsreduktion genannt werden. Daher wurde im Zuge der Umstellung auf Aluminiumkolben auch der Massenausgleich 1. Ordnung angepasst.

5.3.4. Variation des Verdichtungsverhältnisses

Mit den eben genannten Aluminiumkolben wurde der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses untersucht. Dabei wurde die Zylinderkopfvariante, welche sich in der Drallvariation als am geeignetsten dargestellt hatte, gewählt. Das Verdichtungsverhältnis der Aluminiumkolben wurde bei $\varepsilon = 12, 12.5$ und 13 gewählt, wobei die unterschiedlichen Verdichtungsverhältnisse durch leichte Veränderung an der Mulde erzeugt wurden. An der Quetschfläche wurde keine Veränderung vorgenommen, sodass die Quetschströmung nicht beeinflusst wurde.

Die drei getesteten Varianten sind in Tabelle 5.4 zusammengefasst.

Tabelle 5.4.: Testmatrix der Verdichtungsverhältnis-Variation mit Aluminiumkolben

Testmatrix ε-Variation mit Aluminiumkolben: HW8-10			
Bauteil	Kennzahl	Abkürzung	Wert
Hardware 8 (HW8)		Symbol: 	
Zylinderkopf	Drallzahl (Tippelmann)	D_z	2.15
Kolben	Material	-	Aluminium
	Verdichtungsverhältnis	ε	12
Zündkerze	Bauform	-	Hakenelektrode
Hardware 9 (HW9)		Symbol: 	
Zylinderkopf	Drallzahl (Tippelmann)	D_z	2.15
Kolben	Material	-	Aluminium
	Verdichtungsverhältnis	ε	12.5
Zündkerze	Bauform	-	Hakenelektrode
Hardware 10 (HW10)		Symbol: 	
Zylinderkopf	Drallzahl (Tippelmann)	D_z	2.15
Kolben	Material	-	Aluminium
	Verdichtungsverhältnis	ε	13
Zündkerze	Bauform	-	Hakenelektrode

6. Analyse und Interpretation

Es seien hier die Ergebnisse der oben genannten Untersuchungen gezeigt. Begonnen wird mit der ersten Phase, in welcher der Magerbetrieb kurz getestet wurde. In weiterer Folge wird auf die Ergebnisse der Drall- und Verdichtungsverhältnisvariation im stöchiometrischen Betrieb mit Abgasrückführung eingegangen und es sollen die Vorteile und die Grenzen von AGR aufgezeigt werden.

6.1. Ergebnisse des Magerbetriebs

Der Großteil der Untersuchung erfolgte bei einer Drehzahl von $n = 1500\text{min}^{-1}$ und einer Last von $p_{i,\text{HD}} = 19\text{bar}$. Daher wird hier vor allem auf die Ergebnisse in diesem Betriebspunkt eingegangen. Bei den folgenden Kennfelddarstellungen sind die tatsächlich gemessenen Betriebspunkte als rote Punkte markiert.

6.1.1. Vollastverhalten

Ohne Abgasrückführung

Zur Reduktion der NO_x -Emissionen und für gute Wirkungsgrade wird der Magermotor bei hohen λ -Werten betrieben. Wie in Abbildung 6.1 ersichtlich, wurde die Luftzahl bis circa 1.78 erhöht. Darüber hinaus war aufgrund der Zündgrenzen kein stabiler Betrieb mehr möglich. Eine weitaus größere Abmagerung wäre nur durch eine geteilte Brennraumform mit lokal fetterem Gemisch, oder einer geschichteten Ladung, möglich.

In Bild 6.1b ist der dafür erforderliche Ladedruck über MFB50 dargestellt. Da am Forschungsmotor keine Drosselklappe verbaut wurde, kann die Regelung der Luftmasse nur durch die Anpassung des Ladedrucks erfolgen. Bei konstanter Lage von MFB50 ist also, um die Luftmasse zu erhöhen, der Ladedruck anzuheben. Durch den verschlechterten Wirkungsgrad bei späten Verbrennungslagen ist dort der Ladedruck ebenfalls anzuheben, sodass sich ein Ladedruckmaximum bei später Verbrennungslage und maximalem λ ergibt. Dieses liegt zur Realisierung desselben

6. Analyse und Interpretation

Betriebspunktes ungefähr 300mbar über dem minimalen Wert bei $\lambda = 1.68$ und $\text{MFB50} = 12^\circ\text{KW}$.

In Bild 6.1b ist die Abgastemperatur am Auslass T_{31} dargestellt. Es ist erkennbar, dass durch den mageren Betrieb die Abgastemperaturen im gesamten Kennfeld moderat sind. Das bedeutet für diese Betriebsstrategie eine niedrige thermische Belastung der Auslassventile und des Turboladers, reduziert aber andererseits die Abgasenthalpie, welche für die Turboaufladung notwendig ist.

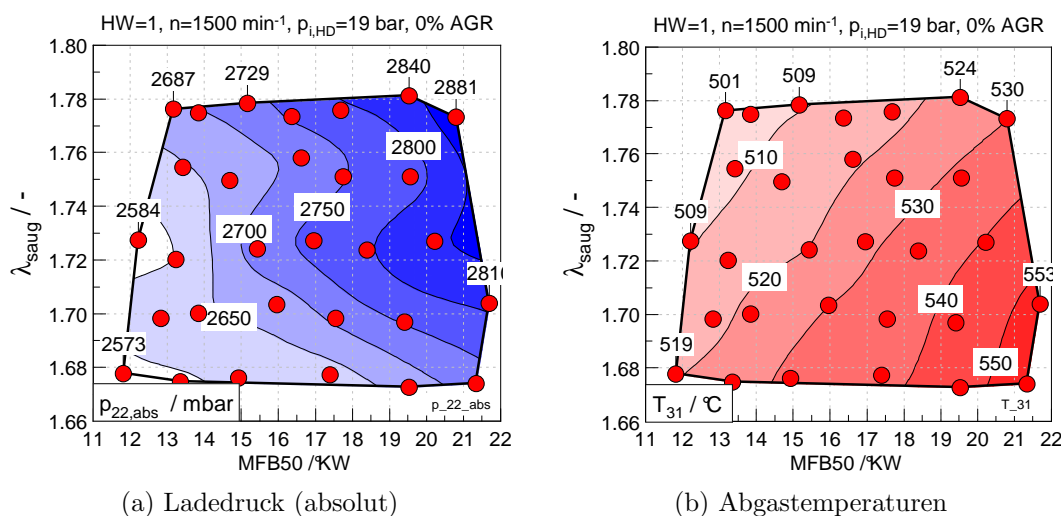


Abbildung 6.1.: Magerbetrieb

Ferner ist sofort ersichtlich, dass späte Verbrennungslagen und niedrige λ -Werte im Sinne des Thermomanagements genutzt werden können, um die Abgasnachbehandlungskomponenten auf Betriebstemperatur zu bringen. Das geschieht natürlich auf Kosten des Wirkungsgrades.

Betrachtet man die Wirkungsgrade, wie in Abbildung 6.2 in Form des indizierten Wirkungsgrades des Hochdruckteiles und des indizierten Wirkungsgrades, so erkennt man den klaren Nachteil später Verbrennungslagen. Beinahe vier Prozentpunkte an Wirkungsgrad werden bei einem $\text{MFB50} = 21^\circ\text{KW}$ gegenüber dem frühest möglichen eingebüßt. Der beste gemessene $\eta_{i,\text{HD}}$ liegt bei 45.4% und befindet sich nicht an der oberen Luftzahl-Grenze, da dort eine frühere Verbrennungslage nicht möglich war.

Der indizierte Wirkungsgrad und jener des Hochdruckteiles ähneln einander qualitativ, da die Ladungswechselerarbeit annähernd konstant gehalten wurde.

Eine frühere Lage von MFB50 war bei hohem Lambda auf Grund von Zündaussetzern nicht möglich. Dies ist anhand der punktuell hohen Varianz des Mitteldrucks in Ab-

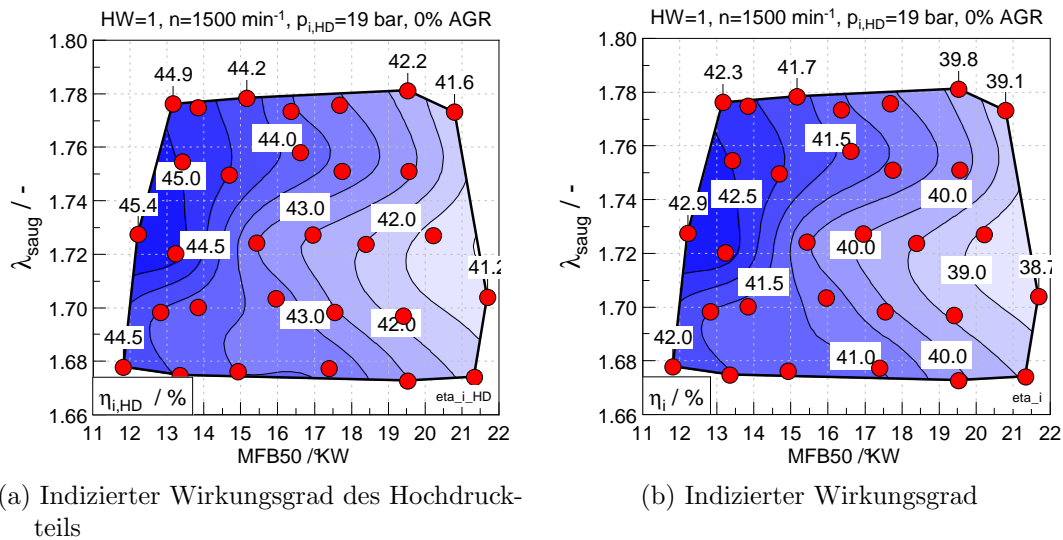


Abbildung 6.2.: Wirkungsgrad im Magerbetrieb

Abbildung 6.3a ersichtlich. Generell erhöht sich der Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks VPI durch die Gemischabmagerung. Dieser nahm erwartungsgemäß auch für späte Verbrennungslagen zu.

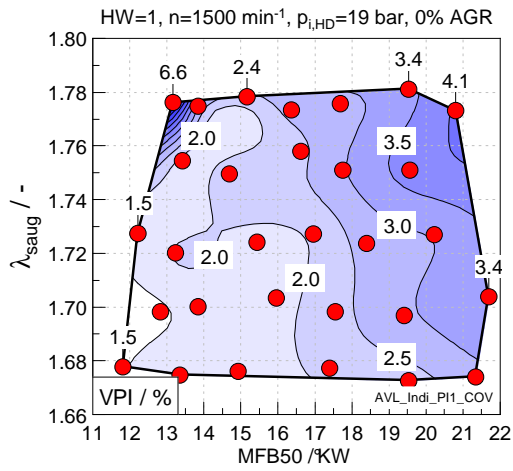
Durch die Erhöhung des Luftverhältnisses steigt auch die Menge des unverbrannten Kraftstoffes, was, wie zu Beginn erwähnt, die Hauptproblematik der Gemischabmagerung zur NO_x -Reduzierung im Sinne der Erfüllung aktueller Emissionsgesetzgebungen darstellt. Diese sind in Kennfeld 6.3b abgebildet. Der unverbrannte Kraftstoff in Form von THC-Emissionen ist in Bild 6.3c angeführt, wobei jene Emissionen mit dem Index HD auf die indizierte Arbeit des Hochdruckteiles bezogen sind. Es ist deutlich zu erkennen, dass neben dem Anstieg der THC-Emissionen bei später Verbrennungslage auch die Gemischabmagerung zu diesen beiträgt. Die Kohlenmonoxid-Emissionen, wie in Bild 6.3d visualisiert, zeigen hauptsächlich eine Abhängigkeit in Bezug auf die Verbrennungslage.

In Bild 6.3 sind die Stickoxidemissionen dargestellt. In 6.3e sind diese wiederum auf die indizierte Arbeit des Hochdruckteiles bezogen. Um jedoch einen Vergleich mit aktuellen Emissionsgesetzgebungen zu erhalten, sind in Bild 6.3f die NO_x -Emissionen auf die effektive Arbeit bezogen, auch wenn das auf Grund der veränderten Reibung keine direkte Gültigkeit für den Vollmotor bedeutet. Darin ist das EURO VI-Limit von 0.46 g/kWh gekennzeichnet, welches für den WHTC-Zyklus gilt. Auch wenn der Vergleich mit dem stationären Kennfeld etwas hinkt, so ist ersichtlich, warum im Sinne einer NO_x -Reduktion möglichst hohe Luftzahlen anzustreben sind. Durch die Abmagerung und der damit verbundenen Absenkung

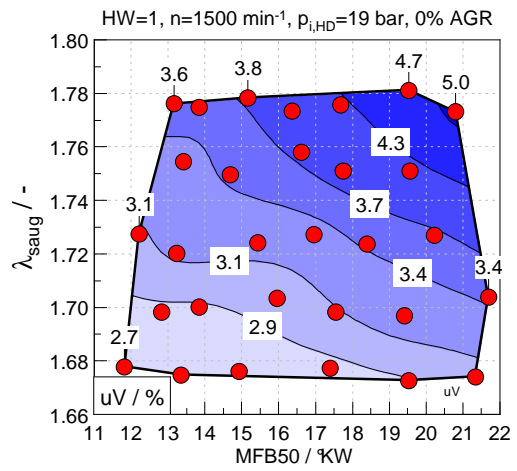
6. Analyse und Interpretation

der Verbrennungstemperatur sind nämlich frühe und damit wirkungsgradoptimale Verbrennungslagen möglich.

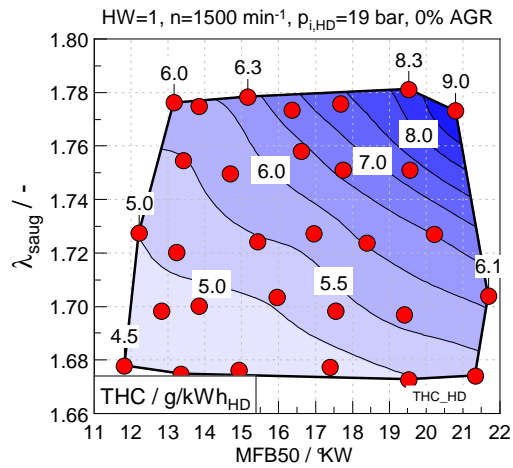
6.1. Ergebnisse des Magerbetriebs



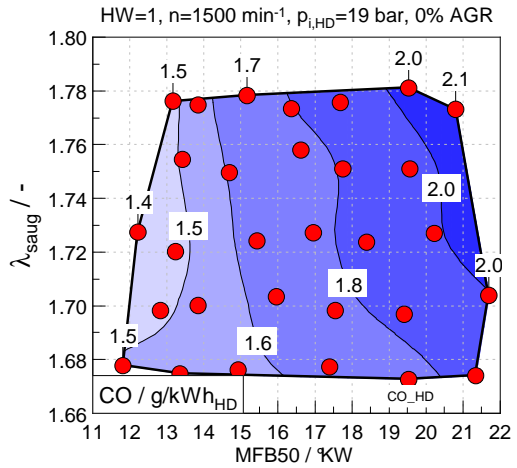
(a) Verbrennungsschwankungen



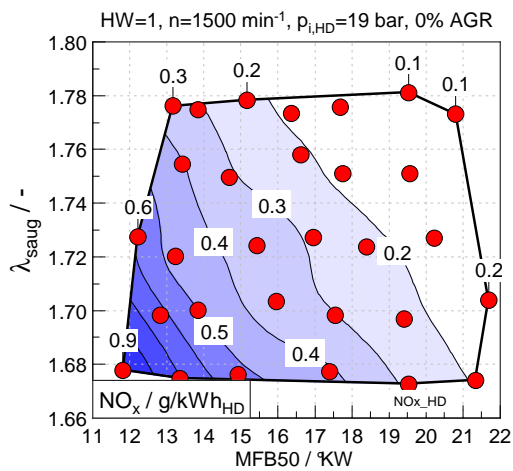
(b) Unverbranntes



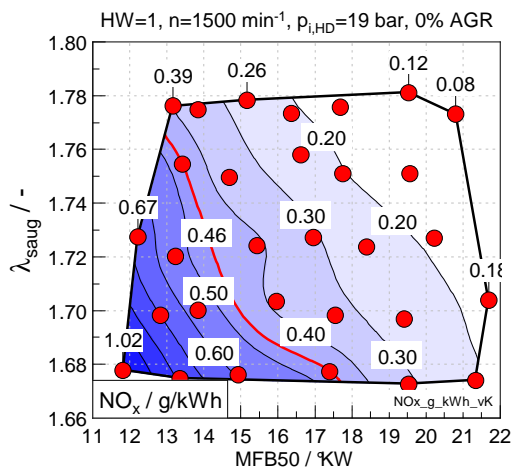
(c) THC-Emissionen



(d) CO-Emissionen



(e) NO_x-Emissionen (HD)



(f) NO_x-Emissionen (effektiv)

Abbildung 6.3.: Verbrennungsschwankungen und Emissionen an der Vollast

Einfluss des rückgeführten Abgases

Die Zugabe von rückgeführtem Abgas bei Luftverhältnissen in einem Bereich nahe der Zündgrenze ist äußerst kritisch, da sich die Zündbedingungen durch das zusätzliche Inertgas weiter verschlechtern, sofern ein homogenes Gemisch verbrannt werden soll. Bei einer AGR-Rate von 6% konnte bei $n = 1500\text{U/min}$ und $p_{i,\text{HD}} = 19\text{bar}$, ein maximales Luftverhältnis von $\lambda_{\text{saug}} = 1.725$ erreicht werden. Dies führte, im Vergleich zum Betrieb ohne AGR, weder zu einer Verbesserung des Wirkungsgrades noch zu einer weiteren Absenkung der NO_x -Emissionen. Ferner wurden die THC-Emissionen kaum beeinflusst, was in Summe den Schluss zulässt, dass der Aufwand von AGR in dem untersuchten Lambda-Bereich nicht gerechtfertigt ist.

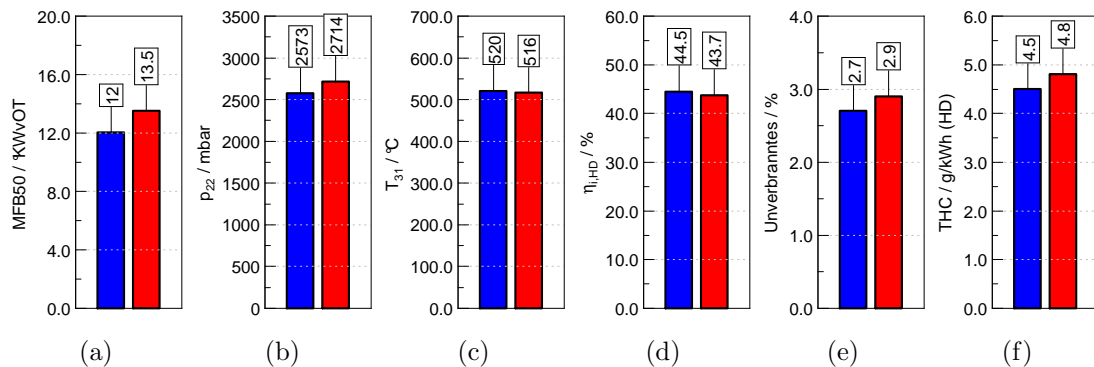


Abbildung 6.4.: Einfluss von 6% AGR bei ähnlichem (a) MFB50 auf (b) den erforderlichen Ladedruck p_{22} , (c) die Abgastemperatur T_{31} , (d) den Wirkungsgrad $\eta_{i,\text{HD}}$, (e) den unverbrannten Kraftstoff (energetisch) und (f) die THC-Emissionen im Betriebspunkt $p_{i,\text{HD}} = 22\text{bar}$ und $n = 1500\text{min}^{-1}$ und konstantem $\lambda_{\text{saug}} = 1.68$.

Abbildung 6.4 zeigt die Unterschiede zwischen dem Betrieb ohne AGR blau und mit AGR rot dargestellt. Zum Vergleich wurde ein ähnlicher MFB50 und dasselbe Luftverhältnis gewählt. Um das zu realisieren, ist für den Betrieb mit AGR ein etwas höherer Ladedruck erforderlich. Trotz der etwas späteren MFB50-Lage sinkt mit AGR die Auslasstemperatur T_{31} etwas. Der unverbrannte Kraftstoff, berechnet aus der Brennstoffenergie des im Rohabgas gemessenen CO und HC bezogen auf die zugeführte Brennstoffenergie, beziehungsweise die THC-Emissionen steigen leicht.

