



Josef Pfeifer, BSc

Experimentelle Untersuchung unterschiedlicher Zündkonzepte für einen Erdgas-PKW-Motor

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. Florian Sprenger
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Graz, August 2016

Danksagung

Bedanken möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder, dem Vorstand des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, für die Realisierung und Betreuung der Masterarbeit.

Ganz besonderer Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Florian Sprenger, meinem Zweitbetreuer, der sich stets die Zeit für eine angeregte Diskussion nahm und in unzähligen Stunden meine Arbeit Korrektur gelesen hat.

Weiters möchte ich allen Institutsmitarbeitern danken. Besonders jenen aus dem Bereich Brennverfahren, es herrschte stets ein gutes Arbeitsklima.

Abschließend bedanke ich mich bei meinen Eltern, die mich während meiner gesamten Studienzzeit sowohl finanziell, als auch mental immer unterstützten.

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 19.08.2016

Josef Pfeifer

Kurzfassung

Seit Beginn des 20. Jahrhunderts ist ein kontinuierlicher Anstieg der weltweiten Oberflächentemperatur bemerkbar. Vor allem die anthropogenen Treibhausgasemissionen, welche zum größten Anteil aus Kohlenstoffdioxid (CO_2) bestehen, tragen wesentlich zur Klimaerwärmung bei. Daher ist eine Reduktion des vom Menschen verursachten CO_2 -Ausstoßes ein großes Anliegen vieler Institutionen. Ein wesentlicher Anteil der CO_2 -Emissionen wird vom Verkehr emittiert. Ab 2020 ist eine Begrenzung des Flottenverbrauchs auf durchschnittlich $95 \text{ gCO}_2/\text{km}$ (entspricht $\sim 3,6$ Liter Diesel bzw. $\sim 4,1$ Liter Benzin pro 100 km) vom EU-Parlament verordnet. Mittelfristig ist darüber hinausgehend mit einer Verschärfung auf bis zu $75 \text{ gCO}_2/\text{km}$ zu rechnen. Um dieses ehrgeizige Ziel erreichen zu können, sind die Automobilhersteller zu enormen Entwicklungsarbeiten gezwungen. Neben der Weiterentwicklung des Verbrennungsmotors und der Elektrifizierung des Antriebes stellen alternative Kraftstoffe wie zum Beispiel Erdgas und Wasserstoff eine gute Alternative zur Reduktion des CO_2 -Flottenverbrauchs dar.

Erdgas, dessen Hauptbestandteil Methan (CH_4) ist, besitzt von allen fossilen Energieträgern den geringsten Kohlenstoffgehalt (C) und den höchsten Anteil an Wasserstoff (H). Daher weist es gegenüber den anderen fossilen Brennstoffen die geringsten CO_2 -Emissionen auf. Bei gleichbleibendem effektivem Wirkungsgrad ist eine CO_2 -Reduktion von bis zu 25 % gegenüber konventionellen diesel- bzw. benzinbetriebenen Verbrennungsmotoren erreichbar. Mit kaum einer anderen Einzelmaßnahme lässt sich innerhalb kürzester Zeit der CO_2 -Ausstoß derart effektiv reduzieren.

Im Rahmen dieser Masterarbeit wird ein konventioneller Dieselmotor auf den Betrieb mit Erdgas umgebaut und mit zwei unterschiedlichen Zündkonzepten betrieben. Als erster Schritt wird das Brennverfahren auf einen Dieselmotorschicht (Dual-Fuel) und anschließend auf den Betrieb mit einer konventionellen Fremdzündung (Zündkerze) abgestimmt. Zur Optimierung stehen verschiedenste Variationsparameter zur Verfügung. Neben den Einflüssen der vom Motorsteuergerät verstellbaren Applikationsparametern, werden hardwareseitig die Auswirkungen unterschiedlicher Brennraumgeometrien und Verdichtungsverhältnisse auf beide Zündverfahren untersucht. Die unterschiedlichen Brennraumgeometrien werden dabei durch die Verwendung verschiedener Kolbenformen (Omgamulde, Topfmulde) realisiert. Anschließend an die am Motorprüfstand durchgeführten experimentellen Untersuchungen werden die Messergebnisse ausgewertet und interpretiert und die Vor- und Nachteile von den unterschiedlichen Zündkonzepten aufgezeigt.

Abstract

Since the beginning of the 20th century a continuous increase in the global surface temperature has been noticeable. Especially the anthropogenic greenhouse gas emissions, which primarily consist of carbon dioxide (CO_2), contribute significantly to global warming. Therefore a reduction of man-made CO_2 emissions is a major concern of many organisations. Therefore, the EU Parliament imposed a CO_2 limit of 95 g/km (~ 3.6 litres of diesel or ~ 4.1 litres of petrol per 100 km), which has to be fulfilled on average across the whole fleet and comes into force in 2020. Furthermore a reduction to 75 g CO_2 /km is to be expected. To achieve this ambitious target, the vehicle manufacturers are forced to amounts of development work. In addition to further improvement of the internal combustion engine and the electrification of the drivetrain, alternative fuels, such as natural gas and hydrogen, also represent a good option to reduce the CO_2 output.

Of all the fossil fuels, natural gas, whose main component is methane (CH_4), has the lowest carbon (C) content and the highest proportion of hydrogen (H). Therefore it has the lowest CO_2 emissions, compared with other fossil fuels. If the brake thermal efficiency remains unchanged, a CO_2 reduction of up to 25 % compared with conventional diesel- or gasoline-powered engines can be achieved. Hardly any other measure is able to reduce the CO_2 emissions so efficiently.

As part of this master thesis a diesel engine is modified to run on natural gas. As a first step the combustion process is tuned to a diesel pilot ignition (dual fuel), and then adjusted to operate with a spark ignition (spark plug). The influence of main application parameters are investigated. Apart from that the effects of different combustion chamber geometries and compression ratios are examined for both ignition concepts. The different combustion chamber geometries are realized by the use of different piston shapes (omega bowl, pot bowl). Afterwards the advantages and disadvantages of both ignition concepts will be demonstrated.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen	xiii
1 Einleitung	1
2 Allgemeine Grundlagen	5
2.1 Kenngrößen	5
2.1.1 Verdichtungsverhältnis	5
2.1.2 Mitteldrücke	5
2.1.3 Leistungen	6
2.1.4 Drehmomente	7
2.1.5 Wirkungsgrade	7
2.2 Luftbedarf und Luftverhältnis	8
2.3 Brennverlaufsbestimmung	9
2.4 Verlustanalyse	11
2.4.1 Verlust durch reale Ladung	12
2.4.2 Verlust durch unvollkommene Verbrennung	13
2.4.3 Verlust durch realen Verbrennungsablauf	13
2.4.4 Wandwärmeverlust	14
2.4.5 Leckageverlust	14
2.4.6 Überströmverlust	15
2.4.7 Ladungswechselverlust	15
2.4.8 Gütegrad	16
2.4.9 Mechanische Verluste	16
2.5 Schadstoffe	17
2.5.1 Unvollständige Verbrennung	17
2.5.2 Übervollständige Verbrennung	18
2.5.3 Unerwünschte Kraftstoffkomponenten	18
3 Grundlagen zum Erdgas	19
3.1 Betriebsarten	20
3.1.1 Monovalent	20
3.1.2 Bivalent	20
3.1.3 Dual-Fuel	20
3.2 CO ₂ -Einsparpotential	21
3.2.1 Stoffeigenschaften	21

3.2.2	Klopffestigkeit	23
3.3	Luftverhältnis λ_{CNG} des Erdgas-Luft-Gemisches	24
3.4	Energetischer Erdgasanteil x_{CNG}	24
3.5	Energetischer Anteil an unverbrannten Komponenten im Abgas $\Delta\zeta_{\text{UV}}$	24
4	Versuchsträger und Modifikationen	25
4.1	Versuchsträger BMW B47C2000	25
4.2	Modifikationen am Serienmotor	28
4.3	Fremdzündung	30
4.4	Kolbenformen und Verdichtungsverhältnisse	31
5	Motorenprüfstand	33
5.1	Belastungsmaschinen	33
5.2	Konditioniereinrichtungen	34
5.2.1	Kühlmittelkonditionierung	35
5.2.2	Ladeluftkonditionierung	35
5.2.3	Kraftstoffkonditionierung	35
5.2.4	Motorölkonditionierung	35
5.3	Prüfstandssoftware	36
5.3.1	Tornado	36
5.3.2	Indicom	36
5.3.3	Inca	36
5.3.4	ETU	36
5.4	Messgrößenaufnehmer	36
5.4.1	Drehmoment	37
5.4.2	Motordrehzahl	37
5.4.3	Temperaturmessung	37
5.4.4	Druckmessung	38
5.4.5	Turboladerdrehzahl	38
5.4.6	Zündwinkel/Einspritzzeitpunkt	39
5.4.7	Kraftstoffverbrauchsmessung	39
5.4.8	Luftverhältnis	39
5.4.9	Abgasmesstechnik	39
5.4.10	Blow-By	40
5.5	Messstellenübersicht	40
6	Versuchsdurchführung	41
6.1	Lastpunkte	41
6.2	Konstante Applikationsparameter	42
6.2.1	Erdgasraildruck	42
6.2.2	Dieselryl Druck	42

6.3	Variierbare Parameter	42
6.3.1	Saugrohrdruck	43
6.3.2	AGR-Rate	43
6.3.3	Drallklappenposition	43
6.3.4	Schwerpunktlage	44
6.3.5	Erdgaseinblaselage	44
6.4	Bestpunktfindung	45
6.4.1	One factor at a time	45
6.4.2	Statistische Versuchsplanung	46
7	Analyse und Interpretation	49
7.1	Dual-Fuel	49
7.1.1	Unterer Lastbereich	50
7.1.2	Oberer Lastbereich	61
7.1.3	Betriebsstrategie	68
7.1.4	Optimierte Lastpunkte mit Standardhardwarekonfiguration	69
7.1.5	Vergleich der Kolbenformen	75
7.1.6	Vergleich der Verdichtungsverhältnisse	78
7.2	Fremdzündung	82
7.2.1	Betriebsstrategie	82
7.2.2	Bestpunktfindung	82
7.2.3	Vergleich der Kolbenformen	87
7.2.4	Klopfuntersuchungen	92
7.3	Gegenüberstellung: Dual-Fuel vs. Fremdzündung	94
7.3.1	Identische Hardwarekonfigurationen	94
7.3.2	Optimale Hardwarekonfigurationen	100
7.3.3	Klopfuntersuchungen	104
8	Zusammenfassung und Ausblick	107
	Literaturverzeichnis	109

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

b	g/kW h	Kraftstoffverbrauch
b_e	g/kW h	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
b_i	g/kW h	indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch
h	J/kg	spezifische Enthalpie
H_u	kJ/kg	spezifischer Heizwert (früher: unterer Heizwert)
L	kg L/kg B	Luftmenge (auch: kmol L/kmol B)
L_{st}	kg L/kg B	stöchiometrischer Luftbedarf
m	kg	Masse
m_A	kg	ausströmende Masse
m_{AG}	kg	Abgasmenge
\dot{m}_{AG}	kg/s	rückgeführter Abgasmassenstrom
m_B	kg	Brennstoffmasse
\dot{m}_B	kg/s	Brennstoffmassenstrom
m_E	kg	Ladungsmasse
m_{Fr}	kg	Frischladung
\dot{m}_{Fr}	kg	Frischgasmassenstrom
m_{Leck}	kg	Leckagemasse
m_{Sp}	kg	Spülmasse
\dot{m}_{Sp}	kg	Spülmassenstrom
M	g/mol	molare Masse
M_d	Nm	Drehmoment
M_e	Nm	effektives Drehmoment
n	min ⁻¹	Drehzahl
n	(k)mol	Stoffmenge, Molzahl
O_2	kg O ₂ /kg B	Sauerstoffmenge (auch: kmol O ₂ /kmol B)
O_{2st}	kg O ₂ /kg B	stöchiometrischer Sauerstoffbedarf
p	bar, Pa	Druck
p_e	bar	effektiver Mitteldruck
p_{Erdgas}	bar	Erdgasrilldruck
p_i	bar	indizierter Mitteldruck
p_m	bar	Mitteldruck
p_r	bar	Reibmitteldruck

P	(k)W	Leistung
P_e	kW	effektive Leistung
P_i	kW	indizierte Leistung
P_r	kW	Reibleistung
Q	J	Wärme
Q_B	J	Brennstoffenergie
\dot{Q}_B	W	Brennstoffenergiestrom
$dQ_B/d\varphi$	J/°KW	Brennverlauf
$dQ_H/d\varphi$	J/°KW	Heizverlauf
$dQ_W/d\varphi$	J/°KW	Wandwärmeverlauf
U	J	innere Energie
V	m ³	Volumen
V_c	m ³	Kompressionsvolumen
V_h	m ³	Hubvolumen
V_H	m ³	Hubvolumen des gesamten Motors
W	J	Arbeit
W_e	J	effektiv geleistete Arbeit
W_i	J	innere Arbeit
W_{Lw}	J	Ladungswechselerarbeit
W_r	J	Reibungsarbeit
x	–	Umsetzrate
x_{AGR}	–	Abgasrückführrate
x_{CNG}	–	energetischer Erdgasanteil

Griechische Formelzeichen

$\Delta\eta_{Leck}$	–	Verlust durch Leckage
$\Delta\eta_{Lw}$	–	Verlust durch Ladungswechsel
$\Delta\eta_m$	–	Verlust durch mechanische Reibung
$\Delta\eta_{rL}$	–	Verlust durch reale Ladung
$\Delta\eta_{rV}$	–	Verlust durch reale Verbrennung
$\Delta\eta_{uV}$	–	Verlust durch unvollkommene Verbrennung
$\Delta\eta_{\ddot{U}}$	–	Überstömverlust
$\Delta\eta_{Ww}$	–	Verlust durch Wandwärmeübergang
$\Delta\zeta_{UV}$	–	energetischer Anteil an unverbrannten Komponenten im Abgas
ε	–	Verdichtungsverhältnis
η	–	Wirkungsgrad
η_e	–	effektiver Wirkungsgrad
η_g	–	Gütegrad
η_i	–	innerer (indizierter) Wirkungsgrad
η_m	–	mechanischer Wirkungsgrad
η_v	–	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors
κ	–	Isentropenexponent
λ	–	Luftverhältnis, Luftzahl

λ_{CNG}	—	Erdgas-Luftverhältnis
φ	° KW	Kurbelwinkel
ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit

Indizes und Abkürzungen

A	Austritt	LP2	Lastpunkt: n = 1750 min ⁻¹ und p _e = 5 bar
AGR	Abgasrückführung	LP3	Lastpunkt: n = 2000 min ⁻¹ und p _e = 11 bar
AV	Auslassventil	MFB50	50%-Energieumsetzungspunkt
C ₁₆ H ₃₄	Hexadecan	N ₂	Stickstoff
CH ₄	Methan	NEDC	New European Driving Cycle
CO	Kohlenmonoxid	NO	Stickstoffmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid	NO ₂	Stickstoffdioxid
DOE	Desings of Experiments	NO _x	Stickoxide
E	Eintritt	O ₂	Sauerstoff
ECU	Engine Control Unit (Motorsteuergerät)	OT	oberer Totpunkt
ETU	Engine Timing Unit	p ₂₂	Saugrohrdruck
EV	Einlassventil	SO ₂	Schwefeldioxid
H ₂	Wasserstoff	SO ₄	Sulfat
H ₂ O	Wasser	UT	unterer Totpunkt
HC	Kohlenwasserstoff	ZV	Zündverzug
LP1	Lastpunkt: n = 1500 min ⁻¹ und p _e = 3 bar		

Operatoren

d	vollständiges Differential	∂	partielles Differential
δ	unvollständiges Differential	Σ	Summe

SI-Präfixe

Y	10 ²⁴	Yotta	d	10 ⁻¹	Dezi
Z	10 ²¹	Zetta	c	10 ⁻²	Zenti
E	10 ¹⁸	Exa	m	10 ⁻³	Milli
P	10 ¹⁵	Peta	μ	10 ⁻⁶	Mikro
T	10 ¹²	Tera	n	10 ⁻⁹	Nano
G	10 ⁹	Giga	p	10 ⁻¹²	Piko
M	10 ⁶	Mega	f	10 ⁻¹⁵	Femto
k	10 ³	Kilo	a	10 ⁻¹⁸	Atto
h	10 ²	Hekto	z	10 ⁻²¹	Zepto
da	10 ¹	Deka	y	10 ⁻²⁴	Yokto

1 Einleitung

Seit Beginn des 20. Jahrhunderts ist ein kontinuierlicher Anstieg der weltweiten Oberflächentemperatur bemerkbar. Vor allem die anthropogenen Treibhausgasemissionen, welche zum größten Anteil aus CO₂ bestehen, tragen wesentlich zur Klimaerwärmung bei. Daher ist eine Reduktion des vom Menschen verursachten CO₂-Ausstoßes ein großes Anliegen vieler Institutionen. Im Jahr 2014 waren die Sektoren Energie und Industrie (44.4%), Verkehr (28.5%), Landwirtschaft (10.4%) und Gebäude (10%) die bedeutendsten Verursacher der Treibhausgasemissionen in Österreich. Wobei im Zeitraum von 1990 bis 2014 der Sektor Verkehr den größten Anstieg (57.6% bzw. 7.9 Mio. Tonnen CO₂-Äquivalent) in den Treibhausgasemissionen verzeichnet (siehe Bild 1.1). Innerhalb des Sektor Verkehrs besitzt der Personenverkehr einen Anteil von rund 55.3% und der Straßengüterverkehr von rund 43.8%. Der restliche Anteil fällt auf Flug-, Schiffs- und Eisenbahnverkehr im Inland. In der Verkehrsmittelaufteilung (Modal Split) für den Personenverkehr besitzt der PKW-Verkehr für das Jahr 2014 in Österreich einen Anteil von 69% (siehe Bild 1.2) [1].

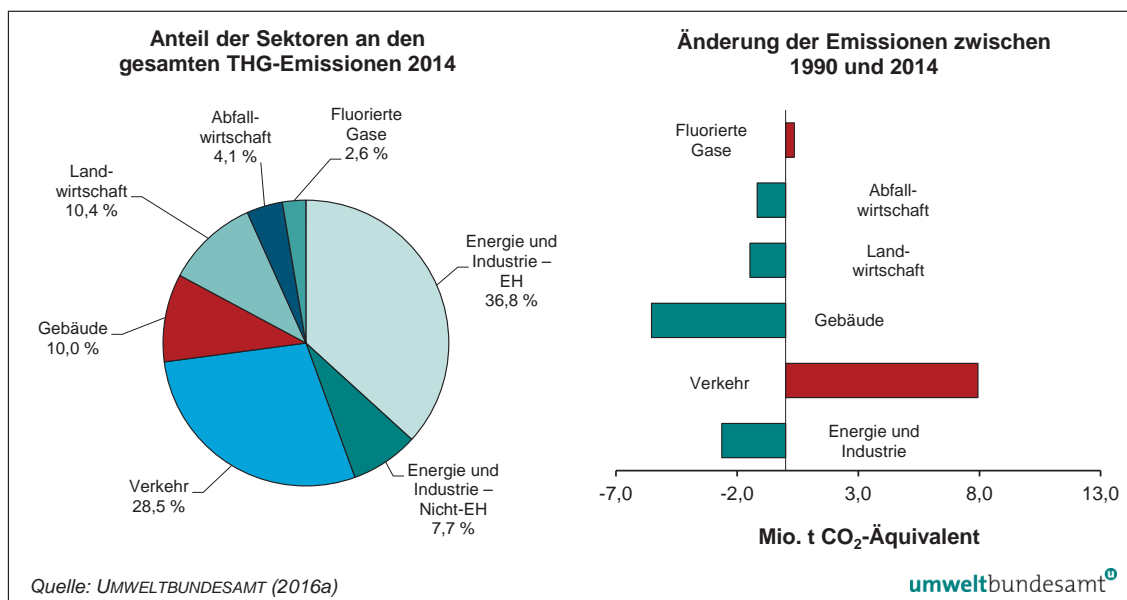


Bild 1.1: Anteil der Sektoren an den Treibhausgasemissionen 2014 und Veränderung im Zeitraum von 1990 bis 2014 [1]

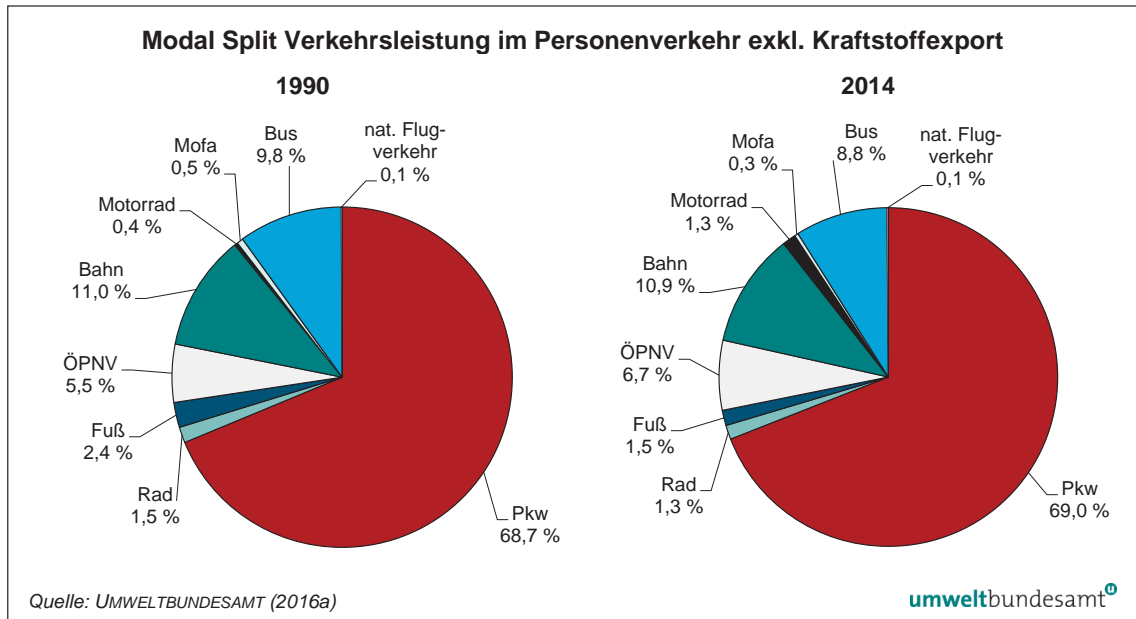


Bild 1.2: Modal Split Verkehrsleistung im Personenverkehr Inland (excl. Kraftstoffexport und internationalem Flugverkehr), 1990 und 2014 [1]

Ab 2020 ist eine Begrenzung des Flottenverbrauchs auf durchschnittlich $95 \text{ gCO}_2/\text{km}$ (entspricht $\sim 3,6$ Liter Diesel bzw. $\sim 4,1$ Liter Benzin pro 100 km) vom EU-Parlament verordnet. Mittelfristig ist darüber hinausgehend mit einer Verschärfung auf bis zu $75 \text{ gCO}_2/\text{km}$ zu rechnen. Um dieses ehrgeizige Ziel erreichen zu können, sind die Automobilhersteller zu enormen Entwicklungsarbeiten gezwungen. Neben der Weiterentwicklung des Verbrennungsmotors und der Elektrifizierung des Antriebes stellen alternative Kraftstoffe wie zum Beispiel Erdgas und Wasserstoff eine gute Alternative zur Reduktion des CO_2 -Flottenverbrauchs dar [29].

Gas als Kraftstoff in Fahrzeugen ist keine Erfindung der Neuzeit. Bereits 1863, also 23 Jahre vor dem „Benz Patent-Motorwagen Nummer 1“, welcher 1886 von Carl Benz patentiert wurde, unternahm Étienne Lenoir mit seinem, von einem Gasmotor angetriebenen, „Hippomobile“ eine 18 km lange Autofahrt. Damals wurde allerdings an Stelle von Erdgas giftiges Leuchtgas verwendet [27].

Erdgas, dessen Hauptbestandteil Methan (CH_4) ist, besitzt von allen fossilen Energieträgern den geringsten Kohlenstoffgehalt (C) und den höchsten Anteil an Wasserstoff (H). Daher weist es gegenüber den anderen fossilen Brennstoffen die geringsten CO_2 -Emissionen auf. Bei gleichbleibendem effektivem Wirkungsgrad ist eine CO_2 -Reduktion von bis zu 25 % gegenüber konventionellen diesel- bzw. benzinbetriebenen Verbrennungsmotoren erreichbar. Mit kaum einer anderen Einzelmaßnahme lässt sich innerhalb kürzester Zeit der CO_2 -Ausstoß derart effektiv reduzieren. Durch diese Möglichkeit können erdgasbetriebene Motoren einen wichtigen Beitrag zum Erreichen der weltweiten Klimaschutzziele leisten. Ein Kilogramm Erdgas hat in etwa den gleichen

Energieinhalt wie rund 1,6 Liter Benzin oder rund 1,4 Liter Diesel. Somit sind die Kraftstoffkosten, bei gleicher Energiemenge, im Vergleich mit Benzin um etwa 55 % und im Vergleich mit Diesel um ungefähr 45 % geringer (siehe Tabelle 1.1). Speziell im Bereich des öffentlichen Verkehrs sowie des Gütertransports sind Erdgasantriebe bereits eine kostengünstige Alternative zu flüssigen Kraftstoffen. Eine kontinuierlich dichter werdende Tankstelleninfrastruktur, Steuerbegünstigungen in mehreren Ländern Europas sowie ein regelrechter Erdgas-Boom in den USA machen den Kraftstoff Erdgas ebenfalls immer attraktiver [29].

Tabelle 1.1: Kraftstoffkosten von Erdgas, Benzin und Diesel [5, 24, 34]

		CNG	Euro Super	Diesel
Unterer Heizwert H_u	[MJ/kg]	50	41	43
Unterer Heizwert H_u	[MJ/l]	–	30,750	35,690
Kraftstoffkosten ¹⁾	[€/l]	–	1,117	1,045
Kraftstoffkosten ¹⁾	[€/kg]	0,797	–	–
Kraftstoffkosten	[Cent/MJ]	1,6	3,6	2,9

¹⁾ Durchschnitt österreichweit (18.07.2016)

Man kann bei Erdgasmotoren zwischen monovalenten, bivalenten und Dual-Fuel Brennverfahren unterscheiden. Monovalente Brennverfahren verwenden ausschließlich Gas als Kraftstoff. Dabei wird die zur Zündung notwendige Energie mittels einer Zündkerze eingebracht. Das bivalente Brennverfahren kann wahlweise mit dem einen oder anderen Kraftstoff betrieben werden. In Dual-Fuel-Systemen wird zur Entflammung des zündunwilligen Erdgas-Luft-Gemisches ein zündwilliger Kraftstoff, meistens Diesel, in den Brennraum eingebracht. Um das CO₂-Einsparpotential voll auszunutzen, wird der Erdgasanteil dabei so hoch wie möglich gehalten. Es ist jedoch auch der Betrieb rein mit Diesel realisierbar. Ein großer Vorteil eines Dual-Fuel-Brennverfahrens mit Erdgas und Diesel gegenüber Benzin/Erdgas-Ottomotoren besteht darin, dass Erdgas eine höhere Klopfestigkeit als Benzin aufweist, und dadurch das Verdichtungsverhältnis erhöht werden kann. Somit ist auch ein grundlegend höheres Wirkungsgradpotential erreichbar [29].

Im Rahmen dieser Masterarbeit, als Teil einer Dissertation [28], wird ein konventioneller Dieselmotor auf den Betrieb mit Erdgas umgebaut und mit zwei unterschiedlichen Zündkonzepten betrieben. Als erster Schritt wird das Brennverfahren auf einen Dieselmotorschicht (Dual-Fuel) und anschließend auf den Betrieb mit einer konventionellen Fremdzündung (Zündkerze) abgestimmt. Zur Optimierung stehen verschiedenste Variationsparameter zur Verfügung. Neben den Einflüssen der vom Motorsteuergerät verstellbaren Applikationsparametern, werden hardwareseitig die Auswirkungen unterschiedlicher Brennraumgeometrien und Verdichtungsverhältnisse auf beide Zündverfahren untersucht. Die unterschiedlichen Brennraumgeometrien werden dabei durch

die Verwendung verschiedener Kolbenformen (Omegamulde, Topfmulde) realisiert. Anschließend an die am Motorprüfstand durchgeführten experimentellen Untersuchungen werden die Messergebnisse ausgewertet und interpretiert und die Vor- und Nachteile von den unterschiedlichen Zündkonzepten aufgezeigt.

2 Allgemeine Grundlagen

In den folgenden Kapiteln werden die grundlegenden Kenngrößen und Vergleichsprozesse erläutert. Des Weiteren wird auf die Energiebilanzen und Verlustteilung des realen Motorprozesses eingegangen.

2.1 Kenngrößen

Man unterscheidet zwischen den konstruktiven Motorkenngrößen (Hub, Bohrung, Hubvolumen, Verdichtungsverhältnis, ...) und den Betriebskenngrößen (Leistung, Drehmoment, Drehzahl, Mitteldruck, Liefergrad, Kraftstoffverbrauch, ...) [6].

In diesem Abschnitt werden die für die Arbeit wichtigsten Kenngrößen kurz erläutert.

2.1.1 Verdichtungsverhältnis

Das Verdichtungsverhältnis ε stellt eine wichtige konstruktive Motorkenngröße dar [24].

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (2.1)$$

2.1.2 Mitteldrücke

Die pro Arbeitstakt abgegebene Arbeit wird auf das Hubvolumen bezogen und besitzt die Dimension eines Druckes. Die Spezifische Arbeit wird daher als Mitteldruck p_m bezeichnet [24].

$$p_m = \frac{W}{V_h} \quad (2.2)$$

Setzt man die effektiv geleistete Arbeit W_e ein erhält man den effektiven Mitteldruck p_e . Die effektiv geleistete Arbeit wird aus dem am Motorprüfstand gemessenen mittleren Drehmoment M_e berechnet [24].

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} \quad (2.3)$$

Bei einsetzen der tatsächlich vom Gas an den Kolben abgegebenen inneren Arbeit W_i erhält man den inneren (indizierten) Mitteldruck p_i [24].

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} \quad (2.4)$$

Die innere Arbeit stellt die eingeschlossene Fläche im pV-Diagramm dar. Das pV-Diagramm wird durch auftragen des mittels Sensoren gemessenen Druckes im Brennraum über den Kolbenhub gebildet [24].

$$W_i = \int p dV \quad (2.5)$$

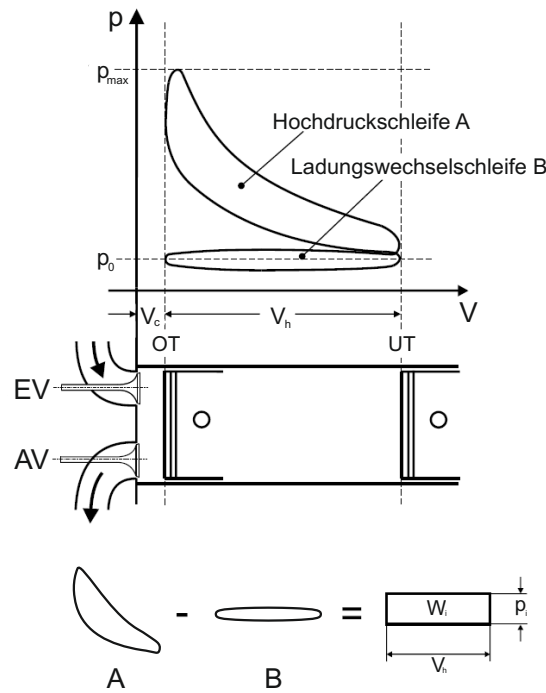


Bild 2.1: pV-Diagramm eines Viertaktmotors [32]

Subtrahiert man die effektiv geleistete Arbeit von der inneren Arbeit so erhält man die Reibungsarbeit, welche durch die mechanischen Verluste gebildet wird [24].

$$W_r = W_i - W_e \quad (2.6)$$

Entsprechen obiger Gleichung 2.2 kann aus der Reibungsarbeit der Reibungsmitteldruck berechnet werden [24].

$$p_r = \frac{W_r}{V_h} \quad (2.7)$$

2.1.3 Leistungen

Die Formeln für die Leistungen sind wie folgt [24]:

$$\text{Zweitaktmotor:} \quad P = n \cdot V_H \cdot p_m \quad (2.8)$$

$$\text{Viertaktmotor:} \quad P = \frac{n}{2} \cdot V_H \cdot p_m \quad (2.9)$$

Diese Formeln beziehen sich auf kohärente Einheiten. Um mit den üblichen Einheiten P in [kW], n in [min^{-1}], V_H in [dm^3] und p_e in [bar] zu arbeiten wird auf folgende Zahlenwertgleichungen umgeformt [24]:

$$\text{Zweitaktmotor:} \quad P = \frac{n \cdot V_h \cdot p_m}{600} \quad (2.10)$$

$$\text{Viertaktmotor:} \quad P = \frac{n \cdot V_h \cdot p_m}{1200} \quad (2.11)$$

Je nach Index ergeben diese Formeln die effektive Leistung P_e , die innere Leistung P_i oder die Reibleistung P_r [24].

2.1.4 Drehmomente

Die allgemeine Formel für die Leistung lautet:

$$P = M_d \cdot \omega = M_d \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad (2.12)$$

Wird diese Formel unter Zuhilfenahme der Formeln 2.8 und 2.9 umgeformt ergeben sich die Formeln für die Drehmomente wie folgt [24]:

$$\text{Zweitaktmotor:} \quad M_d = \frac{V_h \cdot p_m}{2 \cdot \pi} \quad (2.13)$$

$$\text{Viertaktmotor:} \quad M_d = \frac{V_h \cdot p_m}{4 \cdot \pi} \quad (2.14)$$

Je nach Index ergeben diese Formeln das effektive, das innere oder das Reibungsmoment [24].

2.1.5 Wirkungsgrade

Wird die vom Motor abgegebene Arbeit W als Nutzen und die mit dem Kraftstoff zugeführte Energie $Q_B = m_B \cdot H_u$ als Aufwand definiert. So ergibt sich der Wirkungsgrad wie folgt [24]:

$$\eta = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{W}{Q_B} = \frac{W}{m_B \cdot H_u} \quad (2.15)$$

Auf die Zeiteinheit bezogen ergibt sich [24]:

$$\eta = \frac{P}{\dot{Q}_B} = \frac{P}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad (2.16)$$

Effektiver Wirkungsgrad

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_B \cdot H_u} \quad (2.17)$$

Indizierter Wirkungsgrad

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_B} \quad (2.18)$$

Mechanischer Wirkungsgrad

Der mechanische Wirkungsgrad η_m ist wie folgt definiert [24]:

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad (2.19)$$

Aus Gleichung 2.18 und 2.19 ergibt sich [24]:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (2.20)$$

Spezifischer Kraftstoffverbrauch

Meist ist der Heizwert des Kraftstoffes gegeben und es kann der spezifische Kraftstoffverbrauch berechnet werden [24].

Die Gleichung für den effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch lautet [24]:

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} = \frac{1}{\eta_e \cdot H_u} \quad (2.21)$$

Die Gleichung für den inneren spezifischen Kraftstoffverbrauch lautet analog [24]:

$$b_i = \frac{\dot{m}_B}{P_i} = \frac{1}{\eta_i \cdot H_u} \quad (2.22)$$

Die Zahlenwertgleichung mit b in [g/kWh] und H_u in [kJ/kg] lautet [24]:

$$b = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta \cdot H_u} \quad (2.23)$$

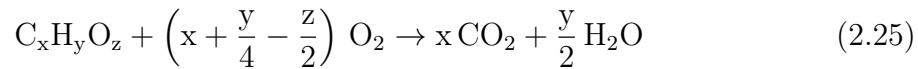
2.2 Luftbedarf und Luftverhältnis

Stöchiometrischer Luftbedarf

Der stöchiometrische Sauerstoffbedarf ist jener Sauerstoffbedarf, der notwendig ist, um den eingebrachten Brennstoff vollständig umzusetzen. Der stöchiometrische Luftbedarf errechnet sich aus der Zusammensetzung der Luft ($N_2 : O_2 = 0,79 : 0,21$) und dem stöchiometrischen Sauerstoffbedarf [24].

$$L_{st} = \frac{1}{0,21} \cdot O_{2st} \quad (2.24)$$

Für die Verbrennung eines Kohlenwasserstoffs $C_xH_yO_z$ gilt [24]:



Der stöchiometrische Sauerstoffbedarf bedrägt:

$$O_{2st} = \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right) \left[\frac{\text{kmol } O_2}{\text{kmol B}} \right] \quad (2.26)$$

$$L_{st} = 4,76 \cdot \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right) \left[\frac{\text{kmol L}}{\text{kmol B}} \right] \quad (2.27)$$

Die molare Masse von flüssigen und festen Brennstoffes ist meist ungenau und nur schwer bestimmbar. Eine Elementaranalyse in Massenanteilen liegt aber meistens vor. Der Sauerstoff- bzw. Luftbedarf wird daher sinnvollerweise auf 1 kg Brennstoff bezogen. Die Massenanteile an Kohlenstoff, Wasserstoff, Schwefel und Sauerstoff werden durch die Kleinbuchstaben c, h, s, und o angegeben [24].

$$O_{2st} = \frac{c}{12,01} + \frac{h}{4,032} + \frac{s}{32,06} - \frac{o}{32,00} \left[\frac{\text{kmol } O_2}{\text{kmol B}} \right] \quad (2.28)$$

$$L_{st} = 4,76 \cdot \frac{c}{12,01} + \frac{h}{4,032} + \frac{s}{32,06} - \frac{o}{32,00} \left[\frac{\text{kmol L}}{\text{kmol B}} \right] \quad (2.29)$$

$$(2.30)$$

Luftverhältnis λ

Im realen Motorbetrieb weicht der zugeführte Luft allerdings vom stöchiometrischen Luftbedarf ab. Das Luftverhältnis λ repräsentiert diese Abweichung [24].

$$\lambda = \frac{O_2}{O_{2st}} = \frac{L}{L_{st}} \quad (2.31)$$

Ist das Luftverhältnis $\lambda > 1$ läuft die Verbrennung vollständig mit Luftüberschuss ab. Die im Abgas vorhandene Sauerstoffmasse bildet sich aus der Differenz zwischen der zugeführten Sauerstoffmasse und der bei der Verbrennung stöchiometrisch umgesetzten Sauerstoffmasse [24, 32].

Bei einem Luftverhältnis $\lambda < 1$ läuft die Verbrennung aufgrund des Sauerstoffmangels nur unvollständig ab. Es wird nicht der komplette Brennstoff umgesetzt [24, 32].

2.3 Brennverlaufsbestimmung

Betrachtet man den Brennraum des Motors als ein instationär offenes System so ergibt sich unter Anwendung des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik folgende Formel:

$$-\frac{p dV}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_E \frac{dm_E}{d\varphi} - h_A \frac{dm_A}{d\varphi} - h_A \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} \quad (2.32)$$

Allgemein findet die Verbrennung während des Hochdruckteiles statt. Bei alleiniger Betrachtung des Hochdruckteiles kann das System Brennraum geschlossen angenommen werden und die Gleichung 2.32 vereinfacht sich auf folgende Form:

$$\frac{dQ_H}{d\varphi} = \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} + \frac{p dV}{d\varphi} + h_A \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} \quad (2.33)$$

Wird vom Brennverlauf $dQ_B/d\varphi$ der Wandwärmestrom $dQ_W/d\varphi$ abgezogen so ergibt sich der Heizverlauf $dQ_H/d\varphi$, welcher mittels Druckindizierung am Prüfstand relativ einfach bestimmbar ist. Zur Ermittlung des Brennverlaufs sind Ansätze betreffend des Wandwärmeübergangs erforderlich. Nähere Informationen über die Ansätze sind einschlägiger Fachliteratur zu entnehmen.

Wird die bis zu einem bestimmten Kurbelwinkel umgesetzte Brennstoffenergie $Q_{Bum}(\varphi)$ durch die gesamte eingebrachte Brennstoffenergie Q_{Bges} dividiert so erhält man die Umsetzrate x [20, 24].

Bild 2.2 zeigt die aus den Indizierdaten berechneten Verläufe für den Gasbetrieb mit Fremdzündung bei einer Drehzahl von 1500 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 3 bar.

$$x(\varphi) = \frac{Q_{Bum}(\varphi)}{Q_{Bges}} = \frac{\int_{\varphi_{VB}}^{\varphi} dQ_B(\varphi)}{m_{Bges} H_u} \quad (2.34)$$

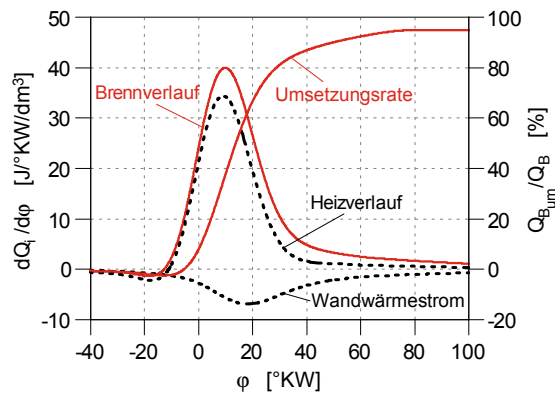


Bild 2.2: Brennverlauf, Heizverlauf, Wandwärmestrom und Umsetzrate für Gasbetrieb mit Fremdzündung bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 3 \text{ bar}$

Die verbleibende Differenz zwischen der gesamten umgesetzten Brennstoffenergie Q_{Bum} und der gesamten eingebrachten Brennstoffenergie Q_{Bges} ergibt sich durch Vernachlässigung der Verluste aus der unvollkommenen Verbrennung, aus Messfehlern und aus Fehlern im Ansatz für den Wandwärmeübergang [20].

2.4 Verlustanalyse

Um das Potential verschiedener Brennverfahren zu vergleichen, bedient man sich einer Verlustanalyse. Dabei werden ausgehend vom vollkommenen Motor die Einzelverluste bis hin zum realen Motorbetrieb aufgezeigt.

Der vollkommene Motor ist in Anlehnung nach DIN 1940 wie folgt definiert [24]:

- geometrisch gleich wie der reale Motor
 - vollkommene Füllung des Zylindervolumens in UT mit reiner Ladung (Luft oder Gemisch vom Zustand vor Einlass - Druck und Temperatur wie im Saugrohr ungedrosselt und nach einem etwaigem Verdichter, kein Restgas)
 - identisches Luftverhältnis λ wie realer Motor
 - unvollständige Verbrennung bis zum chemischen Gleichgewicht
 - idealer Verbrennungsablauf nach vorgegebenen Gesetzmäßigkeiten (Gleichraum-, Gleichdruckverbrennung oder eine Kombination aus beiden)
 - kein Wandwärmeübergang
 - keine Reibungskräfte im Arbeitsgas
- } isentrope Kompression und Expansion
- keine Lässigkeitsverluste
 - idealer Ladungswechsel in UT (isochorer Austausch der Verbrennungsgase gegen reine Ladung) oder ideale Ladungswechselschleife bei aufgeladenen Viertaktmotoren
 - die Ladung wird als Gemisch idealer Gase angenommen unter Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der kalorischen Stoffgrößen

Per Definition „vollkommene Füllung“ besitzt der vollkommene Motor eine größere Ladungsmasse als der reale Motor. Da aber identisches Luftverhältnis λ vorausgesetzt wird, wird dem vollkommenen Motor dementsprechend auch eine größere Brennstoffmenge Q_{Bv} , gegenüber dem realen Motor mit der Brennstoffmenge Q_B , zugeführt [24].

$$\eta_v = \frac{W_v}{Q_{Bv}} \quad (2.35)$$

Die Einzelverluste durch welche der vollkommene Wirkungsgrad η_v auf den indizierten Wirkungsgrad η_i reduziert wird lauten wie folgt [24]:

- Verlust durch reale Ladung $\Delta\eta_{tL}$

- Verlust durch unvollkommene Verbrennung $\Delta\eta_{uV}$
- Verlust durch realen Verbrennungsablauf $\Delta\eta_{rV}$
- Wandwärmeverlust $\Delta\eta_{Ww}$
- Leckageverlust $\Delta\eta_{Leck}$
- Überstömverlust $\Delta\eta_{\ddot{u}}$
- Ladungswechselverlust $\Delta\eta_{Lw}$

2.4.1 Verlust durch reale Ladung

Der Brennraum des vollkommenen Motors wird per Definition in UT mit reiner Frischladung, mit dem Zustand vor Einlass (Saugrohr), versorgt.

Die Ladung des realen Motors wird durch Drosselverluste, Erwärmung und Abgasrückführung beeinflusst, und besitzt andere Stoffeigenschaften als die ideale Ladung. Unter Berücksichtigung dieser realen Füllung mit ansonsten gleichen Annahmen wie beim vollkommenen Motor erhält man den Prozess des vollkommenen Motors mit realer Ladung. Als Bezugspunkt wird der Zustand bei Einlassschluss des wirklichen Motors herangezogen. Der Verlust ergibt sich aus der Differenz der Wirkungsgrade des vollkommenen Motors mit idealer und realer Ladung [24].

$$\Delta\eta_{rL} = \eta_v - \eta_{vrL} = \frac{W_v}{Q_{Bv}} - \frac{W_{vrL}}{Q_B} \quad (2.36)$$

In Bild 2.3 sind die Kompressionslinien in einem pV-Diagramm für den vollkommenen Motor und den realen Motor dargestellt.

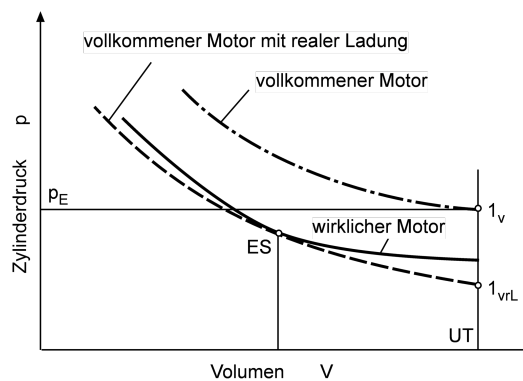


Bild 2.3: pV-Diagramm des vollkommenen Motors und des realen Motors [24]

2.4.2 Verlust durch unvollkommene Verbrennung

Die unvollständige Verbrennung des Brennstoffes bis zum chemischen Gleichgewicht ist bereits im vollkommenen Motor berücksichtigt. Im realen Motorprozess erfolgt die Umsetzung des eingebrachten Brennstoffes aber nicht bis zum chemischen Gleichgewicht. Die Verbrennung läuft unvollkommen ab. Bildet man die Differenz zwischen dem Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit realer Ladung und einem Vergleichsprozess in welchem nur die wirklich umgesetzte Brennstoffenergie berücksichtigt wird, so erhält man den Verlust durch die unvollkommene Verbrennung (siehe Bild 2.4).

$$\Delta\eta_{uV} = \eta_{vrL} - \eta_{uV} = \frac{W_{vrL} - W_{uV}}{Q_B} \quad (2.37)$$

Die Bestimmung des wirklich umgesetzten Brennstoffes $Q_{B,um}$ setzt eine Abgasanalyse voraus [24].

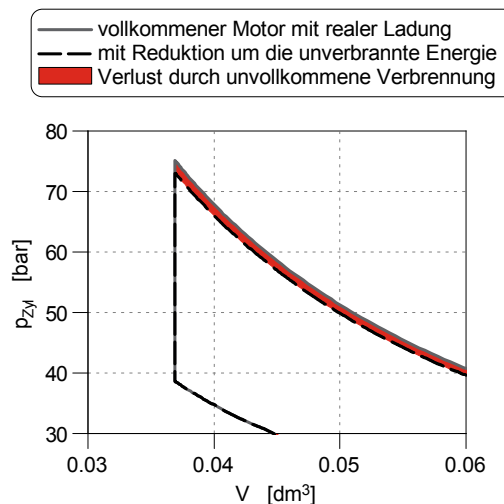


Bild 2.4: Darstellung des Verlustes durch unvollkommene Verbrennung im pV-Diagramm

2.4.3 Verlust durch realen Verbrennungsablauf

Im realen Motor erfolgt die Energieumsetzung nicht in einer unendlich kurzen Zeit in OT (Gleichraumprozess). Der eingebrachte Brennstoff wird zu einem erheblichen Teil erst nach OT umgesetzt. Der Verlust durch realen Verbrennungsablauf ergibt sich aus der Differenz der Wirkungsgrade der Prozesse mit Gleichraumverbrennung und realer adiabater Verbrennung (siehe Bild 2.5) [24].

$$\Delta\eta_{rV} = \eta_{uV} - \eta_{rV} = \frac{W_{uV} - W_{rV}}{Q_B} \quad (2.38)$$

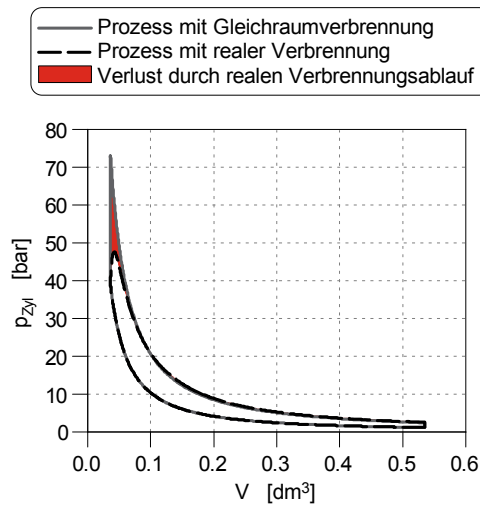


Bild 2.5: Darstellung des Verlustes durch realen Verbrennungsablauf im pV-Diagramm

2.4.4 Wandwärmeverlust

Ein großer Teil der umgesetzten Brennstoffenergie wird nicht in technische Arbeit umgewandelt, sondern fließt über die Brennraumwände als Wärme ab. Bildet man die Differenz der Wirkungsgrade der Hochdruckprozesse mit und ohne Wandwärmeübergang so erhält man den Wandwärmeverlust (siehe Bild 2.6) [24].

$$\Delta\eta_{Ww} = \eta_{rV} - \eta_{Ww} = \frac{W_{rV} - W_{Ww}}{Q_B} \quad (2.39)$$

Es sei darauf hingewiesen, dass die Verluste durch realen Verbrennungsablauf und Wärmeübergang voneinander abhängen. Wird die eingebrachte Brennstoffmasse rasch um OT umgesetzt so verringern sich die Verbrennungsverluste, die Wandwärmeverluste nehmen aber zu.

2.4.5 Leckageverlust

Die ausströmende Leckagemasse $dm_{Leck}/d\varphi$ führt zu einer Druckabsenkung im Brennraum. Dadurch wird die nutzbare Energie verringert. Der durch den Leckagestrom verursachte Verlust berechnet sich als Differenz der Wirkungsgrade zweier Hochdruckprozesse ohne und mit Leckage [24].

$$\Delta\eta_{Leck} = \eta_{Ww} - \eta_{Leck} = \frac{W_{Ww} - W_{Leck}}{Q_B} \quad (2.40)$$

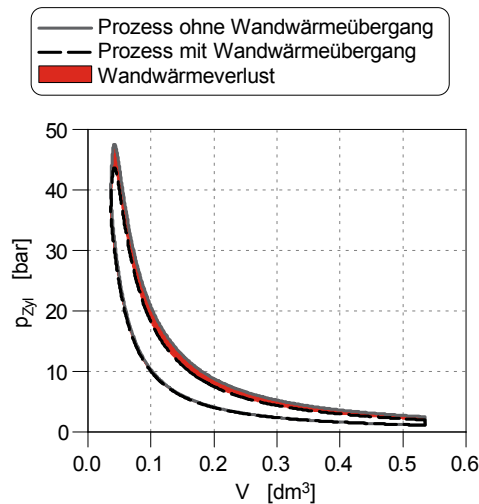


Bild 2.6: Darstellung des Wandwärmeverlustes im pV-Diagramm

2.4.6 Überströmverlust

Durch den Überströmvorgang zwischen Haupt- und Nebenbrennraum kommt es bei Kammermotoren zu zusätzlichen Verlusten. Zur Bestimmung des Verlustes werden die durch Druckindizierung berechneten Heizverläufe der beiden Kammern zu einem Heizverlauf aufsummiert. Aus diesem Summenheizverlauf wird mittels Prozessrechnung der Druckverlauf für einen Einkammermotor berechnet. Die Differenz der inneren Arbeiten eines fiktiven Prozesses des Einkammermotors $W_{H(Z+K)}$ zum realen Prozesses im Hauptbrennraum $W_{H(Z)}$ bezogen auf die eingebrachte Brennstoffenergie ergibt den Überströmverlust [24].

$$\Delta\eta_{\ddot{u}} = \frac{W_{H(Z+K)} - W_{H(Z)}}{Q_B} \quad (2.41)$$

2.4.7 Ladungswechselverlust

Die bis jetzt betrachteten Verluste haben sich rein auf den Hochdruckteil des Arbeitsprozesses bezogen. Der Ladungswechsel beim vollkommenen Motor erfolgt laut Definition ideal in UT ohne Arbeitsaufwand. Der reale Ladungswechsel erfolgt zwischen Öffnen des Auslassventils (AV) und Schließen des Einlassventils (EV) und benötigt einen Arbeitsaufwand. Bildet man die Differenz der Wirkungsgrade zweier Prozesse mit idealem und realem Ladungswechsel so erhält man den Ladungswechselverlust (siehe Bild 2.7) [24].

$$\Delta\eta_{Lw} = \eta_{i,iLW} - \eta_i = \frac{W_{i,iLW} - W_i}{Q_B} \quad (2.42)$$

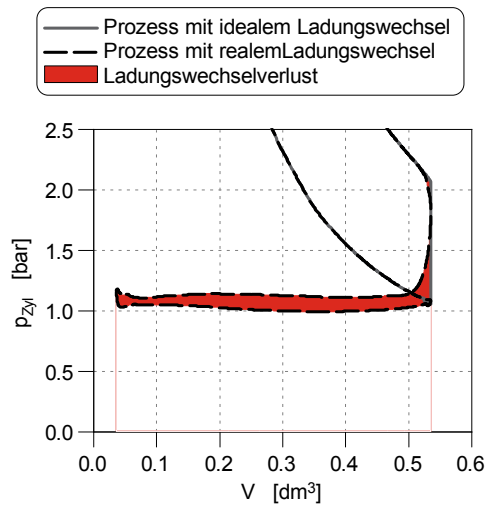


Bild 2.7: Darstellung des Ladungswechselverlustes im pV-Diagramm

2.4.8 Gütegrad

Das Verhältnis des Wirkungsgrades des vollkommen Motors zum inneren Wirkungsgrad bildet nach DIN 1940 den Gütegrad η_g .

$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_v} \quad (2.43)$$

Er beinhaltet alle Verluste des Arbeitsprozesses und dient als Maß inwieweit sich der Arbeitsprozess des realen Motors dem vollkommenen Motor annähert [24].

$$\eta_i = \eta_v - \Delta\eta_g \quad (2.44)$$

$$\Delta\eta_g = \Delta\eta_{rL} + \Delta\eta_{uV} + \Delta\eta_{rV} + \Delta\eta_{Ww} + \Delta\eta_{Leck} + \Delta\eta_{\ddot{U}} + \Delta\eta_{Lw} \quad (2.45)$$

2.4.9 Mechanische Verluste

Die im Brennraum erzeugte innere Energie wird in effektiv nutzbare mechanische Energie an der Kurbelwelle umgeformt. Durch Reibung und Energieaufteilung auf die Nebaggregate (Hochdruckpumpe, Vakuumpumpe, Lichtmaschine, ...) ist nicht die gesamte innere Energie mechanisch nutzbar. Der entstandene mechanische Verlust berechnet sich als Differenz von innerer und effektiver Arbeit bezogen auf die in den Brennraum eingebrachte Brennstoffenergie [24].

$$\Delta\eta_m = \frac{W_i - W_e}{Q_B} = \eta_i - \eta_e \quad (2.46)$$

Bild 2.8 zeigt exemplarisch eine berechnete Verlustanalyse für ein Dual-Fuel-Brennverfahren bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 3 \text{ bar}$. Die Verluste durch reale Ladung und Leckage sind nicht dargestellt, da sie in der Regel unter 1 % betragen.

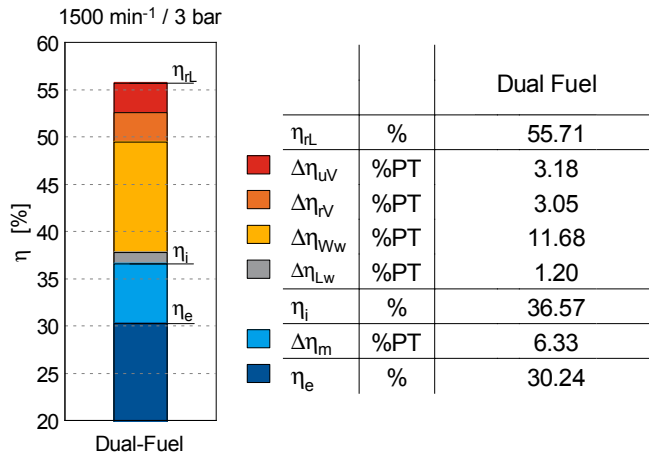


Bild 2.8: Verlustanalyse für ein Dual-Fuel-Brennverfahren bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 3 \text{ bar}$

2.5 Schadstoffe

Bei vollständiger Verbrennung einer durchschnittlichen Kohlenstoffverbindung (C:H = 1:2) setzt sich das Abgas in etwa aus 74 Vol.% Stickstoff N_2 und je 13 Vol.% Kohlendioxid CO_2 und Wasser H_2O zusammen. Diese Komponenten führen zu keiner Schädigung bei Menschen, Tieren und Pflanzen. Allerdings ist Kohlendioxid CO_2 ein hochwirksames Treibhausgas und trägt zur Erderwärmung bei. Eine Reduktion der CO_2 -Emissionen ist daher verordnet [23].

Neben diesen Komponenten der stöchiometrischen Verbrennung werden bei Luftmangel bzw. Luftüberschuss und durch Unreinheiten im Kraftstoff weitere Komponenten gebildet. Die gebildeten Schadstoffe werden in den folgenden Unterkapiteln aufgelistet.

2.5.1 Unvollständige Verbrennung

Kohlenmonoxid CO

Kohlenmonoxid entsteht bei Verbrennung unter Luftmangel. Es handelt sich dabei um ein farb- und geruchloses Gas und gilt als hochgiftig [11, 15, 23, 26, 31, 33].

Kohlenwasserstoff HC

Durch Zündaussetzer oder nur teilweiser Verbrennung des eingebrachten Kraftstoffes gelangen Kohlenwasserstoffe HC ins Abgas. Die Schädlichkeit der Verbindungen ist sehr unterschiedlich, und reicht von relativ harmlos über reizend bis zu krebserregend. Zusammen mit Kohlenmonoxid CO und Stickoxiden NO_x sind Kohlenwasserstoffe HC an der Bildung von Ozon beteiligt [11, 15, 23, 26, 31, 33].

Rußpartikel

Lokal starker Luftmangel bei hohen Temperaturen führt zur Bildung von Rußpartikeln. Kohlenwasserstoffe HC und Sulfate SO_4 kondensieren an die Rußpartikel an. Neben Geruchsbelästigung und der möglichen Bildung von Sichtbehinderung stehen Rußpartikel unter dem Verdacht krebserregend zu sein [11, 15, 23, 26, 31, 33].

2.5.2 Übervollständige Verbrennung

Stickoxid NO_x

Bei hohen Temperaturen und Vorhandensein von genügend Sauerstoff oxidiert Stickstoff zu Stickoxiden. Die im Verbrennungsmotor entstehenden Stickoxide NO_x bestehen zum größten Teil aus dem Atem- und Reizgift Stickstoffmonoxid NO . In der Atmosphäre oxidiert dieses zu dem noch giftigeren Stickstoffdioxid NO_2 auf. Zusammen mit den Kohlenwasserstoffen HC führt Stickstoffdioxid NO_2 zur Bildung von Ozon [11, 15, 23, 26, 31, 33].

2.5.3 Unerwünschte Kraftstoffkomponenten

Schwefelverbindungen

Der im Kraftstoff unerwünscht enthaltene Schwefel oxidiert bei der Verbrennung im Motor zu Schwefeldioxid SO_2 . Es werden aber auch Sulfate SO_4 gebildet. Schwefeldioxid SO_2 ist ein farbloses Atem- und Reizgas, welches schädlich bei Pflanzen wirkt und zu Korrosionsschäden im Motor führen kann [11, 15, 23, 26, 31, 33].

3 Grundlagen zum Erdgas

Bei Erdgas handelt es sich um einen fossilen Brennstoff. Der Hauptbestandteil ist Methan CH_4 , welcher 75 bis 98 Vol.% beträgt. Die weiteren Bestandteile sind größtenteils Stickstoff, Ethan und Kohlendioxid. In Tabelle 3.1 sind die wichtigsten Stoffeigenschaften von Methan, Euro Super und Diesel zusammengefasst [5].

Den größten Anreiz Erdgas als Kraftstoff zu verwenden stellt das hohe CO_2 -Einsparpotential und die langfristige Verfügbarkeit dar. Aus ökonomischer Sicht sind die auf den Energieinhalt bezogenen Treibstoffkosten vorteilhaft. So ist Erdgas unter Annahme der durchschnittlichen Treibstoffkosten an österreichischen Tankstellen für das erste Halbjahr 2016 um rund 45 % günstiger als Dieselmotorkraftstoff und um etwa 55 % günstiger als Ottomotorkraftstoff [5].

Tabelle 3.1: Eigenschaften von Methan CH_4 , Super Benzin und Diesel [5, 24]

		Methan	Euro Super	Diesel
Molare Masse	[kg/kmol]	16,04	~ 98	~ 170
Dichte	[kg/m ³]	0,72 (162 ¹⁾)	730 ÷ 780	815 ÷ 855
Luftbedarf	[kg/kg]	17,2	14,5	14,5
Unterer Heizwert H_u	[MJ/kg]	50	41	43
Gemischheizwert ²⁾	[MJ/m ²]	3,22	3,75	3,865
volumenbezogener Heizwert	[MJ/dm ³]	8105 ¹⁾	30750	35690
Zündgrenzen	[-]	0,6/2	0,4/1,4	0,48/1,35
Oktanzahl (ROZ)	[-]	130	95	–

Hinweis: Werte bei 1,013 bar und 0 °C

¹⁾ Speicherdruck 200 bar, 298,15 K

²⁾ bei $\lambda = 1$

In diesem Kapitel werden die Grundlagen und Definitionen zum Verständnis dieser Arbeit erklärt.

3.1 Betriebsarten

Aufgrund der hohen Selbstzündungstemperatur von Erdgas ($848 \div 913 \text{ K}$) ist zur Zündung des Erdgas-Luft-Gemisches eine externe Energiequelle notwendig. Die Bereitstellung der Zündenergie erfolgt mit verschiedenen Systemen. Man kann zwischen monovalenten, bivalenten und Dual-Fuel Brennverfahren unterscheiden [5].

3.1.1 Monovalent

Fahrzeuge mit monovalenten Brennverfahren sind nur auf den Betrieb mit Erdgas ausgelegt, weshalb diese auch auf diesen Betrieb optimiert sind. Daraus ergeben sich Vorteile bei Motorleistung, Verbrauch, Schadstoffemissionen etc.. Als Zündquelle zur Endzündung des Gemisches dient eine Zündkerze. Bild 3.1b zeigt eine schematische Darstellung.

3.1.2 Bivalent

Im Gegensatz zu monovalenten Systemen kann bei bivalenten Brennverfahren der Motor mit zwei unterschiedlichen Kraftstoffen betrieben werden. Wobei nur ein Kraftstoff zum selben Zeitpunkt zum Einsatz kommt. Üblich ist die Kombination von Benzin und Erdgas wobei die Zündenergie von einer Zündkerze bereitgestellt wird. Im Fahrzeug sind für beide Treibstoffe zwei separate Tanks unterzubringen. Da der Motor auf den Betrieb mit beiden Kraftstoffen optimiert wird, kann das volle Potential Erdgas nicht genutzt werden. Das Verdichtungsverhältnis wird zum Beispiel durch die Klopfneigung von Benzin begrenzt.

3.1.3 Dual-Fuel

In Dual-Fuel-Systemen kommen zwei Kraftstoffe zum Einsatz. Es werden ein zündwilliger und ein zündunwilliger Kraftstoff gleichzeitig in den Brennraum eingebracht und gemeinsam verbrannt. Wobei der Zündwillige als chemische Zündkerze dient und den Zündunwilligen entflammt. Üblich ist es Diesel als zweiten Kraftstoff zu verwenden. Um das CO_2 -Einsparpotential voll auszunutzen, wird der Erdgasanteil dabei so hoch wie möglich gehalten. Es ist jedoch auch der Betrieb rein mit Diesel realisierbar. Eine schematische Darstellung des Dual-Fuel-Brennverfahrens ist in Bild 3.1a abgebildet.

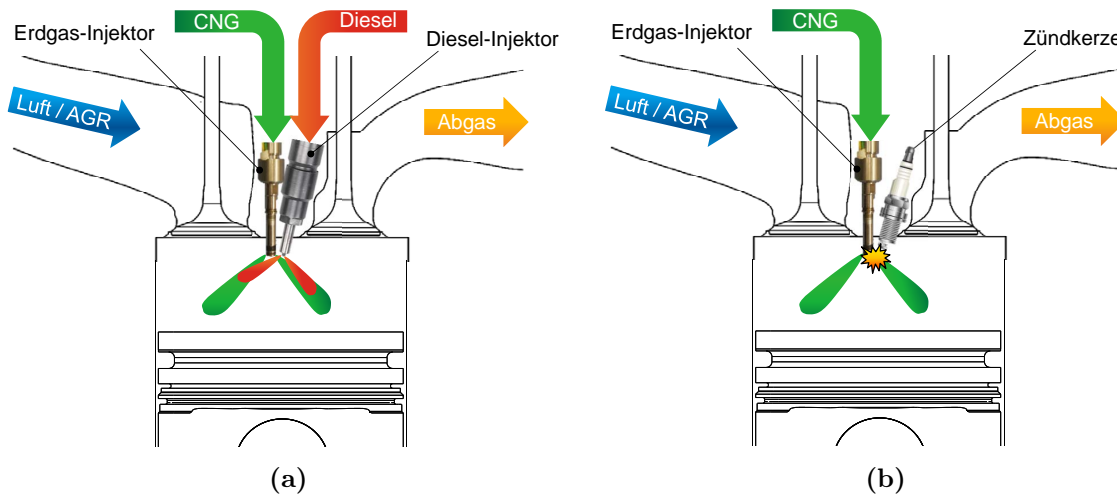


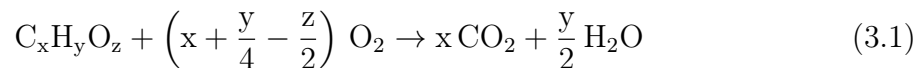
Bild 3.1: Zündkonzepte: (a) Dual-Fuel (b) Fremdzündung

3.2 CO₂-Einsparpotential

3.2.1 Stoffeigenschaften

Das niedrigste Kohlenstoff zu Wasserstoffverhältnis von Methan aller fossiler Brennstoffe führt zu einer wesentlichen Reduzierung der CO₂-Emissionen. In diesem Kapitel wird dieses Potential in Bezug auf Diesel dargestellt [5].

Ideale Verbrennung eines Kohlenwasserstoffes:



Die gebildete Masse an Kohlendioxid m_{CO_2} steht dabei zur eingebrachten Brennstoffmasse m_B in folgendem Verhältnis:

$$n_{CO_2} = x \cdot n_B \quad (3.2)$$

mit $n = \frac{m}{M}$ erhält man:

$$\frac{m_{CO_2}}{m_B} = \frac{x \cdot M_{CO_2}}{M_B} \quad (3.3)$$

Umformen:

$$m_B = \frac{m_{CO_2} \cdot M_B}{x \cdot M_{CO_2}} \quad (3.4)$$

Bezieht man die gebildete Kohlendioxidmasse m_{CO_2} auf die freigesetzte Brennstoffenergie Q_B so erhält man:

$$Q_B = m_B \cdot H_u = \frac{m_{\text{CO}_2} \cdot M_B}{x \cdot M_{\text{CO}_2}} \cdot H_u \quad (3.5)$$

$$\frac{m_{\text{CO}_2}}{Q_B} = \frac{x \cdot M_{\text{CO}_2}}{H_u \cdot M_B} \quad (3.6)$$

Zur Berechnung der CO_2 -Emissionen bei Verbrennung von Diesel wird Hexadecan $\text{C}_{16}\text{H}_{34}$ mit einer molaren Masse $M_{\text{C}_{16}\text{H}_{34}}$ von 226,45 g/mol als Kohlenstoffverbindung angenommen. Der Heizwert H_{uDiesel} beträgt 43 kJ/g.

$$\frac{m_{\text{CO}_2}}{Q_{\text{BDiesel}}} = \frac{x \cdot M_{\text{CO}_2}}{H_{\text{uDiesel}} \cdot M_{\text{C}_{16}\text{H}_{34}}} = \frac{16 \cdot 44,01 \left[\frac{\text{g}}{\text{mol}} \right]}{0,043 \left[\frac{\text{MJ}}{\text{g}} \right] \cdot 226,45 \left[\frac{\text{g}}{\text{mol}} \right]} = 72,32 \left[\frac{\text{g}}{\text{MJ}} \right]$$

Bei idealer Verbrennung von Diesel entsteht also 72,32 g CO_2 pro 1 MJ erzeugter Energie.

Zur Berechnung der CO_2 -Emissionen bei Verbrennung von Erdgas wird als Kohlenstoffverbindung Methan CH_4 mit einer molaren Masse M_{CH_4} von 16,04 g/mol angenommen. Der Heizwert H_{uCH_4} beträgt 50 kJ/g.

$$\frac{m_{\text{CO}_2}}{Q_{\text{BCH}_4}} = \frac{x \cdot M_{\text{CO}_2}}{H_{\text{uCH}_4} \cdot M_{\text{CH}_4}} = \frac{44,01 \left[\frac{\text{g}}{\text{mol}} \right]}{0,050 \left[\frac{\text{MJ}}{\text{g}} \right] \cdot 16,04 \left[\frac{\text{g}}{\text{mol}} \right]} = 54,88 \left[\frac{\text{g}}{\text{MJ}} \right]$$

Bei idealer Verbrennung von Erdgas entsteht also 54,88 g CO_2 pro 1 MJ erzeugter Energie.

Setzt man die CO_2 -Emissionen von Diesel und Erdgas bei gleicher freigesetzter Energie ins Verhältnis, so ergibt sich für Erdgas folgendes CO_2 -Einsparpotential:

$$\Delta \text{CO}_2 = 1 - \frac{54,88 \left[\frac{\text{g}}{\text{MJ}} \right]}{72,32 \left[\frac{\text{g}}{\text{MJ}} \right]} = 24,12 \text{ [\%]}$$

Die massenbezogene Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs ergibt sich rein aus dem Verhältnis der Heizwerte. Bei gleicher freigesetzter Energiemenge ergibt sich für Erdgas gegenüber Diesel folgende Reduzierung:

$$\Delta m = 1 - \frac{43 \left[\frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right]}{50 \left[\frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \right]} = 14 \text{ [\%]}$$

Durch das günstige Kohlenstoff-Wasserstoff-Verhältnis von Erdgas übersteigt die Reduzierung der CO_2 -Emissionen die Verringerung des massenbezogenen Kraftstoffverbrauchs um knapp 10 % [5].

3.2.2 Klopfestigkeit

Bei höherer Motorlast trägt neben dem günstigen C/H-Verhältnis auch die Klopfestigkeit von Methan (ROZ 130), und den damit verbundenen innermotorischen Möglichkeiten, wie zum Beispiel die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses, zur Verringerung der CO₂-Emissionen bei [5].

Klopfen entsteht durch Selbstentzündung des Luft-Kraftstoff-Gemisches noch bevor es von der Flammenfront erreicht wird. Dabei kommt es zu einem hohen Druck- und Temperaturanstieg. Im Brennraum breiten sich Druckwellen mit Frequenzen von 5 kHz bis 7 kHz aus, welche durch das verursachte hochfrequente Geräusch auch namensgebend für die Bezeichnung Klopfen sind. Die maximale Amplitude der Druckwelle wird als Klopfamplitude bezeichnet und ist ein Maß um die Klopfintensität zu bestimmen. Der prozentmässige Anteil der Zyklen in welchen Klopfen auftritt wird als Klopfhäufigkeit bezeichnet. Bild 3.2 zeigt die Klopfhäufigkeit und -amplitude eines Erdgasmotors mit Fremdzündung bei Verwendung unterschiedlicher Kolbenformen [24].

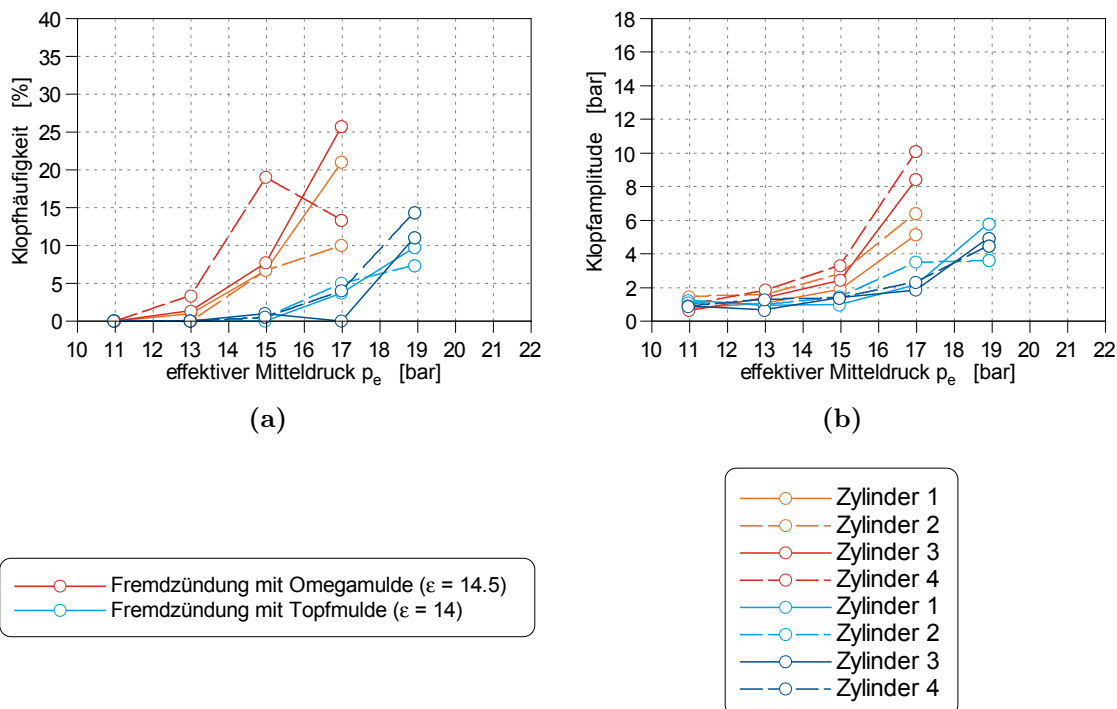


Bild 3.2: (a) Klopfhäufigkeit (b) Klopfamplitude für Erdgasbetrieb mit Fremdzündung

3.3 Luftverhältnis λ_{CNG} des Erdgas-Luft-Gemisches

Zur Beurteilung des Erdgas-Luft-Gemisches, in welches bei Dual-Fuel Brennverfahren der Dieselmündstrahl eingespritzt wird, wird ein eigenes Luftverhältnis λ_{CNG} definiert [29].

$$\lambda_{\text{CNG}} = \frac{m_{\text{Luft}}}{m_{\text{CNG}} \cdot L_{\text{stCNG}}} \quad (3.7)$$

3.4 Energetischer Erdgasanteil x_{CNG}

Im Dual-Fuel Betrieb dient ein der Kraftstoff Diesel als Zündquelle. Zur Beurteilung der Gemischzusammensetzung, wird der energetische Erdgasanteil definiert [29].

$$x_{\text{CNG}} = \frac{m_{\text{CNG}} \cdot H_{\text{uCNG}}}{m_{\text{CNG}} \cdot H_{\text{uCNG}} + m_{\text{Diesel}} \cdot H_{\text{uDiesel}}} \quad (3.8)$$

3.5 Energetischer Anteil an unverbrannten Komponenten im Abgas $\Delta\zeta_{\text{UV}}$

Zur Beurteilung der Vollständigkeit der Verbrennung wird der energetische Anteil der unverbrannten Komponenten im Abgas verwendet. Bei Luftüberschuss werden dazu die gemessenen Mengen an Kohlenmonoxid CO und Kohlenwasserstoffen HC im Abgas verwendet.

$$\Delta\zeta_{\text{UV}} = \frac{m_{\text{CO}} \cdot H_{\text{uCO}} + m_{\text{HC}} \cdot H_{\text{uHC}}}{m_{\text{CNG}} \cdot H_{\text{uCNG}} + m_{\text{Diesel}} \cdot H_{\text{uDiesel}}} \quad \text{für } \lambda > 1 \quad (3.9)$$

Im stöchiometrischen Betrieb und bei Luftmangel muss die Komponente Wasserstoff H_2 ebenfalls berücksichtigt werden [29].

$$\Delta\zeta_{\text{UV}} = \frac{m_{\text{CO}} \cdot H_{\text{uCO}} + m_{\text{HC}} \cdot H_{\text{uHC}} + m_{\text{H}_2} \cdot H_{\text{uH}_2}}{m_{\text{CNG}} \cdot H_{\text{uCNG}} + m_{\text{Diesel}} \cdot H_{\text{uDiesel}}} \quad \text{für } \lambda \leq 1 \quad (3.10)$$

4 Versuchsträger und Modifikationen

Um den verwendeten Versuchsträger mit Gas betreiben zu können, waren verschiedenste Modifikationen notwendig. In diesem Kapitel werden der Versuchsträger und vorgenommenen Modifikationen erläutert.

4.1 Versuchsträger BMW B47C2000

Als Versuchsträger dient ein turboaufgeladener Reihenvierzylinder-Dieselmotor in Quereinbauweise aus dem Hause BMW. Die firmeninterne Bezeichnung lautet B47C2000. Mit den Reihendieselmotoren B37 (Dreizylinder), B57 (Sechszylinder) und den Reihenottomotoren B38 (Dreizylinder), B48 (Vierzylinder) und B58 (Sechszylinder) bildet der B47 die Efficient-Dynamics-Motorenfamilie. Damit wird ein Baukastensystem, das sowohl Otto- als auch Diesellaggregate beinhaltet, realisiert. Der Umfang konzeptgleicher Bauteile zwischen den Diesel- bzw. Ottomotoren beträgt 30 % bis 40 % und innerhalb desselben Brennverfahrens über 60 % (siehe Bild 4.1) [2, 3, 30].

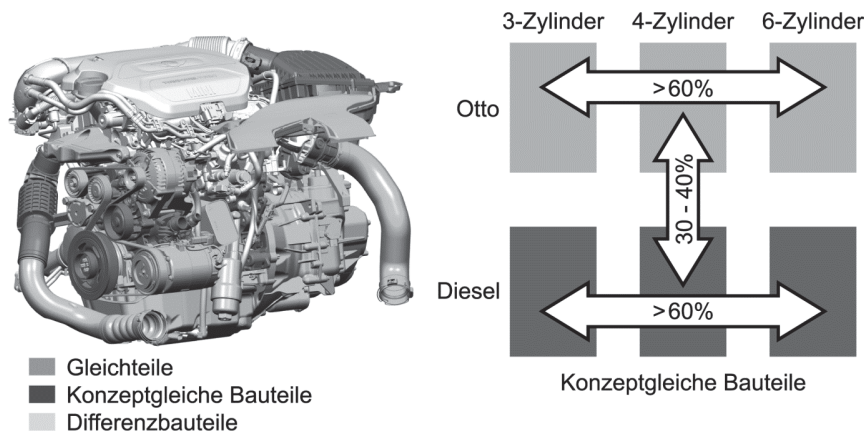


Bild 4.1: B47 Gleichteileumfang [3]

Als Basis für die Motoren dient ein Vollaluminium-Zylinderkurbelgehäuse in welchem die geschmiedete Stahlkurbelwelle gelagert ist. Der Massenausgleich bei den Vierzylindermotoren erfolgt über vier Gegengewichte an der Kurbelwelle und über wälzgelagerte Ausgleichswellen (siehe Bild 4.2) [2, 3, 30].