In Abbildung 6.5 wird der Heizverlauf der Verbrennung mit und ohne AGR verglichen. Betrachtet man die Kompressionskurve, so erkennt man, dass durch den höheren Ladedruck und die größere Zylinderfüllung jene mit AGR etwas höher liegt. Trotz der früheren Zündung, wobei das Primärsignal dargestellt ist, verläuft

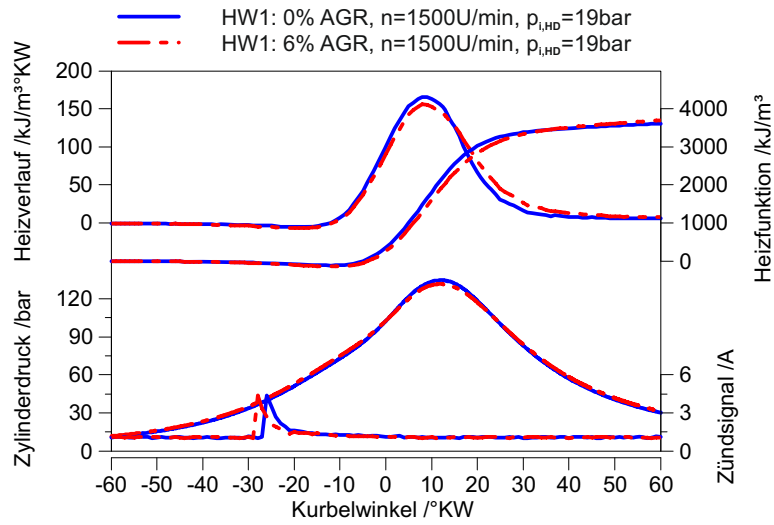


Abbildung 6.5.: Volllastverhalten bei $p_{i,HD} = 19\text{bar}$ für 0 und 6% AGR und $n = 1500\text{min}^{-1}$. $\lambda_{\text{saug}} = 1.68$. Entspricht den ausgewählten Messpunkten in Abbildung 6.4

die Verbrennung mit AGR etwas langsamer, was auch zu einem etwas niedrigeren Spitzendruck führt.

6.1.2. Teillastverhalten

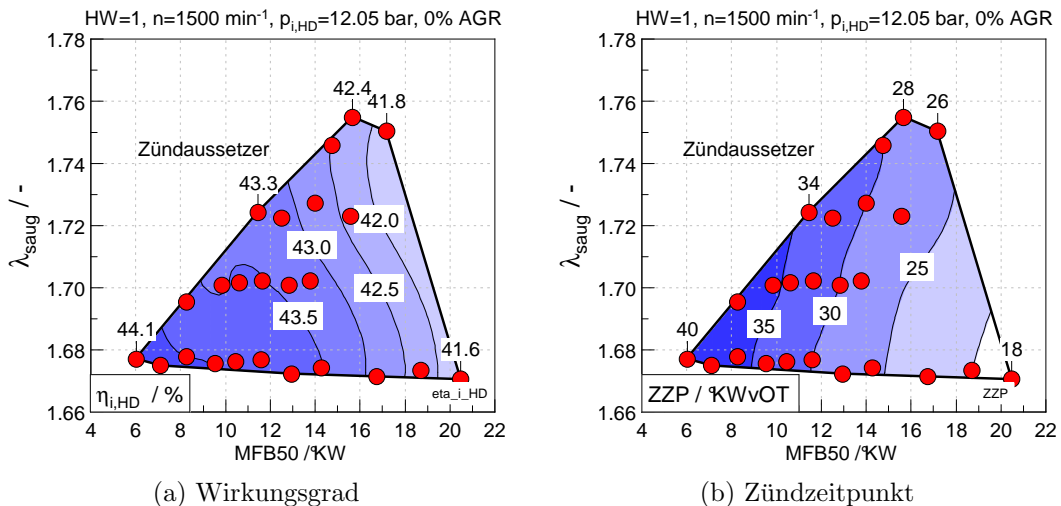


Abbildung 6.6.: Magerlaufgrenze und Zündgrenze in der Teillast. (a) Wirkungsgrad im Hochdruckteil. (b) Zündzeitpunkt

Bei einer Drehzahl von $1500\text{U}/\text{min}$ und einem $p_{i,HD} = 15.15\text{bar}$ wurde ebenfalls

6. Analyse und Interpretation

die Luftzahl so weit erhöht, bis kein stabiler Betrieb mehr möglich war. Auffällig ist, wie in Abbildung 6.6 ersichtlich, dass mit zunehmendem λ die ehest mögliche Lage von MFB50 deutlich später liegt. Diese Verschiebung in Richtung spät wurde durch Zündaussetzer bei früherer Verbrennung verursacht. Der Umstand, dass die Aussetzer vor allem bei frühen Verbrennungslagen auftreten, lässt sich möglicherweise durch die Änderung des Zündzeitpunktes, wie in Bild 6.6b gezeigt, erklären. Die Zündung erfolgt bei einer frühen Verbrennungslage in einem Bereich, wo die Turbulenz noch nicht so ausgeprägt ist. Außerdem ist, verglichen mit der Volllast, das Druckniveau und das Temperaturniveau niedriger, sodass der Zündverzug ansteigt.

Die Zündaussetzer beschränken die Abmagerung und in weiterer Folge den Wirkungsgrad, sodass das Optimum mit $\eta_{i,HD} = 44.1\%$ bei dem niedrigsten gemessenen Lambdawert von $\lambda = 1.68$ zu liegen kommt.

Sofern das Verbrennungsluftverhältnis nicht zu hoch gewählt wird, kann bei Teillast die Lage der Verbrennung deutlich früher gewählt werden, da diese durch Klopfen nicht beschränkt ist. In Abbildung 6.7b ist der Einfluss der Verbrennungslage auf den Wirkungsgrad des Hochdruckteils dargestellt. Die Kurve flacht bei frühen MFB50-Lagen deutlich ab und erreicht ihr Maximum bei etwa 6°KW nach OT. Typische Werte für PKW-Motoren liegen etwa bei 8°KW ; dieser Wert hängt aber vom Wärmeübergang, und somit von Zylinderoberfläche und -volumen, ab und liegt bei großen Hubräumen in der Regel früher.

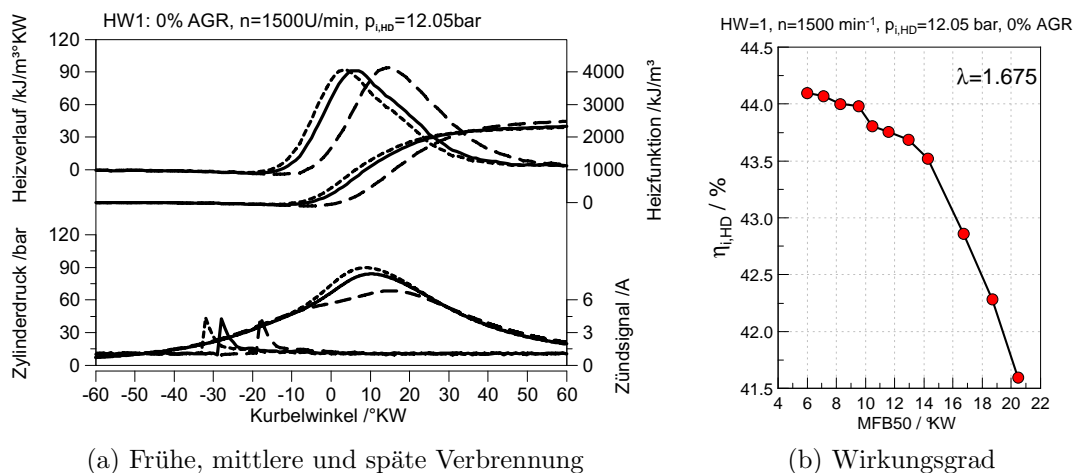


Abbildung 6.7.: Einfluss der Verbrennungslage in der Teillast bei $\lambda = 1.675$

Der Wirkungsgradunterschied zwischen einer frühen und einer späten Verbrennung ist mit 2.5 Prozentpunkten beträchtlich, wobei bereits 2 Prozentpunkte zwischen einem MFB50 von 20 und 14°KW liegen. Für diesen Betriebspunkt sind in Bild

6.7a die Heizverläufe, Zündzeitpunkte und Druckkurven für eine frühe, mittlere und späte Verbrennung gezeigt.

Schließlich lässt sich daraus auch für die Vollast ableiten, dass eine möglichst frühe Verbrennungslage erzielt werden soll. Der Zielkonflikt besteht nun darin, dass für ein neues Motorkonzept eine Hardware-Konfiguration gewählt werden soll, die, abzielend auf einen hohen theoretischen Wirkungsgrad, einerseits ein hohes Verdichtungsverhältnis und andererseits geringe Klopfneigung aufweist, um die Einbusen einer späten Verbrennung bei hohen Lasten möglichst gering zu halten.

Darüber hinaus sind thermische, mechanische und emissionsrelevante Randbedingungen einzuhalten. Im folgenden Abschnitt sind die Ergebnisse des stöchiometrischen Brennverfahrens gezeigt, wobei besonders auf die eben erwähnte Problematik eingegangen wird.

6.2. Ergebnisse des stöchiometrischen Betriebs mit AGR

Hier werden die Ergebnisse des stöchiometrischen Betriebs mit Abgasrückführung gezeigt. Durch das stöchiometrische Brennverfahren soll es ermöglicht werden die Rohemissionen mit einem konventionellen 3-Wege-Katalysator nachzubehandeln. Eine besondere Problematik bei Erdgas stellt die Stabilität des Methanmoleküls dar. Diese Eigenschaft erschwert die Abgasnachbehandlung, sodass generell mit geringeren Konvertierungsraten, als bei benzinbetriebenen Ottomotoren gerechnet werden muss.

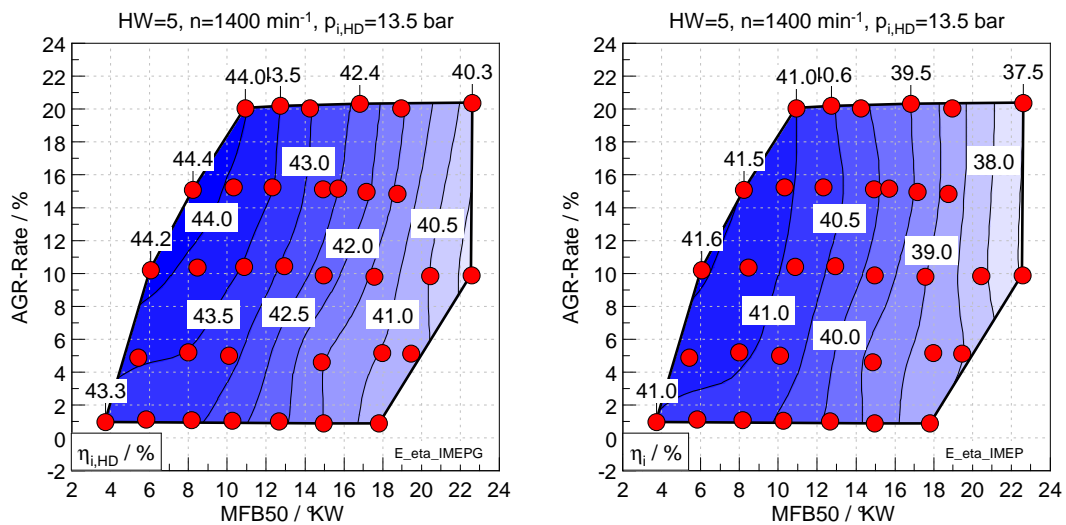
6.2.1. Einfluss und Potenzial von AGR

Da bei dem untersuchten stöchiometrischen Brennverfahren AGR in einem weiten Kennfeldbereich und vor allem auch an der Vollast zum Einsatz kommen soll, sei vorerst auf den Einfluss von rückgeführtem Abgas eingegangen. Alle Betriebspunkte, sofern nicht anders angegeben, wurden bei einer konstanten Saugrohrtemperatur $T_{22} = 45^\circ\text{C}$ gemessen. Dies konnte nur durch eine AGR-Konditionierung ermöglicht werden. Ein derartiges Brennverfahren ist mit großer Wahrscheinlichkeit nicht ohne eine effektive Ladeluftkühlung und einer AGR-Kühlung realisierbar. Nur gekühltes, rückgeführtes Abgas bringt die Vorteile, deren Potenzial hier ausgeschöpft werden soll. Es sei zur Vollständigkeit angemerkt, dass hier also nur der Einfluss von externer AGR untersucht worden ist.

AGR im Teillastbereich

Da bei mittleren Lasten die thermischen Randbedingungen und Verbrennungsinstabilitäten nicht so restriktiv sind wie bei Vollastbetrieb, sei der Einfluss von AGR bei einer mittleren Drehzahl $n = 1400 \text{ min}^{-1}$ und einem $p_{i,HD} = 13.5 \text{ bar}$, was circa 60% der Vollast entspricht, gezeigt. Es sind hier exemplarisch die Ergebnisse von Hardware 5, wie in Tabelle 5.3 näher erläutert, gezeigt.

Einfluss auf den Wirkungsgrad: Wie oben beschrieben, kann sich, durch die Veränderung der Stoffwerte des Verbrennungsgases, AGR positiv auf den Wirkungsgrad des Motors auswirken. Abbildung 6.8 zeigt den indizierten Wirkungsgrad der Hochdruckphase und des gesamten Zykluses bei einer Variation der AGR-Rate zwischen 0 und 20% und in Abhängigkeit von MFB50. Es ist ersichtlich, dass der maximale Wirkungsgrad $\eta_{i,HD}$ trotz späterer Verbrennungslage bei 15% AGR liegt.



(a) Indizierter Wirkungsgrad der Hochdruckphase

(b) Indizierter Wirkungsgrad

Abbildung 6.8.: Verbesserung des Wirkungsgrades durch gekühlte AGR bei $\lambda = 1.000$

Betrachtet man beispielsweise in Bild 6.8a den Wirkungsgrad bei konstantem $\text{MFB50} = 8^\circ\text{KW}$, so steigt der Wirkungsgrad der Hochdruckphase um etwa 0.5 Prozentpunkte bei einer Erhöhung von AGR um 5 Prozentpunkte. Dieser positive Effekt wird durch die definierte AGR-Raten-Abhängigkeit des Spülgefälles, wie in Gleichung (5.1) beschrieben, und der damit verbundenen Vergrößerung der

6.2. Ergebnisse des stöchiometrischen Betriebs mit AGR

Ladungswechsellarbeit etwas geschmälert. Dieser Umstand kann bei der näheren Betrachtung von Abbildung 6.8b erkannt werden. Unter diesen Randbedingungen ist eine Erhöhung der AGR-Rate über 10% nicht sinnvoll.

Die Unterschiede in den frühesten MFB50-Lagen bei Änderung der AGR-Rate fordern eine weitere Untersuchung der Messpunkte, worauf nun eingegangen wird.

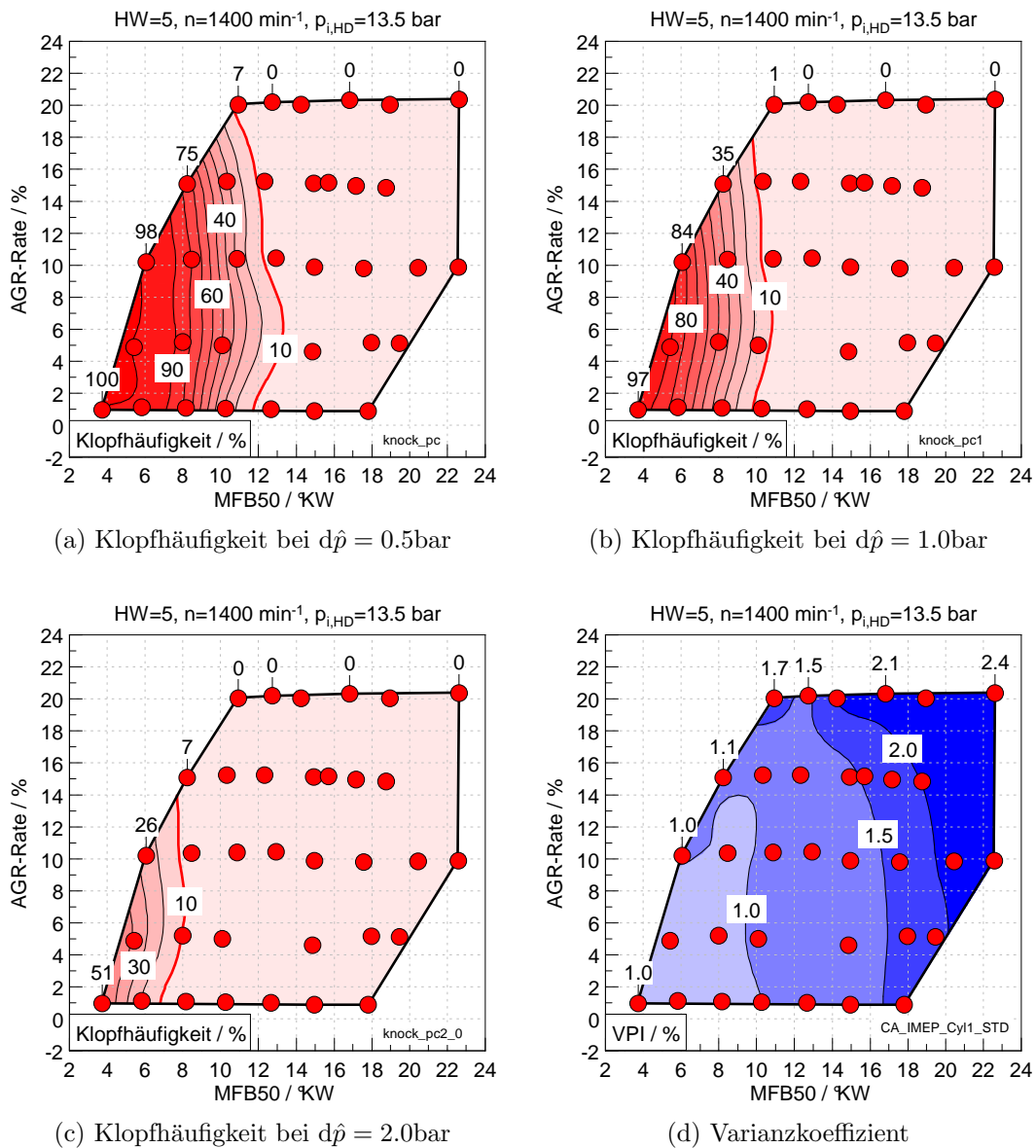


Abbildung 6.9.: Klopferverhalten und Verbrennungsstabilität bei $\lambda = 1.000$

Einfluss auf das Klopfverhalten und die Verbrennungsstabilität: Auch bei mittleren Lasten konnte durch Frühlegung der Zündung klopfende Verbrennung provoziert werden. Abbildung 6.9a zeigt die eindeutige Abhängigkeit des Klopfverhaltens von MFB50. In der Darstellung ist die kumulierte Häufigkeit der als klopfend identifizierten Zyklen des jeweiligen Messpunktes aufgetragen. Das gewählte Maximum der Klopfspitze des bei 4000Hz hochpassgefilterten Drucksignals, welches einen Einzelzyklus als Klopfzyklus identifiziert – wie in Abschnitt 4.3.2 näher erläutert – wurde auf einen Wert von $d\hat{p} = 0.5\text{bar}$ gesetzt. Dieser Wert ist mit Absicht relativ niedrig gewählt, um, ohne Bauteile und Messinstrumente zu zerstören, Klopfendenzen untersuchen zu können. Eine definierte Grenze, welche, wie in Abschnitt 2.5.1 beschrieben, dem 10%-Quantil entspricht, ist in Bild 6.9a als rote durchgezogene Linie dargestellt. Man erkennt hier keine deutliche Abhängigkeit des Klopfverhaltens von der AGR-Rate.

Ändert man die Grenze, indem man höhere Druckamplituden zulässt und beispielsweise 10%-Quantile $d\hat{p} = 1.0\text{bar}$ oder $d\hat{p} = 2.0\text{bar}$ betrachtet, wie in Abbildungen 6.9b und 6.9c visualisiert, so verschiebt sich das Limit zu früheren Verbrennungslagen. An der Tatsache, dass die Grenze hier eher von MFB50 als von der AGR-Rate abhängt ändert sich aber nichts. Schlussendlich müsste in einem Dauerlauf des Motors die Grenze ausgelotet werden, um einerseits keine Wirkungsgradeinbußen durch zu späte Verbrennung und andererseits keine Schädigungen am Motor zu verzeichnen. Für die Vergleichbarkeit unterschiedlicher Betriebsvarianten scheint es aber ausreichend eine Grenze, möglicherweise auch auf zu niedrigem Niveau, zu definieren. Ferner bleibt unter Einhaltung eines definierten Klopflimits, der Umstand, dass der beste Wirkungsgrad bei höheren AGR-Raten zu liegen kommt.