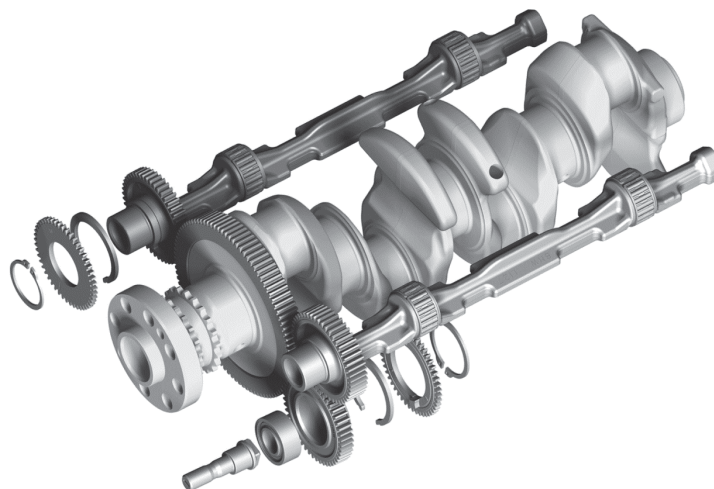


Bild 4.2: B47 Massenausgleich [3]

Über den am Kurbelwellenende angebrachten dreiteiligen Kettentrieb werden die Nockenwellen, die Hochdruckpumpe sowie die kombinierte Vakuum-/Ölpumpe angetrieben. Alle Nebenaggregate sind auf der Einlassseite positioniert, um auf der Abgasseite möglichst viel Platz für die Abgasnachbehandlung und Aufladung frei zu halten. Alle Motoren sind mit einem Common-Rail-System ausgestattet, mit welchem Drücke bis zu 2000 bar realisiert werden können. Beim B47C2000 ist ein Turbolader mit verstellbaren Turbinenleitschaufeln verbaut. In Bild 4.3 ist ein Vierzylinder-Dieselmotor mit Quereinbauprinzip zu sehen und in Tabelle 4.1 sind die wichtigsten Kenngrößen des am Prüfstand verwendeten Motors aufgelistet [2, 3, 30].

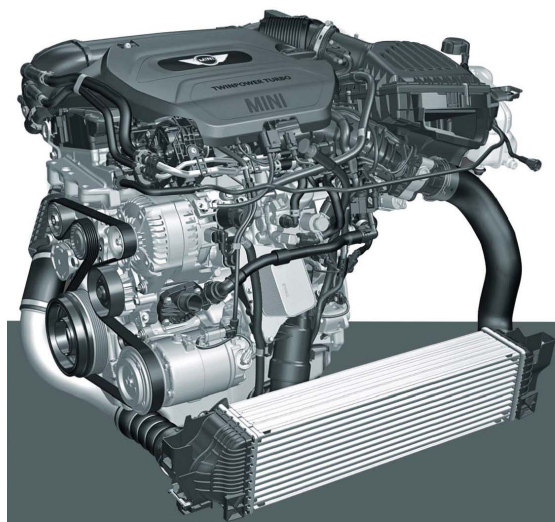


Bild 4.3: B47 Motor [2]

Tabelle 4.1: Motorkennndaten B47C2000 [2, 3]

KenngroÙe	Einheit	Wert
Kraftstoff	–	Diesel
Baugruppe	–	2.1
Fahrzeug	–	F25
Abgasnorm	–	EU6
Nennleistung	kW	142
bei	min ⁻¹	4000
Maximales Drehmoment	Nm	410
bei	min ⁻¹	2000
Grundabmessungen		
Hubraum	cm ³	1995
Bohrung	mm	84
Hub	mm	90
Hub-Bohrungs-Verhältnis	–	1.07
Einzelzylinder Volumen	cm ³	499
Pleuellänge	mm	138
Pleuelstangenverhältnis	–	0.326
Blockhöhe	mm	289
Verdichtungsverhältnis	–	16.5
Zylinderabstand	mm	91
Hauptlager		
Durchmesser	mm	55
Breite	mm	25
Pleuellager		
Durchmesser	mm	50
Breite	mm	24
Kolben		
Kompressionshöhe	mm	47
Feuersteghöhe	mm	9.12
Kolbenbolzen		
Durchmesser	mm	32
Länge	mm	64
Ventile		
Durchmesser Einlass/Auslass	mm	27.2/24.6
Ventilhub Einlass/Auslass	mm	8.5/8.5
Schaftdurchmesser	mm	55

4.2 Modifikationen am Serienmotor

Die Untersuchungen im Erdgasbetrieb erfolgen mit innerer Gemischbildung. Die Einbringung des Erdgases in den Brennraum wird dadurch realisiert, dass die zentral positionierten Dieselinjektoren durch Gasinjektoren ersetzt werden. Aufgrund der hohen Selbstentzündungstemperatur von Erdgas ist eine Selbstentzündung des Gemisches im Brennraum nicht möglich. Zur Entflammung bedarf es einer Zündenergie. Beim Dual-Fuel-System wird diese vom Dieselizehendstrahl und beim fremdgezündeten Verfahren von der Zündkerze bereitgestellt. Daraus resultiert die Notwendigkeit weitere Aufnahmen für die Dieselinjektoren bzw. für die Zündkerzen im Zylinderkopf zu integrieren. In Folge von Platzmangel im Zylinderkopf wird daher der Verlust eines Auslasskanales pro Zylinder in Kauf genommen. Bild 4.4 zeigt den Zylinderkopf für die Variante mit Fremdzündung.

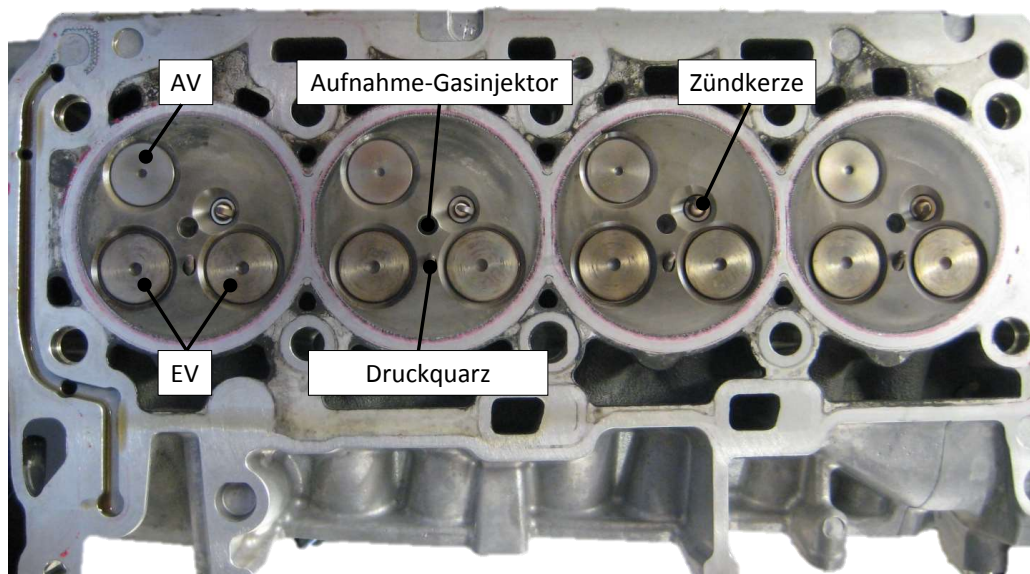


Bild 4.4: Zylinderkopf Fremdzündung

Die Zylinderkopfabdeckungen sind den Modifikationen der jeweiligen Zylinderköpfe ebenfalls anzupassen. Sie sind im Gegensatz zur Serienzylinderkopfabdeckung nicht mehr aus Kunststoff sondern aus Aluminium gefertigt. Bild 4.5a zeigt die Dual-Fuel Zylinderkopfabdeckung.

Die Gasrail mit angebrachten Gasinjektoren ist in Bild 4.5b abgebildet.

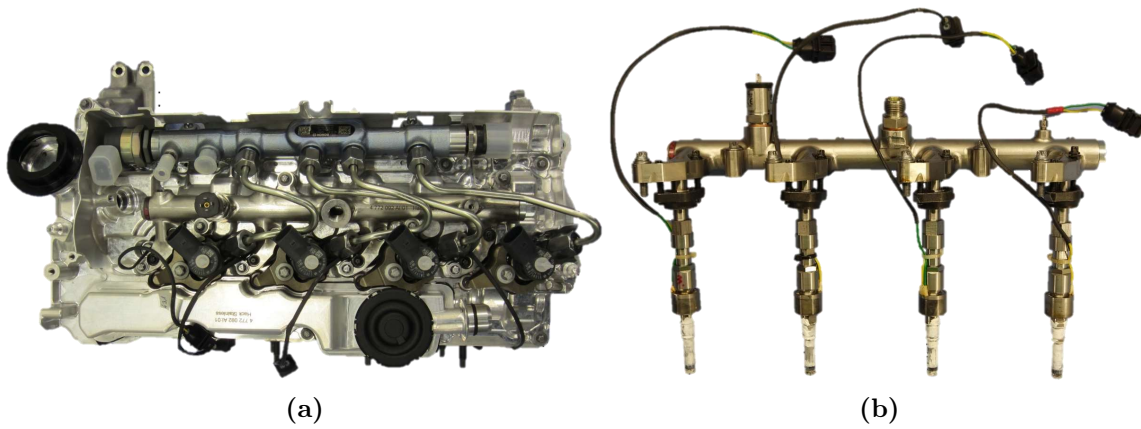


Bild 4.5: (a) Zylinderkopfabdeckung bei Dual-Fuel (b) Gasrail mit Gasinjektoren

Da bei den modifizierten Zylinderköpfen ein Auslasskanal und damit auch ein Auslassventil wegfällt, ist auch eine Modifikation der Auslassnockenwelle und des Nockenwellenträgers erforderlich (siehe Bild 4.6).

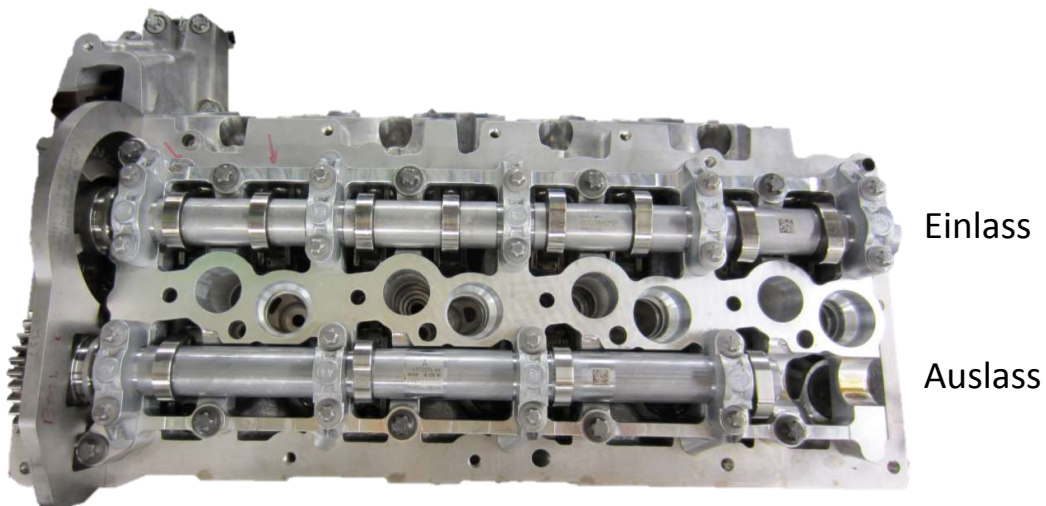


Bild 4.6: Ventiltrieb

4.3 Fremdzündung

Um den Betrieb mit Fremdzündung zu realisieren, wird der Zylinderkopf wie im vorangegangenen Kapitel 4.2 bereits erklärt modifiziert. Die Ansteuerung der Zündkerzen ist nicht durch die serienmäßige Motorsteuerung zu bewerkstelligen. Es wurde eine eigener Aufbau mit Zuhilfenahme eines am Markt erhältlichen Transistorzündmoduls erstellt. Dieser wird dann mit Hilfe der ETU (siehe Kapitel 5.3) angesteuert. Bild 4.7 zeigt Schaltung und Schema des Transistorzündmoduls. In der schematischen Darstellung stellen die Bezeichnungen IGN1 bis IGN4 die Zündsignale dar welche in der Schaltung an der Basis angelegt werden. Die Kollektoren der Transistorschaltung werden mit COIL1 bis COIL4 bezeichnet. In Bild 4.8 ist die der gesamte Aufbau abgebildet.

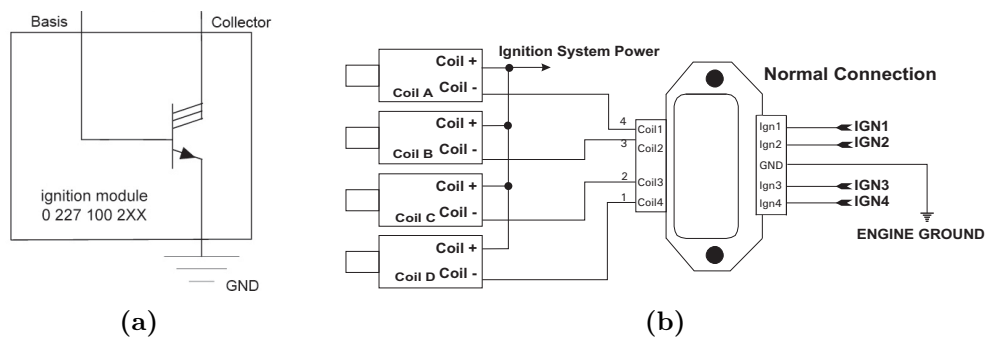


Bild 4.7: Zündmodul (a) Schaltung [8] (b) Schema [21]

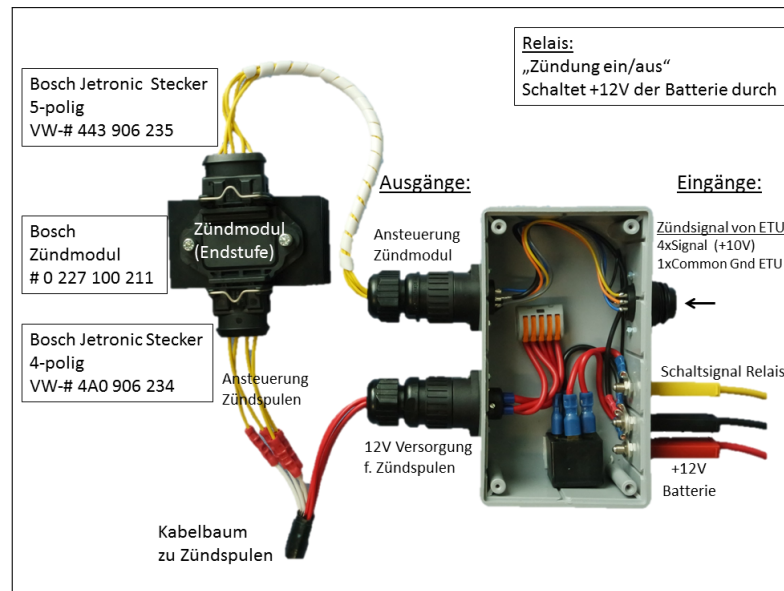


Bild 4.8: Schaltung für die Fremdzündung

4.4 Kolbenformen und Verdichtungsverhältnisse

CFD-Simulationen prognostizieren bei Verwendung einer Topfmulde anstelle der serienmäßigen Omegamulde eine vorteilhaftere Gemischbildung im geschichteten Betrieb [28]. Weshalb die Topfmulde ebenfalls untersucht wird. Die beiden unterschiedlichen Kolbenformen sind in Bild 4.9 zu sehen.

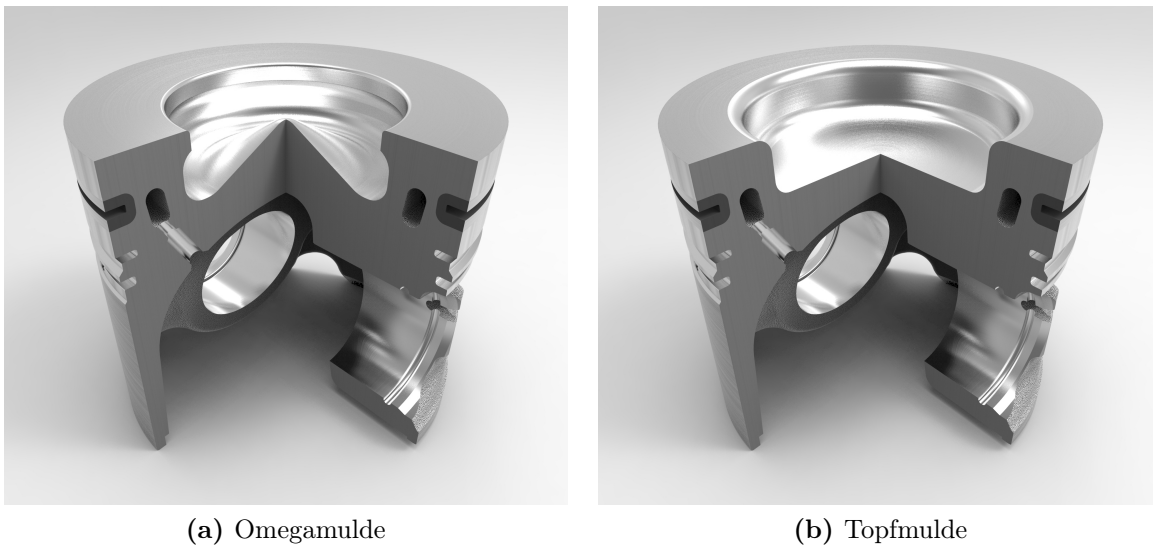


Bild 4.9: Kolbenformen

Um Auswirkungen des Verdichtungsverhältnisses auf die Brennverfahren zu erhalten, wird der Versuchsträger neben dem serienmäßigen Verdichtungsverhältnis von 16.5 auch mit verringertem Verdichtungsverhältnis von 14.5 bzw. 14 betrieben. Tabelle 4.2 zeigt einen Überblick über die am Prüfstand vermessen Motorkonfigurationen.

Tabelle 4.2: Verwendete Motorkonfigurationen

Brennverfahren	Kolbenform	Verdichtungsverhältnis
Dual-Fuel	Omegamulde	16.5
Dual-Fuel	Omegamulde	14.5
Dual-Fuel	Topfmulde	16.5
Fremdzündung	Omegamulde	14.5
Fremdzündung	Topfmulde	14

5 Motorenprüfstand

Der Prüfstand dient dazu das Betriebsverhalten des Motors möglichst realitätsnah zu untersuchen. Die Reproduzierbarkeit und Vergleichbarkeit der diversen Messungen sind dabei von essentieller Bedeutung. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, sind verschiedenste Einrichtungen an einem Prüfstand erforderlich. Die folgenden Unterkapitel sollen dem Leser den Aufbau des Prüfstandes, sowie die verwendete Software vermitteln.

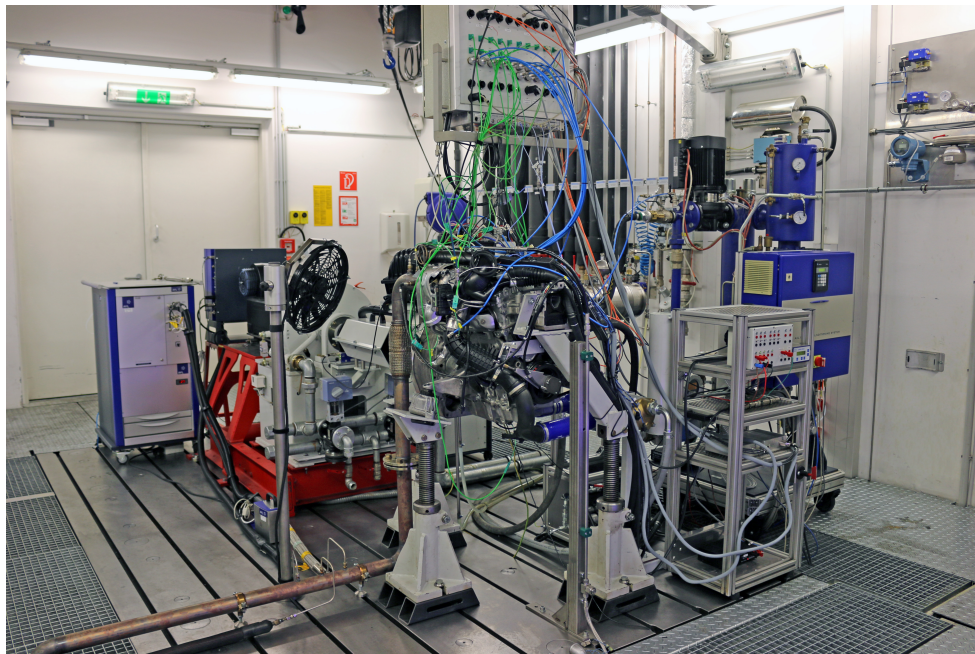


Bild 5.1: Prüfstands Aufbau

5.1 Belastungsmaschinen

Mit Hilfe von Belastungsmaschinen können durch Vorgabe von Drehzahl und Drehmoment definierte Lastpunkte eingestellt werden. Die Leistung ergibt sich dabei durch Multiplikation dieser beiden Größen. Man unterscheidet grundsätzlich zwischen zwei Typen von Belastungsmaschinen [22]:

- **Passive Belastungsmaschinen** können den Prüfling nur gegen seine eigene Drehrichtung abbremsen, also eine Last aufbringen (z. B. Wirbelstrombremse).

Tabelle 5.1: Kenngrößen, Borghi & Saveri Wirbelstrombremse FE 260S [10]

Parameter	Abkürzung	Einheit	Wert
Max. Drehzahl	n_{\max}	min^{-1}	12000
Max. Drehmoment	M_{\max}	Nm	610
Max. Leistung	P_{\max}	kW	191

- **Aktive Belastungsmaschinen** können den Prüfling sowohl mit als auch gegen seine Drehrichtung bremsen und beschleunigen. Ein Verbrennungsmotor kann also befeuert und geschleppt betrieben werden (z. B. Asynchronmotor).

Tabelle 5.2: Kenngrößen, Lenze Servo-Asynchronmotor MQA 22P29 [19]

Parameter	Abkürzung	Einheit	Wert
Bemessungsdrehzahl	n_{\max}	min^{-1}	2935
Max. Drehzahl	n_{\max}	min^{-1}	6500
Bemessungsdrehmoment	M_n	Nm	125
Max. Drehmoment	M_{\max}	Nm	500
Bemessungsleistung	P_n	kW	38.4

Am Prüfstand sind eine aktive und passive Belastungsmaschine in Serie zueinander angeordnet. Einen solchen Aufbau, mit welchem ein Vierquadrantenbetrieb möglich ist, bezeichnet man als Tandemanordnung. Ein Servo-Asynchronmotor der Fa. Lenze dient als aktive und eine Wirbelstrombremse der Fa. Borghi & Saveri als passive Belastungsmaschine. In Tabelle 5.1 und Tabelle 5.2 sind die wichtigsten Kenngrößen der beiden verwendeten Bremsen dargestellt.

5.2 Konditioniereinrichtungen

Der Zustand der verwendenden Medien, wie beispielsweise Kühlmittel, Ladeluft, Kraftstoff oder Motoröl, beeinflusst das Betriebsverhalten eines Verbrennungsmotors wesentlich. Daher kommen, um realitätsnahe und reproduzierbare Ergebnisse zu erhalten verschiedene Einrichtungen zum Einsatz. In den folgenden Abschnitten werden die am Prüfstand verwendeten Konditioniersysteme erläutert. Die Kühlung der Anlagen erfolgt durch den geschlossenen Kühlmittelkreislauf der Haustechnik [22].

5.2.1 Kühlmittelkonditionierung

Um die Kühlmitteltemperatur auf vorgegebene Werte zu regeln, kommt eine Kühlmittelkonditionierung zum Einsatz. Durch Messung des Massendurchflusses und der Temperaturdifferenz zwischen Vorlauf und Rücklauf kann die eingebrachte Wärme des Motors in den Kühlmittelkreislauf berechnet werden.

5.2.2 Ladeluftkonditionierung

Die Ladeluftkonditionierung dient dazu, die Ladeluft T_{21} auf vorgegebene Werte zu regeln, und ersetzt somit den im realen Betrieb verwendeten Ladeluftkühler. Wiederum kann aus dem Massendurchsatz und der vorhandenen Temperaturspreizung zwischen Vorlauf und Rücklauf die abgeführte Wärme berechnet werden.

5.2.3 Kraftstoffkonditionierung

Am Prüfstand werden zwei Kraftstoffe, zum einen Diesel und zum anderen Erdgas, verwendet. Beide Kraftstoffe werden durch eigene Einrichtungen konditioniert.

Diesekonditionierung

In der Diesekonditionierung wird der Druck und die Temperatur des Diesels auf definierte Werte geregelt. Zur Messung des Massendurchsatzes wird ein Coriolis-Durchflussmesser verwendet.

Erdgaskonditionierung

Die Versorgung des Motors mit Erdgas erfolgt aus einem Erdgasbündel mit 200 bar. In der Erdgaskonditionierung wird der Druck des Gases durch einen Druckminderer auf einen bestimmten Wert geregelt. Zur Messung des Massendurchsatzes wird ein Coriolis-Durchflussmesser verwendet.

5.2.4 Motorölkonditionierung

Da die Kühlung des Motoröls bei hohen Lasten allein durch den Ölkühler nicht mehr ausreichend ist, wird eine Motorölkonditionierung verwendet. Es kommt eine Konditionieranlage der Fa. AVL zum Einsatz. Diese dient dazu die Temperatur des Motoröls auf definierten Temperaturniveaus zu halten.

5.3 Prüfstandssoftware

5.3.1 Tornado

Die Software Tornado in der Version 3.3 Build 235.141.21.0 der Fa. Kristl, Seibt & Co dient zur echtzeitfähigen zeitsynchronen Erfassung und Überwachung verschiedenster Messdaten. Die Software besteht aus den zwei Teilen: Designer und Runtime. Mit Hilfe des Designers wird die Gestaltung der grafischen Benutzeroberfläche (GUI), das Speicherformat der Messergebnisse, die Höhe der Grenzwerte, die Integration der Messgänge und Steuerausgänge, usw. vorgenommenen. Die Erfassung, Überwachung und Speicherung der Messdaten, bei Prüfstandbetrieb, erfolgt über die Runtime [18].

5.3.2 Indicom

Zur Auswertung und Überwachung schneller kurbelwinkelbasierter Signale, den sogenannten Indizierdaten, kommt die Software Indicom 2010 v2.2a, build 306 der Fa. AVL zur Anwendung. Diese Daten bilden die Grundlage einer detaillierten Verbrennungsanalyse.

5.3.3 Inca

Der Datenaustausch zwischen Motorsteuergerät und PC erfolgt mittels der Software INCA V7.0.0/23 der Fa. ETAS, mit deren Hilfe verschiedene Parameter des Motorsteuergerätes (ECU) ausgelesen und verstellt werden können. In unserem Versuchsaufbau wird unter anderem die Turboladerstellung, die Drosselklappenstellung, die Drallklappenstellung, die Stellung des Abgasrückführungsventils, der Diesel-Raildruck, der Einspritzzeitpunkt sowie die Einspritzmenge und Anzahl der Piloten angesteuert. Die ausgelesenen Daten werden von INCA ans Tornado weitergegeben und vom selbigen auch gespeichert [12].

5.3.4 ETU

Der Begriff ETU steht für die Abkürzung Engine Timing Unit. Dabei handelt sich um ein Programm der Fa. AVL mit dessen Hilfe kurbelwinkel aufgelöste Signale ausgegeben werden können. Die Kurbelwinkelposition und Drehzahl wird über eine Schnittstelle zu Indiset abgegriffen. Am Motorprüfstand werden die Gasinjektoren und die Zündspulen mittels der ETU gesteuert.

5.4 Messgrößenaufnehmer

In diesem Unterkapitel werden die verwendeten Messgrößenaufnehmer erläutert.

5.4.1 Drehmoment

Der Drehmomentflansch HBM T40B dient zur direkten Erfassung des Drehmomentes. Weiters wird das Drehmoment über die Pendellagerung der Belastungsmaschine und einer Kraftmessdose indirekt bestimmt.

5.4.2 Motordrehzahl

Die Motordrehzahl ist neben dem Drehmoment die wichtigste Messgröße. Sie wird über integrierte Sensorik in den Belastungsmaschinen und durch den Drehwinkelgeber AVL 365 C erfasst.

5.4.3 Temperaturmessung

Am Prüfstand kommen Thermoelemente vom Typ K Kl. 1 und Platin-Messwiderstände Pt100 zum Einsatz. Bei den Thermoelementen dient der Seebeck-Effekt als Messprinzip. Bei den Platin-Messwiderständen wird als Messeffekt die Temperaturabhängigkeit eines Widerstandes angewendet. In Tabelle 5.4 sind die wichtigsten Temperaturmessstellen und die verwendeten Sensoren aufgelistet.

Tabelle 5.3: Temperaturmessstellen

Messstelle	Bezeichnung	Messmedium	Sensortyp
Umgebung	T_{Raum}	Luft	Pt100
nach Luftfilter	T_{10}	Luft	Typ K Kl. 1
nach Verdichter	T_{20}	Luft	Typ K Kl. 1
nach Ladeluftkühler	T_{21}	Luft	Typ K Kl. 1
Saugmodul	T_{22}	Ansauggemisch	Typ K Kl. 1
vor Turbine	T_{31}	Abgas	Typ K Kl. 1
nach Turbine	T_{40}	Abgas	Typ K Kl. 1
Kühlmittel Vorlauf	$T_{\text{KM e}}$	Kühlmittel	Pt100
Kühlmittel Rücklauf	$T_{\text{KM a}}$	Kühlmittel	Pt100
AGR-Kühler Vorlauf	$T_{\text{KM AGR e}}$	Kühlmittel	Typ K Kl. 1
AGR-Kühler Rücklauf	$T_{\text{KM AGR a}}$	Kühlmittel	Typ K Kl. 1
AGR Eintritt	$T_{\text{AGR e}}$	Abgas	Typ K Kl. 1
AGR Austritt	$T_{\text{AGR a}}$	Abgas	Typ K Kl. 1
Hauptölkanal	T_{HOEK}	Motoröl	Pt100
Zulauf ATL	$T_{\text{Oel ATL}}$	Motoröl	Typ K Kl. 1
Ölwanne	$T_{\text{Oel Wanne}}$	Motoröl	Typ K Kl. 1
Erdgasinjektorspule	$T_{\text{Inj Coil}}$	–	Typ K Kl. 1
Erdgasinjektorspitze	$T_{\text{Inj Tip}}$	–	Typ K Kl. 1
Kraftstoffvorlauf	T_{Diesel}	Diesel	Typ K Kl. 1

5.4.4 Druckmessung

Bei den Drücken wird grundsätzlich zwischen zeitaufgelösten „langsamen“ und kurbelwinkelaufgelösten „schnellen“ unterschieden. Am Prüfstand werden resistive Druckmessumformer zur Bestimmung der „langsamen“ Drücke und Quarzdrucksensoren zur Bestimmung der „schnellen“ Drücke verwendet. Bei den Druckmessumformern wird durch den Druck eine Messmembran ausgelenkt. Diese Auslenkung wird in ein elektrisches Signal umgewandelt. Quarzdrucksensoren nutzen den Piezoeffekt zur Umwandlung des Druckes in ein elektrisches Signal.

Tabelle 5.4: Druckmessstellen

Messstelle	Bezeichnung	Messmedium	Sensortyp
Umgebung	p_{Raum}	Luft	Druckmessumformer
nach Luftfilter	p_{10}	Luft	Druckmessumformer
nach Verdichter	p_{20}	Luft	Druckmessumformer
nach Ladeluftkühler	p_{21}	Luft	Druckmessumformer
Saugmodul	p_{22}	Ansauggemisch	Druckmessumformer
vor Turbine	p_{31}	Abgas	Druckmessumformer
nach Turbine	p_{40}	Abgas	Druckmessumformer
Kraftstoffvorlauf	$p_{\text{Krst VD}}$	Diesel	Druckmessumformer
Hauptölkanal	p_{HOEK}	Motoröl	Druckmessumformer
Kurbelgehäuse	p_{Kgh}	Luft-Öl-Gemisch	Druckmessumformer
Kühlmittel Rücklauf	$p_{\text{KM a}}$	Kühlmittel	Druckmessumformer
Quarzkühlung	p_{Quarz}	Kühlmittel	Druckmessumformer
nach Druckminderer	$p_{10 \text{ CNG}}$	Erdgas	Druckmessumformer
Erdgasrail	$p_{20 \text{ CNG}}$	Erdgas	Druckmessumformer
Zulauf ATL	$p_{\text{Oel ATL}}$	Motoröl	Druckmessumformer
Einlass Zylinder 4	p_{SAUG4}	Ansauggemisch	Kistler 4045A5
Krümmen Zylinder 4	p_{ADREF}	Abgas	Druckmessumformer
Krümmen Zylinder 4	p_{AUSP4}	Abgas	AVL GU21C
Zylinder1	p_{Zyl1}	Kraftstoffgemisch	AVL GH13G
Zylinder2	p_{Zyl2}	Kraftstoffgemisch	AVL GH13G
Zylinder3	p_{Zyl3}	Kraftstoffgemisch	AVL GH13G
Zylinder4	p_{Zyl4}	Kraftstoffgemisch	AVL GH13G

5.4.5 Turboladerdrehzahl

Die Turboladerdrehzahl wird über einen induktiven Sensor an der Verdichterseite ermittelt.

5.4.6 Zündwinkel/Einspritzzeitpunkt

Der Zündwinkel und die Einspritzzeitpunkte von Diesel und Gas werden mit Strommesszangen des Typs E3N der Fa. Chauvin Arnoux ermittelt. Diese sind an den Stromversorgungsleitungen zu der Zündkerze und dem Injektor des Zylinders 1 angebracht.

5.4.7 Kraftstoffverbrauchsmessung

Zur Ermittlung der eingebrachten Energie in den Verbrennungsmotor ist die genaue Messung des Kraftstoffmassenstroms von entscheidender Bedeutung. Am Prüfstand werden Coriolis-Durchflussmessgeräte der Fa. Emerson verwendet. Die Messung des Dieselmassenstroms erfolgt über das Modell CMFS015. Der Gasmassenstrom wird mittels des Typs CMF010P bestimmt.

5.4.8 Luftverhältnis

Das Luftverhältnis wird unter anderem mittels einer Lambdasonde und dem Lambda-Meter LA4 der Fa. ETAS direkt bestimmt. Des weiteren wird es aber auch über die eingebrachte Brennstoffmasse (siehe Kapitle 2.2) und der Abgasmesstechnik (Brettschneider, Simons, Kordes, ...) indirekt bestimmt.

5.4.9 Abgasmesstechnik

Die Bestimmung der Abgaszusammensetzung ist ein wesentlicher Bestandteil am Motorenprüfstand. Sie dient zur Beurteilung der Verbrennungsqualität und zur Kontrolle, ob die gesetzlichen Limitierungen eingehalten werden.

Messung gasförmiger Komponenten

Die gasförmigen Bestandteile werden durch die Abgasmessanlage AVL Sesam i60FT bestimmt. Sie beinhaltet ein Fourier-Transformations-Infrarotspektrometer (FTIR), einen Flammen-Ionisations-Detektor (FID), einen Infrarot-Detektor (IRD) und einen paramagnetischen-Detektor (PMD).

Messung fester Komponenten

Es kommen zwei Messgeräte zum Einsatz. Der Particlecounter AVL 489 APC ADVANCED dient zur Ermittlung der Partikelanzahl und ein Smokemeter AVL 415S zur Bestimmung der Filter Smoke Number (FSN) bzw. der Rußkonzentration in mg/m^3 .

5.4.10 Blow-By

Zur Messung des Blow-Bys kommt das AVL 442 Blow By Meter zum Einsatz. Die Bestimmung des Volumenstroms erfolgt dabei durch Messung des Druckabfalls über eine Blende.

5.5 Messstellenübersicht

Bild 5.2 gibt einen Überblick über die wichtigsten Messstellen am Versuchsträger.

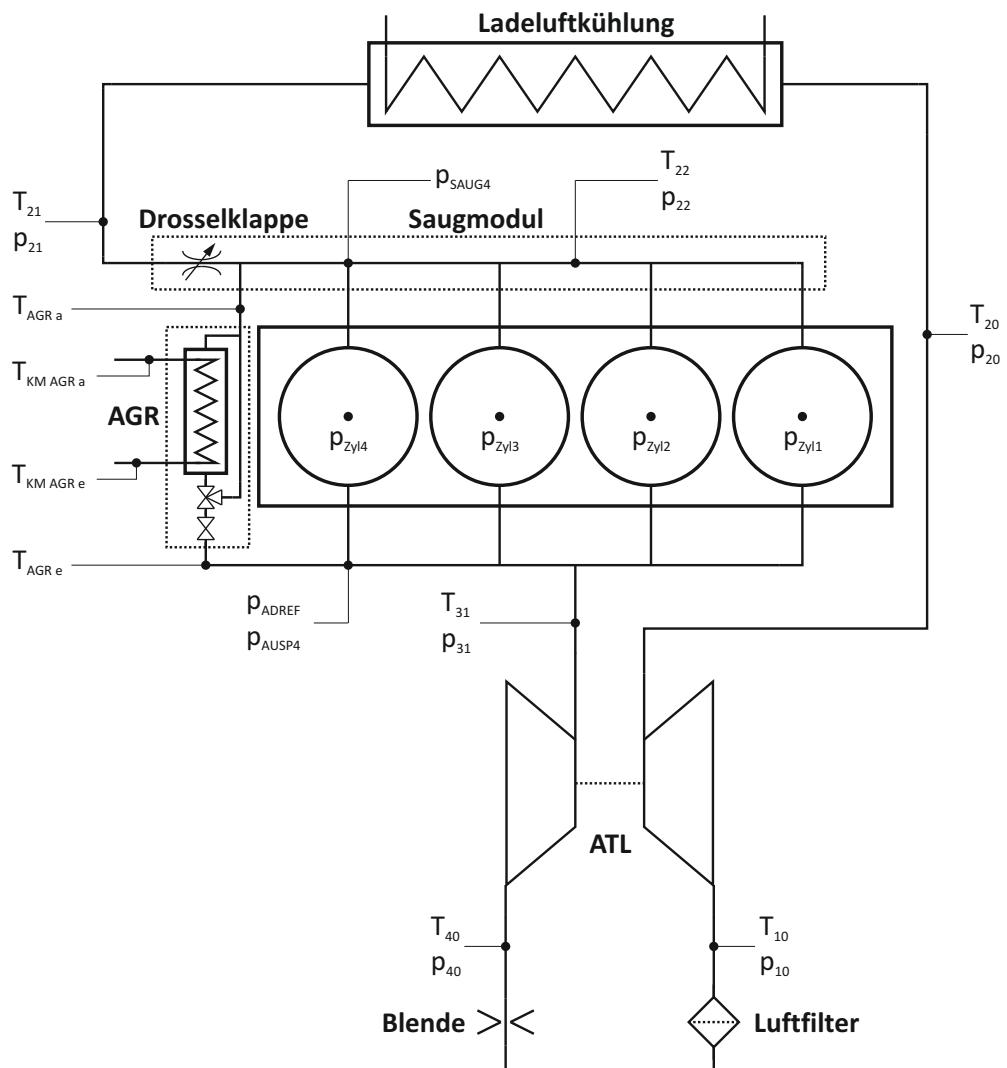


Bild 5.2: Messstellenübersicht

6 Versuchsdurchführung

In diesem Kapitel werden dem Leser die am Prüfstand durchgeführten Messungen erläutert.

6.1 Lastpunkte

Die Untersuchung der Brennverfahren erfolgte in stationären Betriebspunkten. Zur Findung repräsentativer Lastpunkte wird der Motor unter Dieselbetrieb im NEDC vermessen. In Bild 6.1 entspricht die grün dargestellte Punktwolke dem vermessenen NEDC. Daraus ergebend werden die im Bild rot markierten Punkte als stationäre Vergleichspunkte definiert. In Tabelle 6.1 sind diese aufgelistet. In weiterer Folge werden diese drei Lastpunkte in der gesamten Arbeit mit LP1 ($n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 3 \text{ bar}$), LP2 ($n = 1750 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 5 \text{ bar}$) und LP3 ($n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 11 \text{ bar}$) abgekürzt.