Die Zugabe von rückgeführten Abgas wirkt sich auf die Verbrennungsstabilität negativ aus. Wie in Bild 6.9d ersichtlich, tritt diese Verschlechterung vor allem bei einer AGR-Rate von über 15% auf und wird vor allem bei späten Verbrennungslagen kritisch. Über dies hinaus können auch bei frühen Verbrennungslagen Aussetzer den Betriebsbereich beschränken. Bei 20% AGR waren Verbrennungsaussetzer der Grund, dass keine früheren Verbrennungslagen mehr möglich waren.

Im Sinne eines optimalen Wirkungsgrades bei gleichzeitiger Einhaltung der Klopfgrenze scheint, im untersuchten Betriebspunkt, ein Betrieb mit einer AGR-Rate um 15% als geeignete Wahl.

Einfluss auf die thermische Belastung: Mit Hilfe von gekühlter AGR ist es möglich die Prozesstemperaturen wesentlich zu senken und somit kritische Bauteile thermisch weniger zu belasten. Die maximale Belastung tritt natürlich bei hohen Lasten und hohen Drehzahlen auf, aber eine Demonstration des Effektes kann wiederum in mittleren Lastbereichen anschaulicher erfolgen.

6.2. Ergebnisse des stöchiometrischen Betriebs mit AGR

Relevant für die Turboladerauslegung ist vor allem die Temperatur im Auslasskrümmer T_{31} . Diese ist primär von der Lage der Verbrennung abhängig, lässt sich aber auch durch AGR wesentlich beeinflussen. In Abbildung 6.10a ist dies dargestellt. Bei $\lambda = 1.000$ kann im gezeigten Betriebspunkt mit der Zugabe von 20% AGR die Temperatur bei gleichem MFB50 um etwa 70°C gesenkt werden.

Eine Temperaturmessstelle in der Zylinderlaufbuchse zeigt, in Abbildung 6.10b, dass auch am Motorblock die thermische Belastung sinkt.

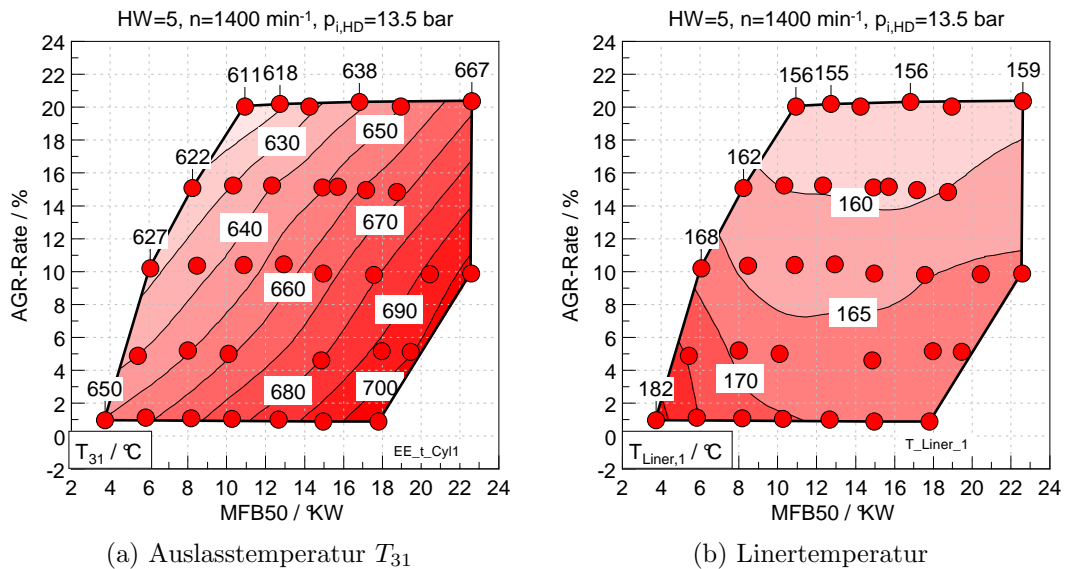


Abbildung 6.10.: Thermische Belastung bei $\lambda = 1.000$

Einfluss auf das Emissionsverhalten: Für die Rohemissionen bedeutet AGR durch die niedrigeren Verbrennungstemperaturen weniger thermisches NO_x , jedoch steigen die Kohlenwasserstoffemissionen, wie bei einer Gemischabmagerung mit Luftüberschuss, an. Dies ist in Abbildung 6.11 dargestellt. Es zeichnet sich ein deutliches Tradeoff-Verhalten zwischen THC und den Stickoxiden ab. Zusätzlich sind in Teilbild 6.11c die Punkte des maximalen und minimalen Wirkungsgrades $\eta_{i,HD}$ markiert. Die Betrachtung unter Einhaltung eines konstanten MFB50 von 10–11°KW wird in 6.11d gezeigt.

6. Analyse und Interpretation

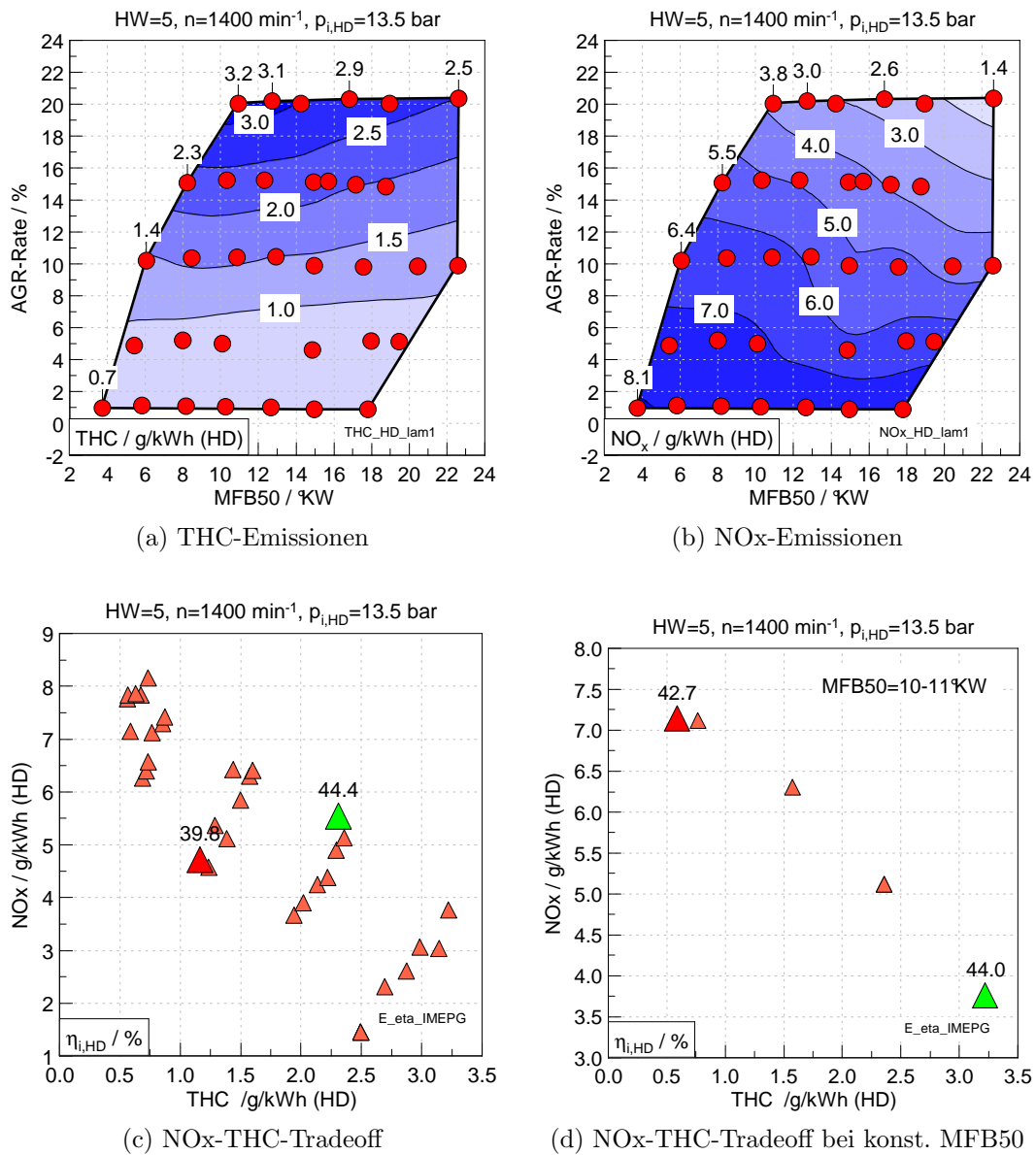


Abbildung 6.11.: AGR-abhängige Rohemissionen bei $\lambda = 1.000$ bezogen auf die Arbeit im Hochdruckteil

Der maximale Wirkungsgrad bei hohen Abgasrückführaten verdeutlicht, dass für die Abgasnachbehandlung vor allem die Kohlenwasserstoffemissionen eine Herausforderung darstellen könnten.

Weitere Einflüsse: Für die motorischen Randbedingungen bedeutet AGR, bei Festlegung des Luftverhältnisses auf $\lambda = 1$, eine notwendige Anhebung des Ladedrucks, um die erhöhte Ladungsmasse bereitzustellen. Dies wird in Abbildung 6.12a gezeigt. Bei gleichem Liefergrad ist der Ladedruckbedarf zusätzlich vom Wirkungsgrad abhängig, da zur Realisierung eines stöchiometrischen Betriebs bei erhöhtem Kraftstoffverbrauch auch die Luftmasse erhöht werden muss. Darum steigt der Ladedruckbedarf bei späten Verbrennungslagen an.

In Bild 6.12b ist der Zündverzug, definiert als Kurbelwinkeldifferenz zwischen Zündzeitpunkt und MFB50 aufgetragen. Dieser steigt durch die Verdünnung des Gemisches bei Abgasrückführung stark an.

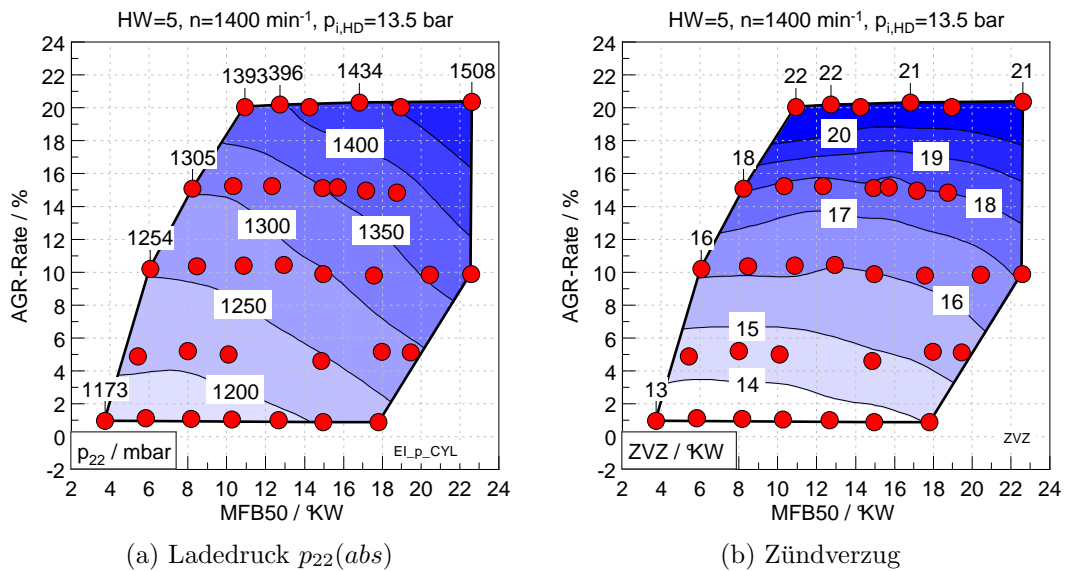


Abbildung 6.12.: Vergrößerung des Ladedruckbedarfs und des Zündverzugs bei AGR

Zusammenfassend seien in Tabelle 6.1 nochmals ein Punkt ohne und einer mit 20% AGR verglichen. Beide Punkte erfüllen einen MFB50 von 10°KW und ein $\lambda = 1.000$. Die eben beschriebenen Vor- und Nachteile sind direkt gegenübergestellt.

6. Analyse und Interpretation

Tabelle 6.1.: Vergleich eines Betriebspunktes mit und ohne AGR bei konstantem MFB50

HW 5: $n = 1400\text{min}^{-1}$, $p_{i,\text{HD}} = 13.5\text{ bar}$, $\text{MFB50} = 10^\circ\text{KW}$			
	0% AGR	20% AGR	
$\eta_{i,\text{HD}}$	42.7	44.0	%
η_i	40.5	41.0	%
Klopfhäufigkeit	25	7	%
VPI	1.0	1.7	%
THC	1	3.2	g/kWh
T_{31}	675	611	°C
$T_{\text{Liner},1}$	170	156	°C
NO_x	8	3.8	g/kWh
ZVZ	13	22	°KW

6.2.2. Drallvariation

Hier sind die Ergebnisse der Hardware-Varianten 3–7 gezeigt. Dabei wurden Zylinderköpfe unterschiedlicher Drallzahl untersucht. Daher sei hier im Besonderen auf den Einfluss der Drallzahl eingegangen.

Teillastverhalten

Vorerst seien wiederum die Ergebnisse eines mittlerer Lastpunkts bei mittlerer Drehzahl gezeigt. In Abbildung 6.13 sind zur Übersicht für den Teillastpunkt sämtliche Messpunkte bei $\lambda = 1.000$, ohne Rücksicht auf die AGR-Rate, dargestellt. In Bild 6.13a lässt sich bereits die Tendenz erkennen, dass die Zylinderköpfe mit den höheren Drallzahlen eine Wirkungsgradverbesserung ergeben. Um den Vergleich fair zu gestalten, wurden in Bild 6.13b alle Messpunkte, die entweder eine Limitverletzung in Form einer Überschreitung des Varianzkoeffizienten von $\text{VPI}_{\text{max}} = 2.5\%$ begehen, oder das Klopflimit, bewertet mit dem 10%-Quantil $d\hat{p}_{90} = 0.5\text{bar}$, überschreiten, entfernt. Diese Filterung beschränkt vor allem den Wirkungsgradvorteil der Hardware 6 mit der höchsten Drallzahl von $D_z = 2.4$, was bedeutet, dass vor allem diese Variante bei der Messung bevorzugt wurde. Nichtsdestotrotz bleibt aber, nach der Bereinigung dieser Bevorteilung durch die Offline-Analyse, der Vorteil der hohen Drallzahlen weiterhin bestehen.

Berücksichtigt man auch die AGR-Rate, in Form der Symbolgröße in Abbildung 6.14, so ergibt sich das erwartete Bild. Die hohen Drallzahlen zeigen über den gesamten Zündwinkelbereich, beziehungsweise über alle MFB50-Lagen hinweg,

6.2. Ergebnisse des stöchiometrischen Betriebs mit AGR

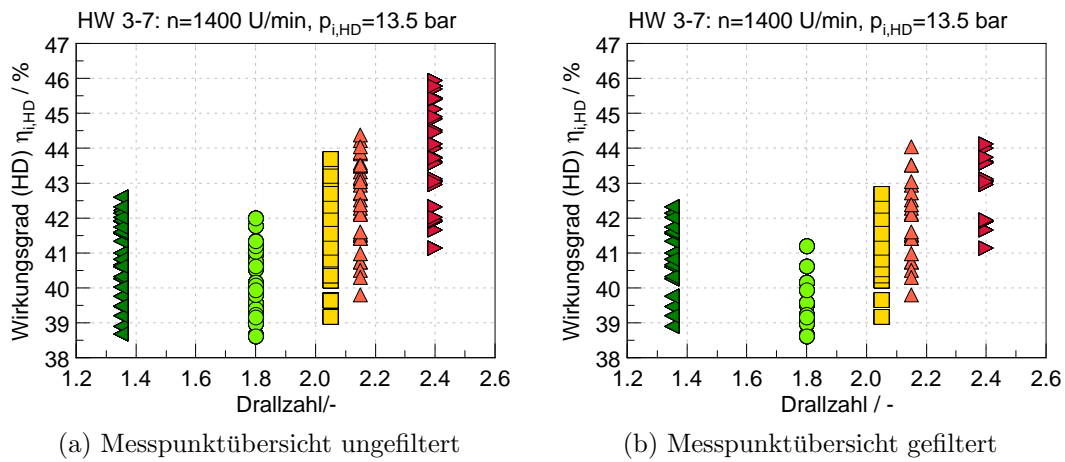


Abbildung 6.13.: Wirkungsgradübersicht über untersuchten AGR-Raten unter Einfluss der Drallzahl bei $\lambda = 1.000$

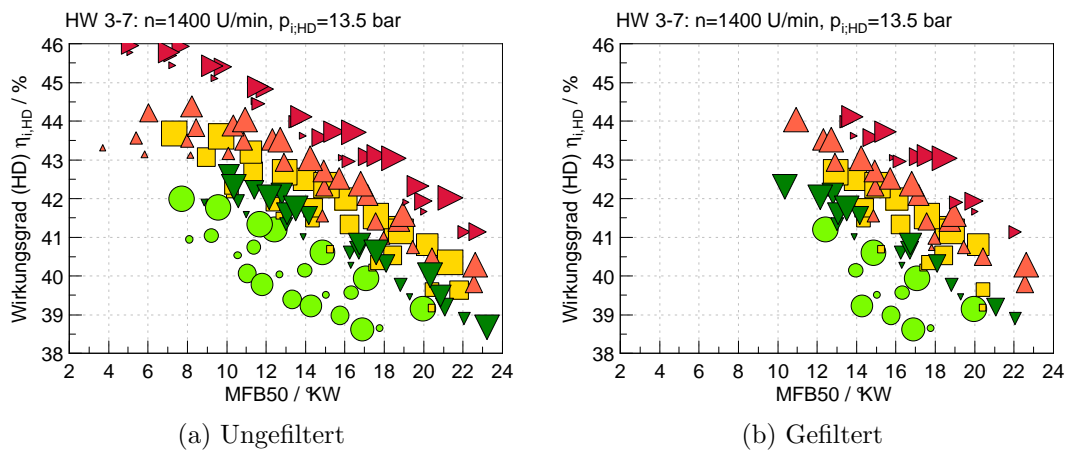


Abbildung 6.14.: Wirkungsgradübersicht über untersuchten AGR-Raten in 5%-Schritten von 0–20 % – wobei die Symbolgröße die Höhe der AGR-Rate widerspiegelt – unter Einfluss von Drallzahl und MFB50

deutliche Vorteile bezüglich des indizierten Hochdruck-Wirkungsgrades. Neben der Ladungsbewegung verbessert diesen auch die AGR-Rate, sodass das Wirkungsgradmaximum – wie Bild 6.14b, an welchem dieselbe Filterstrategie wie oben angewandt wurde, zeigt – bei der maximalen, stabil realisierbaren AGR-Rate zu liegen kommt.