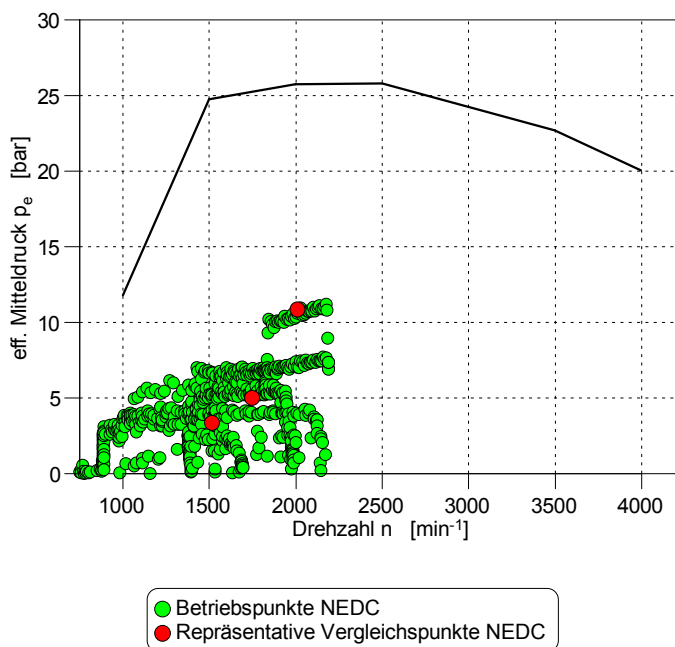


Bild 6.1: NEDC und daraus abgeleitete stationäre Betriebspunkte

Tabelle 6.1: Vermessene Vergleichspunkte aus NEDC

Abkürzung	n [min ⁻¹]	p _e [bar]
LP1	1500	3
LP2	1750	5
LP3	2000	11

6.2 Konstante Applikationsparameter

6.2.1 Erdgasraildruck

Um die Erdgasspeicherung im Fahrzeug möglichst einfach zu bewerkstelligen, wurde ein Konzept mit Niederdruck-Direkteinblasung verfolgt. Die Versorgung des Motors mit Erdgas erfolgt aus einem Erdgasbündel mit 200 bar. Es kann nicht die gesamte im Bündel enthaltene Energie genutzt werden, da zumindest der Druck der Erdgasrail im Bündel vorhanden sein muss. Bei einem Raildruck von 50 bar bleibt 25 % der Energie ungenutzt. Die verwendeten Erdgasinjektoren sind auf einen maximalen Druck von 18 bar ausgelegt. In der Erdgaskonditionierung werden die 200 bar auf 16 bar heruntergedrosselt. Diese 16 bar liegen dann in der Gasrail an.

6.2.2 Dieselmotordruck

Der Motor ist mit einem Common-Rail-System ausgestattet, mit welchem Drücke bis 2000 bar realisierbar sind. Damit die Dieseleinspritzanlage im Dual-Fuel-Modus einfach gestaltbar ist, werden die Einspritzdrücke gering gehalten. Im Dual-Fuel-Modus wird der Dieselmotordruck auf konstante Werte zwischen 400 bar bis 800 bar geregelt. Bei Betrieb mit Fremdzündung wird die Hochdruckpumpe entfernt, wodurch der Reibungsverlust verringert werden kann.

6.3 Variierbare Parameter

Zur Einstellung der Lastpunkte stehen verschiedene Verstellmöglichkeiten am Motor zur Verfügung. Es werden unter anderem die Turbinenstellung des Turboladers, die Drosselklappenposition, die Drallklappenposition und die AGR-Rate verstellt. Die Lage der Erdgaseinblasung bzw. der Dieseleinspritzung nehmen ebenfalls Einfluss auf die Verbrennung.

Nachfolgend werden in diesem Kapitel die Applikationsparameter erklärt.

6.3.1 Saugrohrdruck

Der Saugrohrdruck hat die größte Auswirkung auf das Luftverhältnis λ . Im wesentlichen wird er von der Position der Turbinenstellung und der Drosselklappenposition beeinflusst.

6.3.2 AGR-Rate

Die Abgasrückführung nimmt ebenfalls Einfluss auf das Luftverhältnis λ . In den niedrig belasteten Punkten kann damit eine Entdrosselung erreicht werden. Den größten Einfluss hat sie aber auf die NO_x -Emissionen. Die Regelung der AGR-Rate erfolgt über das AGR-Ventil.

Bei externer Abgasrückführung wird die AGR-Rate als Verhältnis der extern rückgeführten Abgasmasse m_{AG} zur gesamten in den Brennraum einströmenden Masse m_{E} definiert. Wobei die Ladungsmasse m_{E} die Frischgasmasse m_{Fr} , die Spülmasse m_{Sp} und die zurückgeführte Abgasmasse m_{AG} beinhaltet [24].

$$x_{\text{AGR}} = \frac{m_{\text{AG}}}{m_{\text{E}}} = \frac{m_{\text{AG}}}{m_{\text{Fr}} + m_{\text{Sp}} + m_{\text{AG}}} \quad (6.1)$$

Die Messung der extern rückgeführten Abgasmasse ist aufgrund der hohen Temperaturen nur sehr schwer möglich. Weshalb man sich zur Bestimmung des AGR-Rate der Messung des CO_2 -Gehaltes im Abgas $[\text{CO}_2]_{\text{A}}$, im Saugrohr $[\text{CO}_2]_{\text{E}}$ und in der Umgebungsluft $[\text{CO}_2]_{\text{L}}$ behilft. Die CO_2 -Massenbilanz im Saugrohr lautet [24]:

$$[\text{CO}_2]_{\text{A}} \dot{m}_{\text{AG}} + [\text{CO}_2]_{\text{L}} (\dot{m}_{\text{Fr}} + \dot{m}_{\text{Sp}}) = [\text{CO}_2]_{\text{E}} (\dot{m}_{\text{AG}} + \dot{m}_{\text{Fr}} + \dot{m}_{\text{Sp}}) \quad (6.2)$$

Nach Umformung erhält man für die AGR-Rate [24]:

$$x_{\text{AGR}} = \frac{1}{\frac{\dot{m}_{\text{Fr}} + \dot{m}_{\text{Sp}}}{\dot{m}_{\text{AG}}} + 1} = \frac{[\text{CO}_2]_{\text{E}} - [\text{CO}_2]_{\text{L}}}{[\text{CO}_2]_{\text{A}} - [\text{CO}_2]_{\text{L}}} \quad (6.3)$$

6.3.3 Drallklappenposition

Die Ladungsbewegung spielt bei der Gemischbildung eine wesentliche Rolle. Daher wird am Prüfstand der Einfluss des Dralls untersucht. Am Motor sind die zwei Ansaugkanäle je Zylinder jeweils als Füllkanal und als Drallkanal ausgelegt. Im Drallkanal wird die drallförmige Strömung erzeugt. Im Füllkanal befindet sich die Drallklappe. In Abhängigkeit von der Drallklappenposition wird die Luftmasse geregelt, welche über den jeweiligen Kanal fließt und somit der Drall beeinflusst. Bild 6.2 zeigt eine schematische Abbildung [25].

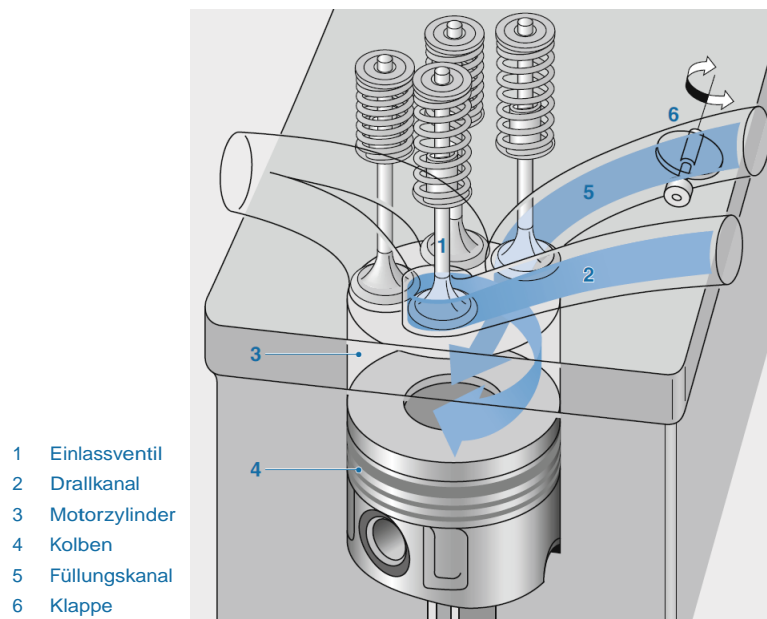


Bild 6.2: Drallerzeugung mittels Drall- und Füllkanal [25]

6.3.4 Schwerpunktlage

Der Schwerpunkt MFB50 gibt jenen Kurbelwinkel an, bei welchem 50 % der eingebrachten Energie umgesetzt wurde. Er beeinflusst im wesentlichen den Wirkungsgrad. Seine wirkungsgradoptimale Lage liegt bei Otto- und Dieselmotoren in etwa 8° nach OT. Zu frühe Schwerpunktlagen führen durch Ansteigen der Temperaturen im Brennraum, und dem damit verbundenen höheren Wandwärmeübergang, zu Wirkungsgradeinbußen. Bei zu späten Lagen verschlechtert sich der Wirkungsgrad aufgrund des Absinkens des Gleichraumgrades. Die Lage des Schwerpunktes MFB50 wird bei Dual-Fuel-Verfahren durch die Dieseleinspritzlage und bei Fremdzündung durch den Zünwinkel beeinflusst.

Es sei darauf hingewiesen, dass sich die Bezeichnung Schwerpunktlage nicht auf die Lage des Flächenschwerpunktes des Brennverlaufes bezieht, sondern auf den 50%-Energieumsatzpunkt.

6.3.5 Erdgaseinblaselage

Die Kurbelwinkelposition der Erdgaseinblasung hat den größten Einfluss auf die Gemischbildung. Frühe Einblaselagen vor OT führen zu einer homogenen Gemischbildung. Mit späten Einblaselagen ist eine Schichtung realisierbar. Um die Erdgasmasse reproduzierbar in die Zylinder einzubringen ist ein überkritisches Druckverhältnis notwendig. Der Übergang zum Unterkritischen stellt damit die Grenze der spätest möglichen Einblaselage dar. In Bild 6.3 ist dieser Übergang für den LP2 mit einem Erdgasrilldruck p_{Erdgas} von 16 bar dargestellt.

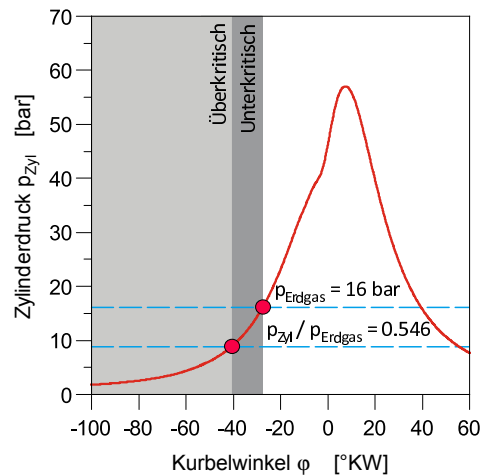


Bild 6.3: Über- und Unterkritischer Druckbereich für LP2 mit einem Erdgasraildruck p_{Erdgas} von 16 bar [13]

6.4 Bestpunktfindung

Für die Optimierung der Lastpunkte stehen verschiedenste Applikationsparameter zur Verfügung. Um den Einfluss und die Wechselwirkungen zwischen den Parametern zu ermitteln sind Messungen mit verschiedenen Parameterkonfigurationen am Motorenprüfstand erforderlich. Damit die Anzahl der Messungen und der damit verbundene Zeit- und Kostenaufwand so gering wie möglich gehalten wird, werden verschiedene Methoden eingesetzt. Die am Prüfstand verwendeten Methodiken werden in diesem Kapitel kurz erklärt.

6.4.1 One factor at a time

Bei dieser Methode wird jeweils nur ein Parameter pro Messreihe variiert. Die anderen Parameter werden dabei auf erfahrungsgemäß gute Werte gelegt. Der Nachteil dieser Methode liegt darin, dass die Findung des Optimums vom gewählten Startpunkt abhängt. Wechselwirkungen der verschiedenen Parameter untereinander werden ebenfalls nicht erfasst.

Bild 6.4 zeigt die Vorgehensweise für zwei Parameter. Im ersten Schritt wird nur der Parameter A variiert. Dabei liefert Messpunkt A3 das beste Ergebnis. Im zweiten Schritt wird der Wert von Parameter A aus Messpunkt A3 konstant gehalten und Parameter B variiert. In dieser Messreihe ergibt Messpunkt B3 den besten Wert. Wie leicht zu erkennen ist, wird bei dieser Vorgehensweise der Bestpunkt nicht gefunden. Durch mehrmaliges wiederholen kann das Optimum zwar gefunden werden, es kann aber nicht davon ausgegangen werden, dass es sich dabei um das globale Optimum und nicht um ein Lokales handelt.

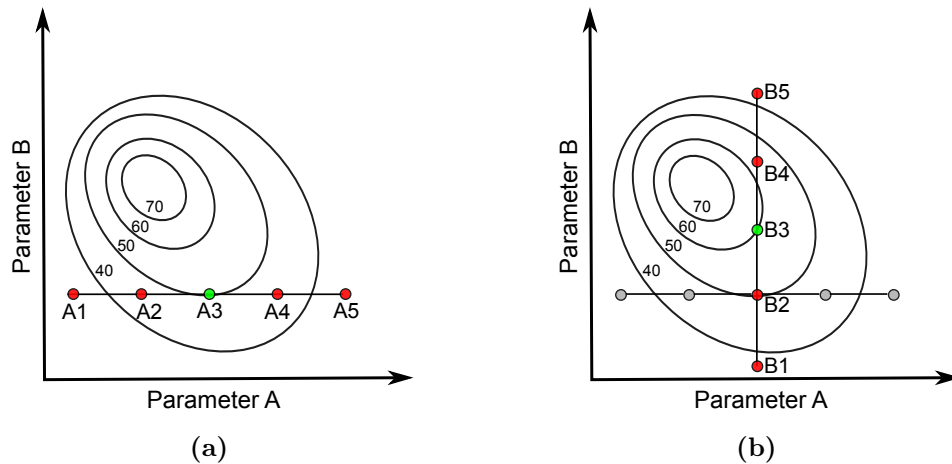


Bild 6.4: Vorgehensweise bei der „one factor at a time“ Methode (a) Variation Parameter A
(b) Variation Parameter B

6.4.2 Statistische Versuchsplanung

Bei mehreren Einflussparametern erhöht sich der Versuchsaufwand bei der klassischen „one factor at a time“ Methode drastisch. Um diesen Versuchsaufwand zu verringern, bietet die statistische Versuchsplanung (Design of Experiments-DOE) eine gute Alternative.

Bei der statistischen Versuchsplanung wird nicht mehr nur eine Kenngröße pro Messreihe variiert, sondern die Applikationsparameter werden nach einem vorgegebenen Versuchsplan eingestellt. Man geht davon aus, dass im Motor keine Sprünge vorhanden sind und die Vorgänge, welche zu den Messgrößen führen, stetig ablaufen. Diese Annahme erlaubt es, anhand weniger gemessenen Werte den gesamten Versuchsraum zu interpolieren. Bild 6.5 zeigt die schematische Darstellung der Eingangs- und Ausgangsgrößen am Motor.

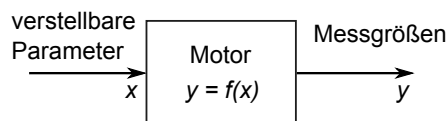


Bild 6.5: Blockschaltbild statistische Versuchsplanung

Für zwei verstellbare Parameter lautet die Polynomfunktion erster Ordnung:

$$y = b_0 + b_1 \cdot x_1 + b_2 \cdot x_2 + b_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 \quad (6.4)$$

Der Term $b_{12} \cdot x_1 \cdot x_2$ stellt dabei die Wechselwirkungen zwischen den Parametern dar.

Die Erstellung des Versuchsraumes spielt eine entscheidende Rolle, um ein aussagekräftiges Modell zu erhalten. In Bild 6.6 sind verschiedene Versuchspläne aufgelistet. Für weitere Informationen wird auf einschlägige Fachliteratur verwiesen.

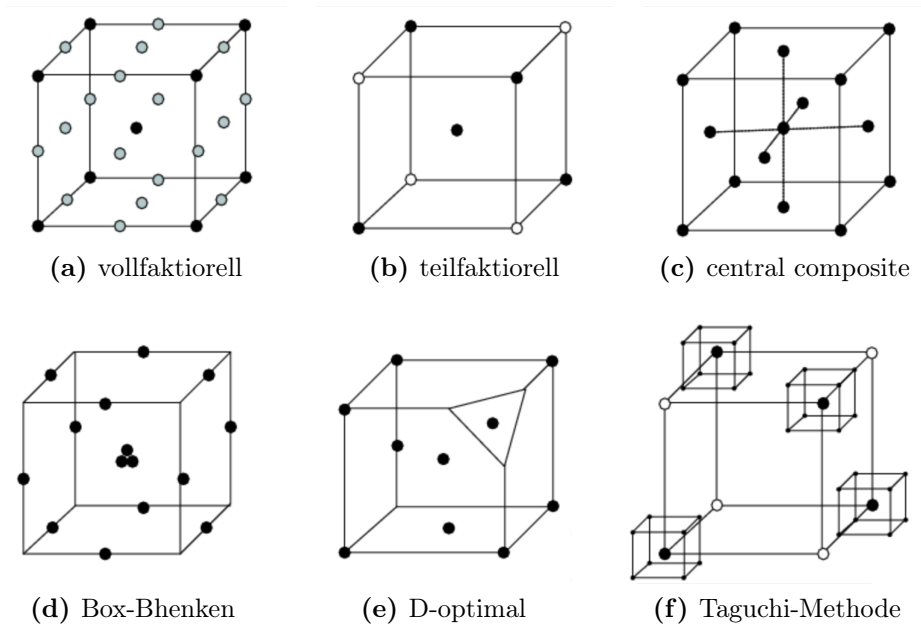


Bild 6.6: Übersicht über verschiedene Versuchspläne [14]

Die Erzeugung des Versuchsraumes und die anschließende Auswertung der Messungen erfolgte mittels des Programmes MODDE der Fa. Umetrics.

Allgemeine Vorgehensweise bei statistischer Versuchsplanung:

- Versuchsraum abstecken
- Versuchsraum erzeugen
- Messpunkte aufnehmen
- Ergebnisse auswerten
- Bestpunkt ermitteln
- weitere Optimierung

7 Analyse und Interpretation

Im vorangegangenen Kapitel 6 wurden die am Prüfstand durchgeführten Messungen erläutert. Neben den beiden Zündkonzepten Dual-Fuel und Fremdzündung wurden am Prüfstand auch die Auswirkung verschiedener Kolbenformen und Verdichtungsverhältnisse untersucht. In diesem Kapitel werden die Ergebnisse analysiert und interpretiert.

7.1 Dual-Fuel

Am Beginn der Untersuchungen stand ein stabiler Betrieb mit Erdgas an erster Stelle. Im ersten Anlauf wurde der Erdgasanteil während der Verbrennung, ausgehend vom serienmäßigen Dieselbetrieb, sukzessive erhöht. Für die Zündung des Gemisches ist immer eine Dieseleinspritzung notwendig, daher ist der maximal mögliche Gasanteil durch die minimale absetzbare Dieselmenge des Injektors begrenzt.

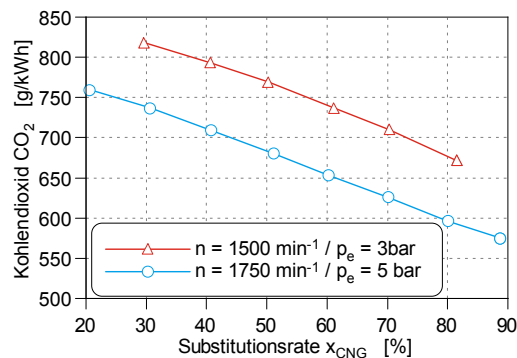


Bild 7.1: CO₂-Emissionen unter Variation der Substitutionsrate x_{CNG}

In Bild 7.1 sind die CO₂-Emissionen für eine Variation des energetischen Erdgasanteiles abgebildet. Wie zu erwarten ist ein deutliches Absinken der CO₂-Konzentration mit Zunahme des Erdgasanteiles erkennbar. Bei niedrigen Substitutionsraten liegt λ_{CNG} in einem sehr mageren Bereich außerhalb der Zündgrenzen von Erdgas (siehe Bild 7.2a). Die Verbrennung von Erdgas findet aber nur in Bereichen statt, in denen sich das lokale λ_{CNG} innerhalb der Zündgrenzen befindet. Außerhalb dieser Grenzen nimmt das Erdgas nicht an der Verbrennung teil und wird den unverbrannten Komponenten zugerechnet. Mit zunehmendem Erdgasanteil nimmt dementsprechend auch der Anteil der unverbrannten Bestandteile im Abgas zu. In Bild 7.2b ist dieser Zusammenhang dargestellt.

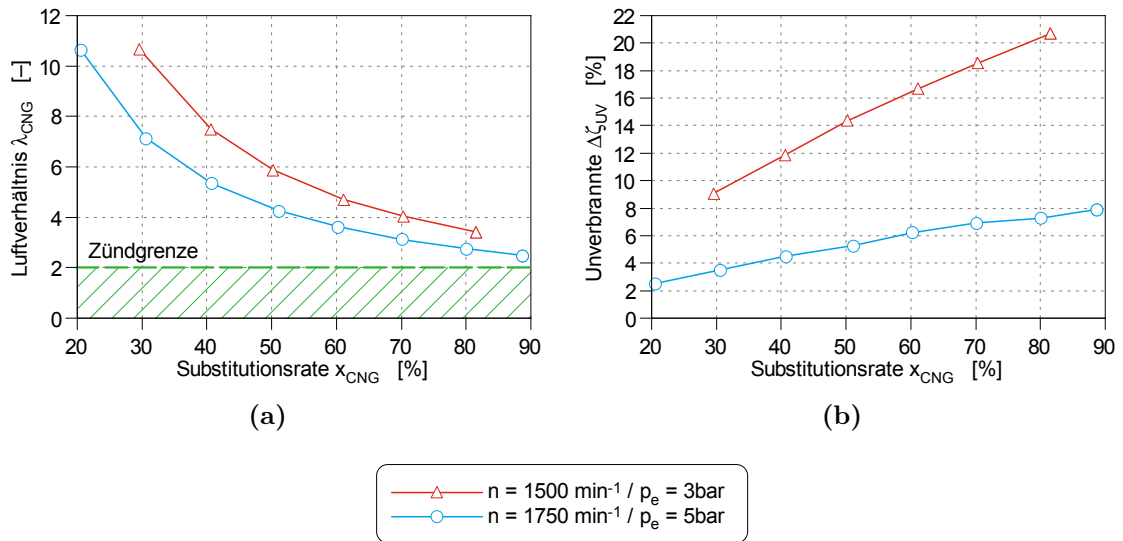


Bild 7.2: (a) Luftverhältnis λ_{CNG} (b) Unverbrannter Anteil $\Delta\zeta_{\text{UV}}$ unter Variation der Substitutionsrate x_{CNG}

Um eine Verringerung dieser Emissionen zu erreichen, ist eine Verbrennung innerhalb der Zündgrenzen anzustreben. Zur Absenkung des λ_{CNG} kommen zwei Ansätze in Frage. Zum einen ein Absenken des Saugrohrdruckes p_{22} durch Androsselung und zum anderen eine Verringerung der eingebrachten Frischluft in den Brennraum durch Abgasrückführung.

Neben diesen beiden Parametern wurden noch der Einfluss des Dralls, des Umsetzungsschwerpunktes und der Einspritzlage des Gasstrahles auf die Verbrennung untersucht. Aufgrund der hohen Anzahl an variierbaren Parameter wurde zur Ermittlung der Einflüsse die statistische Versuchsplanung (Design of Experiments-DOE) angewendet.

In den folgenden Unterkapiteln werden die Einflüsse der Applikationsparameter aufgezeigt und daraus eine Betriebsstrategie abgeleitet. Es sei darauf hingewiesen, dass die dargestellten Diagramme nicht aus der statistischen Versuchsplanung stammen, sondern es sich dabei um tatsächliche Messreihen, welche zur Verifikation durchgeführt wurden, handelt.

7.1.1 Unterer Lastbereich

Als unterer Lastbereich (unterhalb eines effektiven Mitteldruckes p_e von ca. 7 bar) wird jener Bereich bezeichnet in welchem ein Betrieb mit stöchiometrischer Ladung nicht realisierbar ist. Weshalb dies nicht realisierbar ist und auf den Einfluss der Applikationsparameter auf die Verbrennung wird in den folgenden Unterkapiteln eingegangen. Die Messungen wurden alle mit der serienmäßigen Omegamulde und einem Verdichtungsverhältnis von 16.5 durchgeführt.

Einfluss des Saugrohrdruckes

Die Absenkung des Saugrohrdruckes p_{22} wird durch Drosselung der angesaugten Luft bzw. durch Verstellung der variablen Turbinengeometrie erreicht. Die AGR-Rate, die Drallklappenposition, die Verbrennungsschwerpunktlage sowie die Einblaselage des Erdgases werden dabei konstant gehalten. In Tabelle 7.1 sind diese konstant gehaltenen Parameter, für jene zwei Betriebspunkte, welche in den nachfolgenden Bildern herangezogen werden, angegeben.

Tabelle 7.1: Konstante Parameter für Variation des Saugrohrdruckes

Parameter	Einheit	$n = 1500 \text{ min}^{-1}$ $p_e = 3 \text{ bar}$	$n = 1750 \text{ min}^{-1}$ $p_e = 5 \text{ bar}$
AGR-Rate	%	0	0
Drallklappenposition	%	0	0
Schwerpunktlage	°KW	10	10
Erdgaseinblaselage	°KW	-100	-100
Substitutionsrate	%	80	88

Bei annähernd gleich bleibender Saugrohrtemperatur (Ladeluftkühlung) führt die Absenkung des Druckes zu einer Verringerung der Dichte der angesaugten Luft. Es strömt folglich weniger Luftmasse in den Brennraum, was ein Absinken von λ_{CNG} bewirkt. Diese Annäherung an die Zündgrenze führt, durch die vollständiger stattfindende Verbrennung, zu einer Reduzierung der unverbrannten Bestandteile in den Abgasemissionen. In Bild 7.3 ist dieser Zusammenhang dargestellt.

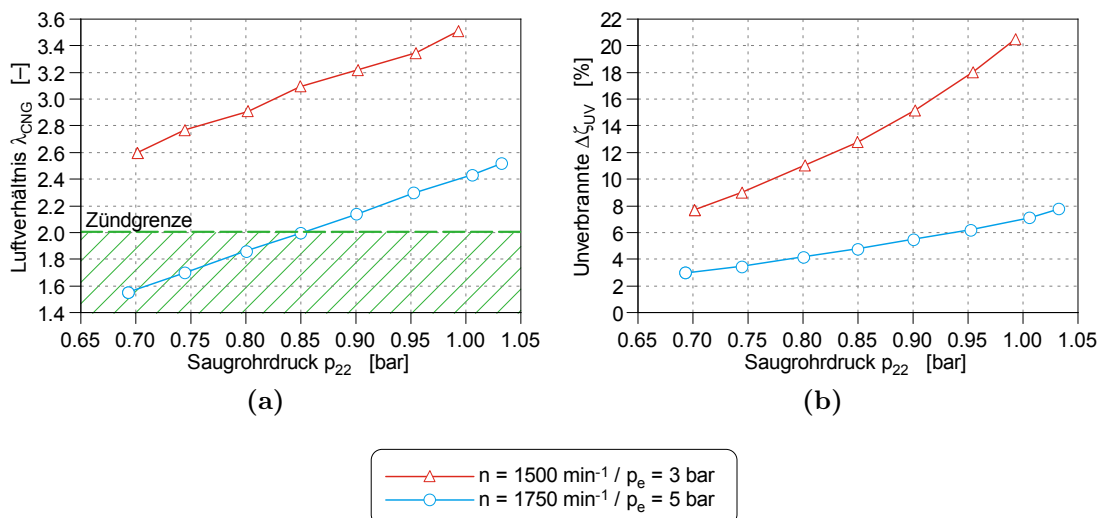


Bild 7.3: (a) Luftverhältnis λ_{CNG} (b) Unverbrannter Anteil $\Delta\zeta_{\text{UV}}$ unter Variation des Saugrohrdruckes p_{22}

Die Zündverzugszeit ist wesentlich von Druck und Temperatur abhängig. Bild 7.4a zeigt die Zündverzugszeiten von Leichtöl, welche in einer kalorischen Bombe mit konstanten Volumen ermittelt wurden. Ein Absenken des Saugrohrdruckes bewirkt, dass der Druck und die Temperatur im Zylinder zum Zeitpunkt der Dieseleinspritzung niedriger sind. Der Zündverzug steigt (siehe Bild 7.4b). Um die Schwerpunktlage der Verbrennung konstant zu halten, wird die Dieseleinspritzlage nach früher verstellt. Durch diese frühere Einspritzlage werden Druck und Temperatur zu Einspritzbeginn abermals auf ein niedrigeres Niveau verschoben. Es kommt zu einem überproportionalen Anstieg des Zündverzuges [16]. Bei minimalen Drücken kann die Schwerpunktlage der Verbrennung nicht mehr konstant gehalten werden und die Varianz des indizierten Mitteldruckes steigt stark an. Es kann auch zu Zündaussetzern kommen. Die Zündbedingungen für den Diesel stellen somit die Grenze für den minimalen Saugrohrdruck dar.

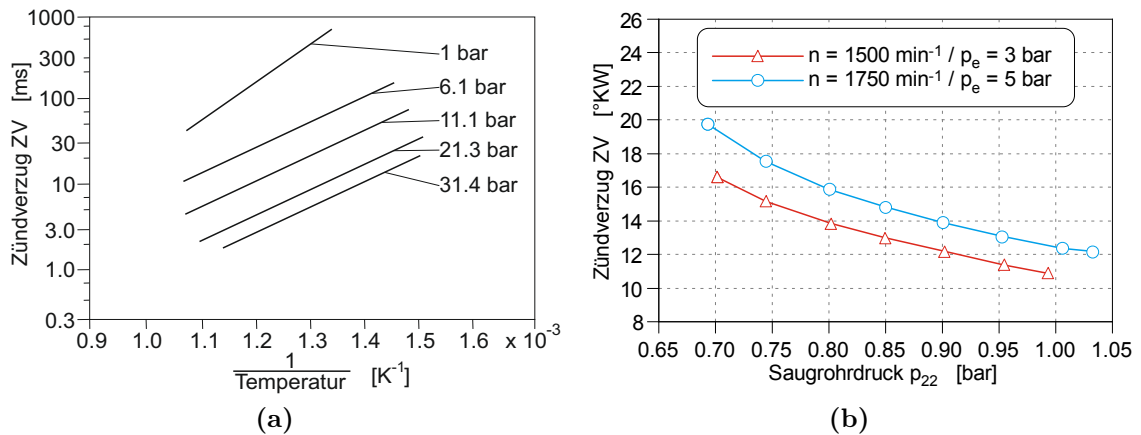


Bild 7.4: (a) Einfluss der Druck- und Temperaturbedingungen auf den Zündverzug in einer kalorischen Bombe [16] (b) Einfluss des Saugrohrdruckes auf den Zündverzug

In Bild 7.5 ist der Verlauf des effektiven Wirkungsgrades η_e und der NO_x -Emissionen für eine Variation des Saugrohrdruckes dargestellt. Durch die bessere Verbrennung des Erdgas-Luft-Gemisches ist ein Ansteigen des Wirkungsgrades bei Absenken des Saugrohrdruckes im LP1 ersichtlich. Ab einem gewissen Druckniveau übersteigen die Verluste aus dem Ladungswechsel, aufgrund der starken Androsselung, den Gewinn aus der Verbrennung und der Wirkungsgrad sinkt wieder. Dies erklärt den abnehmenden Wirkungsgradverlauf im LP2. Die bessere Verbrennung führt auch zu einem Ansteigen der Spitztemperatur im Brennraum, weshalb die NO_x -Emissionen ansteigen.

Bild 7.6 zeigt abschließend Indizierdaten für LP1. Deutlich zu erkennen ist die immer frühere Einspritzlage des Dieselstrahles, bedingt durch den steigenden Zündverzug, mit zunehmender Drosselung. Auch im Druck- und Temperaturverlauf bilden sich die Einflüsse der Drosselung deutlich ab.

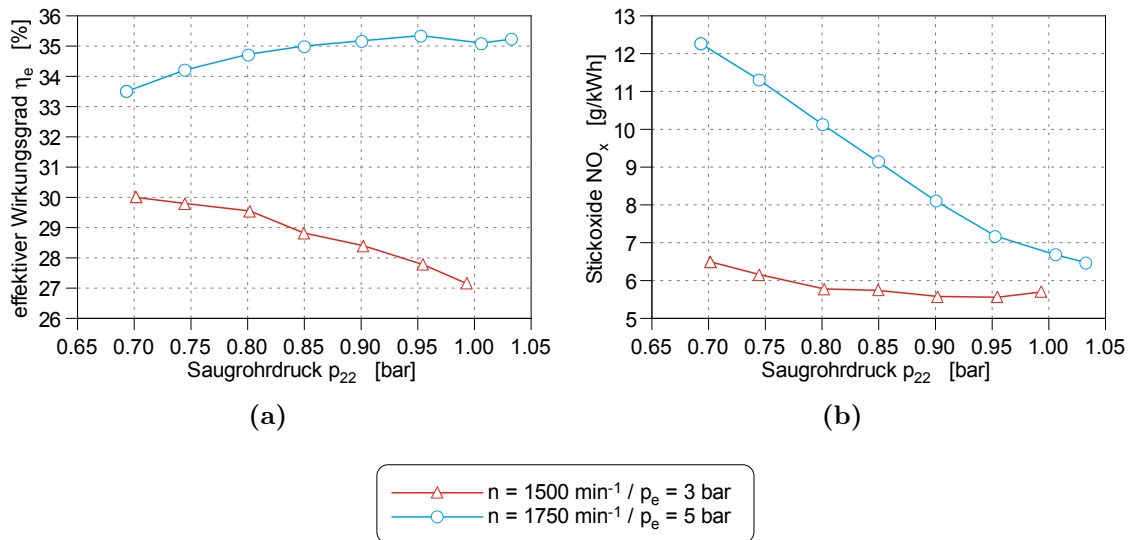


Bild 7.5: (a) eff. Wirkungsgrad η_e (b) NO_x -Emissionen unter Variation des Saugrohrdruckes

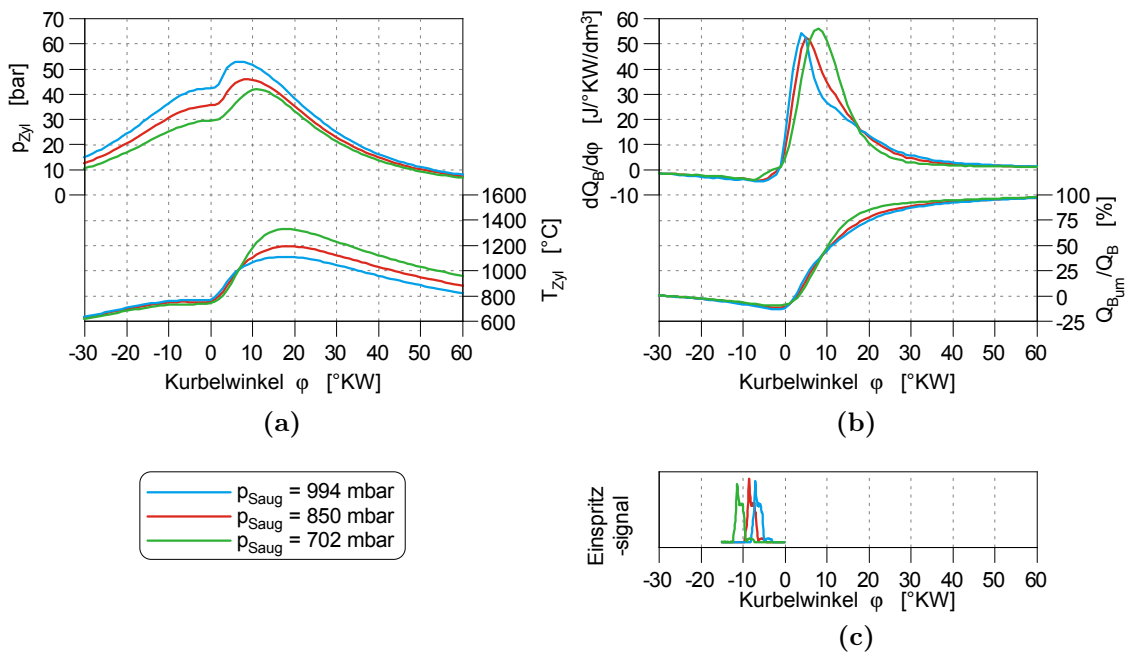


Bild 7.6: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal für unterschiedliche Saugrohrdrücke im LP1

Einfluss der Abgasrückführung

Der zweite Ansatz zur Absenkung des Luftverhältnisses λ_{CNG} ist die Abgasrückführung. Es werden dabei, wie schon für die vorherige Variation des Saugrohrdruckes, die restlichen Parameter auf konstanten Werten gehalten. Diese sind für die zwei untersuchten Betriebspunkte in Tabelle 7.2 angeführt.

Tabelle 7.2: Konstante Parameter für Variation der AGR-Rate

Parameter	Einheit	$n = 1500 \text{ min}^{-1}$	$n = 1750 \text{ min}^{-1}$
		$p_e = 3 \text{ bar}$	$p_e = 5 \text{ bar}$
p_{22}	bar	1	1
Drallklappenposition	%	70	70
Schwerpunktlage	°KW	10	10
Erdgaseinblaselage	°KW	-100	-100
Substitutionsrate	%	80	88

Die Abgasrückführung dient hauptsächlich zur Reduktion der Stickoxidbildung, welche stark temperaturabhängig ist. Dabei wirken chemische, thermische und Verdünnungseffekte auf den Verbrennungsprozess. Die höheren spezifischen Wärmekapazitäten von Kohlendioxid und Wasser im zurückgeführten Abgas wirken als thermischer Effekt und führen zu niedrigeren Verdichtungsendtemperaturen. Der chemische Effekt wirkt durch Dissoziation von Wassermolekülen zu O- und OH-Radikalen, welche in der thermalen Stickoxidbildung eine wichtige Rolle spielen. Die zu erwartende Zunahme der Stickoxide durch die gebildeten Radikale wird durch eine leichte Temperaturabsenkung aufgrund der endothermen Dissoziationsreaktion ausgeglichen. Die größte Auswirkung auf die Verbrennung hat der Verdünnungseffekt. Das zurückgeführte Abgas besteht zum größten Teil aus Inertgas, wodurch bei gleichbleibender angesaugter Ladungsmasse die Sauerstoffkonzentration im Verbrennungsgas sinkt. In der Flammenfront muss folglich auch der Anteil des Inertgases aufgeheizt werden. Dieser Effekt führt zu einem Absinken der Verbrennungstemperatur und damit auch der Stickoxide. Der Einfluss auf die Stickoxidemissionen NO_x ist in Bild 7.7c dargestellt. [20]

Durch Absenkung der Sauerstoffkonzentration wird das Luftverhältnis λ_{CNG} in den Bereich der Zündgrenzen des Erdgases verschoben (siehe Bild 7.7a). Dies bewirkt eine vollständigere Verbrennung des Gemisches, aufgrund dessen es zu einer Abnahme der unverbrannten Bestandteile im Abgas kommt. Über die Abgasrückführung wird ein Teil der ungenutzte Energie in den unverbrannten Komponenten dem Brennraum abermals zugeführt. Daraus resultiert eine Verringerung der benötigten Brennstoffenergie, wodurch sich der energetische Anteil der Unverbrannten weiter reduziert. Diese Abnahme ist in Bild 7.7b ersichtlich.