Auch wenn man die Ladungswchselverluste berücksichtigt, indem man den indizierten Wirkungsgrad η_i betrachtet, wie in Bild 6.15a gezeigt, so ergibt sich ein klarer Vorteil der Zylinderköpfe mit hohen Drallzahlen. Etwas anders verhält es

6. Analyse und Interpretation

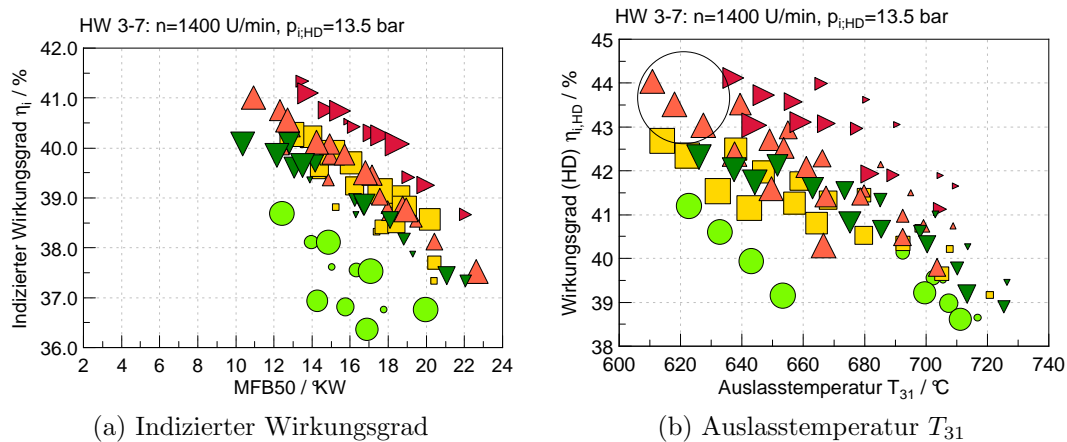


Abbildung 6.15.: Wirkungsgrad und Auslasstemperatur (gefiltert)

sich mit dem AGR-Raten-Einfluss. Durch die erhöhten Ladungswechselverluste mit verändertem Spülgefälle flaut der positive Einfluss von AGR auf den Wirkungsgrad etwas ab, bleibt aber dennoch in reduzierter Form bestehen. Es sei hier angemerkt, dass die Ergebnisse von HW3 (\circ) bei 15% AGR anzuzweifeln sind. Die Unstimmigkeiten in Bezug auf Wirkungsgrad und Abgastemperatur lassen auf einen Messfehler, beziehungsweise abweichende Randbedingungen, schließen. Da diese Hardwarevariante ohnehin unbefriedigende Ergebnisse lieferte, wurde aber auf eine Wiederholung der Messung verzichtet.

Die maximale AGR-Rate ist durch beginnende Verbrennungsinstabilität begrenzt. Die AGR-Verträglichkeit ist eine weitere Entscheidungsgrundlage für die Auswahl einer geeigneten Zylinderkopfvariante. AGR findet nicht nur zur Wirkungsgradsteigerung Einsatz, sondern soll vor allem die Prozesstemperaturen und somit die thermische Bauteilbelastung senken, was primär an der Nennleistung notwendig ist. Daher wurden die Zylinderköpfe auch unter diesem Gesichtspunkt verglichen. Abbildung 6.15b zeigt den Wirkungsgrad über der Auslasstemperatur T_{31} . Hardware 5 (\triangle), durch den Kreis hervorgehoben, zeigt hier deutliche Vorteile gegenüber der Variante mit maximalen Drall (\triangleright), was durch eine bessere AGR-Verträglichkeit begründet werden kann.

Bei 20% AGR zeigte Hardware 6, jene mit maximalem Drall, vermehrt Verbrennungsaussetzer, was in einem hohen Varianzkoeffizienten resultierte. Dies ist in Abbildung 6.16a erkennbar. Vergleicht man die potenziell besten Zylinderköpfe, HW5 und HW6, bei einer AGR-Rate von 15%, wie in Bild 6.16b, so erkennt man auch dort, dass die Verbrennungsstabilität bei HW 6 schlechter abschneidet, was in einer erhöhten Varianz des indizierten Mitteldrucks Ausdruck findet.

Der Einfluss der Drallzahl auf die Emissionen, gegenüber dem der AGR-Rate und

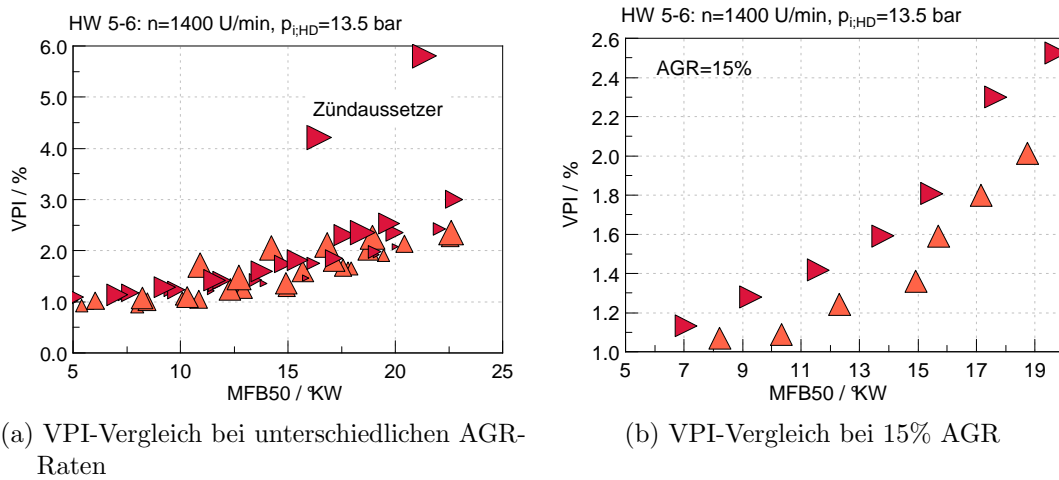


Abbildung 6.16.: Vergleich der Varianzkoeffizienten, VPI, von Hardware 5 und Hardware 6 mit hohen Drallzahlen

λ , ist eher gering und wird in Abbildung 6.17 gezeigt. Auf die Kohlenwasserstoff- und Stickoxidemissionen hat primär die AGR-Rate Einfluss und zeigt bei allen Zylinderkopfvarianten ein Tradeoff-Verhalten. Es sei angemerkt, dass die zwei Ausreißer hin zu niedrigen NO_x -Emissionen, bei Hardware 6, auf einen Ausfall des Chemolumineszenzdetektors rückzuführen sind. Kohlenmonoxidemissionen hängen primär von der Regelgenauigkeit der Lambdaregelung ab. In dem engen λ -Fenster, das mit Hilfe der Lambdasonde eingestellt wurde, ist aber kein deutlicher Trend erkennbar. Die Rohemissionen wurden in weiterer Folge nicht als primäre Entscheidungsgrundlage für die Auswahl einer Zylinderkopfvariante herangezogen.

Vollastverhalten

An der Vollast, und vor allem bei hohen Drehzahlen, sind die Limitierungen und Randbedingungen, welche vom Brennverfahren zu erfüllen sind, schwierig zu erfüllen. Die wichtigsten Parameter sind demzufolge

- eine Auslasstemperatur $T_{31} < 750^\circ\text{C}$,
- geringe zyklische Schwankungen und keine Zündaussetzer, $\text{VPI} < 3\%$, und
- die Vermeidung von Klopfen, $d\hat{p}_{90} = 0.5\text{bar}$,

bei gleichzeitig akzeptablem Wirkungsgrad und Emissionen. Unter Berücksichtigung dieser kritischen Werte ist ein Betrieb ohne Abgasrückführung bei hohen Lasten undenkbar. Insbesondere die Limitierung der Abgastemperatur erfordert im

6. Analyse und Interpretation

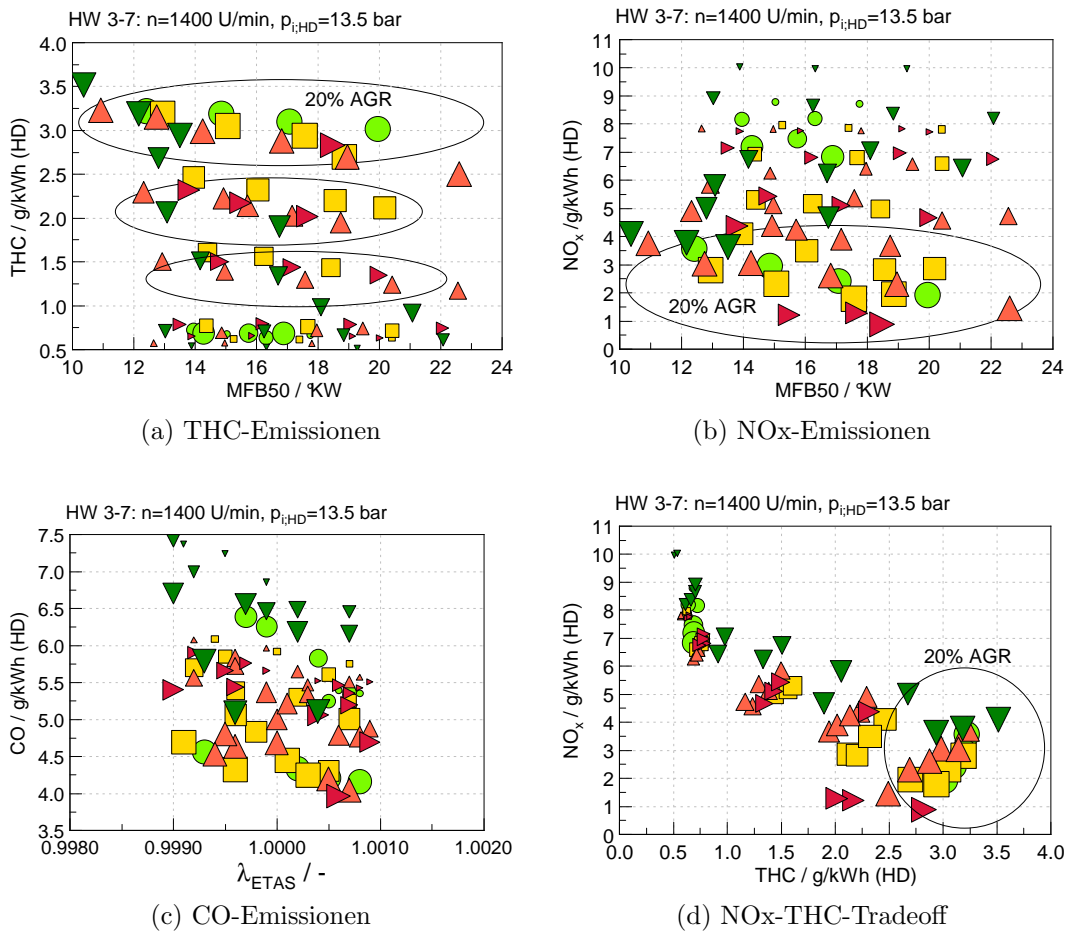


Abbildung 6.17.: Emissionen über untersuchten AGR-Raten unter Einfluss der Drallzahl und MFB50 (gefiltert)

stöchiometrischen Betrieb gekühltes rückgeführtes Abgas, um das Temperaturniveau des gesamten Verbrennungsvorganges zu senken.

In Abbildung 6.18 sind die Ergebnisse der Volllastpunkte bei den Drehzahlen $n = 1200\text{min}^{-1}$ und $n = 1600\text{min}^{-1}$ gezeigt. Das untere Limit der AGR-Raten, welche in Abbildung 6.18c und 6.18d aufgetragen sind, wird durch die erlaubte Abgastemperatur beschränkt. Bei höherer Drehzahl ergibt sich die Notwendigkeit der Erhöhung der AGR-Rate, um T_{31} im geforderten Bereich zu halten.

Bei Betrachtung aller Messpunkte in Bild 6.18a und 6.18b ist wiederum der Wirkungsgradvorteil bei erhöhter Ladungsbewegung erkennbar. Eine Aussortierung der klopfenden Betriebspunkte, welche nicht explizit gezeigt wird, ändert dieses Verhalten nicht. Die Verbrennungsstabilität zeigt sehr schlechtes Verhalten bei hohen Lasten. Wird ein Varianzkoeffizient des indizierten Mitteldrucks an der

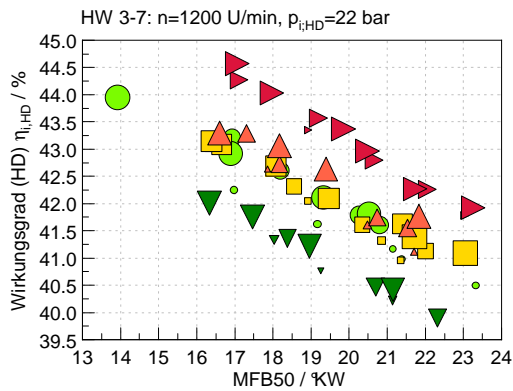
Volllast von maximal 3% erlaubt, so fallen vor allem bei hohen Drehzahlen, wie in Bild 6.18e und 6.18f anschaulich dargestellt, viele Messpunkte aus dem erlaubten Gebiet. Daraus kann direkt geschlossen werden, dass zur Darstellung eines stabilen Brennverfahrens die AGR-Verträglichkeit vor allem bei hohen Lasten und Drehzahlen verbessert werden muss. Eine Drallerhöhung allein kann jedoch keine zufriedenstellenden Ergebnisse liefern.

Der Extremfall, welchen Abbildung 6.19 demonstrieren soll, tritt nahe der gewünschten Nennlast ein. Bei einer Drehzahl von $n = 1900\text{min}^{-1}$ und einem indizierten Mitteldruck der Hochdruckphase von $p_{i,\text{HD}} = 19.8\text{bar}$ ist die Auslasstemperatur auch bei einer AGR-Rate von über 20% kritisch. Frühe Verbrennungslagen sind auf Grund der Klopfanfälligkeit nicht realisierbar und späte erhöhen einerseits die Abgastemperatur und andererseits verschlechtert sich die Verbrennungsstabilität. Reduziert man, über die gesamte Zylinderkopfreihe, alle Messpunkte auf jene, welche in diesem Betriebspunkt $\text{VPI} < 3\%$, $T_{31} < 750^\circ\text{C}$ und $d\hat{p}_{90} < 0.5\text{bar}$ erfüllen, so bleibt, wie in Abbildung 6.19f ersichtlich, nur ein einzelner Messpunkt erhalten.

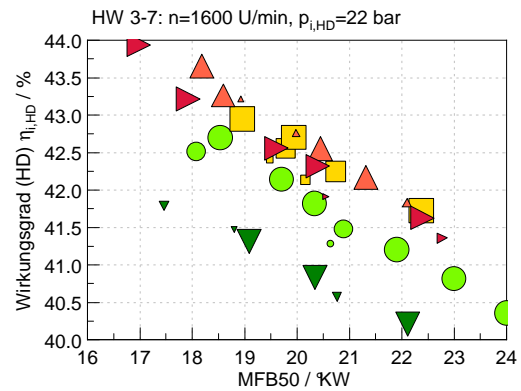
Aus diesem ernüchternden Ergebnis kann geschlossen werden, dass die gesamte Hardwarereihe 3-7 an der Volllast versagt. Es scheint, als könne ein hohes Drallniveau allein nicht genügend Turbulenz generieren, um die notwendige AGR-Toleranz in Form einer akzeptablen Verbrennungsstabilität zu gewährleisten. Diese wäre aber notwendig, um die Abgastemperaturen gering zu halten. In [33] wird der Einfluss der Kolbenform und des Quetschflächenanteils des Kolbenbodens auf die AGR-Verträglichkeit untersucht, wobei sich ein großer Quetschflächenanteil als vorteilhaft herausstellte. Die geänderte Brennraumform sollte zu mehr Turbulenz und zu einem beschleunigten Brennverlauf führen, was nach [33] eine höhere AGR-Verträglichkeit zur Folge habe. Aus Aluminium gefertigte Kolben mit ähnlicher Muldenform wie in [33] sollten hier Abhilfe schaffen und wurden in drei Varianten mit unterschiedlichem Verdichtungsverhältnis untersucht. Die Ergebnisse sind im folgenden Abschnitt 6.2.3 gezeigt.

Da im Zuge der Drallvariation der Zylinderkopf mit $D_z = 2.15$ in Summe die besten Resultate geliefert hatte, wurde vorerst dieser für die Variation des Verdichtungsverhältnisses mit der neuen Kolbenvariante weiterverwendet.

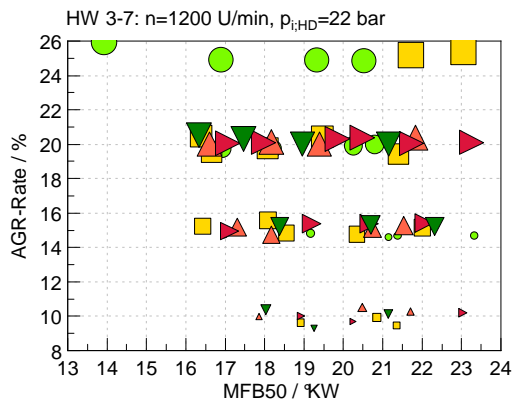
6. Analyse und Interpretation



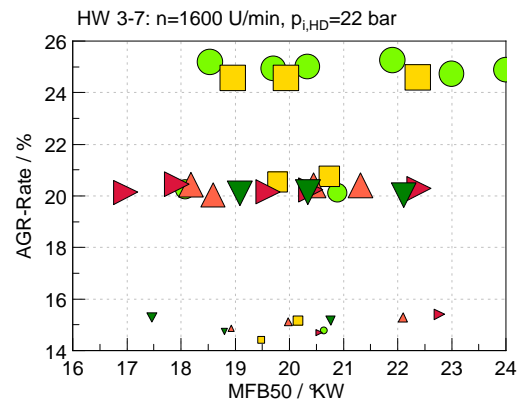
(a) Alle Messpunkte bei $n = 1200\text{min}^{-1}$



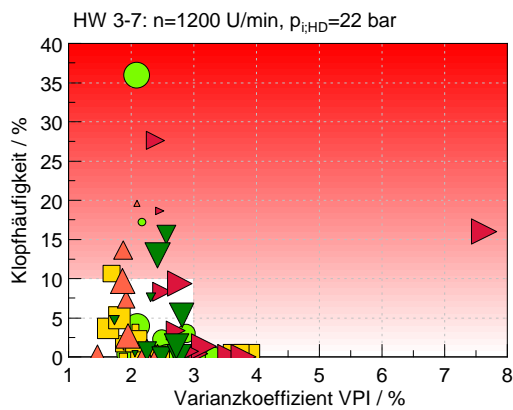
(b) Alle Messpunkte bei $n = 1600\text{min}^{-1}$



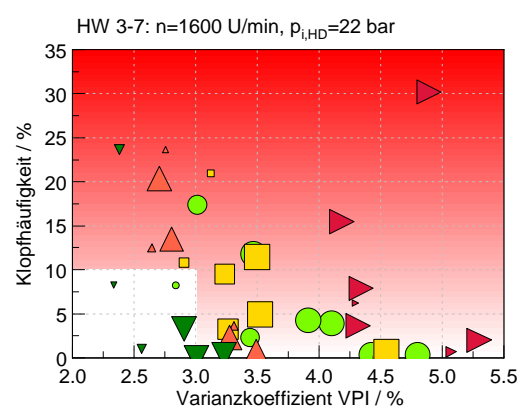
(c) AGR-Rate bei $n = 1200\text{min}^{-1}$



(d) AGR-Rate bei $n = 1600\text{min}^{-1}$



(e) Klopflimit und VPI-Limit; $n = 1200\text{min}^{-1}$



(f) Klopflimit und VPI-Limit; $n = 1600\text{min}^{-1}$

Abbildung 6.18.: Limitverletzungen durch klopfende und instabile Verbrennung an der Vollast bei mittleren Drehzahlen. Links: $n = 1200\text{min}^{-1}$. Rechts: $n = 1600\text{min}^{-1}$. Das rote Feld in (e) und (f) zeigt Limitverletzungen