In Bild 7.7d ist ein Ansteigen des Zündverzuges ZV mit zunehmender AGR-Rate erkennbar. Dies ist dadurch erklärbar, dass mit der Abnahme der Sauerstoffkonzentration

in der Ladungsmasse sich die Zündbedingungen des Dieseldzündstrahles verschlechtern. Um den Verbrennungsschwerpunkt konstant zu halten, wird deshalb mit steigender AGR-Rate die Einspritzlage des Dieseldzündstrahles zunehmend nach früherer gestellt. Bei dieser früheren Einspritzlage ist auch die Temperatur im Zylinder niedriger, wodurch der Zündverzug überproportional ansteigt [16].

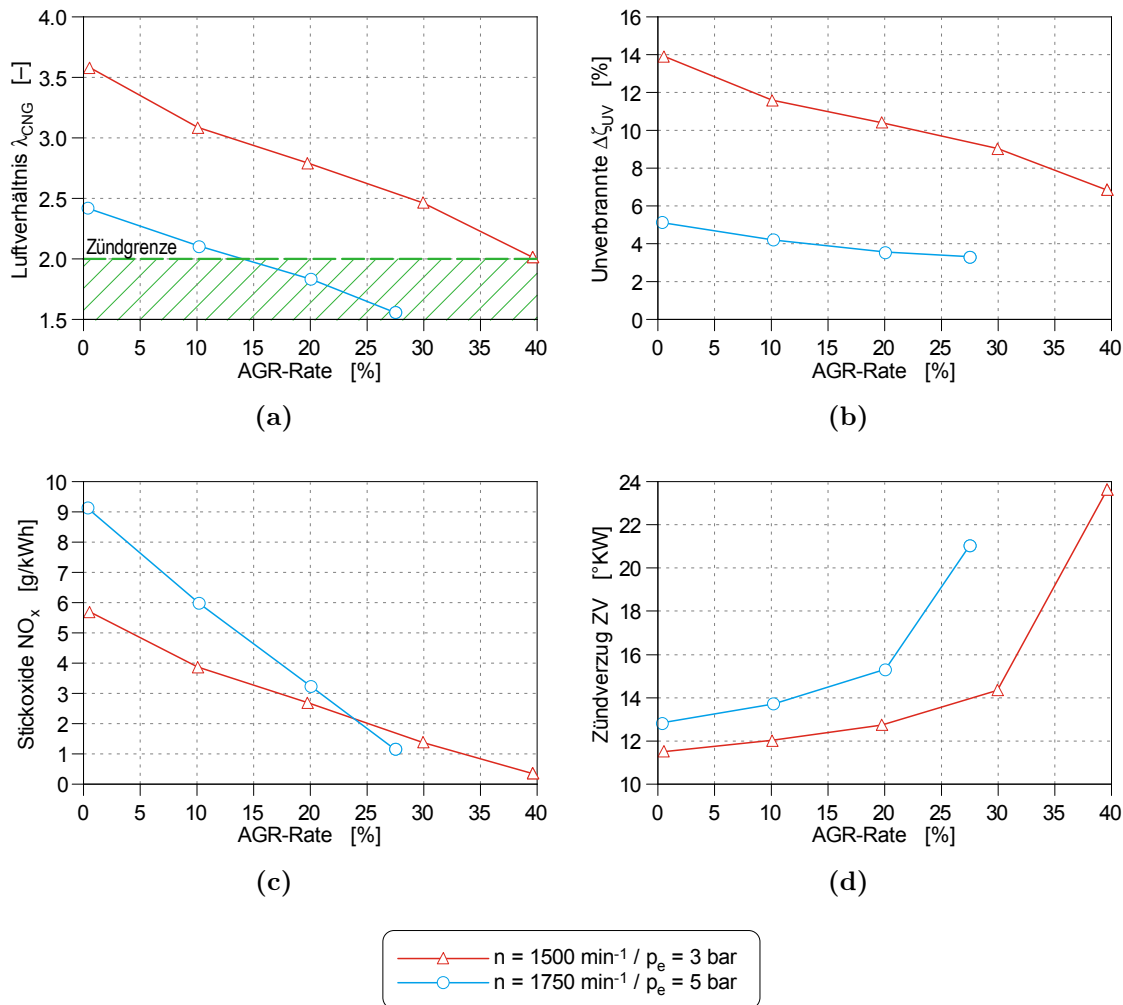


Bild 7.7: (a) Luftverhältnis λ_{CNG} (b) Unverbrannter Anteil $\Delta\zeta_{\text{UV}}$ (c) NO_x -Emissionen (d) Zündverzug ZV unter Variation der AGR-Rate

Die maximale AGR-Rate ergibt sich dadurch, dass bei hohen Raten der Verbrennungsschwerpunkt, trotz früherer Dieseleinspritzlage, nicht mehr konstant gehalten werden kann. Die Verbrennung wird zunehmend instabiler. Dies zeigt sich auch in einem Anstieg der Varianz des indizierten Mitteldrucks. Es kann auch zu Zündaussetzern kommen.

Einfluss der Drallklappenposition

In Tabelle 7.3 sind die Werte jener Parameter aufgelistet, welche für die Variation konstant gehalten wurden.

Tabelle 7.3: Konstante Parameter für Variation der Drallklappenstellung

Parameter	Einheit	$n = 1500 \text{ min}^{-1}$	$n = 1750 \text{ min}^{-1}$
		$p_e = 3 \text{ bar}$	$p_e = 5 \text{ bar}$
p_{22}	bar	1	1
AGR-Rate	%	0	0
Schwerpunktlage	°KW	10	10
Erdgaseinblaselage	°KW	-100	-100
Substitutionsrate	%	80	88

Um das lokale Luftverhältnis λ_{CNG} möglichst in den Bereich der Zündgrenzen des Erdgases herabzusenken, wird im unteren Lastbereich der Motor mit Schichtladung betrieben (siehe später unter „Einfluss der Erdgaseinblaselage“). Grundsätzlich begünstigt die Drallströmung, bei einer zentralen Erdgaseinblaselage, die Ladungsschichtung. Dies resultiert daraus, dass mit zunehmendem Drall der Gasstrahl um die Zylinderachse gebündelt wird. Aufgrund dessen kommt es zu einem erwünschtem Absinken des lokalen Luftverhältnisses λ_{CNG} in diesem Bereich. Mit einer Zunahme des Dralles ist eine bessere Verbrennung erkennbar. Die Brenndauer und die Varianz des indizierte Mitteldruck sinken.

Bild 7.8 zeigt eine CFD-Darstellung für eine ausgeprägte Drallströmung mit einer Erdgaseinblaselage von -80°KW im LP1. Infolge des Dralles kommt es zu einer Bündelung des Erdgas- Luft-Gemisches im Zentrum des Brennraumes. Die Ladung wird in der Mulde gefangen. Im Bereich der Quetschfläche und des Feuerstegs befindet sich kaum Kraftstoff.

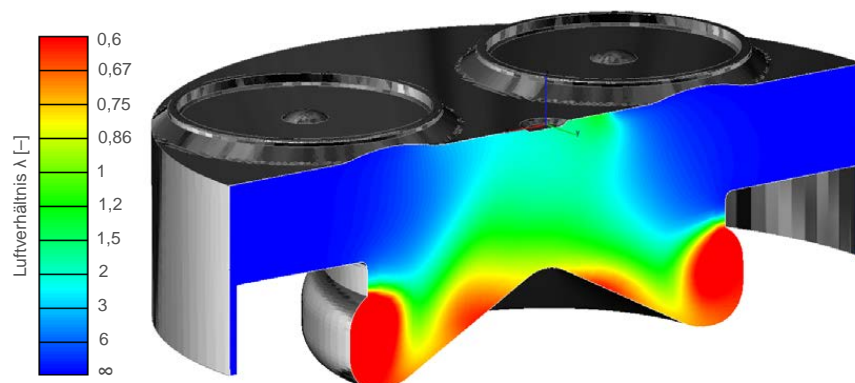


Bild 7.8: CFD-Darstellung für eine ausgeprägte Drallströmung mit einer Erdgaseinblaselage von -80°KW im LP1 [28]

Durch die, bei lokal fetterem Luftverhältnis λ_{CNG} , stabilere Verbrennung wird das eingebrachte Erdgas besser umgesetzt und es kommt zu einer Reduzierung der unverbrannten Bestandteile im Abgas. Die verkürzte Brenndauer führt aber zu erhöhten Spitzentemperaturen, wodurch sich die Bildung der Stickoxide begünstigt. Bild 7.9 zeigt diesen Trade-off zwischen den Unverbrannten $\Delta\zeta_{\text{UV}}$ und den Stickoxiden NO_x .

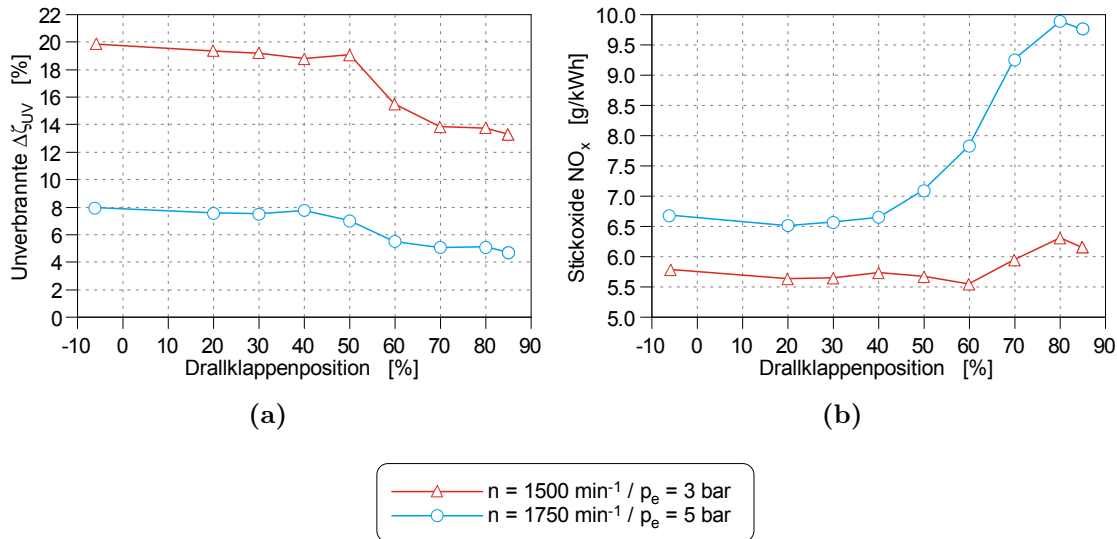


Bild 7.9: (a) Unverbrannter Anteil $\Delta\zeta_{\text{UV}}$ (b) NO_x -Emissionen unter Variation der Drallklappenstellung

Einfluss der Schwerpunktlage

Die Schwerpunktlage der Verbrennung wird durch die Einspritzlage des Dieselpzündstrahles gesteuert, wobei die restlichen Parameter wiederum konstant gehalten werden. In Tabelle 7.4 sind für die dargestellten Betriebspunkte die konstant gehaltenen Parameter aufgelistet.

Tabelle 7.4: Konstante Parameter für Variation der Schwerpunktlage

Parameter	Einheit	$n = 1500 \text{ min}^{-1}$ $p_e = 3 \text{ bar}$	$n = 1750 \text{ min}^{-1}$ $p_e = 5 \text{ bar}$
p_{22}	bar	1	1
AGR-Rate	%	0	0
Drallklappenposition	%	70	70
Erdgaseinblaselage	$^{\circ}\text{KW}$	-100	-100
Substitutionsrate	%	81	88

Die Verschiebung der Schwerpunktlage nach früher wirkt sich wesentlich auf die Spitztemperatur und den Druckverlauf im Brennraum aus. Die Indizierdaten für verschiedene Schwerpunktlagen im LP1 sind in Bild 7.12 dargestellt.

Höhere Temperaturen und Drücke bewirken eine bessere Verbrennung, wodurch es zu einem Absinken der unverbrannten Komponenten im Abgas kommt. Die kürzere Gemischbildungszeit und die damit verbundene bessere Ladungsschichtung führt ebenfalls zu einer Verringerung der Unverbrannten. Die Stickoxidbildung wird durch die erhöhten Spitztemperaturen begünstigt. Bild 7.10 zeigt diesen Trade-off zwischen den unverbrannten Komponenten $\Delta\zeta_{UV}$ und den Stickoxidemissionen NO_x im Abgas.

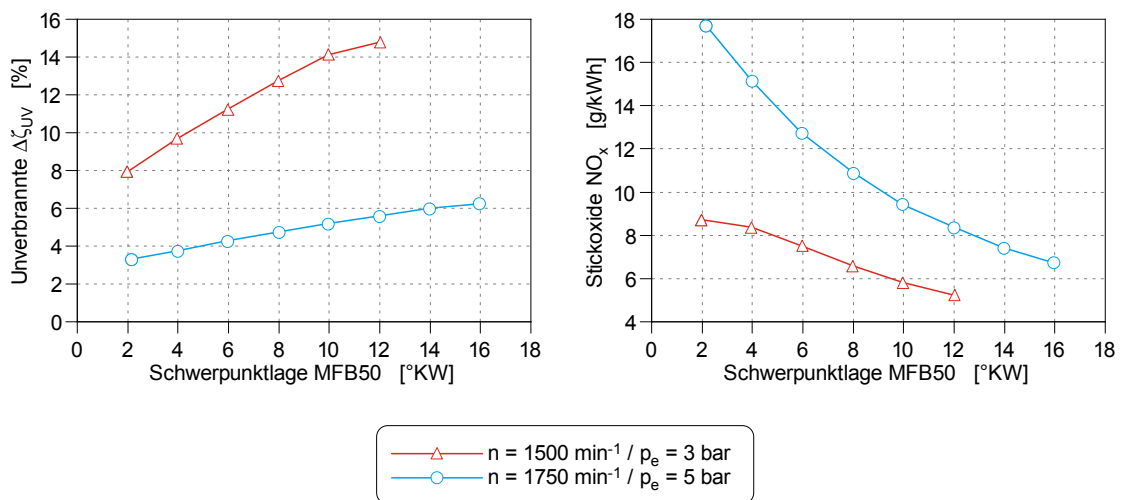


Bild 7.10: (a) Unverbrannter Anteil $\Delta\zeta_{UV}$ (b) NO_x -Emissionen unter Variation der Schwerpunktlage MFB50

Die auf den Wirkungsgrad bezogene optimale Schwerpunktlage liegt kurz nach OT. Bei zu früher Schwerpunktlage kommt es zu einem Abfall aufgrund der Wandwärmeverluste, welche bedingt durch höhere Druck- und Temperaturniveaus ansteigen. Bei einer Verschiebung nach spät erfolgt die Energieumsetzung später und der Gleichraumgrad verringert sich. Auch die Zunahme der Unverbrannten mit späteren Schwerpunktlagen wirkt sich negativ auf den Wirkungsgrad aus. In Bild 7.11 ist der Verlauf des Wirkungsgrades η_e ersichtlich [24].

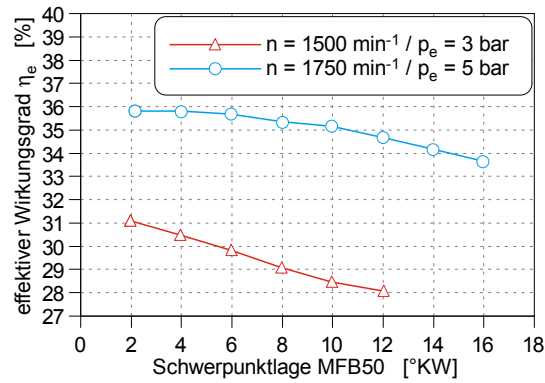


Bild 7.11: eff. Wirkungsgrad η_e unter Variation der Schwerpunktlage MFB50

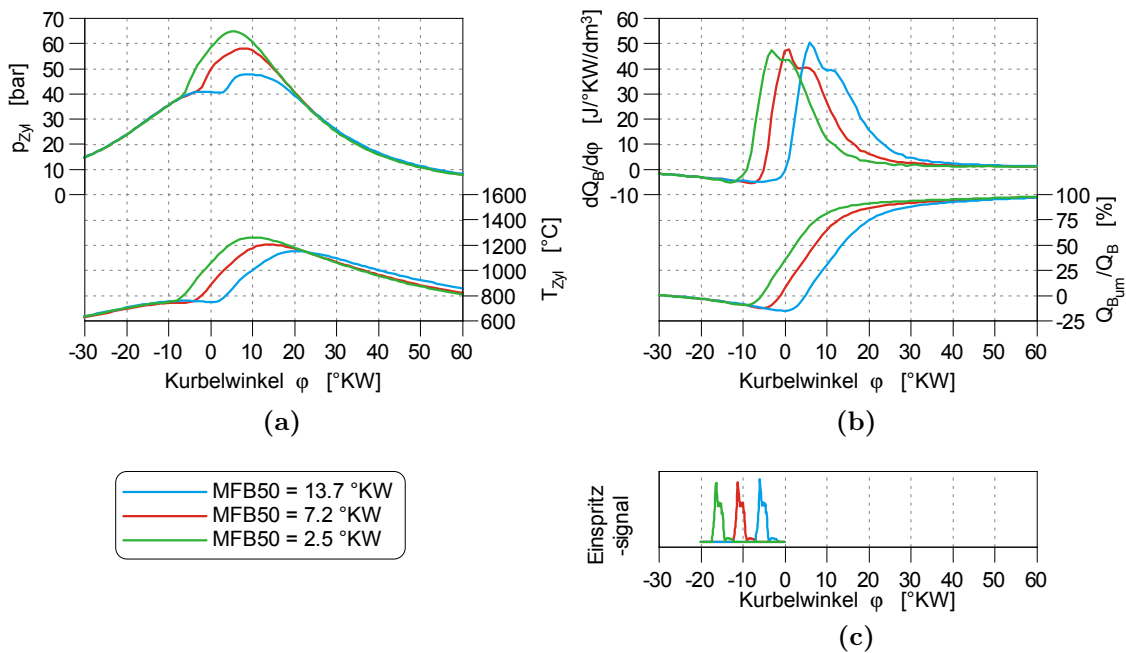


Bild 7.12: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal für unterschiedliche Schwerpunktlagen im LP1

Einfluss der Erdgaseinblaselage

Abschließend wird der Einfluss der Erdgaseinblaselage im unteren Lastbereich untersucht. In Tabelle 7.5 sind die konstant gehaltenen Parameter aufgelistet.

Tabelle 7.5: Konstante Parameter bei Variation des Erdgas-Einblaselage

Parameter	Einheit	$n = 1500 \text{ min}^{-1}$	$n = 1750 \text{ min}^{-1}$
		$p_e = 3 \text{ bar}$	$p_e = 5 \text{ bar}$
p_{22}	bar	1	1
AGR-Rate	%	0	0
Drallklappenposition	%	0	0
Schwerpunktlage	°KW	10	10
Substitutionsrate	%	80	89

Mit späterer Einblaselage wird zunehmend eine bessere Ladungsschichtung erzeugt. Die Zonen in welchen sich das lokale Luftverhältnis λ_{CNG} innerhalb der Zündgrenzen befindet nehmen zu. Eine vollständigere Verbrennung ist die Folge. Aufgrund dessen es zu einer Abnahme der unverbrannten Komponenten im Abgas kommt. Dies führt zu einem ansteigen des Wirkungsgrades. Der Verlauf der Unverbrannten $\Delta\zeta_{\text{UV}}$ und des effektiven Wirkungsgrades η_e ist in Bild 7.13 dargestellt.

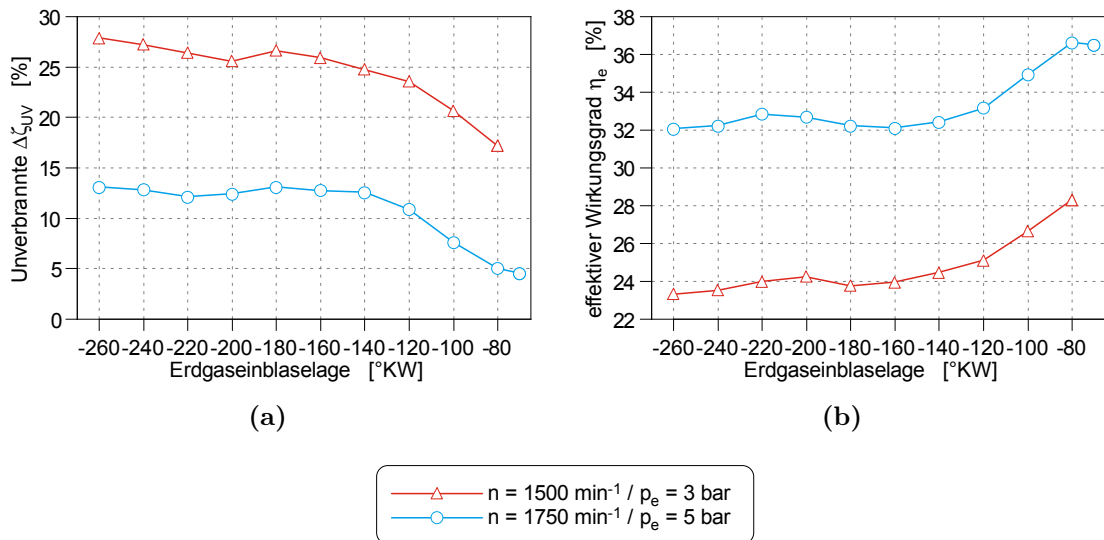


Bild 7.13: (a) Unverbrannter Anteil $\Delta\zeta_{\text{UV}}$ (b) eff. Wirkungsgrad η_e unter Variation der Erdgaseinblaselage

Durch die verbesserte Verbrennung steigt die Spitzentemperatur im Brennraum. Daher ist ein Anstieg der Stickoxidemissionen NO_x erkennbar (siehe Bild 7.14).

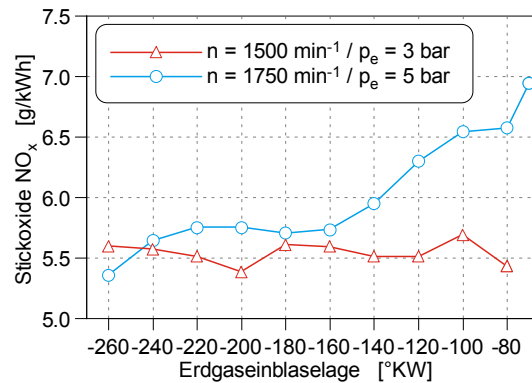


Bild 7.14: NO_x-Emissionen unter Variation des Erdgaseinblaselage

Um die Erdgasmasse reproduzierbar in die Zylinder einzubringen ist ein überkritisches Druckverhältnis notwendig. Der spätest mögliche Zeitpunkt der Erdgaseinblaselage ist durch das Druckgefälle zwischen Injektor und Brennraum bestimmt. Bei zu späten Einblaselagen ist der Druck im Brennraum zu hoch, um es kann keine überkritische Strömung in der Düse erzeugt werden (siehe Kapitel 6.3.5).

7.1.2 Oberer Lastbereich

Die Einflüsse der Parameter im vorangegangenen Unterkapitel haben sich alle auf den unteren Lastbereich bezogen. In welchem das Brennverfahren mit einer mageren Schichtladung betrieben wird. Dieses Unterkapitel behandelt nun den stöchiometrisch homogenen Betrieb, welcher im oberen Lastbereich (oberhalb eines effektiven Mitteldruckes p_e von ca. 7 bar) realisierbar ist.

Wie schon in Kapitel 7.1.1 beschrieben sind die Zündbedingungen von Diesel im wesentlichen von Druck und Temperatur abhängig. Siehe dazu auch Bild 7.4a. Aus diesem Grund ist das minimal erreichbare Luftverhältnis im unteren Lastbereich durch den minimalen Saugrohrdruck begrenzt, bei welchem der Dieseldzündstrahl noch stabil zündet. Dadurch ist in diesem Bereich auch bei starker Androsselung ein stöchiometrischer Betrieb nicht erreichbar. Mit zunehmender Last verschiebt sich das Luftverhältnis bei gleichbleibendem Saugrohrdruck nach unten und ein stöchiometrischer Betrieb ist realisierbar.

Von den drei aus dem NEDC ausgewählten Vergleichspunkten (siehe 6.1) kann nur für LP3 eine Verbrennung mit stöchiometrischen Luftverhältnis erreicht werden. In diesem Punkt wurden die Einflüsse der Drallklappenposition, der Schwerpunktlage und der Erdgaseinblaselage untersucht. Der Saugrohrdruck war durch Regelung auf ein stöchiometrisches Luftverhältnis vorgegeben. Auf eine Abgasrückführung, welche zum größten Teil Auswirkungen auf die NO_x-Emissionen hat, wurde verzichtet. Grund dafür ist die Zulässigkeit der Verwendung eines Dreiwegkatalysators, in welchem NO_x-Konvertierungsraten größer 98 % erreichbar sind. Die Messungen wurden alle mit Ome-

gamulde und einem Verdichtungsverhältnis von 16.5 durchgeführt.

Einfluss der Drallklappenposition

In Tabelle 7.6 sind die bei der Variation des Drallniveaus konstant gehaltenen Werte aufgelistet.

Tabelle 7.6: Konstante Parameter für Variation der Drallklappenstellung

Parameter	Einheit	$n = 2000 \text{ min}^{-1}$ $p_e = 11 \text{ bar}$
AGR-Rate	%	0
Schwerpunktlage	°KW	10
Erdgaseinblaselage	°KW	-300
Substitutionsrate	%	95

Wie schon in Kapitel 7.1.1 erklärt, kommt es unter Einfluss des Dralles zu einer Bündelung des Gasstrahles um die Zylinderachse. Im Gegensatz zum mager geschichteten Betrieb wirkt sich diese Bündelung im stöchiometrisch homogenen Betrieb negativ auf die Gemischbildung aus. Es bilden sich Zonen mit lokal fettem Luftverhältnis, in welchen die Verbrennung aufgrund des lokalen Sauerstoffmangels nur unvollständig ablaufen kann. Durch die daraus resultierenden niedrigeren lokalen Spitzentemperaturen im Brennraum nehmen die NO_x -Emissionen im Abgas mit zunehmendem Drall ab. Im stöchiometrischen Bereich führt ein Absinken des Luftverhältnisses zu einer starken Zunahme der CO-Emissionen. Weshalb auch mit einem Ansteigen der unverbrannten Bestandteile im Abgas zu rechnen ist. Dies trifft bis zu einer Drallklappenstellung von 50 % auch zu. Ab dieser Stellung wird eine erhöhte Turbulenz in der Gemischbildungsphase erzeugt und die Ladungsbewegung läuft günstiger ab. Es kommt in Folge zu einer vollständigeren Verbrennung mit einer kürzeren Brenndauer (siehe Bild 7.16). Die unverbrannten Bestandteile im Abgas nehmen stark ab. Bei 70 % Drall verschlechtert sich die Ladungsbewegung wieder und die Unverbrannten steigen wieder an. Bild 7.15 zeigt den Verlauf der unverbrannten Komponenten $\Delta\zeta_{UV}$ und der NO_x -Emissionen in Abhängigkeit von der Drallklappenstellung.

Das allmähliche Schließen der Drallklappe wirkt sich auf den Ladungswechsel wie eine zunehmende Drosselung aus. Durch diese zunehmende Androsselung kommt es zu einem Anstieg der Ladungswechsellast. In Bild 7.17 ist dieser Zusammenhang ersichtlich. Der Verlauf des Wirkungsgrades ergibt sich aus den Unverbrannten $\Delta\zeta_{UV}$ und der Ladungswechsellast W_{Lw} .

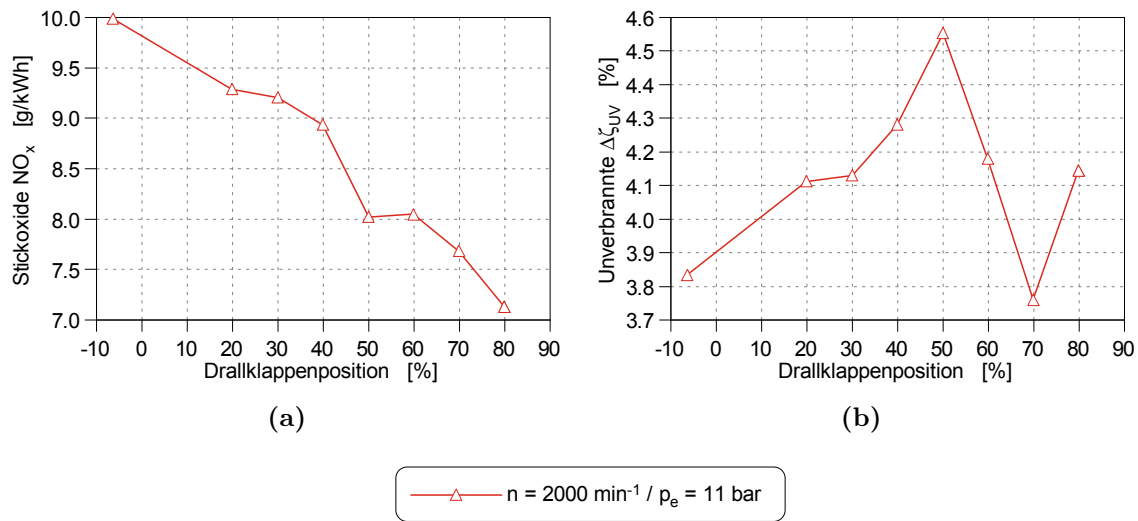


Bild 7.15: (a) NO_x -Emissionen (b) Unverbrannter Anteil $\Delta\zeta_{UV}$ unter Variation der Drallklappenstellung

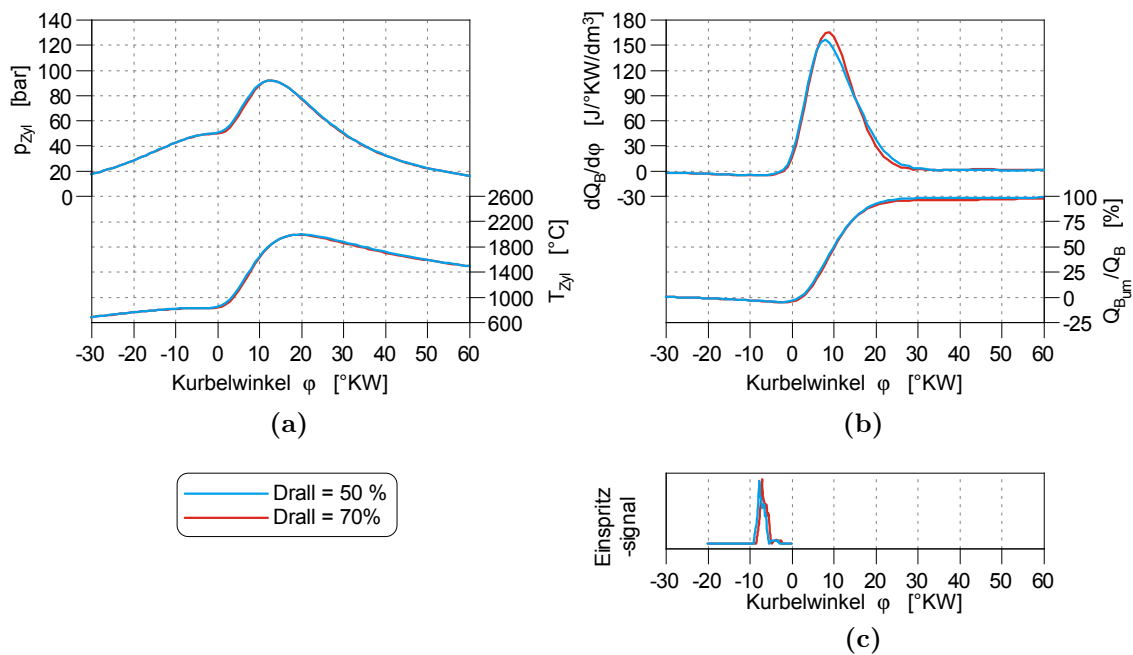


Bild 7.16: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal für unterschiedliche Drallklappenpositionen im LP3

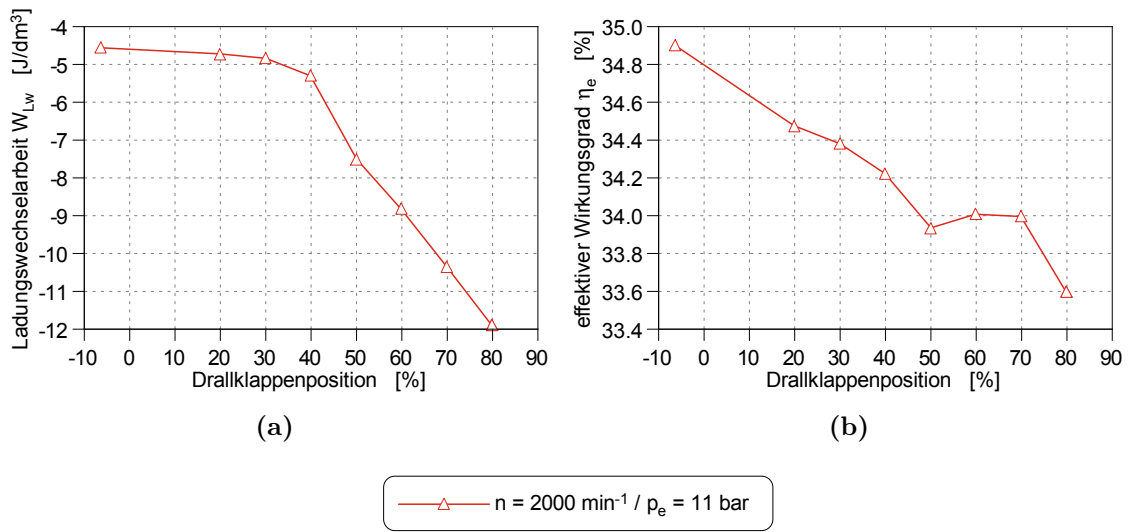


Bild 7.17: (a) Ladungswechselarbeit W_{Lw} (b) eff. Wirkungsgrad η_e unter Variation der Drallklappenstellung

Einfluss der Schwerpunktlage

Die Werte der konstant gehaltenen Parameter bei Variation der Schwerpunktlage sind in Tabelle 7.7 aufgelistet.

Tabelle 7.7: Konstante Parameter für Variation der Schwerpunktlage

Parameter	Einheit	$n = 2000 \text{ min}^{-1}$ $p_e = 11 \text{ bar}$
AGR-Rate	%	0
Drallklappenposition	%	0
Erdgaseinblaselage	°KW	-300
Substitutionsrate	%	95

Wird die Einblaselage des Erdgases konstant gehalten, so steht dem Gemisch bei früheren Schwerpunktlagen weniger Zeit für die Homogenisierung bereit. Die Bereiche mit lokal fettem Gemisch mehren sich. Dies führt zu einer Zunahme der unverbrannten Bestandteile im Abgas. Der Anstieg der NO_x -Emissionen resultiert aus den höheren Spitzentemperaturen bei früheren Schwerpunktlagen. In Bild 7.18 sind die Verläufe ersichtlich.

Bild 7.19 zeigt Indizierdaten für unterschiedliche Schwerpunktlagen im LP3.

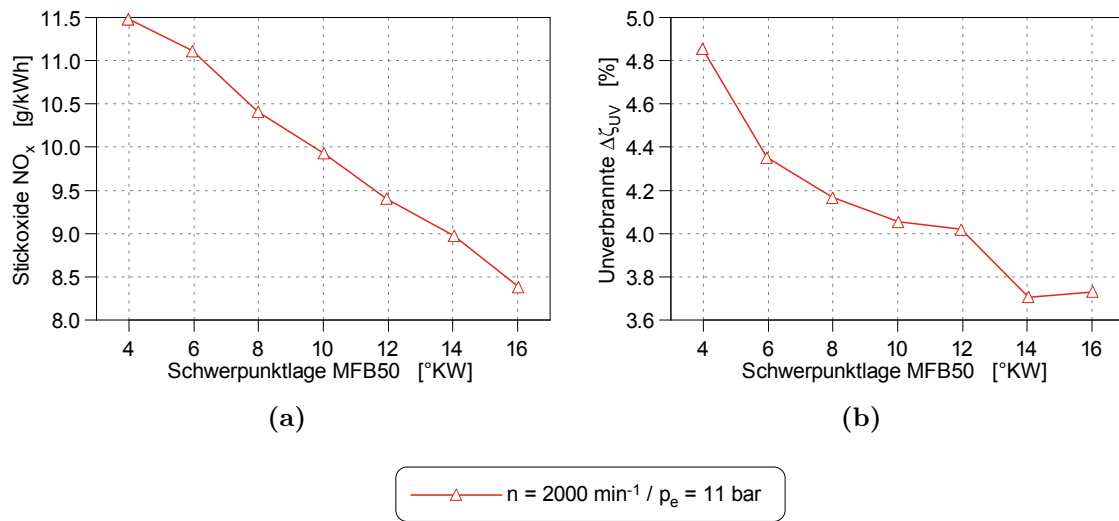


Bild 7.18: (a) NO_x -Emissionen (b) Unverbrannter Anteil $\Delta\zeta_{UV}$ unter Variation der Schwerpunktlage MFB50

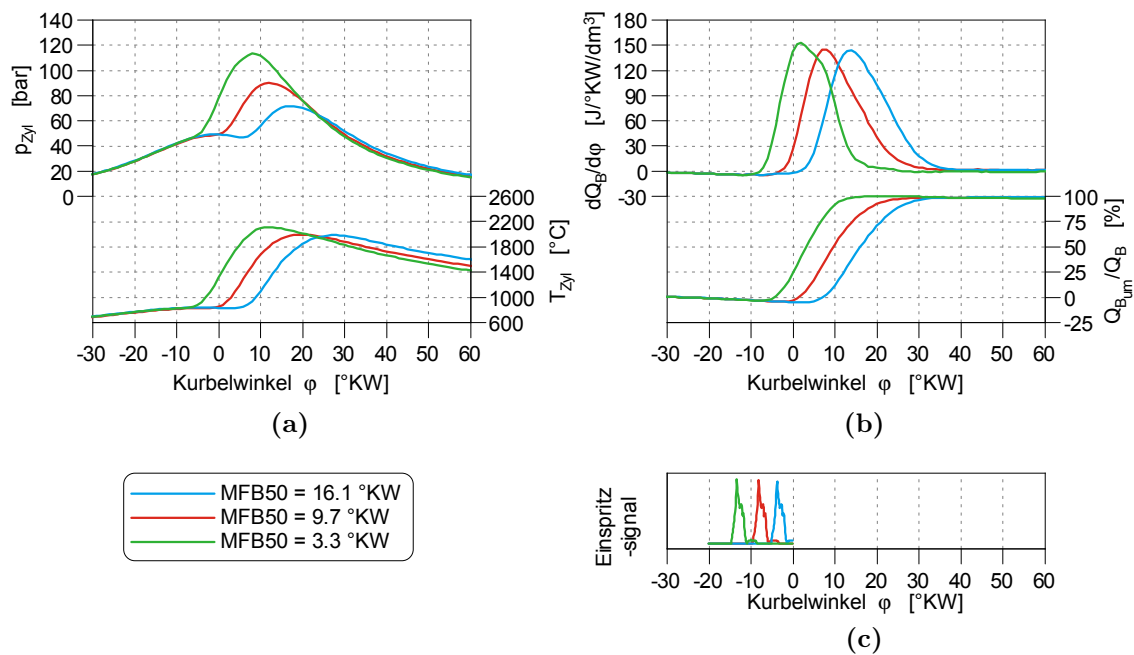


Bild 7.19: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal für unterschiedliche Schwerpunktlagen im LP3

Wie in Kapitel 6.1 bereits beschrieben, hängt der Verlauf des Wirkungsgrades von den Wandwärmeverlusten, dem Gleichraumgrad und den unverbrannten Komponenten ab (siehe Bild 7.20).