6.2. Ergebnisse des stöchiometrischen Betriebs mit AGR

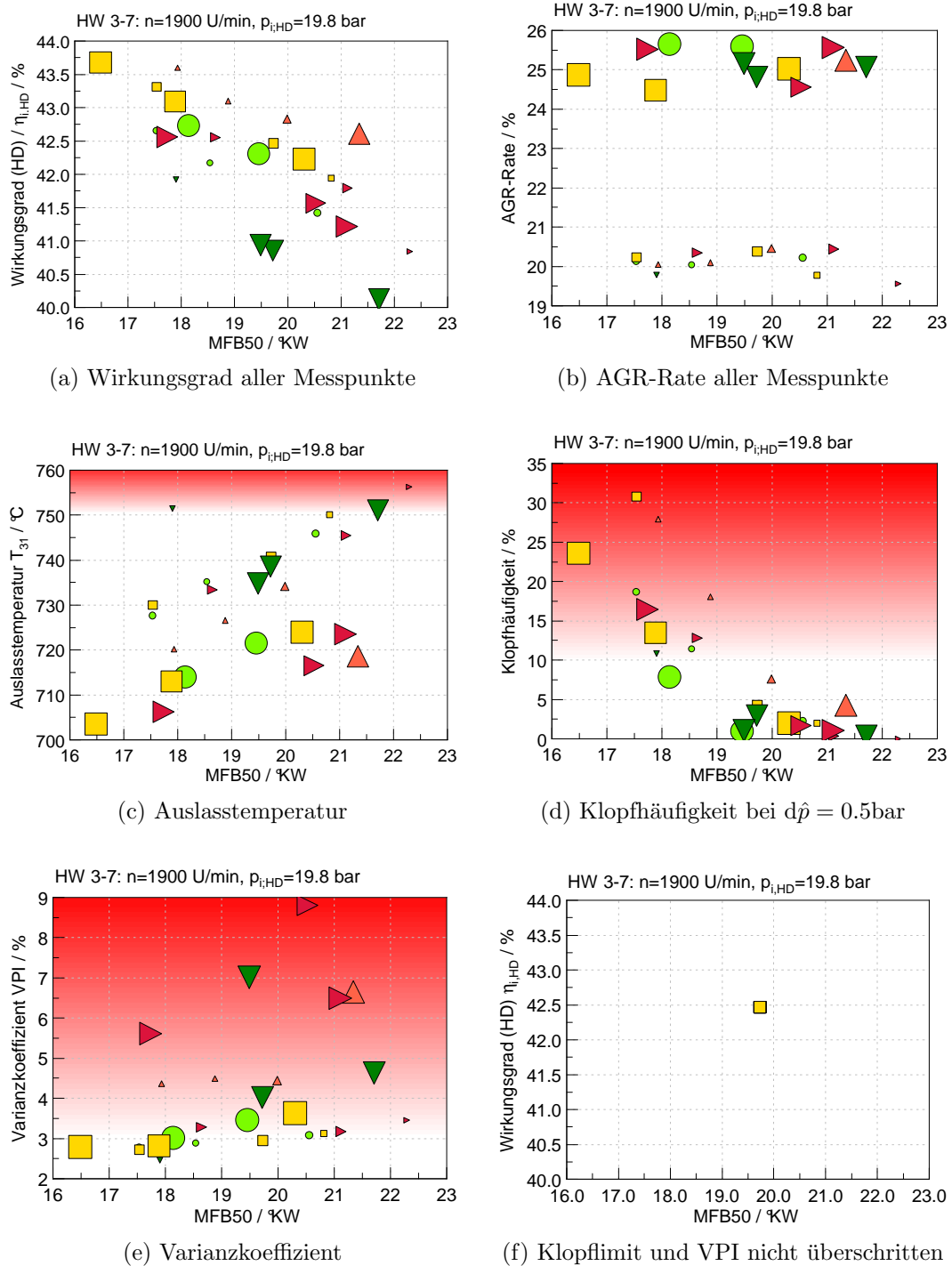


Abbildung 6.19.: Limitverletzungen durch klopfende und instabile Verbrennung an der Vollast bei einer Drehzahl von $n = 1900 \text{ min}^{-1}$

6.2.3. Variation des Verdichtungsverhältnisses

Die Untersuchungen der Drallvariation zeigten vor allem Probleme an der erwünschten Volllast. Aus diesem Grund wurden neue Aluminium-Kolben mit verbesserter Brennraumgestaltung untersucht und das Verdichtungsverhältnis gegenüber dem Stahlkolben in drei Abstufungen reduziert. Hardware 8, wie in Tabelle 5.4 näher definiert, ergibt ein Verdichtungsverhältnis von 12.0, Hardware 9 ergibt 12.5 und Hardware 10 letztlich 13.0. Hier sei in weiterer Folge vor allem auf die untersuchten Volllastpunkte eingegangen.

An der Nennleistung, bei $n = 1900\text{min}^{-1}$, konnte, wie in Bild 6.20b ersichtlich, eine maximale AGR-Rate von 25% erreicht werden, wobei die Erhöhung von AGR nur in Schritten von 5 Prozentpunkten erfolgte. Betrachtet man das Verhalten bei höchstem Verdichtungsverhältnis (HW10 \star), so ist erkennbar, dass bei einer AGR-Rate von 15% nur eine MFB50-Lage gemessen wurde. Der Grund dafür ist, dass ein späterer Zündzeitpunkt – bei einer Schrittweite von 1°KW – zu einer unzulässigen Überschreitung der Abgastemperatur T_{31} geführt hätte. Eine frühere Verbrennungslage würde andererseits eine klopfende Verbrennung erzwingen. Bei 20% AGR ist, wie in Bild 6.20a markiert, bereits eine wesentliche Verbesserung ersichtlich. Ein Zündwinkelfenster von vier Grad liegt innerhalb eines Bereichs der Klopfhäufigkeit von unter 13% und überschreitet ein VPI von 3.5%, wie in Abbildung 6.20c verdeutlicht wird, nicht. Das bedeutet für eine Klopfregelung, dass bei Annäherung an die Klopfgrenze der Zündwinkel auch in Richtung spät verstellt werden kann, ohne das Abgastemperaturlimit sofort zu verletzen.

Eine weitere Erhöhung der AGR-Rate vermag aufgrund reduzierter Klopfneigung interessant sein, bringt aber, wie in Abbildung 6.20a ersichtlich, bei gleicher MFB50-Lage für den Wirkungsgrad keine wesentlichen Vorteile mehr. Der Grund dafür ist, dass durch die Verlangsamung der Verbrennung, und der damit verbundenen Verluste der realen Verbrennung, die Vorteile der verbesserten Stoffeigenschaften aufgewogen werden.

Der Einfluss des Verdichtungsverhältnis auf den Wirkungsgrad ist in 6.20a deutlich zu erkennen, sodass generell der Wunsch nach einem hohen Verdichtungsverhältnis berechtigt ist. Bei einer AGR-Rate von 20% ergibt die ε -Erhöhung von 0.5 zwischen HW9 auf HW10 eine Verbesserung des Hochdruck-Wirkungsgrades um mehr als 0.5 Prozentpunkte im gesamten Zündwinkelbereich. Dies kann aber nur ausgenutzt werden, falls das Klopflimit angehoben wird, was durch einen Dauerlaufversuch abzusichern ist. Sofern man aber von einer Klopfgrenze von $d\hat{p}_{90} = 0.5\text{bar}$, wie in Bild 6.20c weiß hervorgehoben, ausgeht, muss das Verdichtungsverhältnis auf 12.5 reduziert werden.

Es kann des Weiteren abgeleitet werden, dass in dem betrachteten Betriebspunkt

6.2. Ergebnisse des stöchiometrischen Betriebs mit AGR

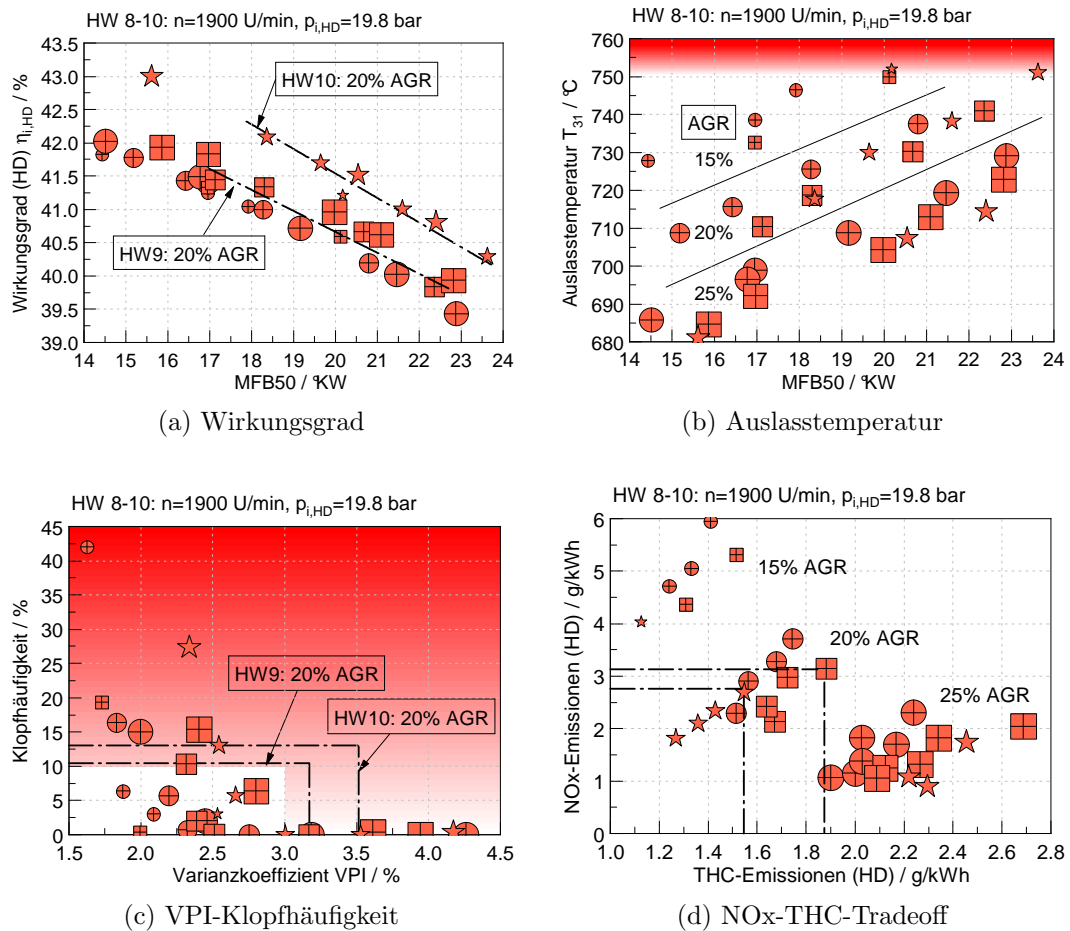


Abbildung 6.20.: Einfluss von AGR und Verdichtungsverhältnis auf Emissions-, Temperatur- und Stabilitätsverhalten bei $n = 1900\text{min}^{-1}$, $p_{i,HD} = 19.8\text{bar}$ und $\lambda = 1.000$

eine AGR-Rate von 20 und 25% der beste Bereich ist, indem eine Abstimmung erfolgen kann. Je nach AGR-Rate lässt sich auch der NO_x-THC-Trade-off, wie in Grafik 6.20d dargestellt, beeinflussen, was vor allem im Sinne der Abgasnachbehandlung, zur Einhaltung der Emissionsgrenzen, von Interesse ist.

Generell kann aber, ersichtlich am Trade-off von Klopffähigkeit und VPI, erkannt werden, dass durch die Umstellung der Kolbenform eine deutliche Verbesserung des Vollastverhaltens eingetreten ist, die im Zuge der Drallvariation nicht erreicht werden konnte.

In Abbildung 6.21 ist ferner der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses bei einer niedrigen Drehzahl von $n = 1200\text{min}^{-1}$ und Volllast von $p_{i,HD} = 22\text{bar}$, bei einer konstanten AGR-Rate von 25%, gezeigt. Da bei einem Verdichtungsverhältnis von 12.5 eine etwas frühere Verbrennungslage erreicht wurde, liegt der Wirkungsgrad,

6. Analyse und Interpretation

wie Bild 6.21a zeigt, beinahe auf dem Niveau der Variante mit $\varepsilon = 13.0$, obwohl die Klopfhäufigkeit (KH) mit 4% unter der des höheren Verdichtungsverhältnisses liegt. Dies verdeutlicht wiederum, dass die Erhöhung des Verdichtungsverhältnis eine negative Beeinflussung auf das Klopfverhalten hat und in weiterer Folge den Wirkungsgradvorteil reduziert.

Mit steigendem Wirkungsgrad reduzieren sich erwartungsgemäß die CO₂-Emissionen, wie in 6.21b. Die limitierten Abgaskomponenten zeigen jedoch keinen wesentlichen Einfluss des Verdichtungsverhältnisses zwischen $\varepsilon = 12$ und $\varepsilon = 13$.

6.2. Ergebnisse des stöchiometrischen Betriebs mit AGR

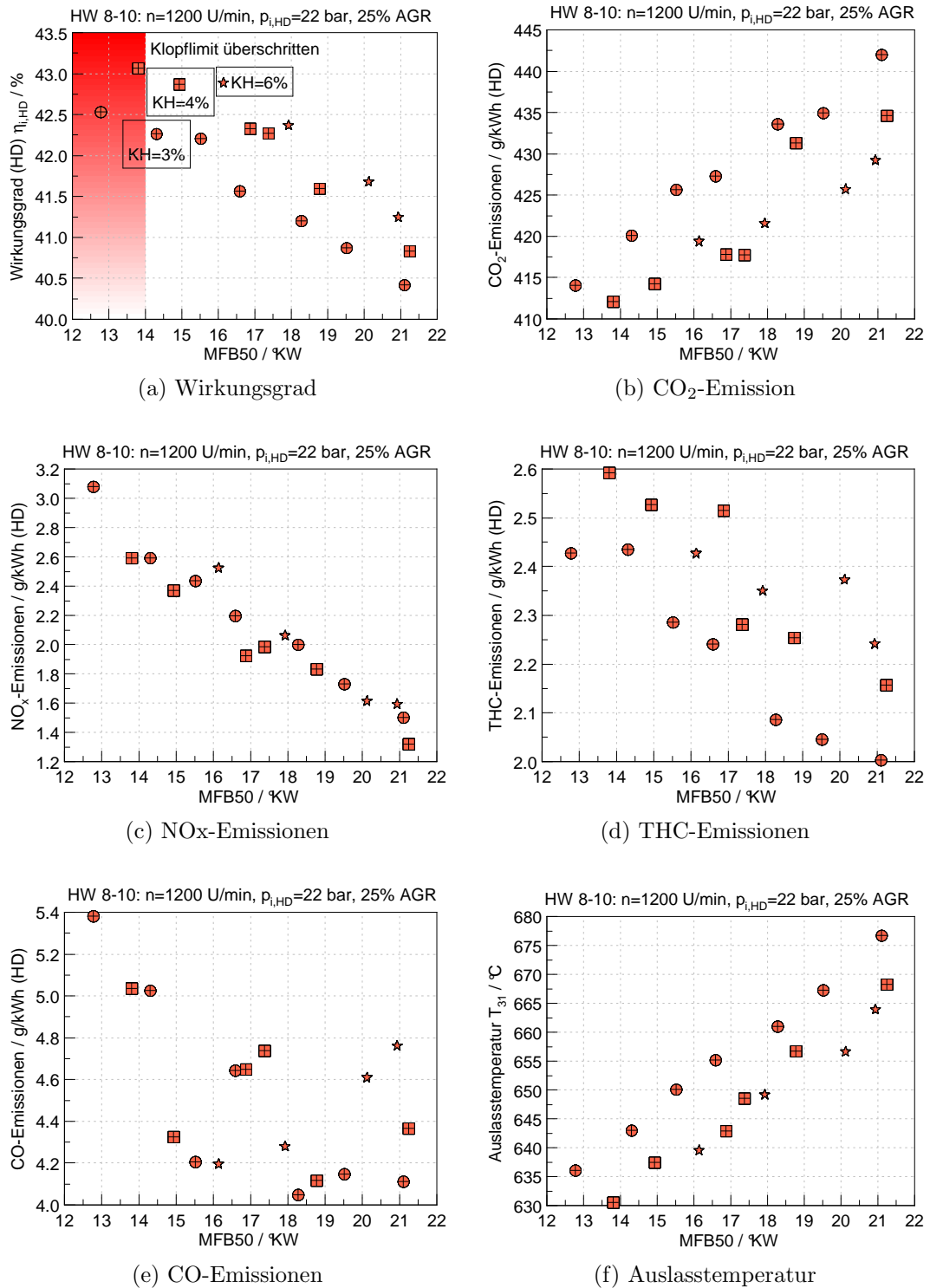


Abbildung 6.21.: Variation des Verdichtungsverhältnisses ε zwischen 12 (\oplus), 12.5 (\boxplus) und 13 (\star) bei $n = 1200\text{min}^{-1}$ Vollast und einer AGR-Rate von 25% und $\lambda = 1.000$

6.2.4. Verbesserte AGR-Verträglichkeit an der Vollast

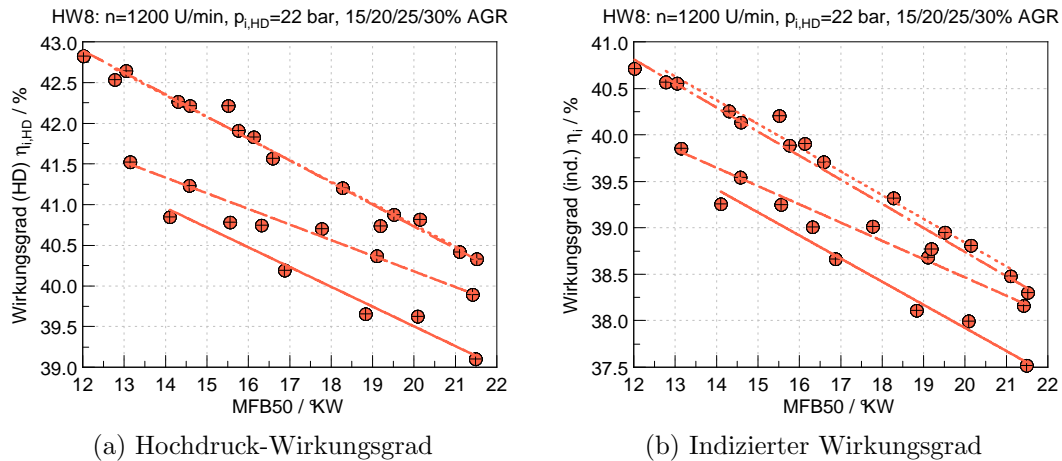


Abbildung 6.22.: Wirkungsgrade der Hardware 8 mit Verdichtungsverhältnis 12.0 unter Einfluss von AGR bei unterschiedlichen MFB50-Lagen. — 15% AGR, - - - 20% AGR, 25% AGR, - · - · 30% AGR

Die AGR-Verträglichkeit konnte mit der neuen Kolbenvariante ebenfalls verbessert werden. Hier sei im Besonderen auf den untersuchten Betriebspunkt bei $n = 1200\text{min}^{-1}$ eingegangen, da dieser bereits bei der Drallvariation in Abbildung 6.18 gezeigt wurde. Mit der neuen Kolbenvariante konnte, wie in 6.23d ersichtlich, eine AGR-Rate von 30% erreicht werden, ohne ein VPI-Limit von 3% zu verletzen, was anhand von Hardware 8 dargestellt ist. Die strichpunktierete Ausgleichsgerade der 30% AGR-Messpunkte zeigt einen deutlichen Anstieg hin zu späten Verbrennungslagen, übertritt die 3%-Marke aber nicht.

In Bild 6.22a ist erkennbar, dass bei 30% AGR und gleichem MFB50 keine weitere Verbesserung des Wirkungsgrades mehr auftritt. Die Ausgleichsgerade der Messpunkte bei 25% und 30% AGR kommen übereinander zu liegen. In Form eines Kennfeldes ist dieser Sachverhalt auch in Abbildung 6.24b dargestellt. Durch die erhöhte Ladungswechselarbeit, ergibt sich für den indizierte Wirkungsgrad in 6.22b sogar eine besserer Wirkungsgrad bei 25% AGR. Betrachtet man den Wirkungsgrad nun nicht auf Basis eines konstanten MFB50, sondern einer konstanten Klopfhäufigkeit, so ergibt sich jedoch trotzdem ein Vorteil der 30%-AGR-Rate gegenüber der niedrigeren, wie in Bild 6.24a dargestellt. Die Stickoxidemissionen in Bild 6.23a zeigen eine deutliche Abhängigkeit, sowohl von AGR, als auch von der Verbrennungslage. Bei maximaler Verbrennungstemperatur, und damit niedriger AGR-Rate, steigen diese deutlich an. Bei 30% AGR liegen die Stickoxidemissionen bei einem Drittel derer bei 15% AGR.