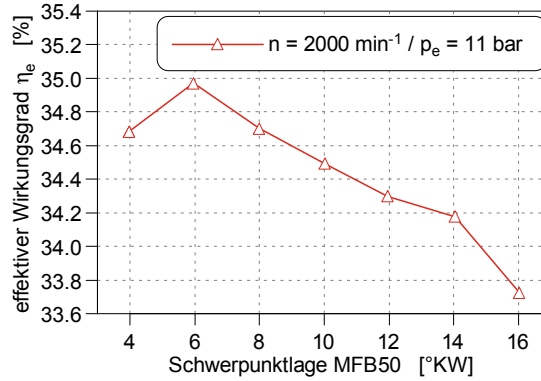


Bild 7.20: eff. Wirkungsgrad η_e unter Variation der Schwerpunktlage MFB50

Einfluss der Erdgaseinblaselage

In Tabelle 7.8 sind die bei der Variation konstant gehaltenen Parameter aufgelistet.

Tabelle 7.8: Konstante Parameter für Variation der Erdgaseinblaselage

Parameter	Einheit	$n = 2000 \text{ min}^{-1}$ $p_e = 11 \text{ bar}$
AGR-Rate	%	0
Drallklappenposition	%	0
Schwerpunktlage	°KW	10
Substitutionsrate	%	95

Die Lage der Erdgaseinblasung beeinflusst maßgeblich die Homogenisierung. Bei später Einblasung steht weniger Zeit für die Gemischbildung zur Verfügung und die Bereiche mit lokal fettem Luftverhältniss nehmen zu. Dies führt zu einer Zunahme der unverbrannten Bestandteile $\Delta\zeta_{UV}$ im Abgas, wie in Bild 7.21 ersichtlich. Die Erhöhung der Unverbrannten bei 360°KW ist dadurch zu erklären, dass das Einlassventil ca. 10°KW nach OT schließt und durch die Spülverluste unverbrannter Kraftstoff in das Abgassystem gelangt.

Der Wirkungsgradverlauf ergibt sich aus den unverbrannten Komponenten $\Delta\zeta_{UV}$. Dieser Zusammenhang ist in Bild 7.21 ersichtlich.

Durch die zunehmende Gemischinhomogenität und der damit verbundenen schlechteren Verbrennung nimmt auch die Spitztemperatur ab, wodurch es zu einer Abnahme der NO_x -Emissionen kommt, wie in Bild 7.22 ersichtlich.

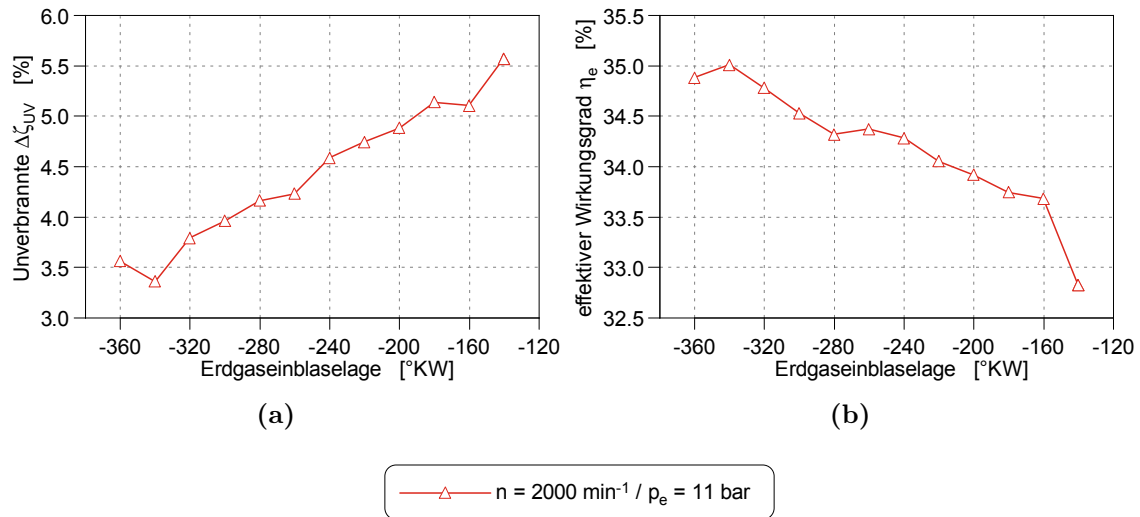


Bild 7.21: (a) Unverbrannter Anteil $\Delta\zeta_{UV}$ (b) eff. Wirkungsgrad η_e unter Variation der Erdgaseinblaselage

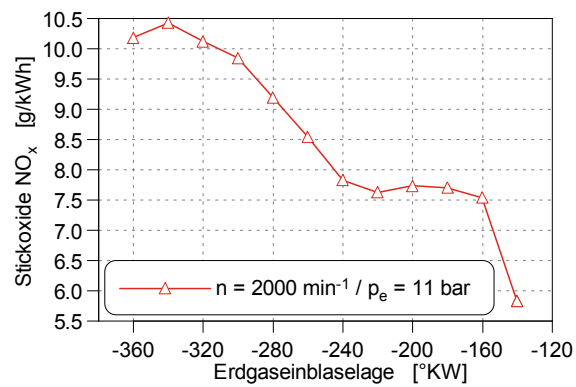


Bild 7.22: NO_x -Emissionen unter Variation der Erdgaseinblaselage

7.1.3 Betriebsstrategie

Die Zündbedingungen des Dieseldzündstrahles hängen von Druck und Temperatur im Brennraum ab (siehe Kapitel 7.1.1). Aus diesem Grund sind der Absenkung des Saugrohrdruckes Grenzen gesetzt, was dazu führt, dass in den niedriglastigen Punkten kein Betrieb mit stöchiometrischem Luftverhältnis realisierbar ist. Der Motor wird mit einem mageren Gemisch betrieben. Im mageren Bereich ist für die Konvertierung der Stickoxidemissionen eine zusätzliche Abgasnachbehandlung notwendig. Zur Zeit kommen zwei Systeme zum Einsatz:

- NO_x-Speicherkatalysatoren
- selektive katalytische Systeme (SCR, Selective Catalytic Reduction)

Die Abgasnachbehandlung wird in dieser Arbeit nicht untersucht. Um trotzdem realistische Werte zu erhalten, werden in den Lastpunkten mit magerem Gemisch die NO_x-Emissionen auf das Niveau des Dieselstandardmotor begrenzt. Ausgehend von diesen Rahmenbedingungen wird das Brennverfahren auf einen minimalen energetischen Anteil an unverbrannten Komponenten im Abgas optimiert.

In den höherlastigen Punkten ist der Betrieb mit stöchiometrischem Luftverhältnis realisierbar und die Reduktion der Abgase erfolgt in einem Dreiwegekatalysator. Dieser erreicht Konvertierungsraten von über 98 %. Aus diesem Grund wird im oberen Lastbereich nicht mehr auf minimale Abgasemissionen, sondern auf maximalen Wirkungsgrad optimiert.

In Bild 7.23 sind die Bereiche des mageren und stöchiometrischen Betriebs im Kennfeld dargestellt.

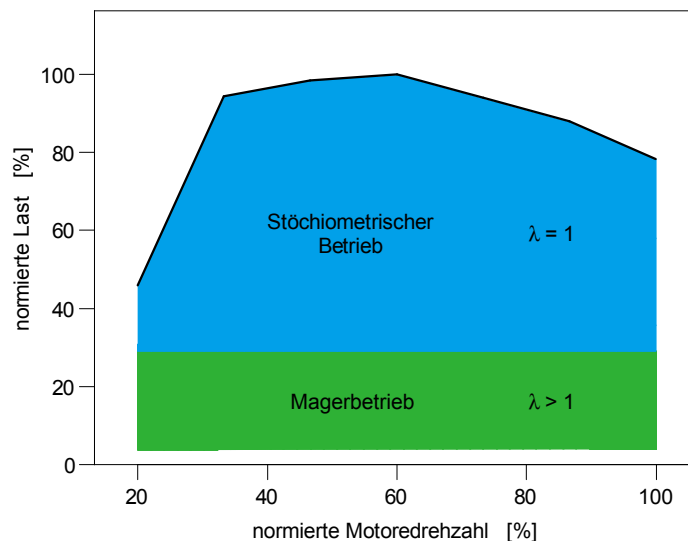


Bild 7.23: Betriebsstrategie für Dual-Fuel-Prozess

7.1.4 Optimierte Lastpunkte mit Standardhardwarekonfiguration

Zur Findung der optimalen Parameterwerte wurde DOE angewendet. In den vorangegangenen Kapiteln 7.1.2 und 7.1.2 wurden die dabei erhaltenen Zusammenhänge plausibilisiert und erklärt. In diesem Kapitel werden nun die optimierten Lastpunkte im Dual-Fuel-Betrieb mit jenen des Dieselstandardmotors und eines Ottomotors verglichen. Der Motor wurde mit Omegamulde und einem Verdichtungsverhältnis ε von 16.5 betrieben. Beim Ottomotor handelt sich um einen Vierzylinder Benzinmotor der selben Leistungsstufe und einem Verdichtungsverhältnis ε von 10.5. Dieser wurde zu einem früheren Zeitpunkt am Institut untersucht.

Mager geschichteter Betrieb

Wie in Kapitel 7.1.3 erläutert werden im Schichtbetrieb die Stickoxidemissionen auf das Niveau vom Dieselstandardbetrieb begrenzt und unter diesen Rahmenbedingungen die unverbrannten Bestandteile im Abgas minimiert. In Tabelle 7.9 sind die Werte der Applikationsparameter für die optimierten Lastpunkte im mager geschichteten Betrieb aufgelistet.

Tabelle 7.9: Parameter für optimierten LP1 und LP2 im Dual-Fuel-Betrieb mit Omegamulde

Parameter	Einheit	$n = 1500 \text{ min}^{-1}$	$n = 1750 \text{ min}^{-1}$
		$p_e = 3 \text{ bar}$	$p_e = 5 \text{ bar}$
Saugrohrdruck	bar	1	1.2
AGR-Rate	%	42	41
Drallklappenposition	%	55	50
Schwerpunktlage	°KW	6.5	7
Erdgaseinblaselage	°KW	-70	-80
Substitutionsrate	%	78.9	85.8
Verdichtungsverhältnis	–	16.5	16.5

In Bild 7.24 sind die Emissionen, der energetische Anteil an unverbrannten Komponenten im Abgas, das globale Luftverhältnis und der Wirkungsgrad im LP1 aufgetragen. Wie im vorangegangenen Kapitel erläutert werden die Lastpunkte im Schichtbetrieb auf den niedrigsten Anteil an unverbrannten Bestandteilen im Abgas optimiert. Gleichzeitig dürfen die NO_x -Emissionen jene des Dieselbetriebes nicht überschreiten. Die unverbrannten Bestandteile könnten also weiter reduziert werden, allerdings würden dann die NO_x -Emissionen ansteigen und jene im Dieselbetrieb übersteigen. Die schlechtere Umsetzung des eingebrachten Brennstoffes im Dual-Fuel-Betrieb gegenüber dem Standarddiesel führt zu höheren CO und HC-Emissionen. Der energetische Anteil an unverbrannten Komponenten im Abgas korreliert mit diesen Emissionen dementsprechend ebenfalls höher. Der geringere Wirkungsgrad gegenüber dem Dieselbetrieb

ist durch den höheren Anteil an Unverbrannten und durch das verringerte globale Luftverhältnis λ erklärbar. Bei den dargestellten CO_2 -Emissionen handelt es sich um keine gemessenen Werte, sondern um berechnete Werte unter der Annahme der vollständigen Umsetzung des eingebrachten Kraftstoffes. Dies wird deshalb gemacht, um die CO_2 -Emissionen unabhängig von den anderen Schadstoffen bewerten zu können. Im LP1 wird der Motor bei Dual-Fuel mit einem energetischen Erdgasanteil von 78.9% betrieben. Theoretisch ist mit dieser Substitutionsrate ein CO_2 -Einsparpotential von 19.7% gegenüber dem Dieselmotor erreichbar. Durch den verringerten effektiven Wirkungsgrad ist eine Reduktion der CO_2 -Emissionen von 19.0% erreichbar.

Der Ottomotor wird in den untersuchten Lastpunkten mit stöchiometrischem Gemisch ($\lambda = 1$) betrieben. In diesem Luftverhältnisbereich steigen die CO -Emissionen stark an, weshalb auch die höheren Emissionen dieser Komponente des Ottomotors gegenüber dem Dual-Fuel-Verfahren erklärbar ist. Das niedrigere Luftverhältnis λ des Ottos führt auch zu höheren Spitzentemperaturen im Abgas, welche wiederum höhere NO_x -Emissionen bewirken. Der energetische Anteil an unverbrannten Komponenten im Abgas ergibt sich aus den CO und HC -Emissionen. Der niedrigere Wirkungsgrad des Ottos erklärt sich aus dem niedrigeren Verdichtungsverhältnis ε , dem geringeren Luftverhältnis λ und dem höheren Anteil an unverbrannten Komponenten $\Delta\zeta_{UV}$ im Abgas. Gegenüber dem Ottomotor emittiert das Dual-Fuel-Verfahren 26.9% weniger CO_2 .

Der prognostizierte CO_2 -Vorteil im Betrieb mit Dual-Fuel bestätigt sich sowohl im Vergleich zum Dieselmotor (19.0%) als auch zum Ottomotor (26.9%). Gegenüber dem Ottomotor erhöht er sich aufgrund des Wirkungsgradvorteils signifikant.

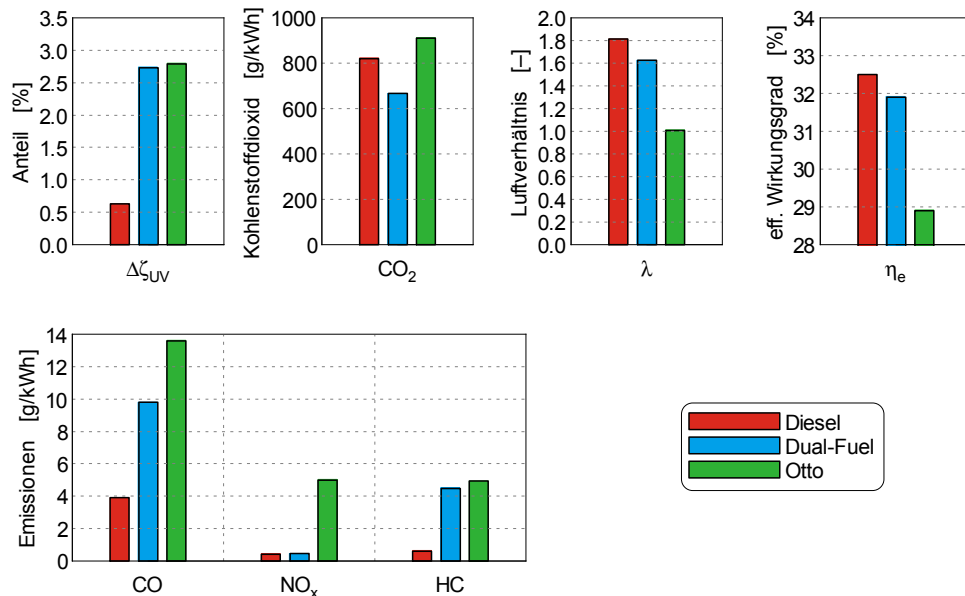


Bild 7.24: LP1 im Vergleich zum Dieselstandardmotor und Ottomotor

In Bild 7.24 sind die Indizierdaten für LP1 ersichtlich. Deutlich zu erkennen ist die frühere Schwerpunktlage und schnellere Energieumsetzung im Dual-Fuel-Betrieb. Beides wirkt sich positiv auf den Wirkungsgrad aus. Die Zylindertemperaturen und -drücke befinden sich in der Ansaugphase für beide Brennverfahren auf gleichem Niveau. Die höhere Spitztemperatur im Dual-Fuel-Prozess resultiert aus dem geringeren Luftverhältnis.

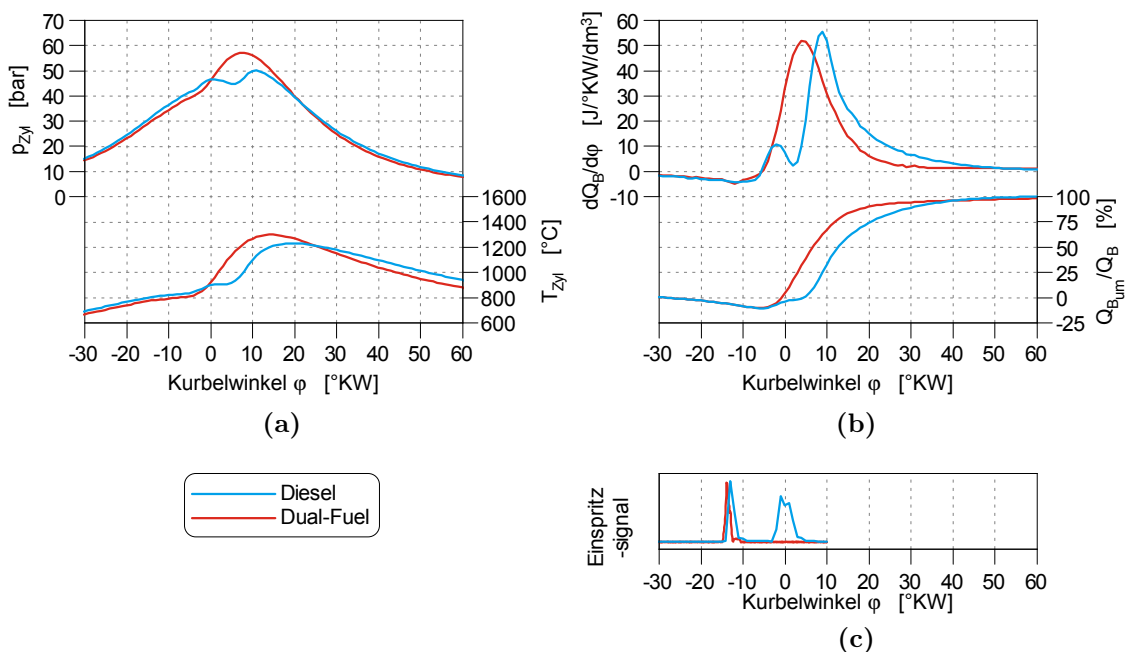


Bild 7.25: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal im optimierten LP1 für Dieselstandard- und Dual-Fuel-Betrieb

In den Bildern 7.26 und 7.27 sind die Werte des LP2 aufgetragen. In diesem Lastpunkt beträgt der energetische Erdgasanteil 85.8 %. Es sind die gleichen Abhängigkeiten wie im LP1 ersichtlich. Das berechnete CO_2 Einsparpotential von 19.0 % ist, aufgrund des schlechteren effektiven Wirkungsgrades im Dual-Fuel-Betrieb gegenüber Diesel, geringer als das Mögliche, welches 21.5 % beträgt. Gegenüber dem Ottomotor wird eine CO_2 -Einsparung von 33.5 % erreicht.

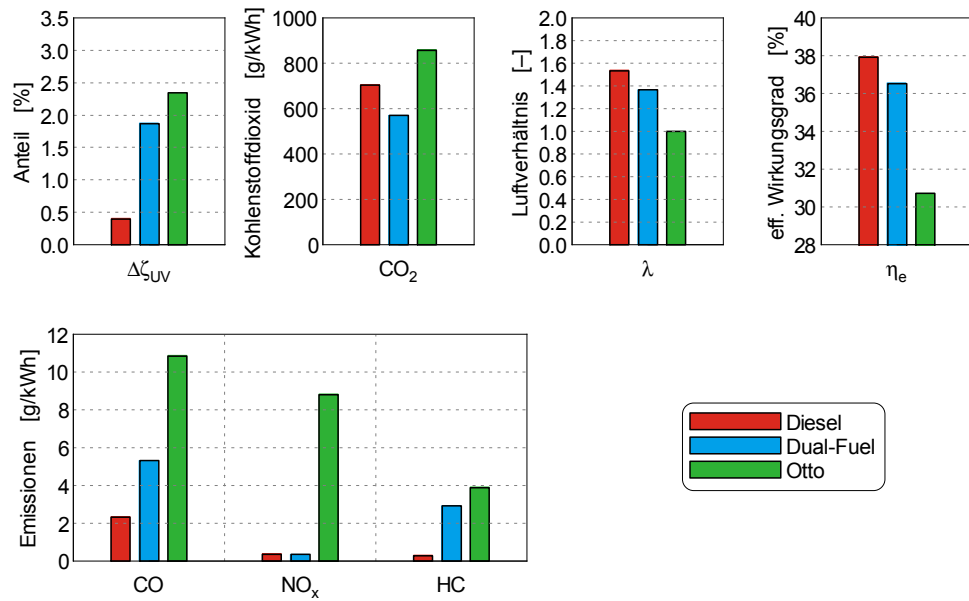


Bild 7.26: LP2 im Vergleich zum Dieselstandardmotor und Ottomotor

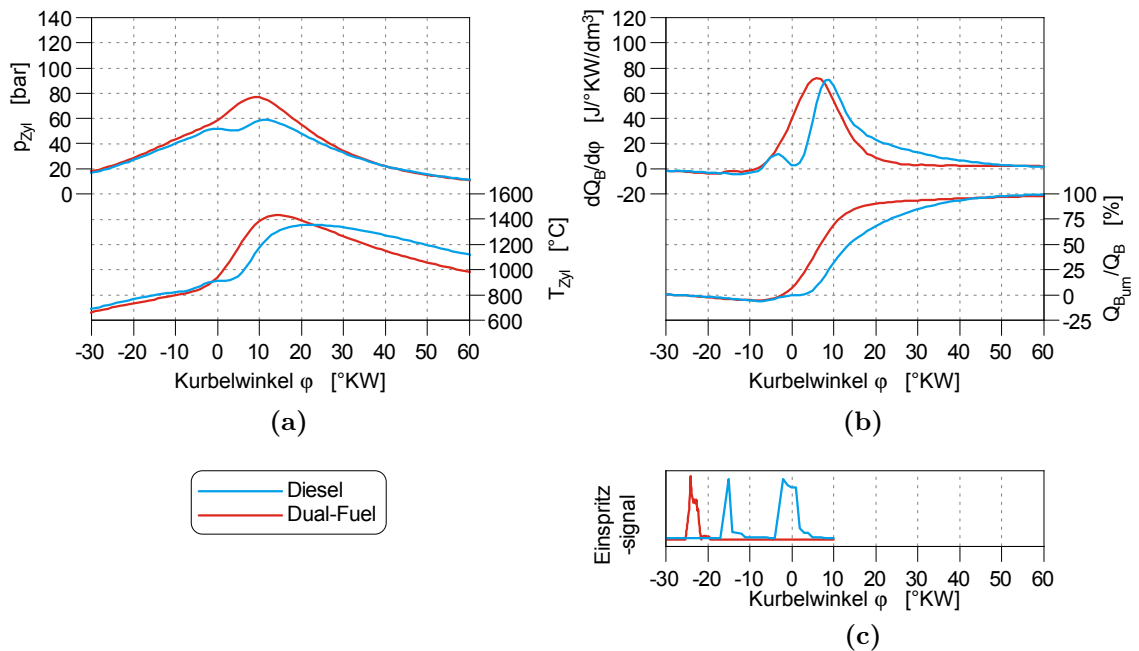


Bild 7.27: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal im optimierten LP2 für Dieselstandard- und Dual-Fuel-Betrieb

Stöchiometrisch homogener Betrieb

Im höherlastigen Lastbereich ist stöchiometrischer Betrieb realisierbar, wodurch der Einsatz eines Dreiwegekatalysators möglich ist. Aufgrund der sehr guten Konvertierung der Schadstoffe im Dreiwegekatalysator werden die Lastpunkte im Gegensatz zum Betrieb mit magerer Schichtladung nicht mehr auf die NO_x -Emissionen und die unverbrannten Bestandteile im Abgas optimiert, sondern auf den höchsten effektiven Wirkungsgrad. In Tabelle 7.10 sind die Parametereinstellungen für den optimierten LP3 aufgelistet.

Tabelle 7.10: Parameter für optimierten LP3 im Dual-Fuel-Betrieb mit Standardkolben

Parameter	Einheit	$n = 2000 \text{ min}^{-1}$ $p_e = 11 \text{ bar}$
Saugrohrdruck	bar	1.2
AGR-Rate	%	0
Drallklappenposition	%	0
Schwerpunktlage	°KW	7
Erdgaseinblaselage	°KW	-300
Substitutionsrate	%	93.9
Verdichtungsverhältnis	–	16.5

Die CO -Emissionen des Dual-Fuel-Verfahrens sind um das Vielfache höher als jene des Dieselstandardmotors. Dies begründet sich darin, dass die CO -Emissionen um das stöchiometrische Luftverhältnis λ stark ansteigen. Schlechtere Umsetzung des Kraftstoffes im Dual-Fuel-Betrieb, gegenüber dem Dieselstandardmotor führt zu höheren HC -Emissionen. Der energetische Anteil an unverbrannten Komponenten im Abgas ergibt sich aus den CO und HC -Emissionen. Das niedrigere Luftverhältnis λ im Dual-Fuel-Verfahren gegenüber dem Dieselbetrieb führt zu höheren Spitzentemperaturen, was wiederum zu höheren NO_x -Emissionen führt. Der niedrigere Wirkungsgrad für das Dual-Fuel-Verfahren gegenüber dem Diesel erklärt sich aus dem geringeren Luftverhältnis λ und dem höheren Anteil an unverbrannten Komponenten. Der energetische Erdgasanteil im Dual-Fuel-Prozess beträgt 94%. Theoretisch wäre im Vergleich zum Dieselbetrieb eine CO_2 -Minderung von 23.5% erreichbar. Die tatsächliche beträgt aufgrund des schlechteren Wirkungsgrades 19.9%. Gegenüber dem Ottomotor ist eine CO_2 -Reduktion von 26.3% erreichbar. Somit bestätigt sich auch für den im Dual-Fuel-Modus stöchiometrisch homogen betriebenen LP3 der prognostizierte CO_2 -Vorteil.

Die für LP3 dargestellten Indizierdaten in Bild 7.29 zeigen für den den Dual-Fuel-Prozess gegenüber dem Dieselmotor einen deutlich geringeren Druckverlauf während der Kompressionsphase. Dieser niedrigere Druck ist erforderlich um ein stöchiometrisches Luftverhältnis ($\lambda = 1$) zu realisieren. Mit Hilfe der Ladeluftkühlung wird die Temperatur vor der Drossel auf konstante Werte geregelt, weshalb in der Kompressionsphase der Temperaturverlauf beider Betriebsarten auf selbem Niveau liegt.

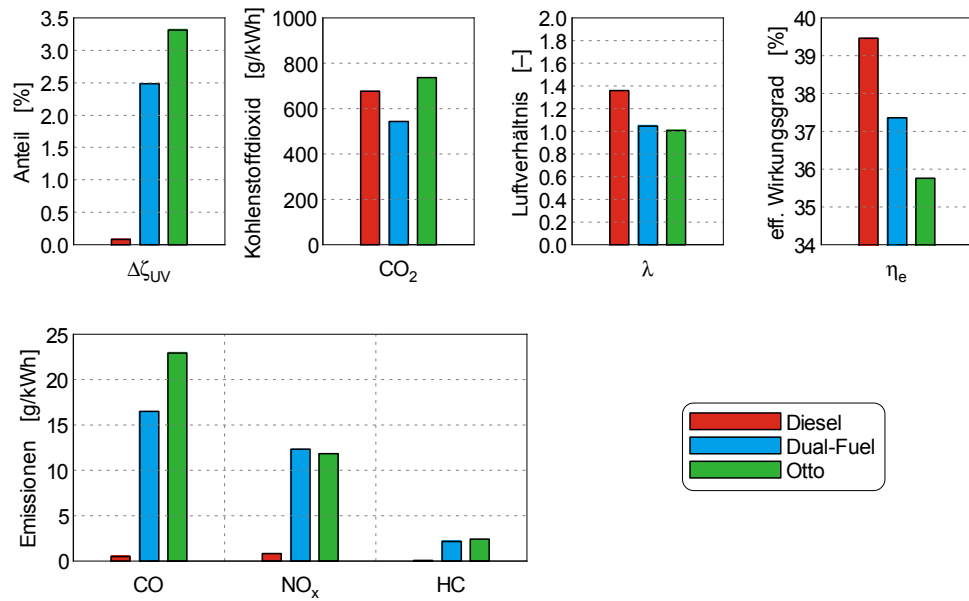


Bild 7.28: LP3 im Vergleich zum Dieselstandardmotor und Ottomotor

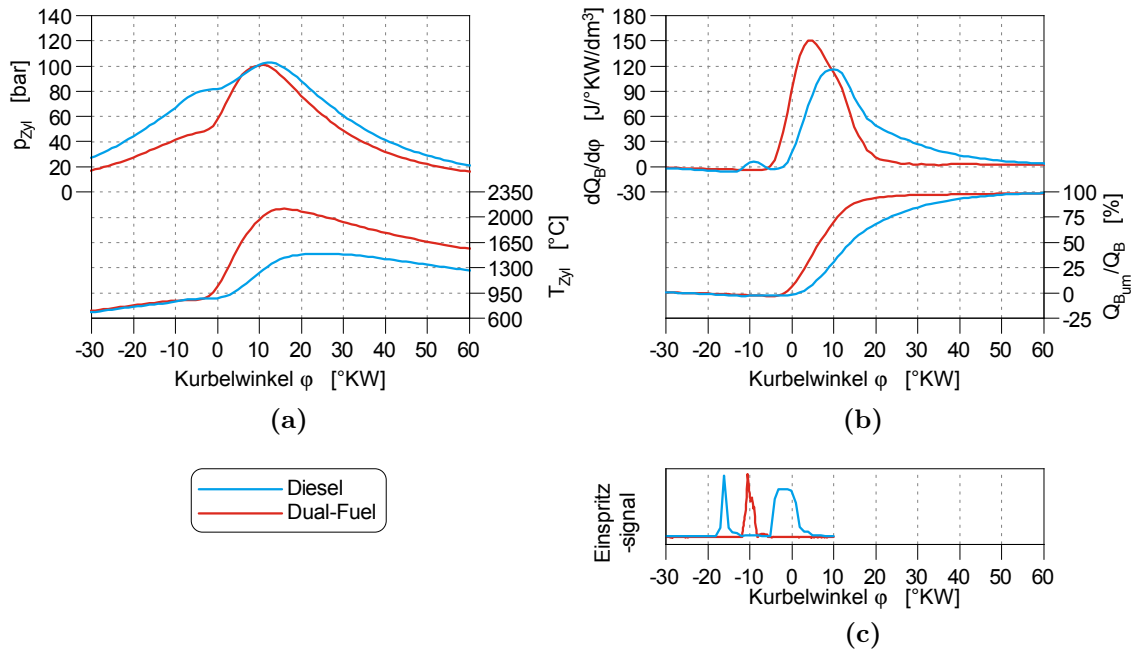


Bild 7.29: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal im optimierten LP3 für Dieselstandard- und Dual-Fuel-Betrieb

7.1.5 Vergleich der Kolbenformen

Im LP2 durchgeführte CFD-Simulationen prognostizieren für die Topfmulde anstelle der Omegamulde eine bessere Gemischbildung [28]. Weshalb diese Kolbenform ebenfalls am Motorenprüfstand untersucht wurde. Zur Findung der optimalen Parameterkonfigurationen wurde wieder ein DOE-Model verwendet. Wobei der Saugrohrdruck p_{22} , die AGR-Rate, die Drallklappenposition, die Schwerpunktlage MFB50 und die Erdgaseinblaselage als variierbare Parameter definiert wurden. Es ergaben sich die gleichen Zusammenhänge wie beim Standardkolben, welche bereits in den vorangegangenen Kapiteln beschrieben wurden. In diesem Kapitel werden nun die untersuchten Lastpunkte der Topfmulde mit denen der Standardmulde verglichen.

In Tabelle 7.11 sind die Werte der Applikationsparameter für die optimierten Lastpunkte aufgelistet.

Tabelle 7.11: Parameter für optimierte Lastpunkte im Dual-Fuel-Betrieb mit Topfmulde

Parameter	Einheit	$n = 1500 \text{ min}^{-1}$	$n = 1750 \text{ min}^{-1}$	$n = 2000 \text{ min}^{-1}$
		$p_e = 3 \text{ bar}$	$p_e = 5 \text{ bar}$	$p_e = 11 \text{ bar}$
Saugrohrdruck	bar	1	1.3	1.2
AGR-Rate	%	40	40.5	0
Drallklappenposition	%	0	0	0
Schwerpunktlage	°KW	6.5	10.5	8
Erdgaseinblaselage	°KW	-70	-70	-300
Substitutionsrate	%	77.4	85.8	94.2
Verdichtungsverhältnis	–	16.5	16.5	16.5

In Bild 7.30 sind Werte für die optimierten drei Lastpunkte ersichtlich. LP1 und LP2 sind Betriebspunkte mit magerer Schichtladung, welche auf den minimalen energetischen Anteil an unverbrannten Komponenten im Abgas, bei Begrenzung der NO_x -Emissionen auf Dieselniveau, optimiert wurden. Es zeigt sich, dass bei Verwendung der Topfmulde der Anteil an Unverbrannten tendenziell höher ist als bei der serienmäßigen Omegamulde. LP3 wird mit stöchiometrisch homogener Ladung betrieben, welcher auf den höchsten effektiven Wirkungsgrad optimiert wurde. In diesem Lastpunkt ergibt der Betrieb mit Topfmulde einen niedrigeren effektiven Wirkungsgrad als mit Verwendung der Omegamulde.

Die Indizierdaten der Optimalpunkte sind in den Bildern 7.31 bis 7.33 abgebildet.

Abschließend kann gesagt werden, dass bei durchaus ähnlichen Brennverläufen die Verwendung der Topfmulde nachteilig ist. Dies weist auf eine schlechtere Gemischbildung hin. Der Dual-Fuel-Betrieb mit Topfmulde ergibt keine Vorteile.

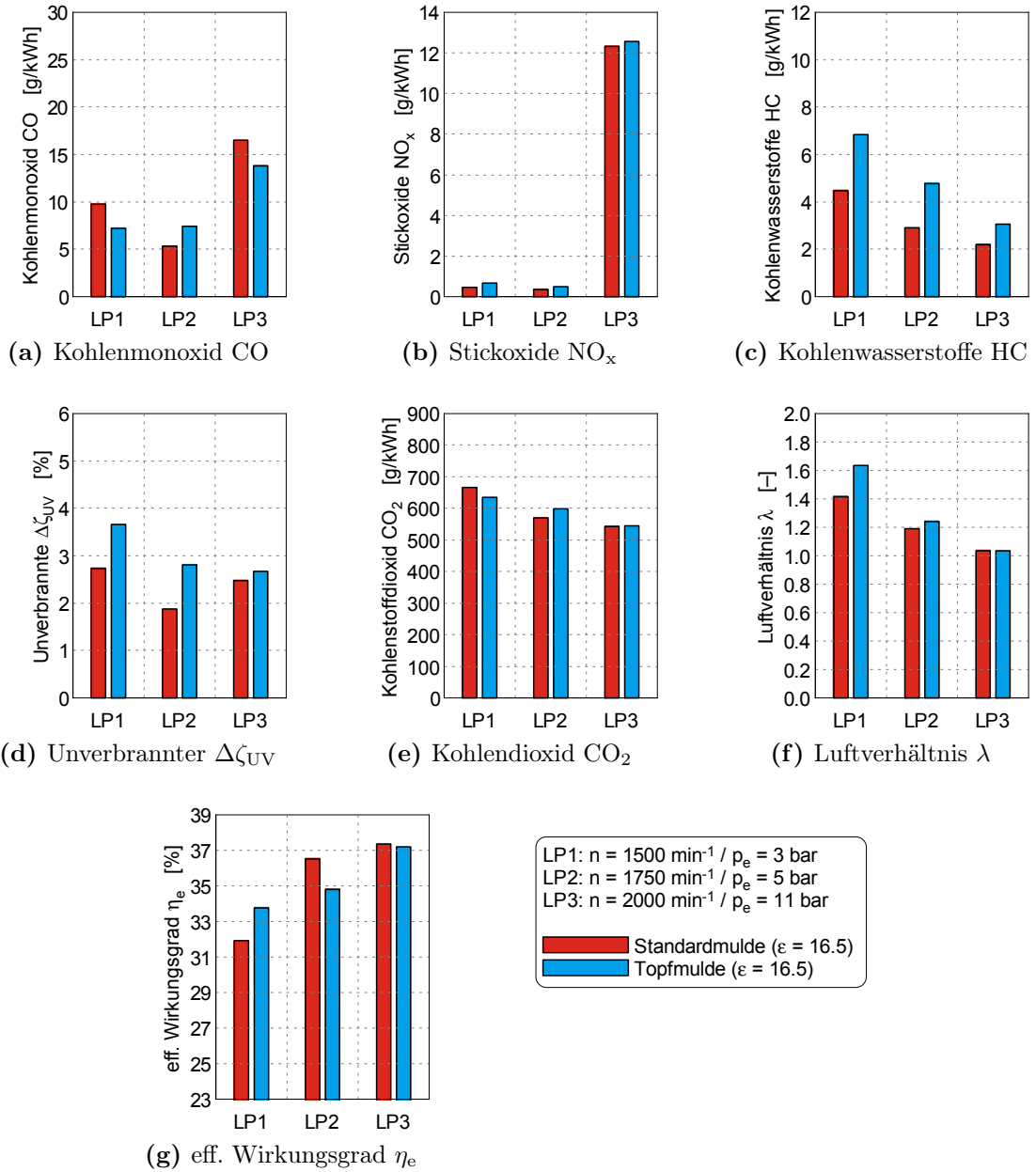


Bild 7.30: Ergebnisse für die Omegamulde ($\epsilon=16.5$) und die Topfmulde ($\epsilon = 16.5$) in den optimierten Lastpunkten

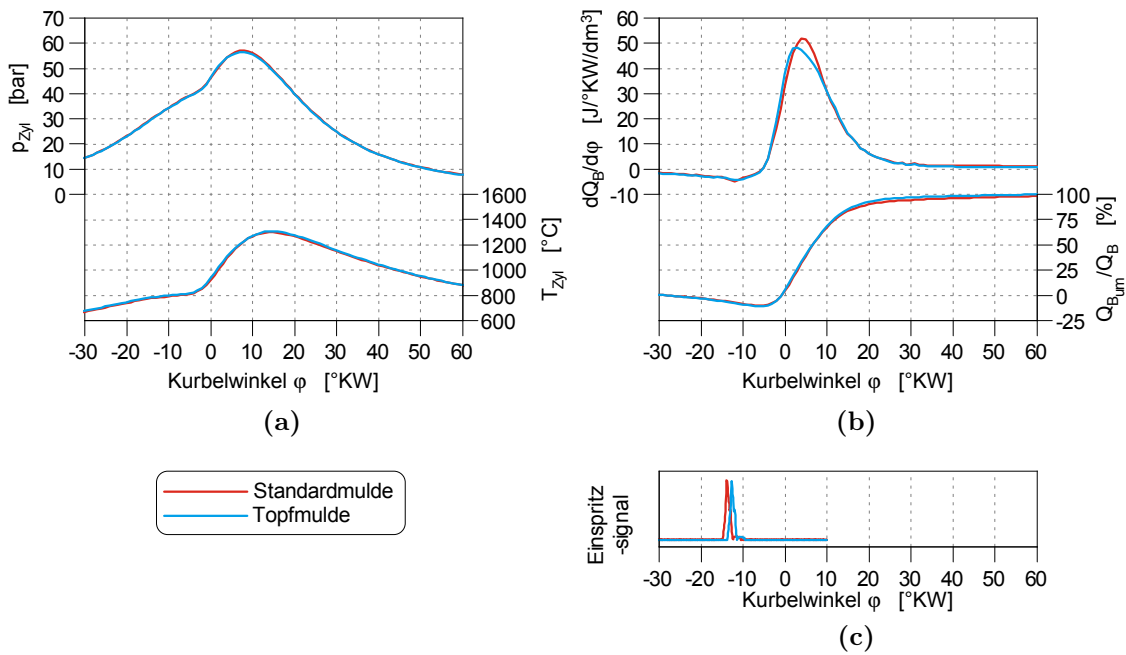


Bild 7.31: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal im optimierten LP1 für Omega- und Topfmulde

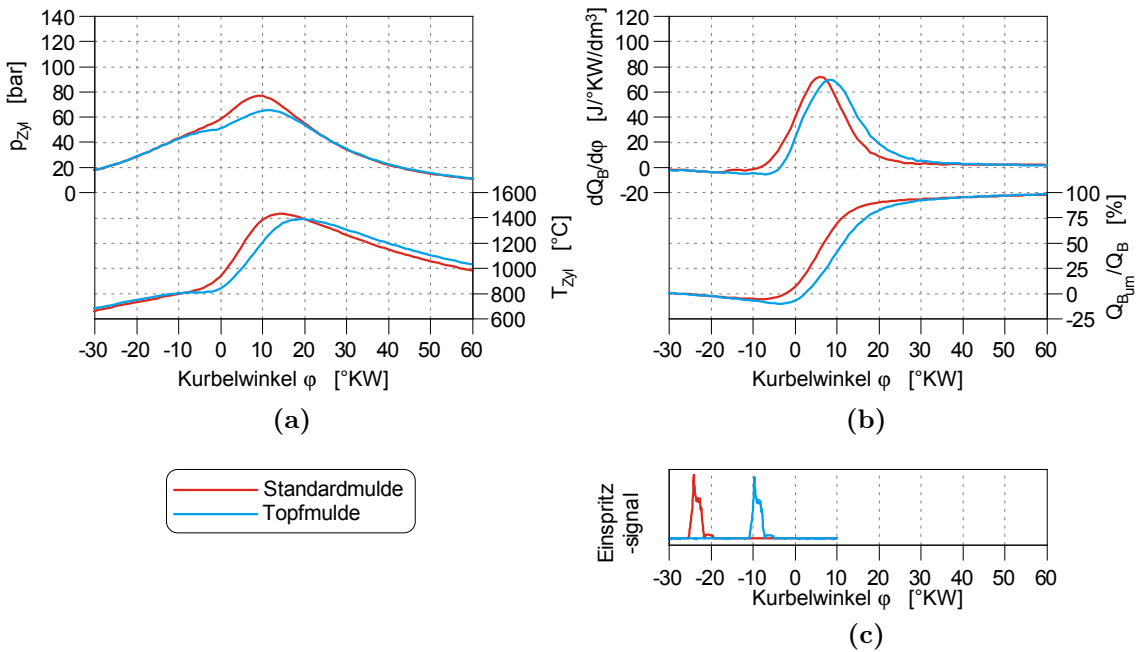


Bild 7.32: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal im optimierten LP2 für Omega- und Topfmulde

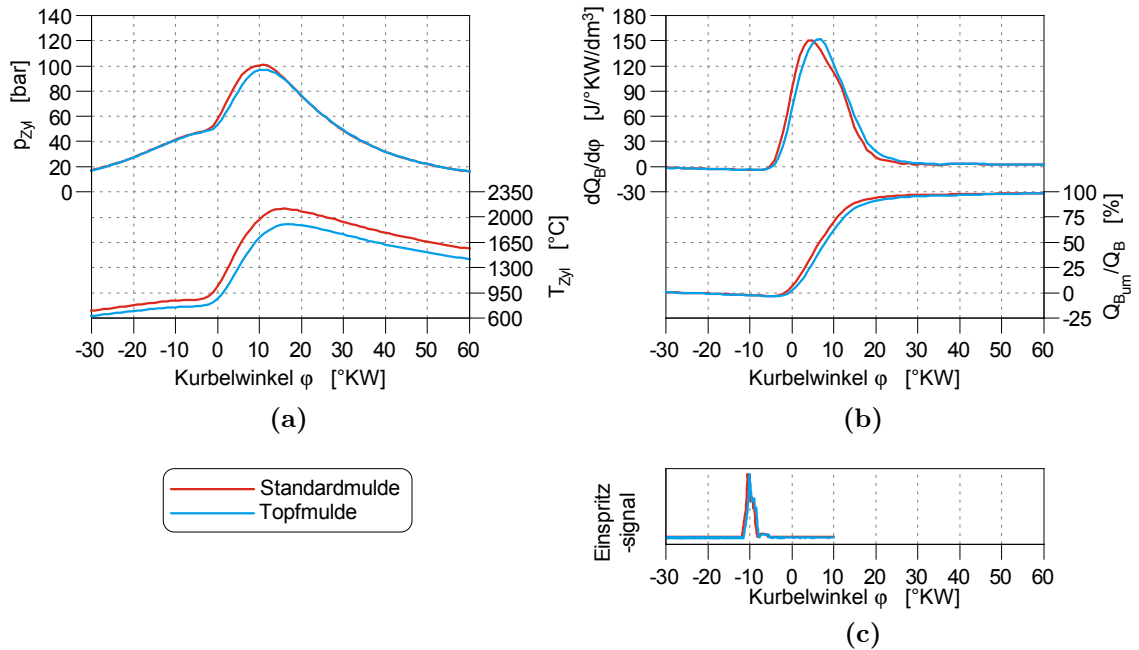


Bild 7.33: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal im optimierten LP3 für Omega- und Topfmulde

7.1.6 Vergleich der Verdichtungsverhältnisse

Bei Betrieb mit einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 16.5$ wurde in den höher belasteten Lastpunkten Klopfen festgestellt. Zur Verringerung der Klopfneigung wurde das Verdichtungsverhältnis auf $\varepsilon = 14.5$ verringert. In diesem Kapitel werden die optimierten Lastpunkte mit Omegamulde und einem verringertem Verdichtungsverhältnis untersucht. Zur Findung der Bestpunkte wurde DOE angewendet. In Tabelle 7.12 sind die Werte für die optimierten Lastpunkte eingetragen.