6.2. Ergebnisse des stöchiometrischen Betriebs mit AGR

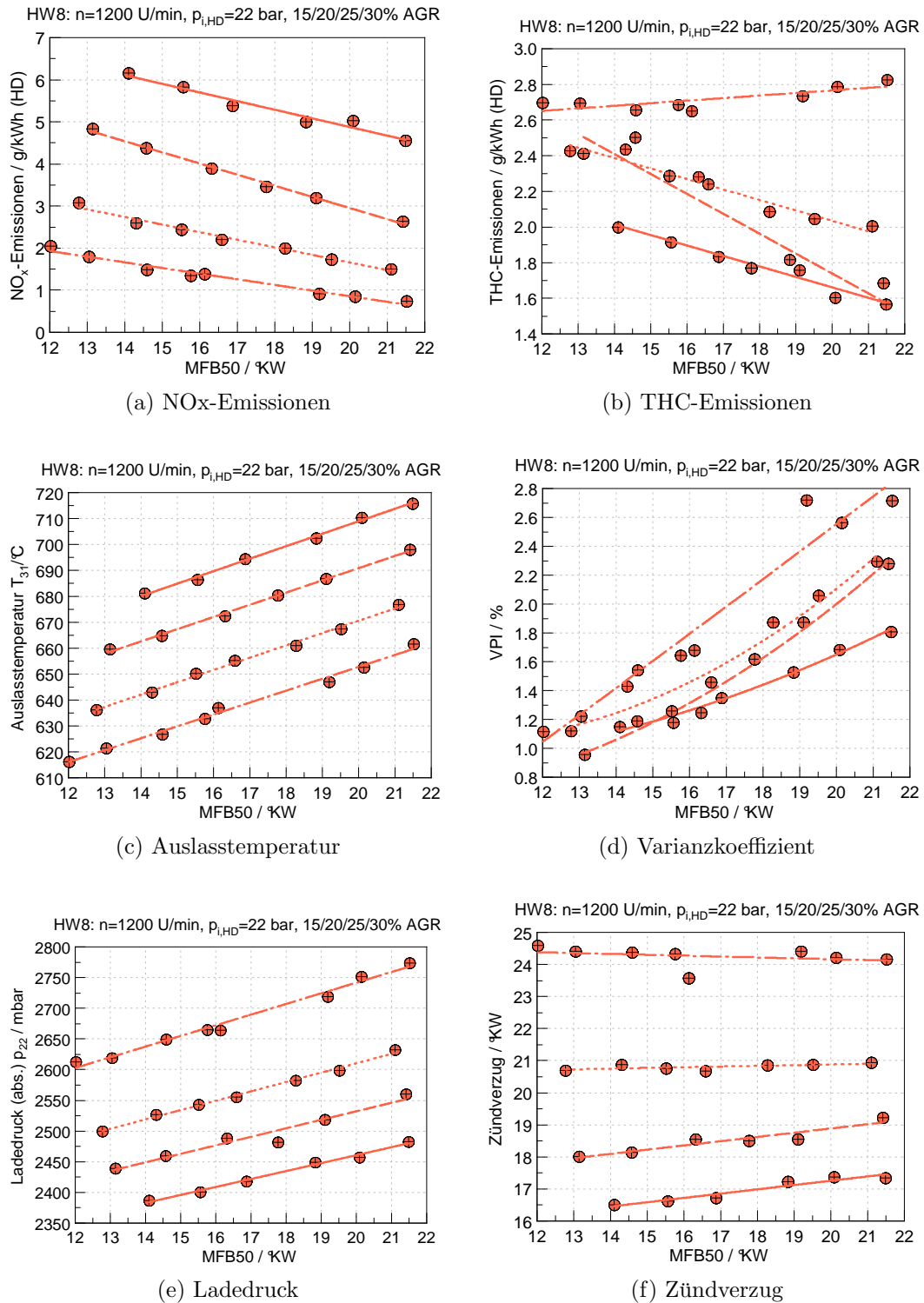


Abbildung 6.23.: Einfluss von AGR auf Emissions-, Temperatur- und Stabilitätsverhalten am Bsp. von HW8. — 15% AGR, - - - 20% AGR, 25% AGR, - · - · 30% AGR

6. Analyse und Interpretation

Bezüglich der Auslasstemperatur T_{31} wären bei dieser Drehzahl niedrigere AGR-Raten möglich. Im Sinne der Verbrennungsstabilität und HC-Emissionen wären geringe AGR-Raten sogar von Vorteil. Es gilt hier am Vollmotor das Optimum, bei realen Ladungswechselbedingungen, zu finden. Auch der erforderliche Ladedruck, wie in 6.23e dargestellt, wird dabei eine Rolle spielen.

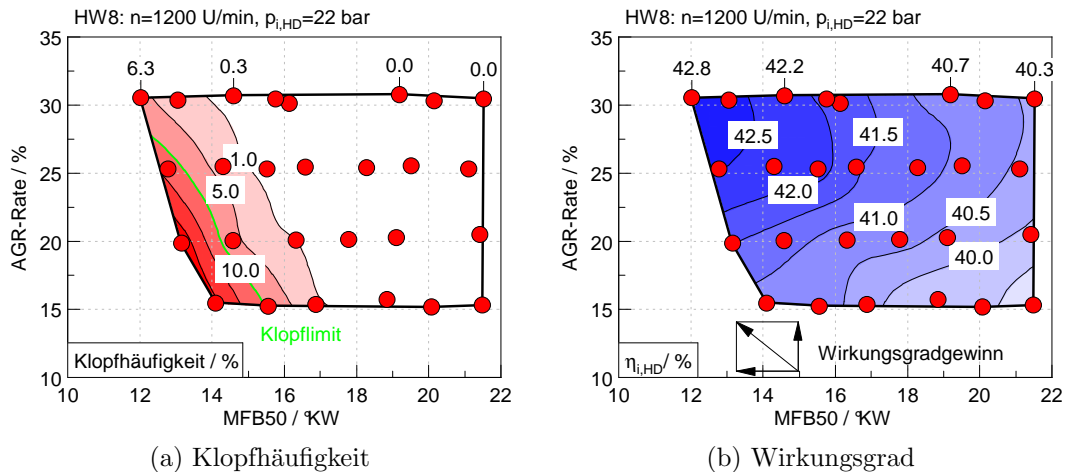


Abbildung 6.24.: Erweiterung der Klopfgrenze durch AGR an der Volllast

6.2.5. Einfluss der Saugrohrtemperatur

Bei allen zuvor gezeigten Ergebnissen wurde eine konstante Saugrohrtemperatur von $T_{22} = 45^{\circ}\text{C}$ eingehalten. Aus diesem Grund sei hier gezeigt, wie sich diese auf das Klopfverhalten und damit den Wirkungsgrad auswirkt. Bei einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 12.5$ und einer Drallzahl von 2.4 wurden diese Untersuchungen durchgeführt, wobei versucht wurde, in allen Punkten ein $d\hat{p}_{90} = 0.5\text{bar}$ einzustellen. Die Klopfhistogramme, welche die Güte dieser Einstellungen zeigen, sind in Abbildung 6.25e dargestellt. Ein $d\hat{p}_{90} = 0.5\text{bar}$ bedeutet, dass von 300 gemessenen Zyklen 270 eine Klopfspitze von 0.5 bar erreichen sollen. Die perfekte Summenhäufigkeitskurve müsste somit den rot markierten Punkt berühren. Auch wenn das nicht immer exakt der Fall ist, sind die Ergebnisse der Einstellung zufriedenstellend.

Der Einfluss der Ladungstemperatur im Saugrohr ist beträchtlich. Zur Erfüllung eines vergleichbaren Klopfverhaltens ist bei Änderung der Ladungstemperatur zwischen 30 und 70°C eine Verstellung des Zündwinkels um 5°KW notwendig. Dadurch verschiebt sich die gesamte Verbrennungslage nach hinten und der Wirkungsgrad nimmt beträchtlich ab. Zusätzlich steigt die Abgastemperatur T_{31} deutlich an.

Die Ergebnisse sind in Abbildung 6.25 für $n = 1600\text{min}^{-1}$ und $p_{i,\text{HD}} = 22\text{bar}$ bei $\lambda = 1.000$ für 20 und 25% AGR dargestellt.

Aus diesem Sachverhalt kann abgeleitet werden, dass eine effektive Ladeluftkühlung, sowie eine AGR-Kühlung für den $\lambda = 1$ -Betrieb des vorliegenden Motors wesentlich ist.

6.2.6. Einfluss des Luftverhältnisses

Der Einfluss von λ -Abweichungen, mit denen im stöchiometrischen Betrieb zu rechnen ist, wird in Abbildung 6.26 gezeigt. Diese Variation wurde mit Hardware 5 bei einer konstanten AGR-Rate von 20% durchgeführt. Gezeigt sind hier die Ergebnisse an der Volllast bei $n = 1600\text{min}^{-1}$. Die Lambdawerte wurden mit der Lambdasonde eingestellt und Bild 6.26a zeigt die Überprüfung von $\lambda \equiv \lambda_{\text{ETAS}}$ durch λ_{BS} . In einem engen Fenster von $\lambda_{\text{ETAS}} = 0.994\text{--}1.006$ ist bezüglich der THC-Emissionen, der Brennstoffmasse m_{B} und auch bei NO_x noch kein, bei CO aber bereits sehr wohl, ein Trend erkennbar.

Unterschreitet man ein λ von 0.994, so nimmt der Wirkungsgrad, ersichtlich in Form der Brennstoffmasse, auf Grund unvollständiger Verbrennung rasch ab und die Kohlenmonoxidemissionen steigen rapide an. Im leicht mageren Bereich sinken die THC-Emissionen, wobei NO_x durch den dort ausreichend vorhandenen Sauerstoff ansteigt.

6. Analyse und Interpretation

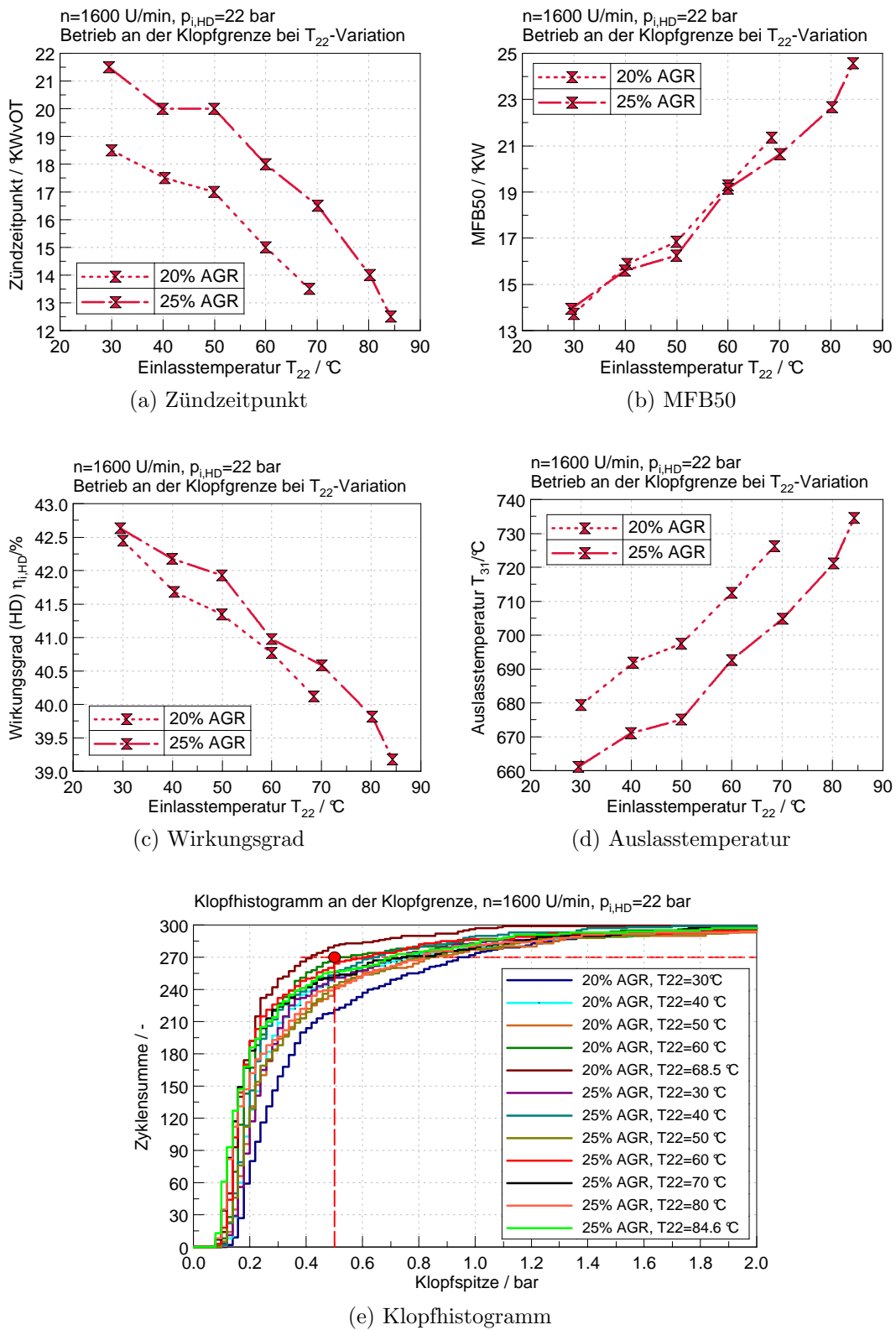


Abbildung 6.25.: Einfluss der Einlasstemperatur auf das Klopfverhalten an der Vollast

6.2. Ergebnisse des stöchiometrischen Betriebs mit AGR

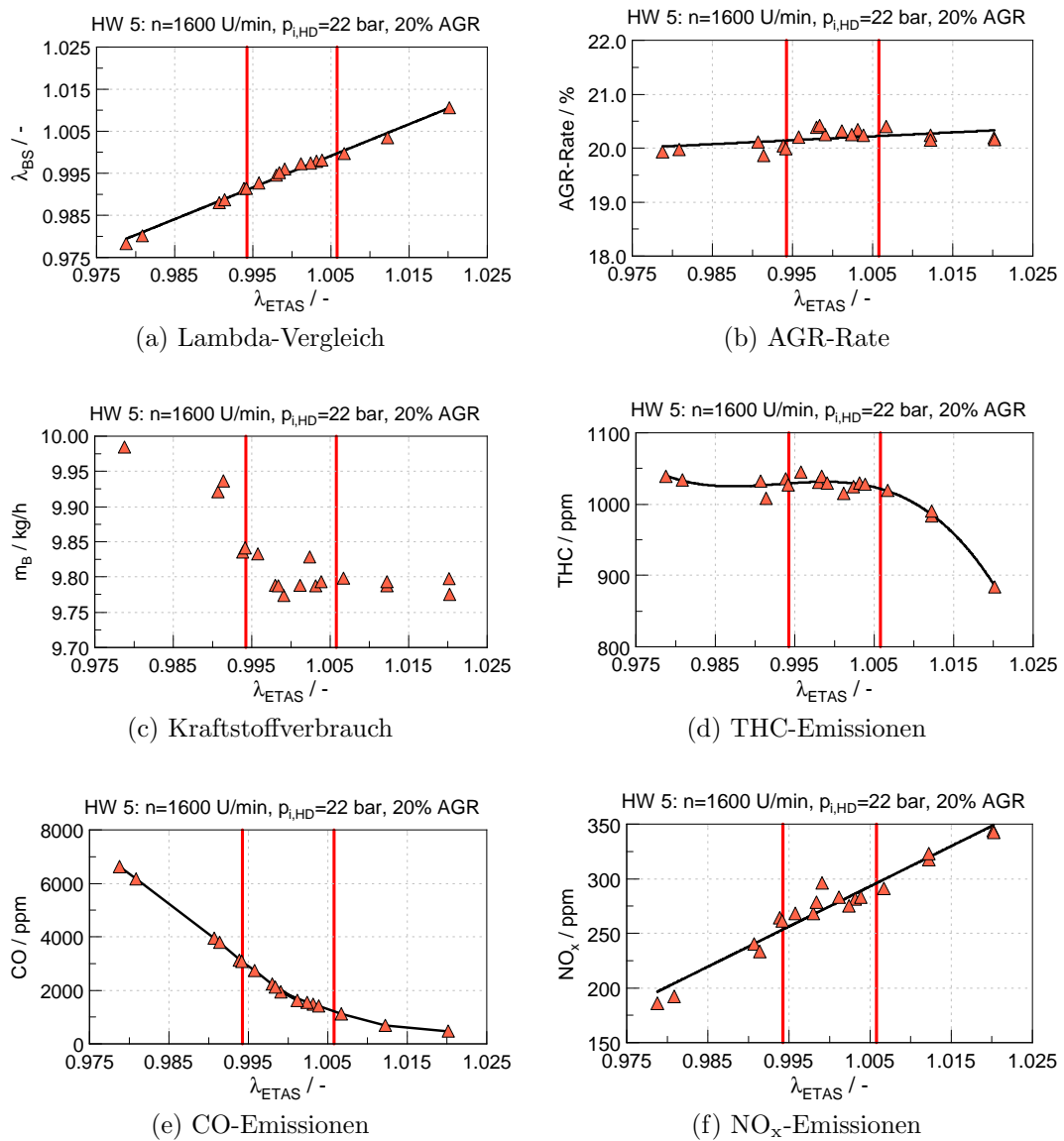


Abbildung 6.26.: Einfluss von Lambda bei konstantem MFB₅₀ von 19.5°KW

6.2.7. Vergleich auf Basis des Heizverlaufs

Da die Umstellung der Kolbenform eine deutliche Verbesserung des stöchiometrischen Betriebs hinsichtlich Verbrennungsstabilität und AGR-Verträglichkeit gebracht hat, sei hier eine Stahlkolbenkonfiguration (Hardware 5) mit den später untersuchten Kolben (hier: Hardware 8 und 9) verglichen. Diese Gegenüberstellung, welche in Bild 6.27 und 6.28 gezeigt wird, ist für zwei Volllastpunkte bei gleicher AGR-Rate, Drallzahl und MFB50 ausgeführt. In [33] wird eine verbesserte AGR-Verträglichkeit durch eine schnellere Verbrennung begründet. Auch das kann sowohl in Bild 6.27a, als auch in 6.28a erkannt werden. Die Form des Heizverlaufes von Hardware 5 ist durch die längere Brenndauer deutlich breiter. Zwischen Hardware 8 und 9, mit einem Verdichtungsverhältnis von 12.0 und 12.5, sind kaum Unterschiede zu erkennen. Die Heizverläufe wurden mit CORA 0.4.0 berechnet. Durch die Berücksichtigung der AGR-, Luft- und Brennstoffmasse ist es möglich, über die thermische Zustandsgleichung, die Gastemperatur auf Basis eines Einzonenmodells zu berechnen. Damit kann in weiterer Folge der temperaturabhängige Isentropenexponent κ kurbelwinkelbasiert ermittelt werden, sodass eine Berechnung des Heizverlaufes mit variablem Isentropenexponent möglich ist.

Trotz der langsameren Verbrennung erreichten die Hardwarevarianten mit Stahlkolben einen höheren Wirkungsgrad als jene mit Aluminiumkolben, was zu einer weiteren Analyse anregen sollte.

Die Unterschiede zwischen den Kolbengenerationen sind, wie bereits genannt wurde, erheblich. Außerdem wurde, erzwungen durch thermischen Probleme in der Drallvariation, die Öltemperatur im Zuge des Umbaus auf Aluminiumkolben um 10°C absenkt und der Öldruck auf 6bar erhöht. Des Weiteren wurde eine größere Zylinderlaufbuchse verbaut, um die thermische Ausdehnung des Kolbens zu kompensieren. Die Anzahl der Veränderungen machen den direkten Vergleich zwischen der Drall- und der ε -Variation schwierig.

Eine Verlustanalyse der einzelnen Hardwarevarianten – in Abbildung 6.27c bis 6.27e, sowie in Bild 6.28 für den Nennleistungspunkt dargestellt – sollte zumindest etwas Einsicht in die erzwungenen Adaptionen der Randbedingungen und deren Auswirkungen geben. Bei Hardware 5 ergibt sich der höchste Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit realer Ladung, da das Verdichtungsverhältnis am höchsten liegt. Durch relativ geringe HC-Emissionen sind die Verluste durch unvollständige Verbrennung $\Delta\eta_{uV}$ bei allen Varianten gering. Bei der Berechnung mit dem Programm CORA 0.4.0, ergab sich der wesentliche Unterschied zwischen den Konfigurationen bei den Wandwärmeverlusten. Dazu wurde ein Wandwärmemodell nach Woschni-Huber gewählt. Die Unterschiede der Wärmeübergangsmodelle liegen in der Modellierung des Wärmeübergangskoeffizienten α , welcher benötigt wird, um den Wandwärmeübergang mit einem Newtonschen Ansatz zu beschreiben.

6.2. Ergebnisse des stöchiometrischen Betriebs mit AGR

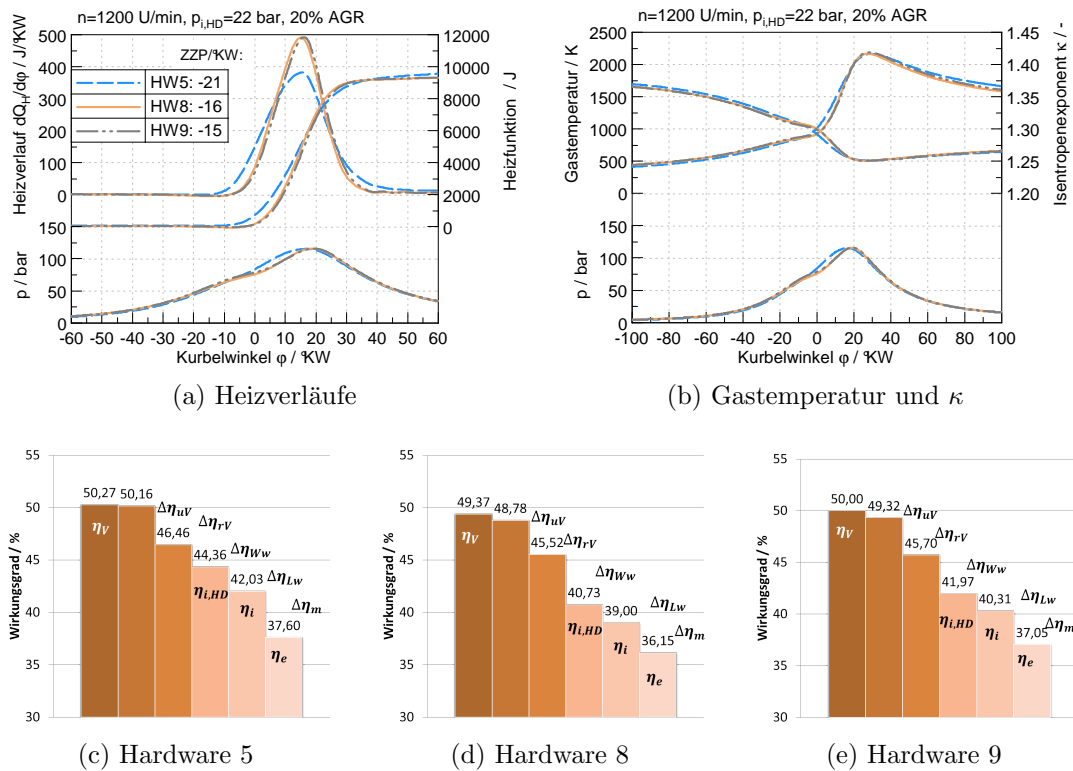


Abbildung 6.27.: Vergleich Hardware 5,8,9 an der Volllast bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, 20% AGR, $\lambda = 1.000$, $\text{MFB}_{50} = 16-17^\circ \text{KW}$ anhand des Heizverlaufes und einer Verlustteilung

Neben diesem sind Oberfläche, Gas- und Wandtemperaturen im Newtonschen Ansatz berücksichtigt. Einen tieferen Einblick in die Wandwärmemodellierung gewährt beispielsweise [12]. Hier wurden die Oberflächentemperaturen im Brennraum in allen Konfigurationen zahlenmäßig gleich angenommen, was nicht der Realität entsprechen wird. Diese Annahme wurde getroffen, da eine Messung der Oberflächentemperaturen hier nicht im Umfang der Untersuchungen enthalten ist.

Die Verluste des Wandwärmeübergangs $\Delta\eta_{ww}$, sind bei den Aluminiumkolben deutlich höher. Dies kann durch den Öldruck, Öltemperatur und die verbesserte Wärmeleitfähigkeit von Aluminium zum Teil erklärt werden. Ob diese jedoch den gesamten Unterschied erklären können, bleibt fraglich. Eine genauere Analyse und eine detailliertere Modellierung des Wärmeübergangs wären interessant und könnten in folgenden Projekten untersucht werden, würden den Umfang aber hier überschreiten. Auch ein Vergleich von Aluminium und Stahl, ohne Variation sonstiger Parameter, wäre für diese Anwendung von Interesse.

6. Analyse und Interpretation

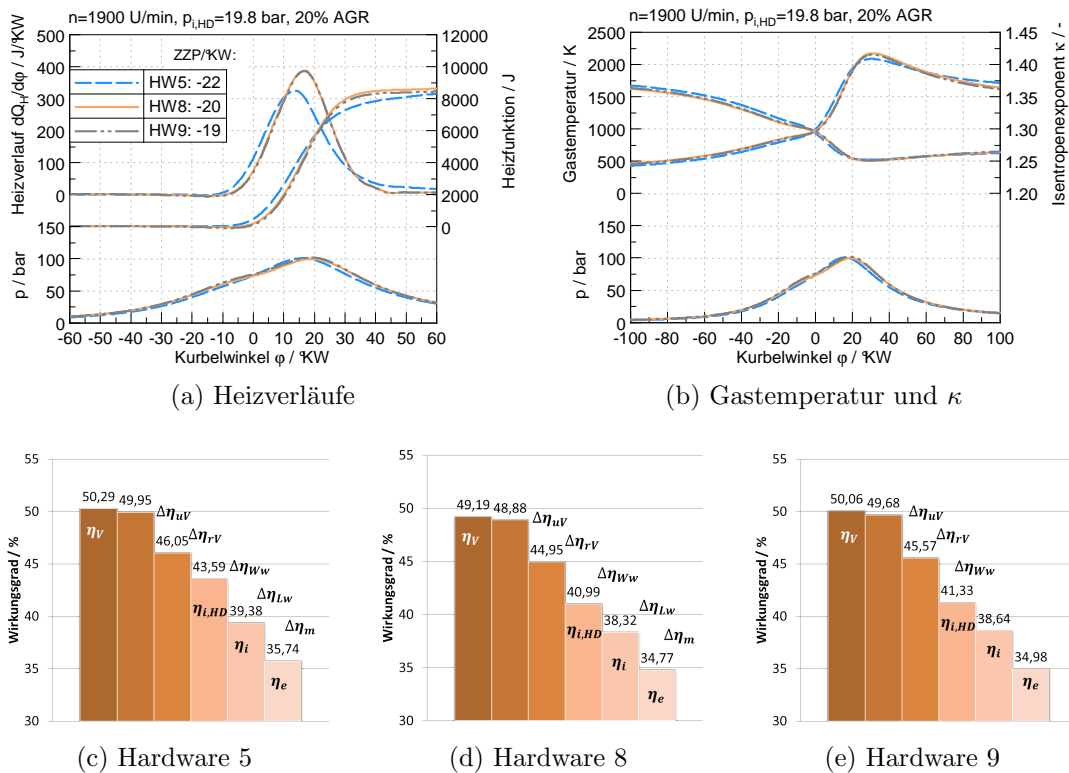


Abbildung 6.28.: Vergleich Hardware 5,8,9 an der Volllast bei $n = 1900 \text{ min}^{-1}$, 20% AGR, $\lambda = 1.000$, $MFB_{50} = 18-19^\circ \text{KW}$ anhand des Heizverlaufes und einer Verlustteilung

6.3. Schlussfolgerung für unterschiedliche Betriebsstrategien

Wird ein konventioneller Nutzfahrzeug-Dieselmotor auf Erdgasbetrieb adaptiert, so ist dies, betrachtet man die Motormechnik, bei einem Magerkonzept ohne große konstruktive Eingriffe möglich. Durch die Ladungsverdünnung sind die Prozesstemperaturen ähnlich niedrig wie im Dieselbetrieb und daher kann diese Umstellung durchgeführt werden, ohne die thermische Belastung der Motorkomponenten des Basismotors wesentlich zu erhöhen. Im Magerbetrieb des Einzylinder-Forschungsmotors wurde bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ an der Volllast bei $p_{i,HD} = 19 \text{ bar}$ eine Auslasstemperatur T_{31} von etwa $500-550^\circ \text{C}$ erreicht. Diese Werte, welche von λ und der Verbrennungslage abhängen, sind am Einzylinder-Motor niedriger als jene des Vollmotor einzustufen, erreichen aber auch dort keine kritischen Werte. In [16] wurde ein Dieselmotor mit einem Mager-Gas-Motor verglichen. Dabei ergab sich im Gasbetrieb eine Erhöhung der Abgastemperaturen um circa 80°C . Im stöchiometrischen Gasbetrieb steigt die thermische Belastung des Motors stark

an. Durch die hohen Verbrennungstemperaturen werden Auslassventile, Abgas-turbolader, aber auch der Feuersteg am Zylinderkopf hoch beansprucht. Wenn diese Komponenten ursprünglich für den Dieselbetrieb konzipiert gewesen sind, geraten diese womöglich an die Grenze der thermischen Belastbarkeit. Am Beispiel von HW5, lagen am FOMO die Abgastemperaturen bereits in der Teillast, bei $n = 1400\text{min}^{-1}$ und $p_{i,\text{HD}} = 13.5\text{bar}$, bei $650\text{--}700^\circ\text{C}$. An der Vollast würde dies allein am FOMO eine Temperatur jenseits von 800°C bedeuten. Einen Ausweg aus der thermischen Problematik bietet die Ladungsverdünnung mit gekühltem rückgeführtem Abgas. Im selben Teillastpunkt konnte durch 20% AGR die Abgastemperatur T_{31} auf $600\text{--}660^\circ\text{C}$ reduziert werden. Für gleiche MFB50-Lagen bedeutet dies etwa eine Reduktion um 50°C . Dies deckt sich gut mit den Ergebnissen von [16], wo auch eine Absenkung an der Vollast von etwa 50°C , von 850°C auf 800°C , bei der Zugabe von 20% AGR erreicht wurde. An der Vollast des Forschungsmotors ist durch AGR die Absenkung der Auslasstemperatur auf einen Wert um 700°C möglich. Ein stöchiometrischer Vollastbetrieb ohne AGR würde den Prüfling überbeanspruchen.

Wie in [16] genannt, sind eine geringe spezifische Leistung und niedrige effektive Mitteldrücke wesentliche Nachteile von Gasmotoren gegenüber dem hochentwickelten Diesellaggregat. Der maximale Mitteldruck des Magerkonzepts lag am FOMO bei $p_{i,\text{HD}} = 19\text{bar}$, was am Vollmotor in etwa $p_e = 16.5\text{bar}$ entsprechen würde. Im stöchiometrischen Betrieb wurde $p_{i,\text{HD}} = 22\text{bar}$ beziehungsweise $p_e = 19.6\text{bar}$ erreicht. Das liegt nach [16] im oberen Bereich aktueller Gasmotoren dieser Hubraumklasse. Erstrebenswert wäre dennoch eine Ausweitung bis $p_e = 25\text{bar}$, um mit Dieselmotoren konkurrieren zu können, [16]

Ferner sind gegenüber dem Dieselmotor Wirkungsgradeinbußen zu erwarten. Der indizierte Wirkungsgrad des Hochdruckteils $\eta_{i,\text{HD}}$ lag im Magerbetrieb bei $n = 1500\text{min}^{-1}$ und $p_{i,\text{HD}} = 19\text{bar}$ um 45%. Der Mager-Gas-Vollmotor erreicht laut Hersteller einen effektiven Wirkungsgrad von $\eta_e = 42\%$, was schlüssig erscheint. Im stöchiometrischen Betrieb mit AGR konnte dieser Wert nicht erreicht werden. Je nach erlaubtem Klopflevel lag $\eta_{i,\text{HD}}$ um 2–3 Prozentpunkte darunter.

Trotz der Wirkungsgradverschlechterung könnte sich ein stöchiometrisches Brennverfahren mit AGR für Nutzfahrzeug-Gasmotoren durchsetzen. Grund dafür ist die aktuelle Emissionsgesetzgebung EURO VI und als zusätzliche Triebfeder die deutlich geringeren Kraftstoffkosten gegenüber Diesel.

Abbildung 6.29, aus [16], soll dies visualisieren. Zur Erfüllung der EURO III und EURO IV Gesetzgebung konnten Magermotoren, teilweise mit, aber auch ohne Oxidationskatalysatoren, eingesetzt werden. Mit EURO V wurde zur weiteren Stickoxidreduzierung der Betriebsbereich der meisten Gasmotoren zu noch höheren λ -Werten verschoben. Um EURO VI zu erfüllen, kann aber aus mehreren Gründen nicht noch weiter abgemagert werden. Zum einen erreichen fremdgezündete Motoren

6. Analyse und Interpretation

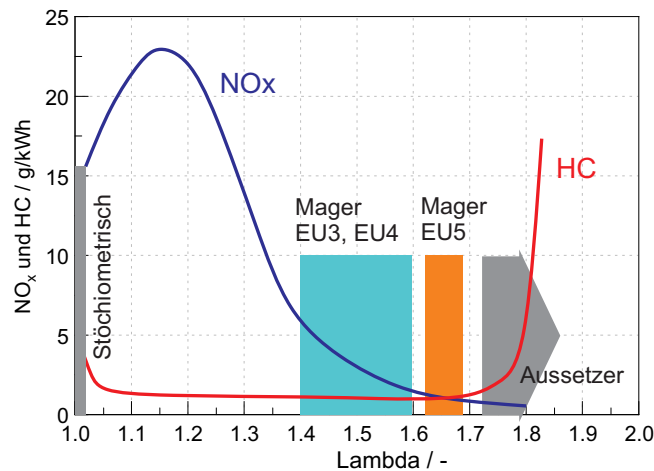


Abbildung 6.29.: Verbrennungskonzepte aus [16]

die Magerlaufgrenze. In Abbildung 6.29 beginnen bei $\lambda = 1.7$ Zündaussetzer. Dieser Wert deckt sich mit den Ergebnissen der Versuche am FOMO. Hier wurde ein maximales Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda = 1.78$ erreicht. Zum Anderen würde, neben einem instabilen Lauf, eine weitere Abmagerung zu einem steilen Anstieg der HC-Emissionen führen, welche in einem Oxidationskatalysator nicht mehr ausreichend konvertiert werden können. Alternativ müssten die Stickoxide mit SCR reduziert werden, was eines erhöhten Aufwandes und zusätzlicher Kosten bedarf. Bislang scheint die Umsetzung unter Berücksichtigung von EURO VI aber aus wirtschaftlicher Sicht nachteilig. Demgegenüber kann im stöchiometrischen Betrieb ein relativ einfacher 3-Wege-Katalysator verwendet werden. In [16] wird darauf hingewiesen, dass für Erdgasmotoren eine 3–4-fache Edelmetallmenge notwendig ist, um Konvertierungsraten von 98% zu erreichen. Des Weiteren wird in [16] gezeigt, dass ein enges λ -Fenster um $\lambda = 0.99$ optimale Konvertierungsraten ermöglicht. Bei $\lambda = 1.00$ nimmt die Umwandlung von NO_x stark ab.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Die Ergebnisse der Untersuchung von stöchiometrischen Erdgasbrennverfahren für Nutzfahrzeuge haben gezeigt, dass die Betriebsart wesentlich von der thermischen Belastung des Motors abhängt, sofern ein Dieselmotor als Basiskonstruktion verwendet wird. Ein stöchiometrisches Brennverfahren bietet die Möglichkeit der Abgasnachbehandlung mit einem 3-Wege-Katalysator und ist seitens der Emissionen unkritisch. Dadurch kann zur Erfüllung aktueller Emissionsgesetzgebungen auf teure SCR-Technik verzichtet werden.

Ein stöchiometrischer Betrieb kann aber die Wirkungsgrade eines Magerkonzepts nicht erreichen. Einerseits ist dies durch das geringere Luftverhältnis erklärbar, andererseits kann aber auch das Verdichtungsverhältnis im stöchiometrischen Betrieb nicht jenes des Magerbetriebs erreichen. Grund dafür ist die Klopfneigung. Erdgas bietet aber Vorteile gegenüber benzinbetriebenen Motoren, da der Kraftstoff weniger zu klopfender Verbrennung neigt.

Durch die hohen Verbrennungstemperaturen bei stöchiometrischer Verbrennung musste zum Bauteilschutz gekühltes Abgas rückgeführt werden. Durch die Verbesserung der Stoffeigenschaften kann dadurch auch der Wirkungsgrad verbessert werden. Übermäßige Rückführung von gekühltem Abgas ist aber nicht sinnvoll, da einerseits die Wirkungsgradverbesserung durch die Verlangsamung der Verbrennung limitiert ist, und andererseits ab einer AGR-Rate von circa 30% kein stabiler Betrieb mehr möglich ist. Verbrennungsschwankungen steigen in diesem AGR-Bereich rasant an und führen zu Verbrennungsaussetzern. Der Betrieb an der Volllast bei hohen Drehzahlen stellte sich als Schlüsselstelle des Betriebs heraus. In diesem Bereich ist aus thermischen Gründen AGR zwingend notwendig, da ansonsten die Abgastemperatur kritische Werte erreicht. Andererseits muss eine stabile Verbrennung garantiert sein, sodass die Anhebung der AGR-Rate beschränkt ist.

Um das Wirkungsgradniveau im gesamten Kennfeld hoch zu halten, ist ein hohes Verdichtungsverhältnis erwünscht. Dieses wird vor allem an der Volllast durch die Klopfgrenze beschränkt, wobei eine Verbesserung des Klopfverhaltens durch gekühlte Abgasrückführung erreicht werden konnte. Bei zu hohem Verdichtungsverhältnis ist aber an der Nennleistung eine späte Verbrennungslage notwendig. Diese führt wiederum zu hohen Abgastemperaturen und somit zu einer erhöhten thermischen Beanspruchung des Turboladers. Generell zeigt sich eine Abgasrückführrate

von 20–25% als vorteilhaft. In diesem Bereich ist bei geeigneter Brennraumgestaltung mit genügend Turbulenzgenerierung eine ausreichend stabile Verbrennung möglich. Zur Darstellung von Turbulenz, die zu einer Beschleunigung des Brennverlaufes und zur Verbesserung der AGR-Verträglichkeit führen sollte, ist die Erhöhung des Drallniveaus alleine nicht befriedigend. Wesentliche Verbesserung ergab sich nur durch Veränderung der Kolbenform, die vor allem durch einen vergrößerten Quetschflächenanteil geprägt ist. Sofern ein für Ottomotoren hohes Verdichtungsverhältnis von 12.5–13 realisiert wird, ist eine gute Kühlung der Ladeluft und des rückgeführten Abgases unumgänglich. Die Ladelufttemperatur, beziehungsweise die des Gemisches aus Luft und Abgas, beeinflusst das Klopfverhalten des Motors stark. Bei der AGR-Kühlung ist zu bedenken, dass der Wasseranteil des Abgases bei Erdgasbetrieb wesentlich höher als beispielsweise im Dieselbetrieb liegt. Kühlt man das Abgas weit ab, so kann es zur Kondensatbildung kommen. Eine Kondensatabscheidung könnte vor allem bei einem Niederdruck-AGR-System notwendig sein, um den Verdichter des Turboladers zu schützen.

Die Emissionen des stöchiometrischen Betriebs hängen primär von der gewählten AGR-Rate ab. Es ergibt sich ein Trade-off von HC und NO_x sofern AGR variiert wird. Auch bei AGR-Raten von bis zu 30% ergeben sich in den stationär untersuchten Betriebspunkten HC-Emissionen im Rohabgas, welche 3g/kWh nicht überschreiten. Sie liegen sogar niedriger als die im Magerbetrieb gemessenen. In der EURO VI Gesetzgebung liegt die Limitierung der Methanemissionen bei 0.5g/kWh, wobei dieser Wert für den WHTC-Zyklus gilt. Obwohl die Konvertierungsraten des Katalysators bei Methan geringer sind, scheint es möglich die Emissionsziele hinsichtlich der Kohlenwasserstoffgrenzwerte zu erfüllen. In wieweit die Erfüllung im Kaltstart und im transienten Betrieb möglich ist, gilt es jedoch abzuklären.

Die wesentlichen Nachteile des Erdgaskonzepts im Vergleich zu einem Dieselmotor sind die Einbußen im Wirkungsgrad. Trotzdem ergibt sich durch die Kraftstoffzusammensetzung des Erdgases mit hohem H/C-Verhältnis ein positiver Aspekt. Die CO₂-Emissionen können dadurch gesenkt werden. Diese lagen teilweise am Forschungsmotor, bezogen auf die Arbeit im Hochdruckteil, etwas über 400g/kWh. Obwohl CO₂ am Nutzfahrzeugsektor noch keiner gesetzlichen Limitierung unterliegt, soll dessen Reduktion, im Sinne einer Minimierung des Treibhauseffektes, aus ökologischer Sicht unterstützt werden. Gleichzeitig muss aber die Emission von Methan im Betrieb, aber auch beispielsweise bei der Betankung, vermieden werden, um nicht die positiven Effekte bei der Verbrennung durch negative zunichte zu machen.

Appendix

Anhang A.

Emissionsberechnungen

Es seien hier die verwendeten Berechnungen zur Ermittlung der Emissionen in g/kWh aus der gemessenen Rohabgasmessung in ppm gezeigt. Zur Umrechnung der volumetrisch gemessenen Abgaskomponenten auf gravimetrische Größen sind die Dichte oder die molaren Massen der Einzelkomponenten, sowie des gesamten Abgases und des Weiteren der Abgasmassenstrom notwendig.