Tabelle 7.12: Parameter für optimierte Lastpunkte im Dual-Fuel Betrieb mit $\varepsilon = 14.5$

Parameter	Einheit	$n = 1500 \text{ min}^{-1}$	$n = 1750 \text{ min}^{-1}$	$n = 2000 \text{ min}^{-1}$
		$p_e = 3 \text{ bar}$	$p_e = 5 \text{ bar}$	$p_e = 11 \text{ bar}$
Saugrohrdruck	bar	0.987	1.215	1.288
AGR-Rate	%	40.33	37.33	0
Drallklappenposition	%	40	30	30
Schwerpunktlage	°KW	11.16	12	12
Erdgaseinblaselage	°KW	-100	-75	-300
Substitutionsrate	%	64.3	80.1	94.3

Die Bilder 7.34 bis 7.37 zeigen Ergebnisse für die untersuchten Lastpunkte. Durch das verringerte Verdichtungsverhältnis reduziert sich der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors, daraus resultieren, wie im Bild 7.35 zu erkennen, die niedrigeren effektiven Wirkungsgrade. Dies führt wiederum zu höheren CO_2 -Emissionen, welche aus der vollständigen Umsetzung des eingebrachten Brennstoffes berechnet werden. Trotz nahezu gleichen Saugrohrdrücken ist der Druck zum Zeitpunkt der Dieseleinspritzung bei geringerem Verdichtungsverhältnis niedriger. Die Zündbedingungen verschlechtern sich, weshalb in den niedriglastigen Betriebspunkten der energetische Erdgasanteil reduziert werden muss. Diese Reduzierung führt zusammen mit dem verringerten Wirkungsgrad zu einem drastischen Abfall des CO_2 -Einsparpotentials vom Dual-Fuel-Verfahren gegenüber Diesel. In Tabelle 7.13 sind die Substitutionsraten und CO_2 -Einsparpotentiale aufgelistet. Dieses große Einbußen in der CO_2 -Einsparung spricht nicht für eine Reduzierung des Verdichtungsverhältnisses um Klopfen zu vermeiden. Zur Vermeidung sind andere Maßnahmen wie Millersteuerzeiten oder eine Verringerung des energetischen Erdgasanteiles zu untersuchen.

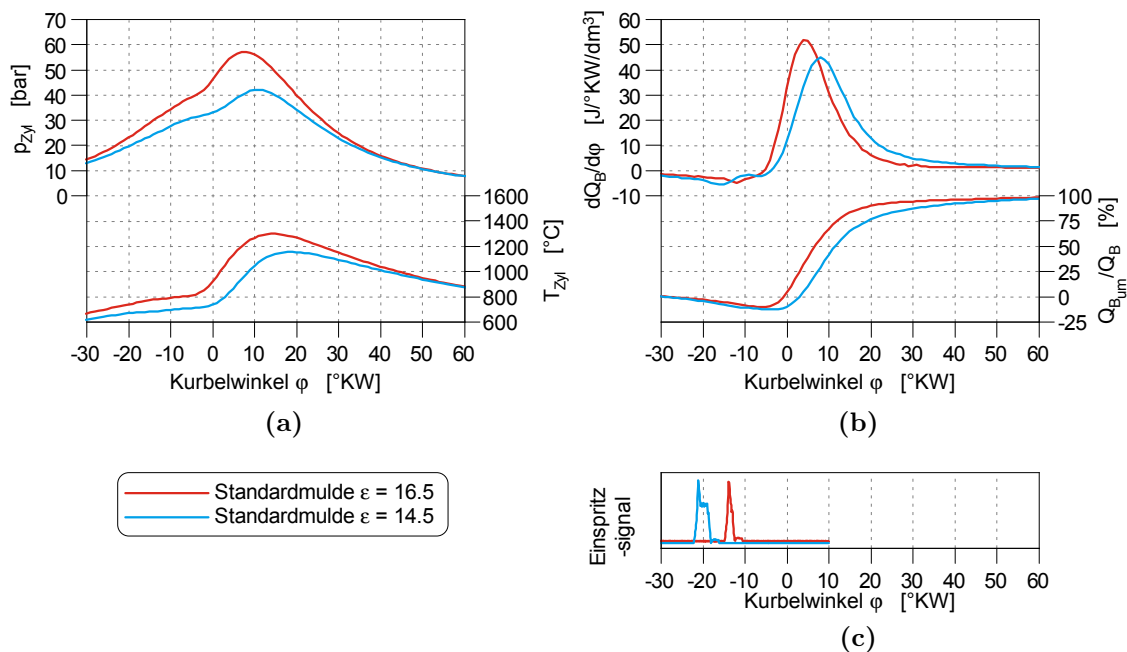


Bild 7.34: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal im optimierten LP1 für $\epsilon=16.5$ und $\epsilon=14.5$

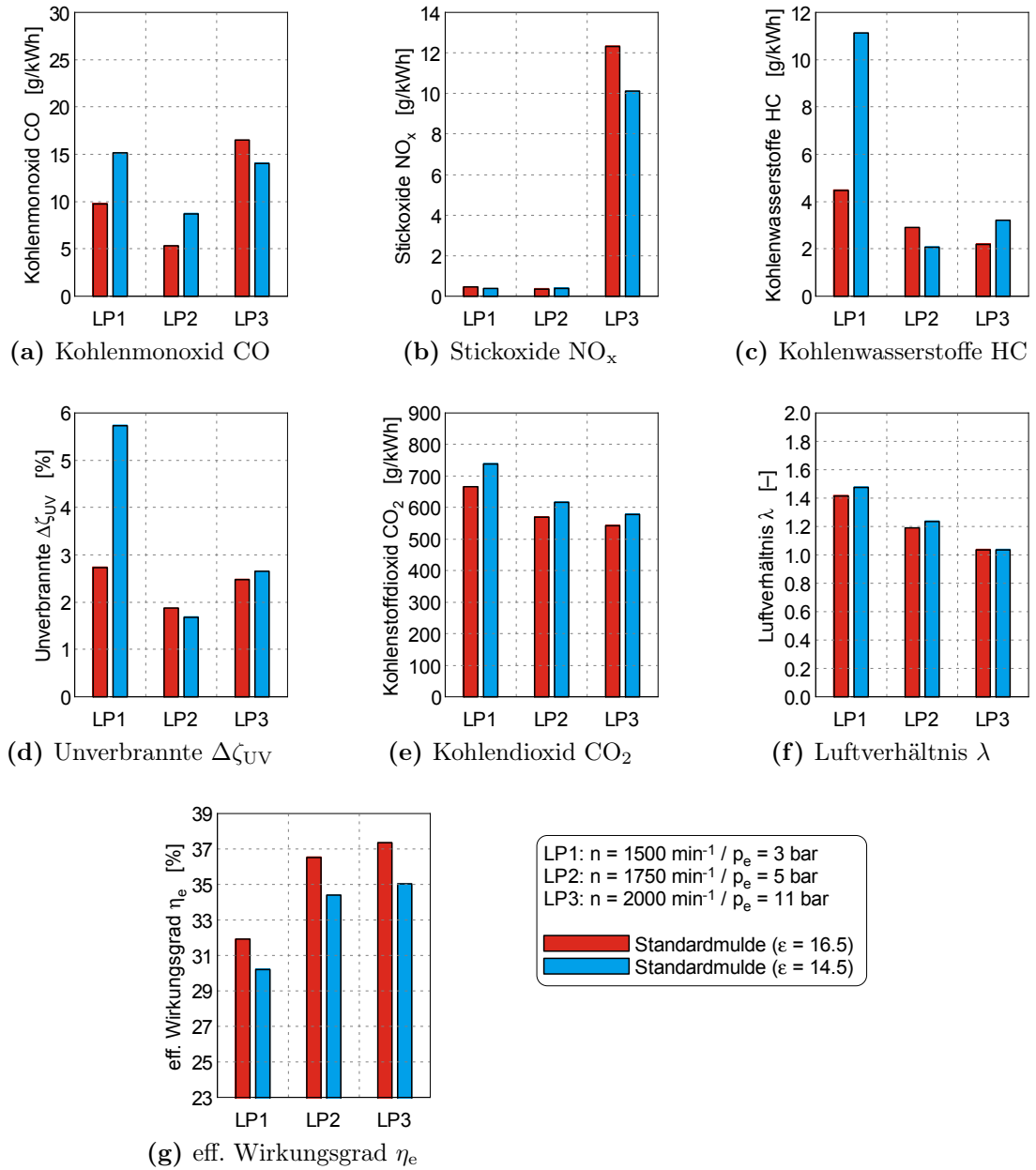


Bild 7.35: Ergebnisse für $\epsilon=16.5$ und $\epsilon = 14.5$ in den optimierten Lastpunkten

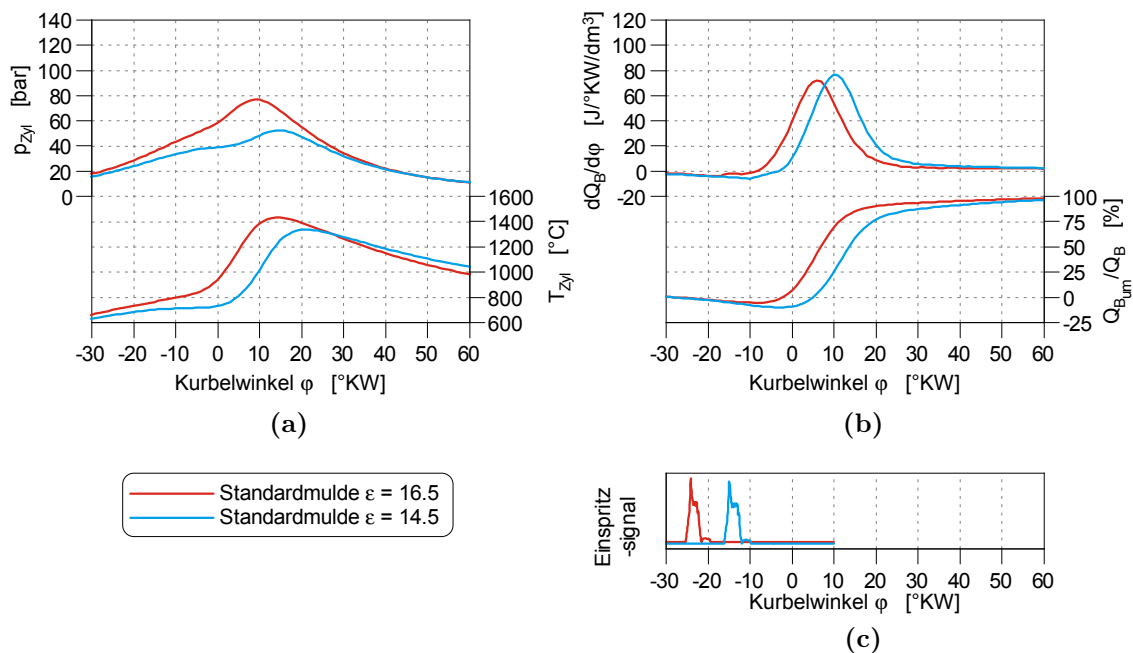


Bild 7.36: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal im optimierten LP2 für $\epsilon=16.5$ und $\epsilon=14.5$

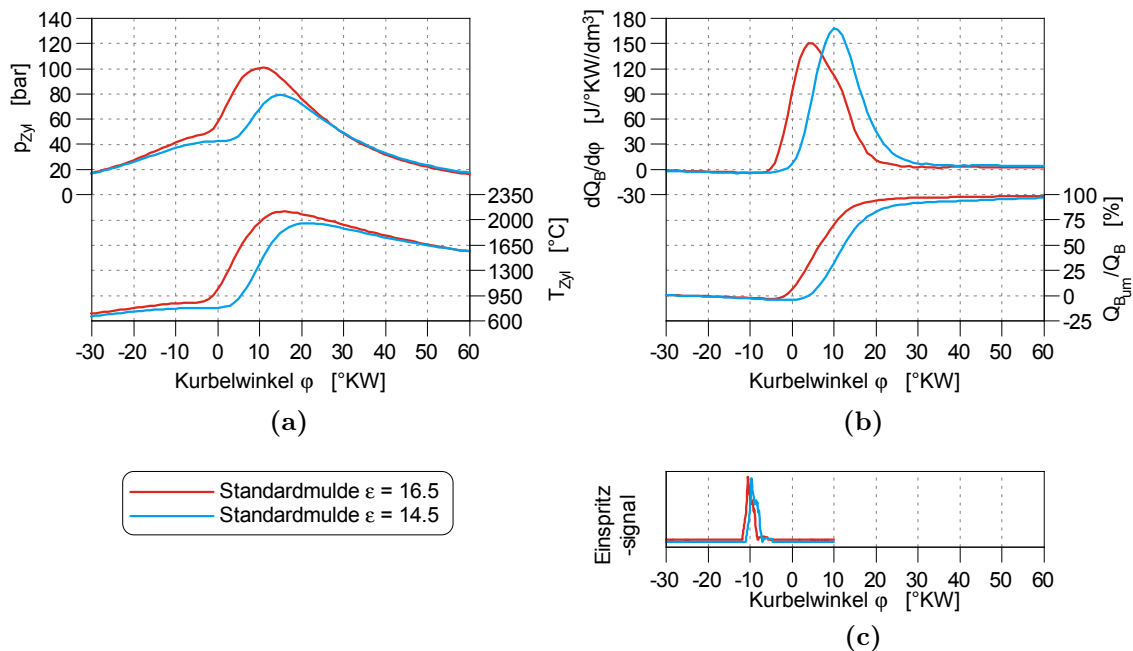


Bild 7.37: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal im optimierten LP3 für $\epsilon=16.5$ und $\epsilon=14.5$

Tabelle 7.13: Substitutionsrate und CO₂-Einsparpotential von Dual-Fuel gegenüber Diesel bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen ($\varepsilon = 16.5$ und $\varepsilon = 14.5$)

	Substitutionsrate x_{CNG}		CO ₂ -Einsparpotential	
	$\varepsilon = 16.5$	$\varepsilon = 14.5$	$\varepsilon = 16.5$	$\varepsilon = 14.5$
$n = 1500 \text{ min}^{-1} / p_e = 3 \text{ bar}$	78,9 %	64,3 %	19,0 %	10,2 %
$n = 1750 \text{ min}^{-1} / p_e = 5 \text{ bar}$	85,8 %	80,1 %	19,0 %	12,3 %
$n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_e = 11 \text{ bar}$	93,9 %	94,3 %	19,9 %	14,5 %

7.2 Fremdzündung

Im Erdgasbetrieb mit Fremdzündung stammt die für die Zündung des Erdgas-Luft-Gemisch notwendige Energie nicht mehr aus einem Dieselmündstrahl, sondern von einer Zündkerze. Der Motor wird im Gegensatz zum Dual-Fuel-Betrieb mit einer Substitutionsrate von 100% betrieben. In folgenden Abschnitten wird auf die Betriebsstrategie und die Findung der Bestpunkte eingegangen.

7.2.1 Betriebsstrategie

Für die Fremdzündung wird die Zündenergie von einer Zündkerze zur Verfügung gestellt, welche unabhängig von Druck und Temperatur im Brennraum einen Zündfunken erzeugt. Aus diesem Grund ist, im Gegensatz zu Dual-Fuel (siehe Kapitel 7.1.1), eine Entflammung des Luft-Erdgas Gemisches selbst bei niedrigen Brennraumdrücken möglich. Um die Vorteile des Dreiwegekatalysators, welcher Konvertierungsraten von über 98 % erreicht, zu nutzen wird der Motor daher im gesamten Kennfeld mit einem stöchiometrischen Luftverhältnis betrieben.

7.2.2 Bestpunktfindung

Der Umstand, dass im Dreiwegekatalysator Konvertierungsraten von über 98 % erreicht werden, erlaubt es an Stelle der Optimierung nach dem minimale energetischen Anteil an unverbrannten Komponenten im Abgas den Motor auf den höchsten Wirkungsgrad zu trimmen. Der Einfluss folgender Parameter auf den Wirkungsgrad wird untersucht:

- Spulenbestromungsdauer (\rightarrow Zündenergie)
- AGR-Rate
- Drallklappenposition
- Schwerpunktlage
- Erdgaseinblaselage

Um die optimalen Werte zu finden wird jeweils ein Parameter variiert und die restlichen konstant gehalten. Zur Veranschaulichung werden in weiterer Folge die Variationen für LP2 herangezogen. Der Motor wurde dabei mit Omegamulde und einem Verdichtungsverhältnis ε von 14.5 betrieben. In Tabelle 7.14 sind die konstant gehaltenen Parameter aufgelistet. Der Saugrohrdruck p_{22} wird so geregelt, dass ein stöchiometrisches Luftverhältnis vorherrscht.

Tabelle 7.14: Konstante Parameter für die Variationen im LP2

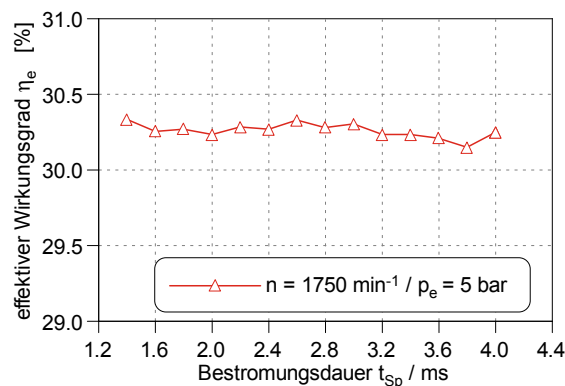
Parameter	Einheit	$n = 1750 \text{ min}^{-1}$ $p_e = 5 \text{ bar}$
AGR-Rate	%	0
Drallklappenposition	%	60 ¹⁾
Schwerpunktlage	°KW	10 ²⁾
Erdgaseinblaselage	°KW	-300
Verdichtungsverhältnis	–	14.5

¹⁾ außer bei Variation der Spulenbestromung: Drallklappenposition ist 50 %

²⁾ außer bei Variation der AGR-Rate: Schwerpunktlage ist 16 °KW

Einfluss der Spulenbestromungsdauer

In Bild 7.38 ist der effektive Wirkungsgrad unter Variation der Bestromungsdauer der Zündspulen aufgetragen. Es stellt sich heraus, dass die Bestromungsdauer nur einen geringen Einfluss ausübt. Sie wurde in weiterer Folge konstant auf 3 ms gehalten. Mit dieser Bestromungsdauer wird dem Motor eine Zündenergie von etwa 50 mJ zugeführt. Die minimal eingespritzte Dieselmenge im Dual-Fuel-Betrieb von 1.5 mg hat im Vergleich dazu, mit 64 J die über 1000-fache Energiemenge.



(a)

Bild 7.38: eff. Wirkungsgrad η_e unter Variation der Bestromungsdauer

Einfluss der Abgasrückführung

Durch die Abgasrückführung kann in der Teillast eine Entdrosselung realisiert werden, wodurch die Ladungswechselverluste sinken und in Folge der effektive Wirkungsgrad steigt. In Bild 7.39 ist dieser Zusammenhang dargestellt. Der Abfall des Wirkungsgrad für hohe Abgasrückführung rührt daher, dass durch den mit zunehmender AGR-Rate größer werdenden Zündverzug die Verbrennung instabiler wird. Dieser Umstand kann auch in der Varianz des indizierten Mitteldruckes festgestellt werden.

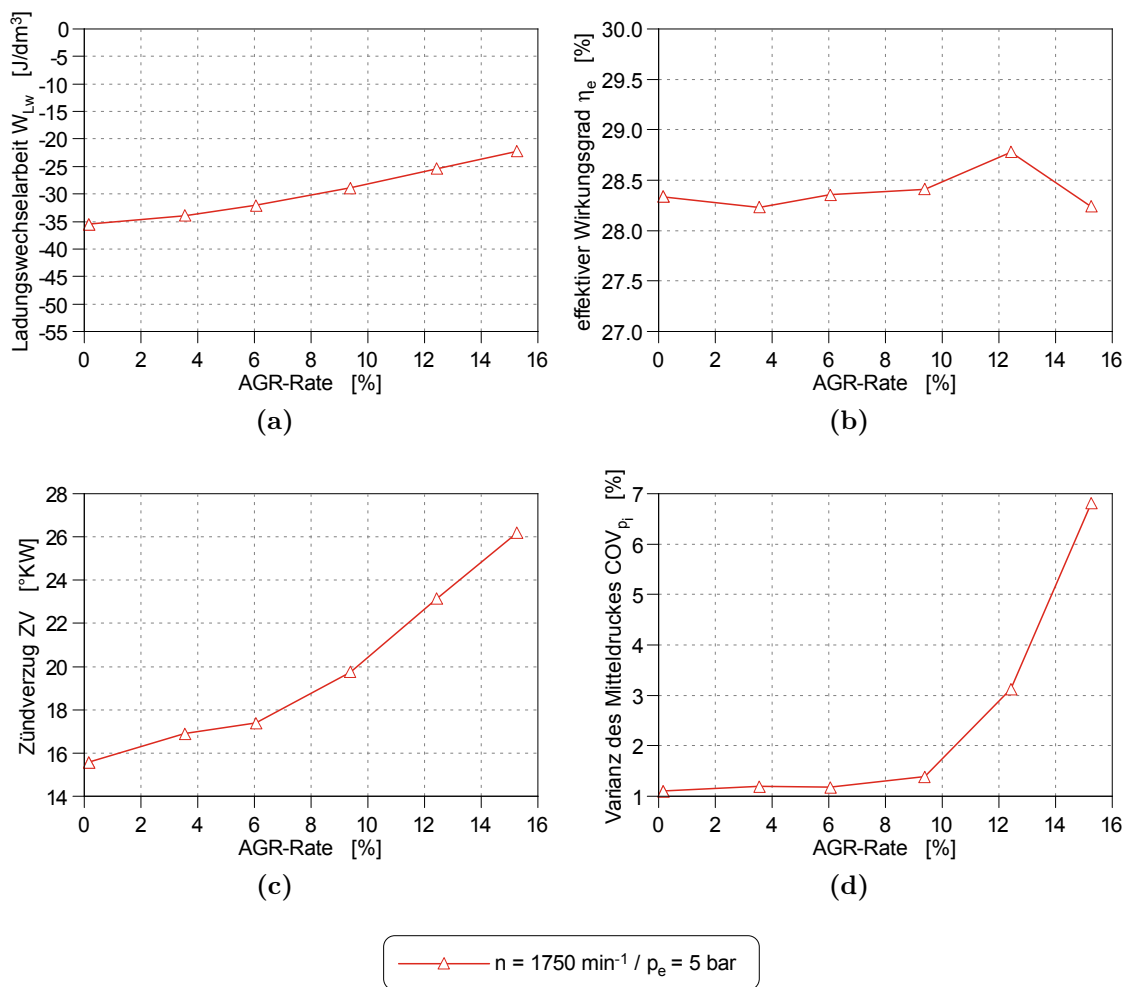


Bild 7.39: (a) Ladungswechselarbeit (b) eff. Wirkungsgrad η_e (c) Zündverzug (d) Varianz des indizierten Mitteldruckes unter Variation der AGR-Rate

Einfluss der Drallklappenposition

Bild 7.40 zeigt den Einfluss der Drallklappenposition. Bis zu einer Drallklappenstellung von ca. 50 % sind nur geringe Auswirkungen erkennbar. Die Schwankungen bis zu dieser Stellung durch das unterschiedliche Luftverhältnis λ erklärbar. Ab einer Position von 50 % wirkt die Drallklappe zunehmend wie eine Drossel. Die Ladungswechselperluste steigen. Ab einer Stellung von ca. 70 % kommt es zu einer Bündelung des angesaugten Gemisches um Zylinderachse. Die Gemischhomogenisierung wird verschlechtert und die Verbrennung läuft zunehmend unvollständiger ab. Was in der Zunahme der Kohlenwasserstoffe zu erkennen ist.

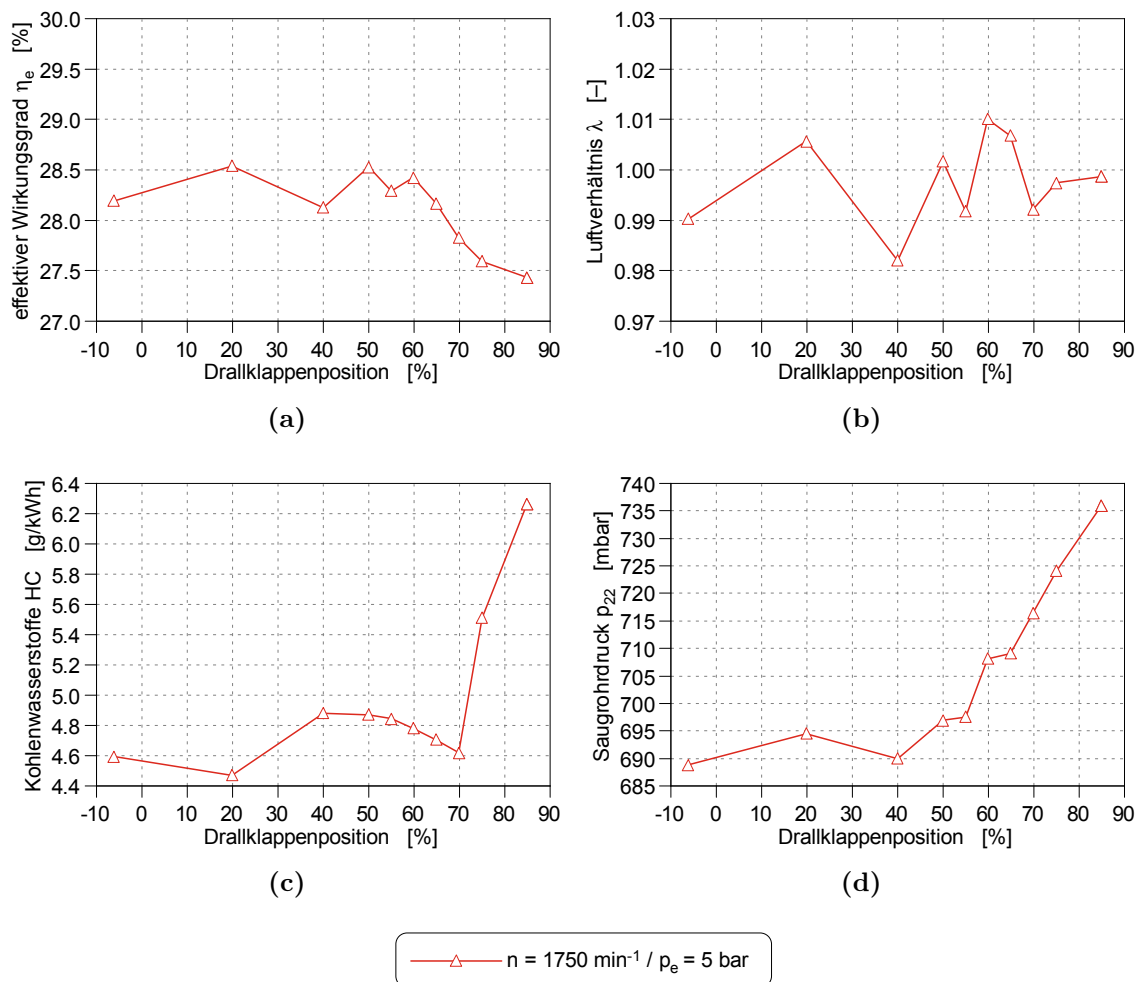


Bild 7.40: (a) eff. Wirkungsgrad (b) Luftverhältnis (c) Kohlenwasserstoffe (d) Saugrohrdruck unter Variation der Drallklappenposition

Einfluss der Schwerpunktlage

Die Lage des Schwerpunktes wirkt sich wie folgt aus. Bei zu frühen Schwerpunktlagen nimmt durch höhere Temperaturen der Wärmeübergang zu und bei zu späten Schwerpunktlagen weicht der Verbrennungsablauf zunehmend von der Gleichraumverbrennung ab. Beides führt zu einer Abnahme des Wirkungsgrades und es ergibt sich ein parabelförmiger Verlauf. Zusätzlich wirkt sich die Schwerpunktlage auf die Homogenisierung aus. Bei frühen Schwerpunktlagen steht weniger Zeit zur Homogenisierung zur Verfügung, die Verbrennung läuft unvollständiger ab, was in der Zunahme der Kohlenwasserstoffe zu erkennen ist. Dieser Umstand verschiebt die Parabel des Wirkungsgradverlaufs zu späteren Schwerpunktlagen. Der optimale Schwerpunkt liegt abhängig vom Betriebspunkt in etwa 9°KW bis 12°KW nach dem oberen Totpunkt (siehe Bild 7.41).

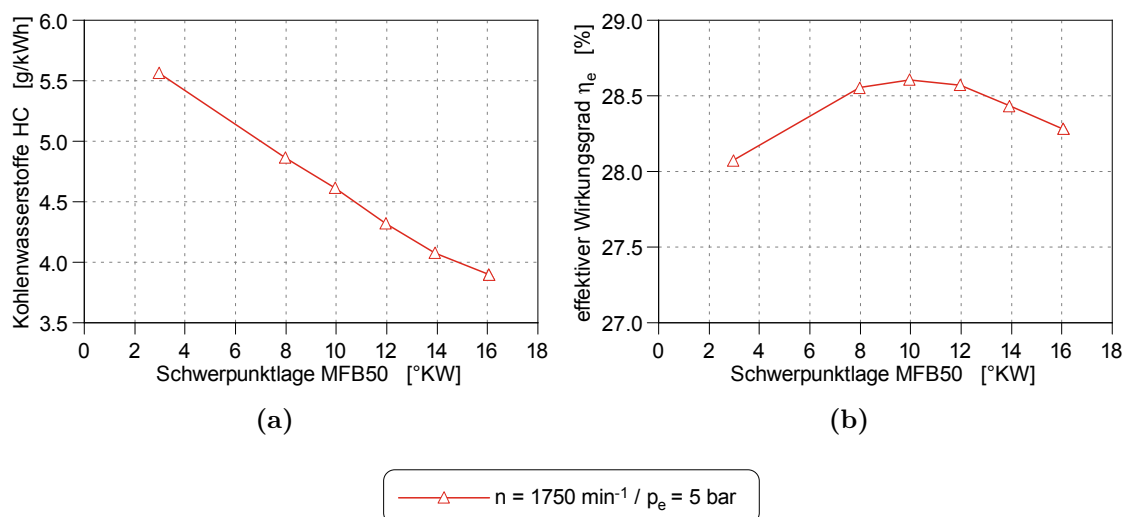


Bild 7.41: (a) Kohlenwasserstoffe (b) eff. Wirkungsgrad unter Variation der Schwerpunktlage

Einfluss der Erdgaseinblaselage

Die Lage der Erdgaseinblaselage hat die größten Auswirkungen auf die Homogenisierung. Es sind Einblaselagen von -320°KW bis -300°KW vor dem oberen Totpunkt optimal. Bei zu früher Einblasung ist die Ladungsbewegung im Brennraum nicht optimal, weshalb es zu einer schlechteren Gemischbildung kommt. Dieser Umstand ist im Verlauf der Kohlenwasserstoffe HC und des effektiven Wirkungsgrades η_e zu erkennen (siehe Bild 7.42).

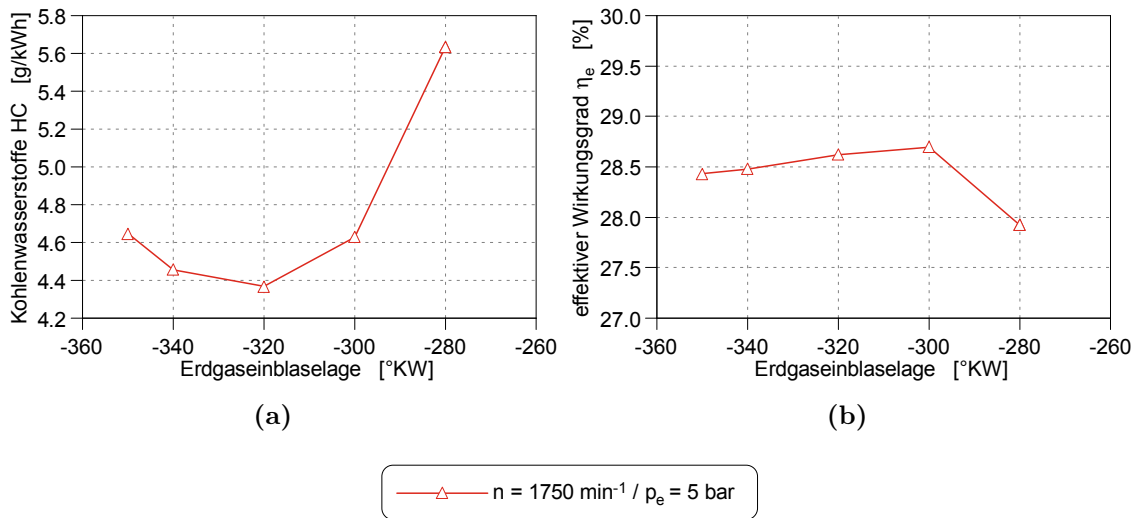


Bild 7.42: (a) Kohlenwasserstoffe (b) eff. Wirkungsgrad unter Variation der Erdgaseinblaselage

7.2.3 Vergleich der Kolbenformen

Im LP2 durchgeführte CFD-Simulationen prognostizieren für die Topfmulde anstelle der Omegamulde eine bessere Gemischbildung [28]. Weshalb am Prüfstand das Potential dieser Kolbenform untersucht wurde. In diesem Kapitel werden nun die untersuchten Lastpunkte der Topfmulde mit denen der Standardmulde verglichen.

In Tabelle 7.15 und 7.16 sind die wesentlichen Applikationsparameter für beide Kolbenformen zusammengefasst.