Der Abgasmassenstrom wird üblicherweise aus der zugeführten Luftmasse und Brennstoffmasse berechnet. Erfolgt keine exakte Luftmassenmessung, so kann diese auch über den stöchiometrischen Luftbedarf und dem gemessenen λ ermittelt werden, sodass

$$m_{\text{Abg}} = m_{\text{L}} + m_{\text{B}}. \quad (\text{A.1})$$

Die molaren Massen der Gasmoleküle können aus den atomaren Massen errechnet werden. Dazu wurden die molaren Massen aus [27], wie in Tabelle A.1 genannt, verwendet.

Unter Annahme einer vollständigen Verbrennung eines Kraftstoffes $\text{C}_x\text{H}_y\text{O}_z$, wie Gleichung 2.3 zeigt, kann nun die molare Masse des Abgases M_{Abg} berechnet werden. In [27] ist für erdgasbetriebene Motoren ein typischer Wert von $M_{\text{Abg}} = 28.3\text{kg/kmol}$ angeführt. Mit der der Zusammensetzung des hier verwendeten Erdgases, sowie der Annahme stöchiometrischer Verbrennung ergab sich $M_{\text{Abg}} = 27.66\text{kg/kmol}$.

Die Umrechnung von den Molanteilen ν_i der Abgaskomponenten m_i auf g/h kann nun in allgemeiner Form

$$m_i = \frac{M_i}{M_{\text{Abg}}} \cdot \nu_i \cdot m_{\text{Abg}} \quad (\text{A.2})$$

angegeben werden, sofern der Abgasmassenstrom in g/h angegeben wird.

Tabelle A.1.: Molare Massen

Molare Massen			
Komponente	Abkürzung	Wert	Einheit
Wasserstoff	M_H	1.00794	kg/kmol
Kohlenstoff	M_C	12.011	kg/kmol
Stickstoff	M_N	14.0067	kg/kmol
Sauerstoff	M_O	15.9994	kg/kmol
daraus ergibt sich			
Methan	M_{CH_4}	16.0425	kg/kmol
Kohlendioxid	M_{CO_2}	44.0095	kg/kmol
Kohlenmonoxid	M_{CO}	28.0101	kg/kmol
Sauerstoff	M_{O_2}	31.9988	kg/kmol
Stickstoffmonoxid	M_{NO}	30.0061	kg/kmol
Stickstoffdioxid	M_{NO_2}	46.0055	kg/kmol
Wasser	M_{H_2O}	18.0153	kg/kmol

Setzt man für die Molanteile die übliche Konzentration c_i in ppm ein und gibt man den Abgasmassenstrom in kg/h vor, so ergibt sich die Zahlenwertgleichung

$$m_i \text{ in (g/h)} = \underbrace{\frac{M_i}{M_{\text{Abg}} 1000}}_{u_i} \cdot c_i \cdot m_{\text{Abg}}, \quad (\text{A.3})$$

wobei der Index i für eine (limitierte) Abgaskomponente steht. In [27] werden die Faktoren u_i für unterschiedliche Kraftstoffarten angegeben. Da die Kraftstoffzusammensetzung von Benzin und Diesel konstant ist, bietet sich dort an, diese Werte zu übernehmen, auch wenn sie nur für $\lambda = 2$ explizit angeführt werden. Bei CNG schwankt die Gaszusammensetzung jedoch regional, sodass sich die u_i -Faktoren von den angeführten Werten¹ unterscheiden.

Zusätzlich muss bei der Messung von CO_2 , CO und O_2 bei dem verwendeten Abgasanalysegerät *CEBII* eine Feuchtekorrektur durchgeführt werden, da diese Komponenten im trockenen Zustand ermittelt werden. Dazu wurden die in [27] beschriebene Korrekturfaktoren für Rohabgasmessungen $k_{w,a}$ berechnet.

Auch die Stickoxidemissionen wurden um einen Faktor $k_{h,G}$ korrigiert, welcher den Zustand in Umgebungsluft berücksichtigen soll. Dabei wird in [27] zwischen selbst-

¹berechnet für $\lambda = 1$ und gültig für eine Erdgaszusammensetzung in Massenprozent von c = 66 – 76%, h = 22 – 25%, n = 0 – 12%

Tabelle A.2.: u -Faktoren für Rohabgasmessungen

Kraftstoff	NO _x	CO	NMHC	CO ₂	O ₂	CH ₄
u_i aus [27]						
CNG	0.001621	0.000987	0.000528	0.001551	0.001128	0.000565
u_i berechnet mit tatsächlicher Zusammensetzung und für $\lambda = 1$						
CNG	0.001663	0.001013	-	0.001591	0.001157	0.000580

und fremdgezündeten Motoren unterschieden.

Zur weiteren Umrechnung der Emissionen, in die für die Gesetzgebung relevanten g/kWh, müssen die Werte m_i durch die effektive Leistung gerechnet werden, sodass die Emissionskomponenten auf die effektive Arbeit des Motors bezogen werden. Es sei jedoch angemerkt, dass hier die Emissionskomponenten auf die indizierte Arbeit der Hochdruckphase $W_{i,HD}$ bezogen wurden. Dadurch besteht eine bessere Vergleichbarkeit des Hochdruckprozesses selbst. Darüber hinaus können, bei der Kenntnis der Ladungswechselerarbeit, sowie der Reibung am Vollmotor, die Ergebnisse mit denen des Forschungsmotors besser verglichen werden.

Anhang B.

FTIR-Analyse der HC-Emissionen

Da Methan ein Treibhausgas mit hohem *Global Warming Potential* (GWP) darstellt, werden in der EURO VI Gesetzgebung die HC-Emissionen, als einerseits NMHC und andererseits Methan, getrennt betrachtet. Daher ist es von Interesse, die Zusammensetzung der THC-Emissionen zu kennen. Zu diesem Zweck wurde das Abgas mittels FTIR analysiert und es ergab sich, dass die HC-Emissionen im Wesentlichen die Abgaszusammensetzung des Erdgases widerspiegeln.

Die gaschromatographische Analyse des Kraftstoffes, welcher über die Testreihen hinweg Verwendung fand, ist in Abbildung B.1a auf den Methananteil reduziert. Das qualitativ hochwertige Erdgas zeigt einen hohen Methananteil von durchschnittlich 96.33 Vol%, wobei die Schwankungsbreite über die Zeit als gering einzustufen ist. Mitunter durch den hohen Methangehalt ergab sich auch der hohe untere Heizwert von $H_u = 48.93\text{MJ/kg}$, wie Bild B.1b demonstriert.

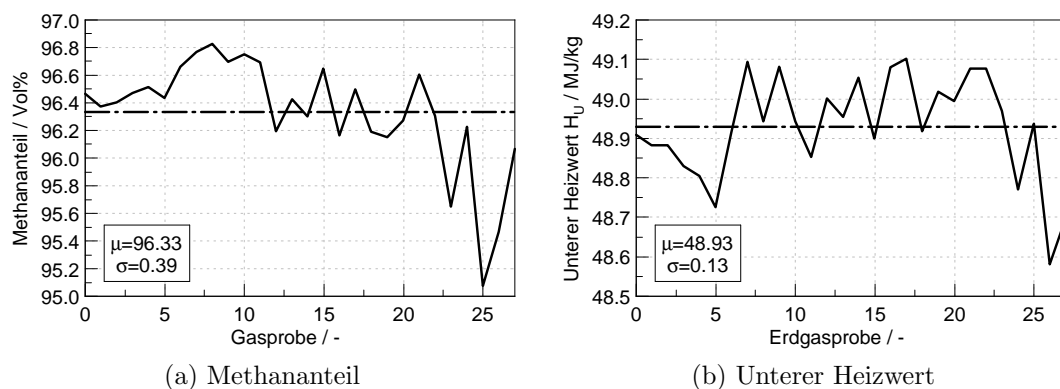


Abbildung B.1.: Methananteil und unterer Heizwert der gaschromatographischen Untersuchungen des Erdgases

Unter Betrachtung des analysierten Abgases, dargestellt in Abbildung B.2a, ist zu erkennen, dass sich die HC-Emissionen durch den hohen Methangehalt des Erdgases

wiederum hauptsächlich aus Methan zusammensetzen. Neben Methan treten des Weiteren Formaldehyd-Emissionen (HCHO) auf. Diese entstehen als unvollständige Verbrennungsprodukte und sind daher keine unverbrannten Kraftstoffkomponenten im engeren Sinn. Trotzdem sei diese Komponente erwähnt, da sie in der aktuellen CARB Gesetzgebung ebenfalls explizit limitiert ist.

Reduziert man die THC-Emissionen um den Formaldehyd-Anteil, so ergibt sich in Bild B.2b eine Kohlenwasserstoffzusammensetzung, die sehr stark der des Erdgases gleicht. Es ergibt sich ein Gemisch aus 95.6% Methan, etwa 2% Ethan, sowie Spuren von weiteren Alkanen, Alkenen und Alkinen. Somit kann, bei Kenntnis der Erdgaszusammensetzung, auch eine Annahme über den CH_4 -Anteil im Abgas getroffen werden, falls nur eine THC-Messung zur Verfügung steht.

Für die Abgasnachbehandlung mittels 3-Wege-Katalysator sei noch erwähnt, dass Methan ein stabiles Molekül ist. Diese Tatsache, die als positiven Effekt die relativ geringe Klopfneigung von CH_4 mit sich bringt, erschwert jedoch die Oxidation im Katalysator. Daher kann, vor allem in der Kaltstartphase, nicht von den für benzinbetriebenen üblichen Konvertierungsraten im Katalysator ausgegangen werden.

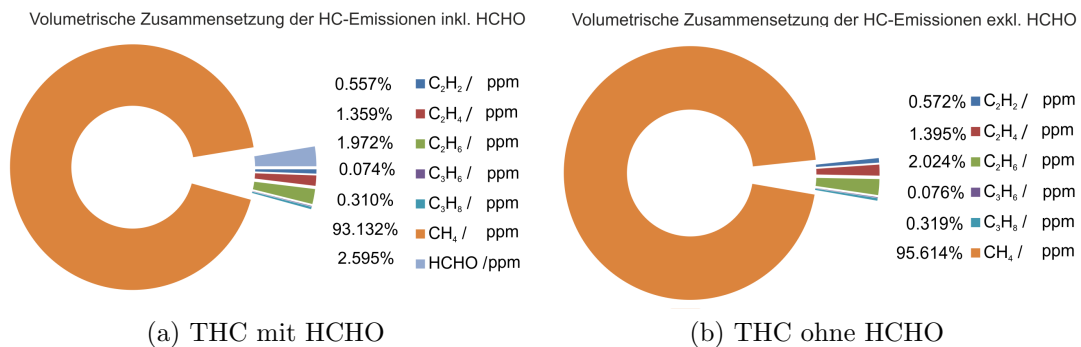


Abbildung B.2.: Zusammensetzung der THC-Emissionen bei dem verwendeten Erdgas bei HW8 mit $n = 1200\text{min}^{-1}$, $p_{i,\text{HD}} = 22\text{bar}$, 15% AGR und $\text{MFB}_{50} = 23^\circ\text{KW}$

Literatur

- [1] 35. Internationales Wiener Motorensymposium 2014, Wien, Österreich. Wien, Österreich: VDI Verlag GmbH, Mai 2014.
- [2] Manfred Adolf und Heinz-Georg Schmitz. »Zündung«. In: *Handbuch Verbrennungsmotor*. Hrsg. von Richard van Basshuysen und Fred Schäfer. 5. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010. ISBN: 9783834806994 (siehe S. 33).
- [3] Californian Environmental Protection Agency. *Heavy-Duty Highway Spark-Ignition Engines - Exhaust Emission Standards*. URL: <http://www.arb.ca.gov/homepage.htm> (besucht am 17.06.2014) (siehe S. 5, 6).
- [4] United States Environmental Protection Agency. *Heavy-Duty Highway Spark-Ignition Engines - Exhaust Emission Standards*. 2012. URL: <http://www.epa.gov/otaq/standards/heavy-duty/hdsi-exhaust.htm> (besucht am 17.06.2014) (siehe S. 5, 6).
- [5] Matthias Auer. »Erstellung phänomenologischer Modelle zur Vorausberechnung des Brennverlaufes von Magerkonzept-Gasmotoren«. Dissertation. Technische Universität München, 2010. URL: <http://mediatum.ub.tum.de/doc/971879/971879.pdf> (besucht am 24.06.2014) (siehe S. 23, 24).
- [6] AVL. *AVL Indicom. Product Guide Teil 2*. AVL List GmbH. Graz, 2005 (siehe S. 50, 53, 54).
- [7] Hans Dieter Baehr und Stephan Kabelac. *Thermodynamik*. 13. Aufl. Springer, 2006. ISBN: 9783540325130 (siehe S. 9–12).
- [8] Michael Benz u. a. »Der neue Euro VI Erdgasmotor für mittelschwere Nutzfahrzeuge von Mercedes-Benz«. In: *35. Internationales Wiener Motorensymposium 2014, Wien, Österreich*. Daimler AG. Stuttgart: VDI Verlag GmbH, Mai 2014, S. 217–235 (siehe S. 7, 8).
- [9] Johannes Brettschneider. *Berechnung des Luftverhältnisses λ von Luft-Kraftstoff-Gemischen und des Einflusses von Messfehlern auf λ* . 6. Aufl. Bosch Technische Berichte. 1979 (siehe S. 26).
- [10] Delphi. *Worldwide Emissions Standards*. 2013. URL: <http://delphi.com/pdf/emissions/Delphi-Heavy-Duty-Emissions-Brochure-2013-2014.pdf> (besucht am 17.06.2014) (siehe S. 6).

- [11] Helmut Eichlseder, Manfred Klütting und Walter F. Piock. *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. Hrsg. von Helmut List. Der Fahrzeugantrieb. SpringerWienNewYork, 2008. ISBN: 9783211257746 (siehe S. 23–25, 28–31, 33–35).
- [12] Thomas Emmrich. »Beitrag zur Ermittlung der Wärmeübergänge in Brennräumen von Verbrennungsmotoren mit homogener und teilhomogener Energieumsetzung«. Dissertation. Universität Stuttgart, 2010. URL: http://elib.uni-stuttgart.de/opus/volltexte/2010/5246/pdf/Dissertation_Emmrich_1.pdf (besucht am 12.08.2014) (siehe S. 107).
- [13] Amtsblatt der Europäischen Union. *VERORDNUNG (EU) Nr. 133/2014 DER KOMMISSION*. Jan. 2014. URL: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32014R0133&from=DE> (besucht am 16.06.2014) (siehe S. 4).
- [14] Amtsblatt der Europäischen Union. *VERORDNUNG (EU) Nr. 582/2011 DER KOMMISSION*. Mai 2011. URL: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32011R0582&from=DE> (besucht am 16.06.2014) (siehe S. 5).
- [15] Amtsblatt der Europäischen Union. *VERORDNUNG (EU) Nr. 595/2009 DER KOMMISSION*. Juni 2009. URL: <http://eur-lex.europa.eu/legal-content/DE/TXT/PDF/?uri=CELEX:32009R0595&from=DE> (besucht am 16.06.2014) (siehe S. 4).
- [16] Günter Figer und Gernot Graf. »Potential and Limitations of Heavy Duty Commercial Vehicle Gas Engines«. In: *JSAE Annual Congress*. AVL List GmbH. Graz, Austria, Mai 2014 (siehe S. 108–110).
- [17] Michael Fischer u. a. »Klopferkennung im Ottomotor. Neue Tools und Methoden in der Serienentwicklung«. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* (März 2003), S. 187–194 (siehe S. 31, 32, 53, 54).
- [18] P. Heuser u. a. »Der Erdgasmotor im Nutzfahrzeug als Dieselmotor-Derivat«. In: *35. Internationales Wiener Motorensymposium 2014, Wien, Österreich*. FEV GmbH und RWTH Aachen. Aachen: VDI Verlag GmbH, Mai 2014, S. 266–289 (siehe S. 6–8, 39).
- [19] Franz Joos. *Technische Verbrennung: Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen*. Springer, 2006. ISBN: 139783540343332 (siehe S. 11).
- [20] Lars Kapitza. »Experimentelle Analyse des transienten Verhaltens der einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung«. Dissertation. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2010. URL: <http://edoc2.bibliothek.uni-halle.de/hs/id/15160> (besucht am 13.08.2014) (siehe S. 30).

-
- [21] Philipp Klein. »Zylinderdruckbasierte Füllungserfassung für Verbrennungsmotoren«. Dissertation. Universität Siegen, 2009. URL: <http://dokumentix.ub.uni-siegen.de/opus/volltexte/2009/406/> (besucht am 23.06.2014) (siehe S. 20).
- [22] Hans-Joachim Kümpel. *Energie und Rohstoffe*. Hrsg. von P. Kausch u. a. Spektrum Akademischer Verlag, 2011. ISBN: 9783827427977 (siehe S. 2, 3).
- [23] Wolfgang Merkel. *Fracking - zu viele Risiken, zu wenig Wissen*. Juli 2013. URL: <http://www.welt.de/wissenschaft/article117938329/Fracking-zu-viele-Risiken-zu-wenig-Wissen.html> (besucht am 12.06.2014) (siehe S. 2).
- [24] Günter P. Merker und Peter Eckert. »Verbrennung«. In: *Handbuch Verbrennungsmotor*. Hrsg. von Richard van Basshuysen und Fred Schäfer. 5. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2010. ISBN: 9783834806994 (siehe S. 30).
- [25] Günter P. Merker, Christian Schwarz und Rüdiger Teichmann. *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. 6. Aufl. Vieweg+Teubner Verlag, 2012. ISBN: 9783834819871 (siehe S. 3, 60).
- [26] Klaus Mollenhauer und Helmut Tschöke. *Handbuch Dieselmotoren*. 3. Aufl. Springer, 2007. ISBN: 9783540721642 (siehe S. 29).
- [27] o.V. *Addendum 48: Regulation No.49*. März 2013. URL: <http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/2013/R049r6e.pdf> (besucht am 01.07.2014) (siehe S. 115–117).
- [28] o.V. *Klopfen*. RWTH Aachen. URL: http://www.sfb224.rwth-aachen.de/Kapitel/kap3_4.htm (besucht am 09.07.2014) (siehe S. 53).
- [29] o.V. *Kolben und motorische Erprobung*. Hrsg. von MAHLE GmbH. 1. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2011. ISBN: 9783834814524 (siehe S. 31, 53).
- [30] o.V. *Lambda Calculation*. The Brettschneider Equation, general principles and methods. Bridge Analyzers, 2003. URL: <http://www.bridgeanalyzers.com/EGA/Automotive/mediaRepos/productDocs/White%20Paper%201.pdf> (besucht am 25.05.2014) (siehe S. 26).
- [31] Rudolf Pischinger, Manfred Klell und Theodor Sams. *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Hrsg. von Helmut List. 3. Aufl. Der Fahrzeugantrieb. Springer, 2009. ISBN: 9783211992760 (siehe S. 11, 13–19, 21, 25–29, 33, 34, 58).
- [32] I. Schifter u. a. »Combustion and emissions behavior for ethanol-gasoline blends in a single cylinder engine«. In: *Fuel*. 90. Ser. (2011), S. 3586–3592 (siehe S. 26).

- [33] Tobias Schöffler, Kai Hoffmann und Thomas Koch. »Stoichiometric Natural Gas Combustion in a Single Cylinder SI Engine and Impact of Charge Dilution by Means of EGR«. In: *SAE Technical Paper* 2013-24-0113 (2013) (siehe S. 93, 106).
- [34] Gazprom Schweiz. *Erdgas*. Juni 2014. URL: <http://www.gazprom-schweiz.ch/erdgas-wissen/energietraeger-erdgas.html> (besucht am 12.06.2014) (siehe S. 10).
- [35] Günther Strobl und Andreas Schnauder. *Lieber Russen- als Schiefegas*. März 2014. URL: <http://derstandard.at/1395363062715/Lieber-Russen--statt-Schiefergas> (besucht am 12.06.2014) (siehe S. 2).
- [36] Michael Ullrich und Rainer Scharp. »Nutzfahrzeugkolben für erhöhte mechanische und thermische Belastung«. In: *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* (Juni 2007), S. 454–458 (siehe S. 68).
- [37] Andreas Wimmer. *Motorenmesstechnik*. Vorlesungsmanuskript. Technische Universität Graz, 2013 (siehe S. 50, 51, 59).