Tabelle 7.15: Parameter für optimierte Lastpunkte im Fremdzündungsbetrieb mit Omegamulde

Parameter	Einheit	$n = 1500 \text{ min}^{-1}$	$n = 1750 \text{ min}^{-1}$	$n = 2000 \text{ min}^{-1}$
		$p_e = 3 \text{ bar}$	$p_e = 5 \text{ bar}$	$p_e = 11 \text{ bar}$
Saugrohrdruck	bar	0.548	0.729	1.327
AGR-Rate	%	10	5.89	0
Drallklappenposition	%	50	20	50
Schwerpunktlage	°KW	12.12	9.96	11
Erdgaseinblaselage	°KW	-320	-300	-340
Verdichtungsverhältnis	–	14.5	14.5	14.5

Tabelle 7.16: Parameter für optimierte Lastpunkte im Fremdzündungsbetrieb mit Topfmulde

Parameter	Einheit	$n = 1500 \text{ min}^{-1}$	$n = 1750 \text{ min}^{-1}$	$n = 2000 \text{ min}^{-1}$
		$p_e = 3 \text{ bar}$	$p_e = 5 \text{ bar}$	$p_e = 11 \text{ bar}$
Saugrohrdruck	bar	0.536	0.706	1.312
AGR-Rate	%	9	5.15	0
Drallklappenposition	%	50	20	50
Schwerpunktlage	°KW	12.59	9.87	11
Erdgaseinblaselage	°KW	-320	-300	-340
Verdichtungsverhältnis	–	14	14	14

In Bild 7.43 sind Ergebnisse für die untersuchten Lastpunkte ersichtlich. Trotz des kleineren Verdichtungsverhältnisses der Topfmulde und damit niedrigerem Wirkungsgrad des vollkommenen Motors bei gleichem Luftverhältnis (stöchiometrisch) ergibt sich tendenziell ein höherer effektiver Wirkungsgrad. Weshalb auch die CO_2 -Emissionen niedriger ausfallen, welche aus der vollständigen Umsetzung des eingebrachten Kraftstoffes berechnet werden. Das Luftverhältnis wirkt sich im stöchiometrischen Betrieb stark auf die Bildung der CO-Emissionen aus. Die Differenz der CO-Emissionen zwischen den beiden Kolbenformen ergibt sich daher größtenteils aus den unterschiedlichen Luftverhältnissen. Bei Betrachtung der HC-Emissionen, welche nicht so stark vom Luftverhältnis abhängen, erkennt man eine Abnahme unter Verwendung der Topfmulde. Die Verbrennung läuft vollkommener ab. Die Verläufe der Indizierdaten sind nahezu identisch. Sie sind in den Bildern 7.44 bis 7.46 dargestellt. Zur genaueren Betrachtung werden Verlustanalysen für beide Kolbenformen erstellt. Die wurden unter Zuhilfenahme des Programmes CORA erstellt. In Bild 7.47 sind diese für den Betriebspunkt LP3 dargestellt. Betrachtet man den indizierten Wirkungsgrad ist dieser für die Topfmulde trotz geringeren Wirkungsgrad des vollkommenen Motors gleich hoch. Die Größenordnung in Bezug auf die Ladungswechselverluste ist für beide Kolbenvarianten quasi identisch. Die Differenz der Verluste durch unvollkommene Verbrennung ist abhängig vom Luftverhältnis. Bei gleichem Luftverhältnis sind sie für beide Kolben nahezu gleich hoch. Der größte Vorteil bei Verwendung liegt in den geringeren Wandwärmeverlusten. Welche unter anderem durch eine bessere Ladungsbewegung der Topfmulde erklärbar sind.

Abschließend kann gesagt werden, dass bei Betrieb mit Fremdzündung die Verwendung der Topfmulde anstelle der Omegamulde vorteilhafter ist. Es ergibt sich aber nicht jener Stellhebel, welcher aus den CFD-Simulationen erwartet wurde.

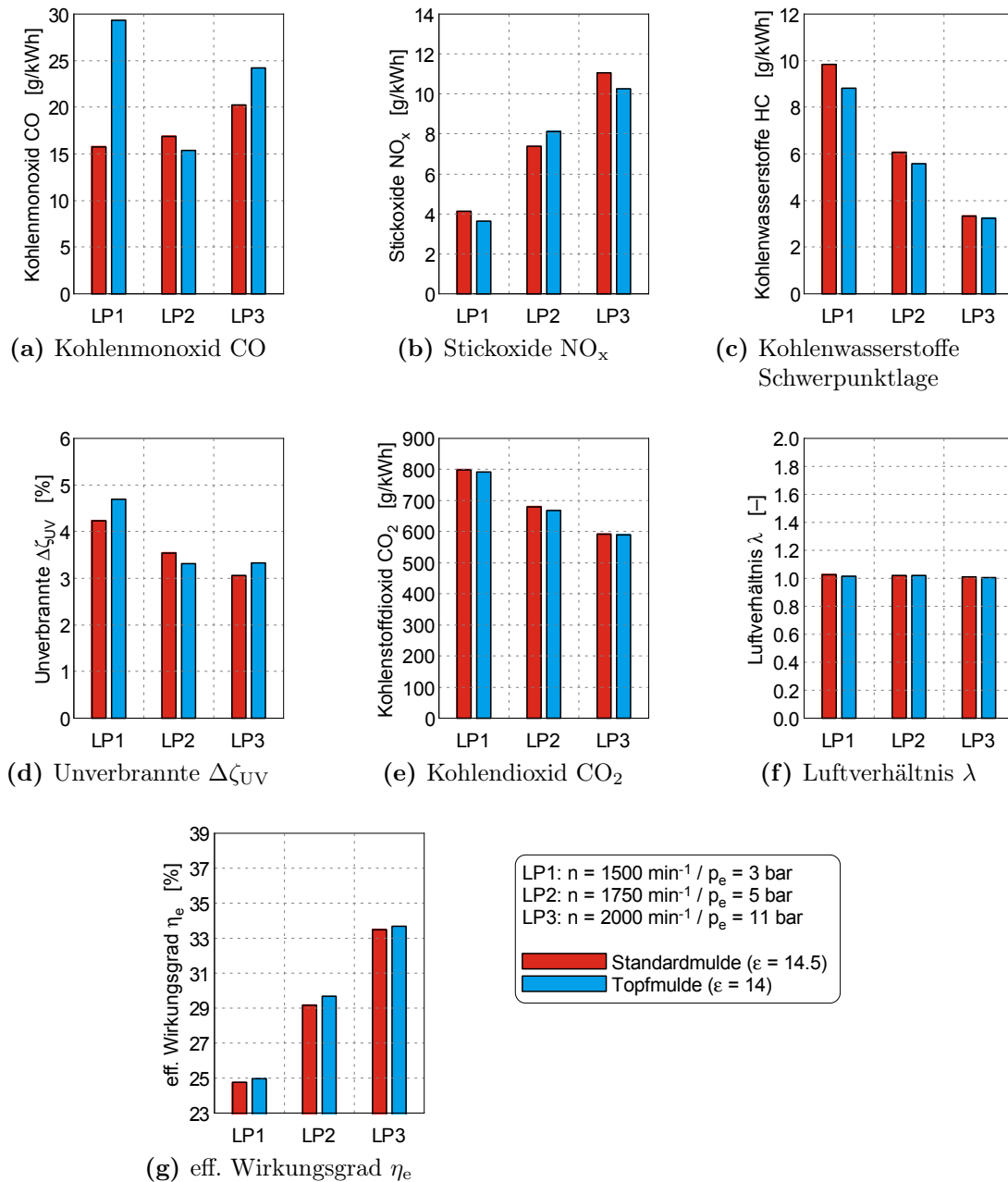


Bild 7.43: Ergebnisse für die Omegamulde ($\epsilon = 14.5$) und die Topmulde ($\epsilon = 14$) in den Optimalpunkten bei Fremdzündung

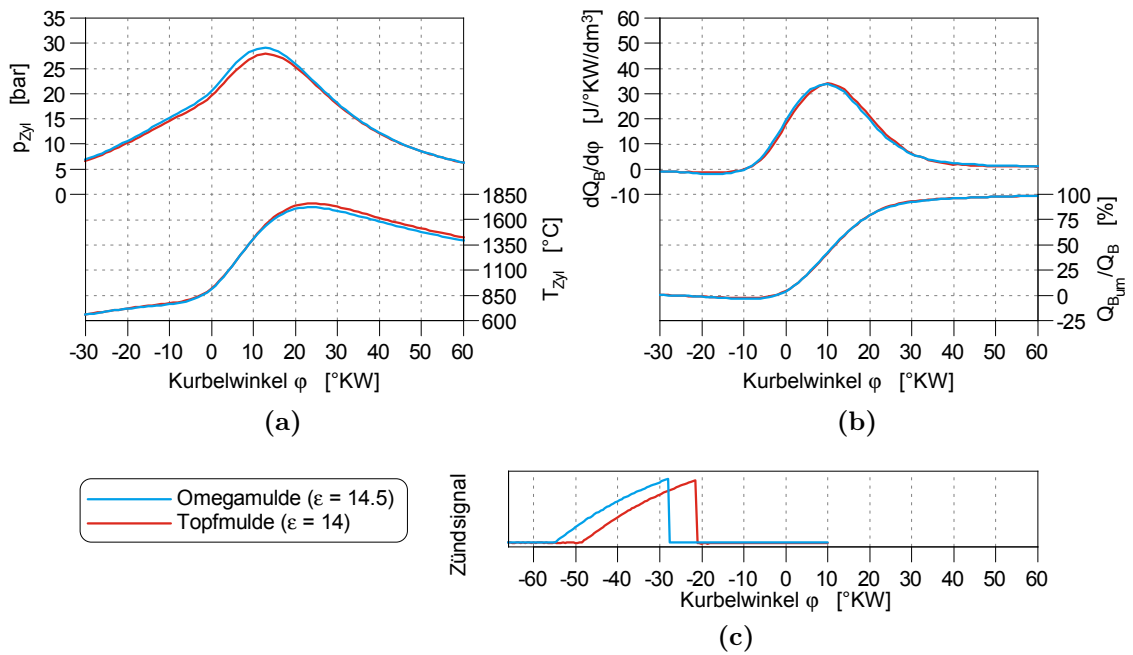


Bild 7.44: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal im optimierten LP1 für Omega- und Topfmulde

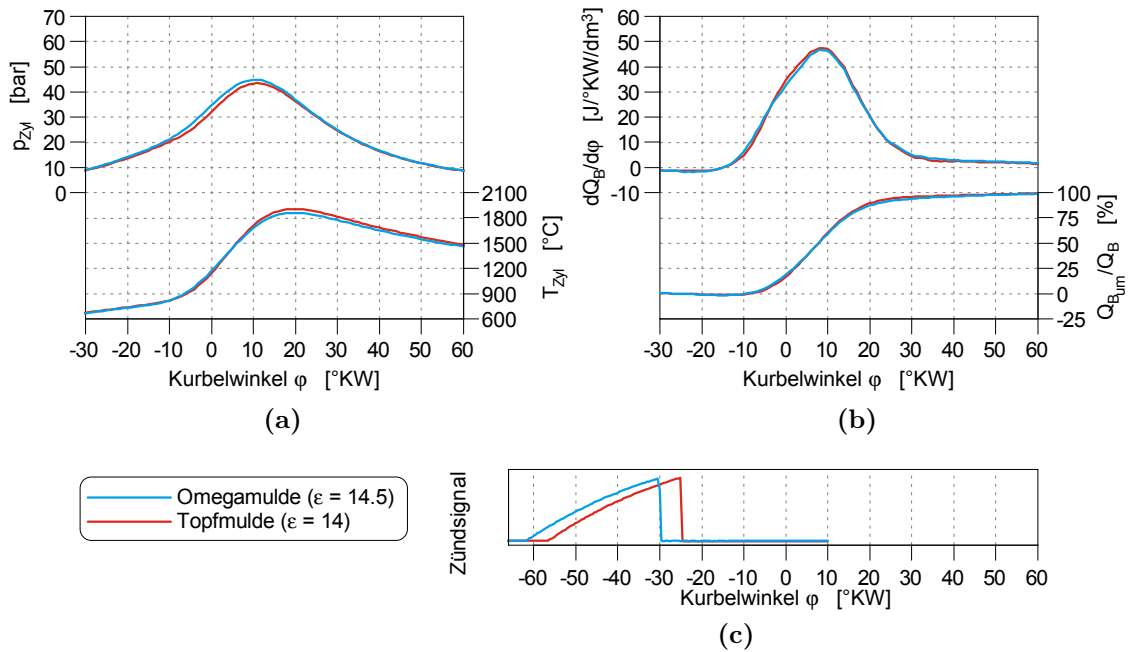


Bild 7.45: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal im optimierten LP2 für Omega- und Topfmulde

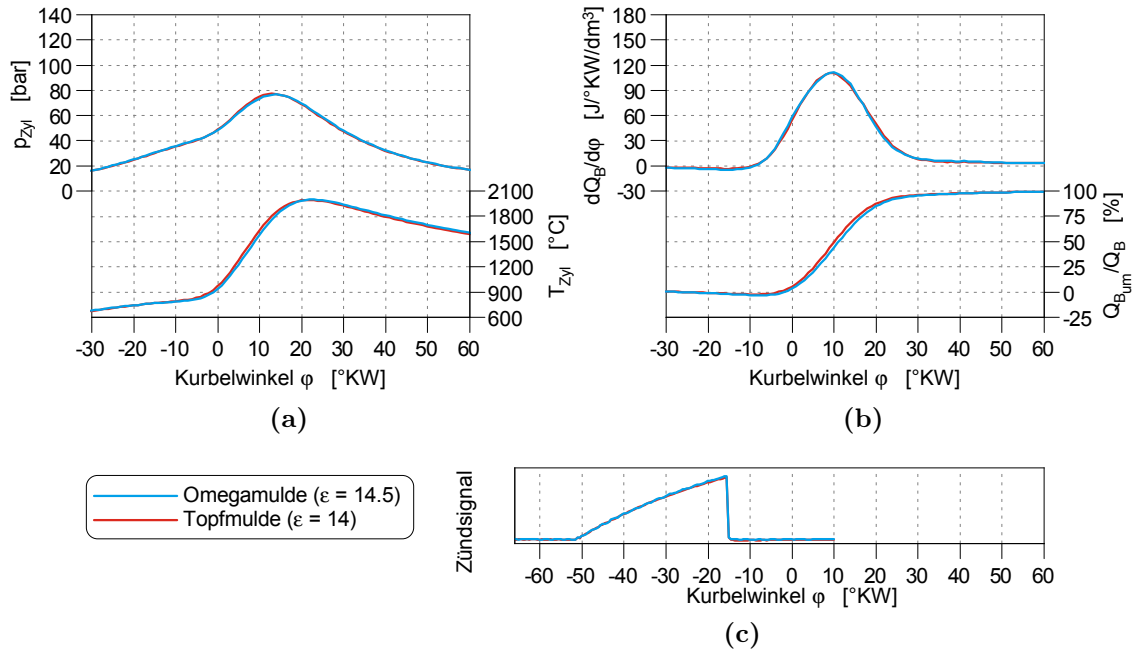


Bild 7.46: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal im optimierten LP3 für Omega- und Topfmulde

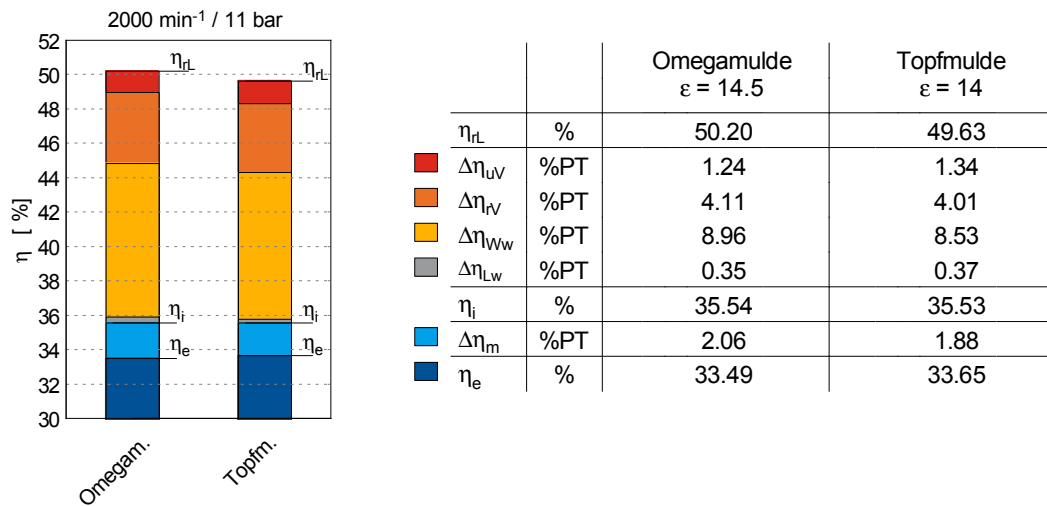


Bild 7.47: Verlustanalyse der Omega- und Topfmulde im LP3 mit Fremdzündung

7.2.4 Klopfuntersuchungen

Über einen großen Drehzahlbereich ist Klopfen das begrenzende Kriterium für die Vollast. Um Aussagen über das Klopfverhalten zu erhalten wurde zum einen ein Lastschnitt bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} und zum anderen eine Variation der Schwerpunktlage in einem hochlastigen Betriebspunkt ($n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_e = 19 \text{ bar}$) durchgeführt. In Bild 7.48 sind die dabei erhaltenen Ergebnisse für die beiden untersuchten Kolbenformen dargestellt. Die vier Linien für die jeweilige Messreihe beziehen sich auf die dazugehörigen Zylinder eins bis vier. Die Streuung der Zylinder untereinander wird durch mehrere Einflüsse verursacht. Zum Beispiel ist die Temperatur des Zylinderblocks über die vier Zylinder nicht konstant, auch die Füllung der Zylinder mit Frischladung unterliegt gewissen Schwankungen, um nur einige Einflüsse zu nennen. Des Weiteren ist bei mehrmaliger Vermessung des selben Betriebspunktes nicht mit gleichen Werten zu rechnen, da Klopfen nicht in jedem Zyklus und auch nicht in derselben Intensität auftreten muss und daher statistischen Schwankungen unterliegt. Eine Mittelung der vier Zylinder ist nicht erlaubt, da dadurch die maximale Klopfamplitude abgeschwächt wird und es zu Schäden kommen kann. Die Betrachtung der Ergebnisse zeigt deutlich, dass die Verwendung der Topfmulde die Neigung zum Klopfen reduziert. Dies ist unter anderem durch das geringere Verdichtungsverhältnis der Topfmulde erklärbar. Auch die verbesserte Ladungsbewegung, welche im vorangegangenen Kapitel behandelt wurde, wirkt sich positiv aus. Aber selbst unter Verwendung der Topfmulde ist im Lastschnitt bereit ab einem effektiven Mitteldruck von 17 bar Klopfen erkennbar. Aus diesem Grund wurde im Erdgasbetrieb mit Fremdzündung die Kolbenformen mit einem Verdichtungsverhältnis ε von 16.5 nicht untersucht. Es sei darauf hingewiesen, dass die Messungen an einem Dreiventilaufbau durchgeführt wurden. Durch, dass wegfallen eines Auslassventils wird auch weniger Wärme aus dem Brennraum abgeführt, wodurch sich die Neigung zu Klopfen erhöht.

Die bei der Durchführung der Messung eingestellten Rahmenbedingungen sind in Tabelle 7.17 aufgelistet.

Tabelle 7.17: Konstante Parameter für Vollastuntersuchungen

Parameter	Einheit	Lastschnitt: $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	$n = 2000 \text{ min}^{-1}$ $p_e = 19 \text{ bar}$
AGR-Rate	%	0	0
Saugrohrtemperatur	°C	56	56
Schwerpunktlage	°KW	10	variabel
Drallklappenposition	%	50	50
Erdgaseinblaselage	°KW	-340	-340
$T_{Ö1}$	°C	110	110

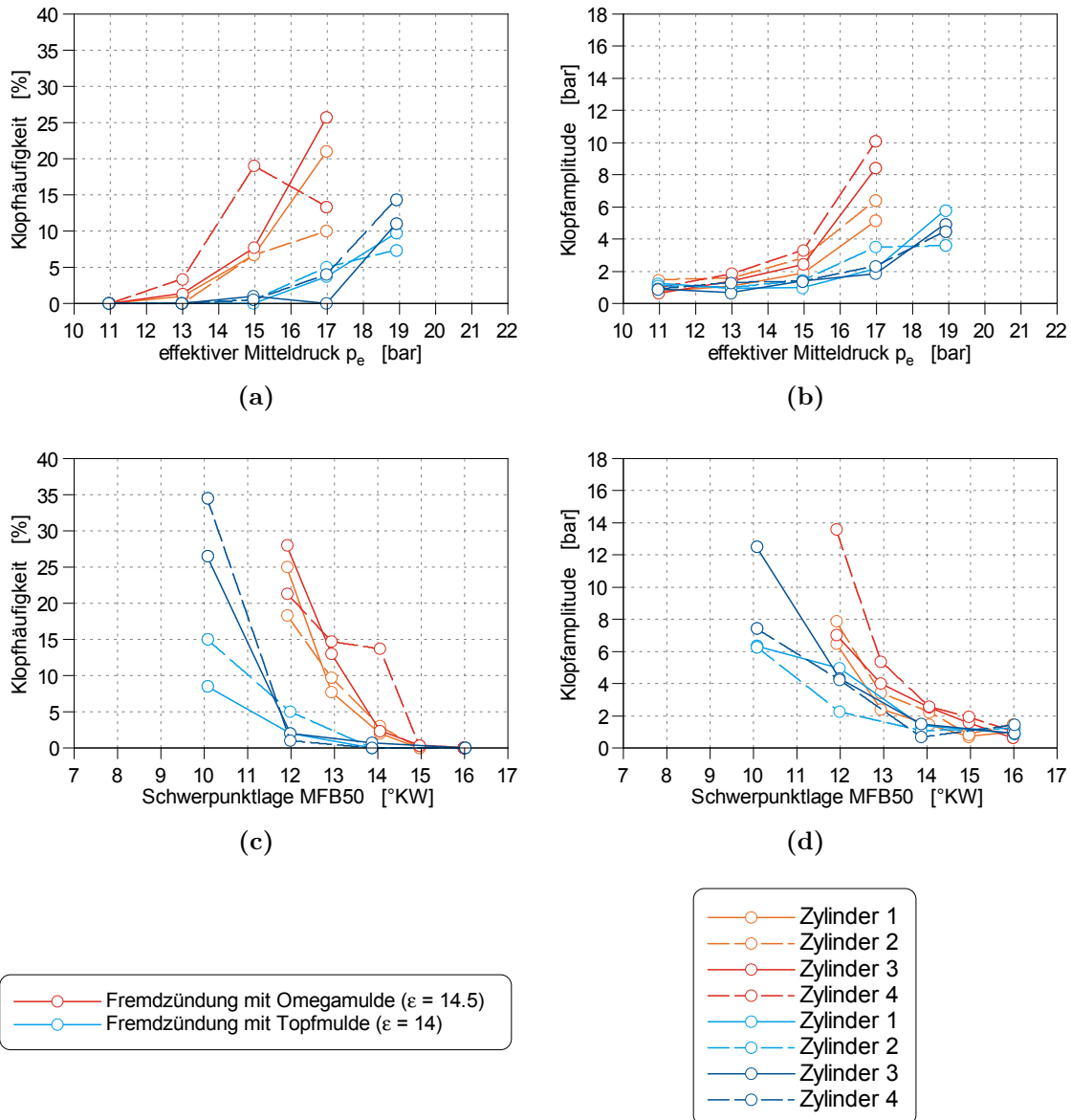


Bild 7.48: (a) + (b) Lastschnitte bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$
 (c) + (d) MFB50-Variationen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1} / p_e = 19 \text{ bar}$

7.3 Gegenüberstellung: Dual-Fuel vs. Fremdzündung

In diesem Kapitel werden die unterschiedlichen Brennverfahren, Dual-Fuel und Fremdzündung gegenübergestellt. Es werden die Vor- und Nachteile beider Verfahren aufgezeigt.

Im ersten Abschnitt werden zur besseren Veranschaulichung die Unterschiede beider Verfahren mit der selben Kolbenform und demselben Verdichtungsverhältnis miteinander verglichen. Im zweiten Abschnitt werden die aus den vorangegangenen Kapiteln erhaltenen optimalen Konfigurationen der Brennverfahren miteinander verglichen.

7.3.1 Identische Hardwarekonfigurationen

Zur besseren Veranschaulichung der Unterschiede werden in diesem Abschnitt beide Brennverfahren unter Verwendung der Omegamulde und einem Verdichtungsverhältnis ε von 14.5 miteinander verglichen. Das Prozedere für die Optimierung der Lastpunkte wurde in den vorangegangenen Kapiteln erläutert. Hier werden nun die erhaltenen Ergebnisse gegenübergestellt.

Der größte Unterschied der Brennverfahren liegt in den unterschiedlichen Betriebsstrategien. Im Fremdzündungsmodus wird der Motor in allen untersuchten Lastpunkten homogen stöchiometrisch betrieben, wohingegen der Dual-Fuel-Prozess im niedriglastigen Bereich geschichtet magerer betrieben wird. Im Magerschichtbetrieb wird der Motor auf den minimalen Anteil an unverbrannten Komponenten im Abgas optimiert, wobei die NO_x -Emissionen das Niveau des Dieselstandardmotors nicht überschreiten dürfen. Im Betrieb mit stöchiometrischer Ladung erfolgt hingegen die Optimierung auf den besten effektiven Wirkungsgrad η_e . In den Bildern 7.49 bis 7.55 sind die Emissionen, Indizierdaten und Verlustanalysen ersichtlich welche für die folgenden Interpretationen herangezogen werden.

Betrachtet man die Indizierdaten erkennt man, dass die Energieumsetzung mit dem Dual-Fuel-Brennverfahren schneller vonstatten geht. Dies ist zum einen durch die größere eingebrachte Zündenergie des Dieselzündstrahles (64 J) im Vergleich zur Zündkerze (60 mJ) erklärbar. Einen großen Einfluss hat auch die Anzahl und Position der Zündkerne. Wird der Motor mit Fremdzündung betrieben bildet sich nur ein Kern an der Zündkerze, von welchem sich die Flammenfront ausbreitet. Der Dieselinjektor erzeugt 6 Flammenkeulen, welche in den Brennraum hineinragen. Die Flammenfront breitet sich von den Keule ausgehend aus und benötigt weniger Zeit um das gesamte Gemisch zu erfassen.

Die zwei Lastpunkten LP1 und LP2 werden im Dual-Fuel-Betrieb auf den minimalen Anteil an Unverbrannten optimiert. Im LP1 weist der Dual-Fuel-Prozess aber im Gegensatz zur Fremdzündung einen höheren Anteil an Unverbrannten auf. Dies ist dadurch erklärbar, dass das Luftverhältnis in diesem Punkt aufgrund der Zündbedingungen des Dieselzündstrahles nicht weiter abgesenkt werden kann (siehe Kapitel 7.1.1). Mit steigender Last ist ein niedrigeres Luftverhältnis realisierbar. Weshalb für

LP2 der Anteil an Unverbrannten im Dual-Fuel-Modus unter denen der Fremdzündung liegen. Im LP3 wurde der Motor bei beiden Brennverfahren mit stöchiometrisch homogener Ladung betrieben. Der Unterschied im Anteil der Unverbrannten im Abgas ergibt sich aus den CO-Emissionen, welche im stöchiometrischen Bereich stark vom Luftverhältnis abhängen. Deshalb haben bereits kleinste Schwankungen große Auswirkung auf die Unverbrannten. Die HC-Emissionen sind in diesem Lastpunkt nahezu identisch. Die Saugrohrtemperatur T_{22} wird bei beiden Brennverfahren mit Hilfe einer Ladeluftkühlung auf konstante Werte geregelt. Der Saugrohrdruck besitzt aufgrund unterschiedlicher Luftverhältnisse nicht dieselbe Größenordnung. Aus diesem Zusammenhang ergeben sich dann unterschiedliche Verläufe der Gastemperatur im Zylinder. Für die niedriger belasteten Lastpunkten ergeben sich mit Fremdzündung, aufgrund des niedrigeren Luftverhältnisses, höhere Spitzentemperaturen und damit auch höhere NO_x -Emissionen. Im LP3 werden beide Verfahren stöchiometrisch betrieben. Demzufolge besitzen sie auch einen ähnlichen Druck- und Temperaturverlauf.

Betrachtet man die Verlustanalyse erkennt man für die beiden niedrigeren Lastpunkte deutliche Vorteile im Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit realer Ladung im Dual-Fuel-Prozess. Dieser Vorteil resultiert aus dem höheren Luftverhältnis und dem damit höheren Isotropenexponent κ . Im LP3 ist das Luftverhältnis für beide Brennverfahren gleich ($\lambda = 1$) und somit liegt der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors in etwa auf selbem Niveau. Die Verluste der unvollständigen Verbrennung sind aus den unverbrannten Komponenten im Abgas berechenbar. Die Verluste aus dem realen Verbrennungsablauf sind aufgrund der schnelleren Energieumsetzung im Dual-Fuel-Prozess tendenziell niedriger. Im LP2 besitzt das Dual-Fuel-Brennverfahren eine spätere Schwerpunktlage und der Verlust aus dem realen Verbrennungsablauf steigt und nimmt die selbe Größenordnung wie mit Fremdzündung an. Der Verlust durch den Wärmeübergang ist neben dem Temperaturverlauf stark von der Ladungsbewegung abhängig. Durch das stärkere Androsseln im Fremdzündungsbetrieb, um stöchiometrisches Luftverhältnis zu erreichen, sind die Ladungswechselverluste höher. Aufgrund der nicht vorhandenen Dieselhochockpumpe im Fremdzündungsbetrieb sind auch die mechanische Verluste geringer.

Abschließend kann gesagt werden, dass der Dual-Fuel-Modus sowohl bei Betrachtung der Rohemissionen als auch im effektiven Wirkungsgrad η_e Vorteile gegenüber der Fremdzündung aufweist. Die Gesetzgebung bezieht sich aber nicht auf Rohemissionen sondern auf die Emissionen nach der Abgasnachbehandlung. Somit ist zur genaueren Beurteilung eine Betrachtung mit dieser notwendig. Es sei auch darauf hingewiesen, dass am verwendete Standarddieselmotor hardwareseitig kaum Modifikationen vorgenommen wurden. Um das Potential im Erdgasbetrieb weiter auszuschöpfen sind weitere Konfigurationen wie z. B. die Optimierung der Ansaugkanäle (Gemischbildung) und der Brennraumform vorzunehmen.

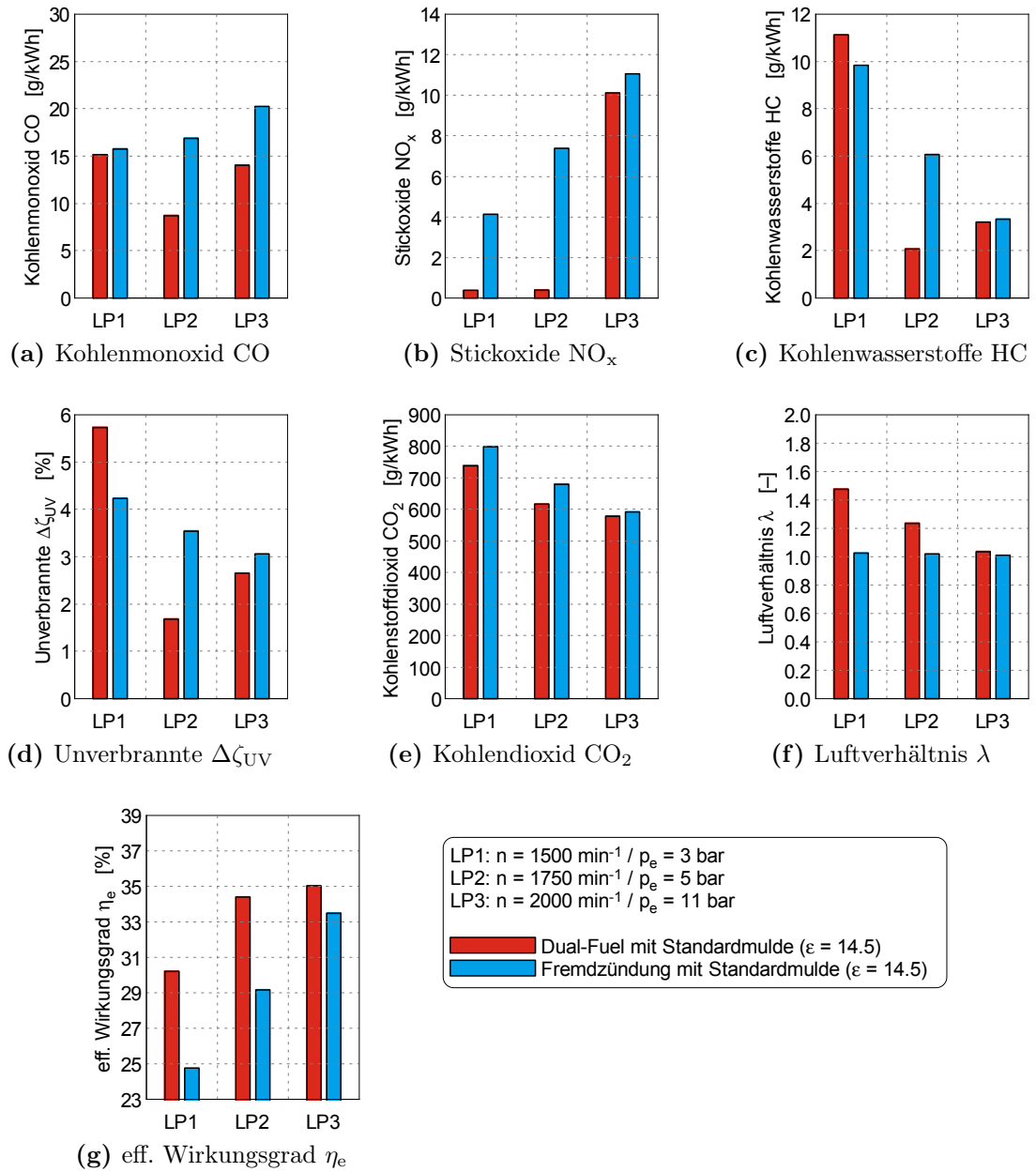


Bild 7.49: Ergebnisse für Dual-Fuel und Fremdzündung mit Verwendung der Omegamulde und einem Verdichtungsverhältnis ε von 14.5

7.3 Gegenüberstellung: Dual-Fuel vs. Fremdzündung

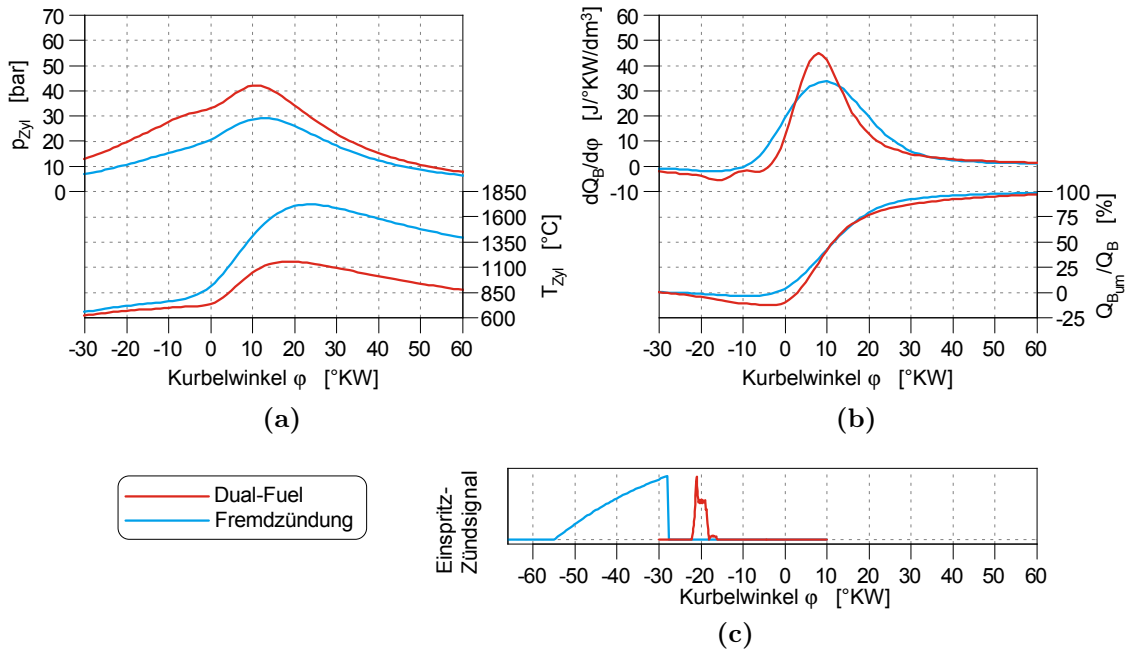


Bild 7.50: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal im LP1 für Dual-Fuel und Fremdzündung mit Verwendung der Omegamulde und einem Verdichtungsverhältnis ε von 14.5

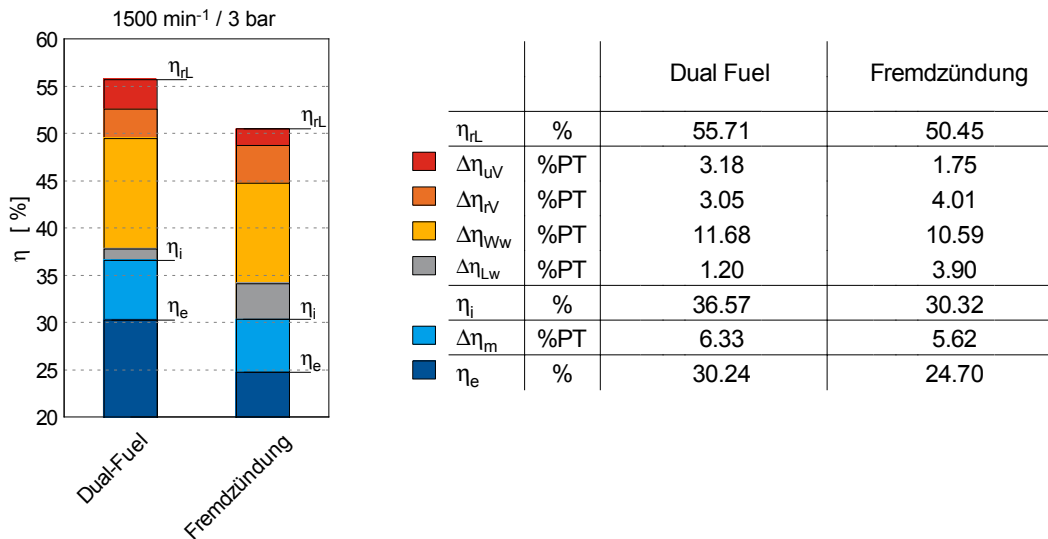


Bild 7.51: Verlustanalyse im LP1 für Dual-Fuel und Fremdzündung mit Verwendung der Omegamulde und einem Verdichtungsverhältnis ε von 14.5

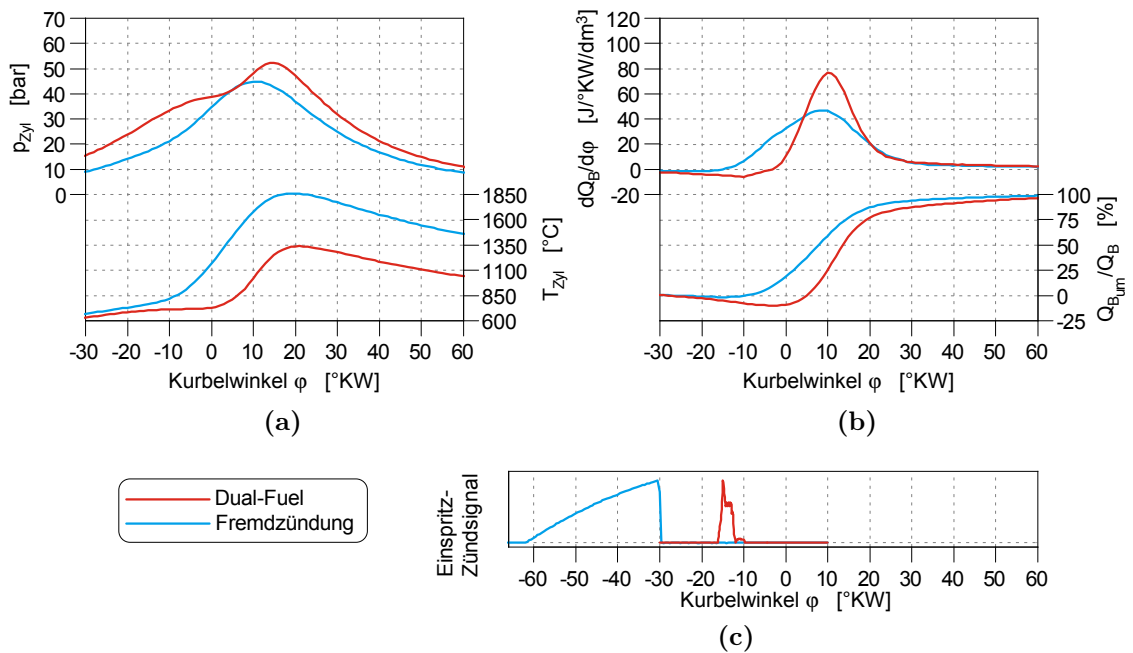


Bild 7.52: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal im LP2 für Dual-Fuel und Fremdzündung mit Verwendung der Ome-gamulde und einem Verdichtungsverhältnis ε von 14.5

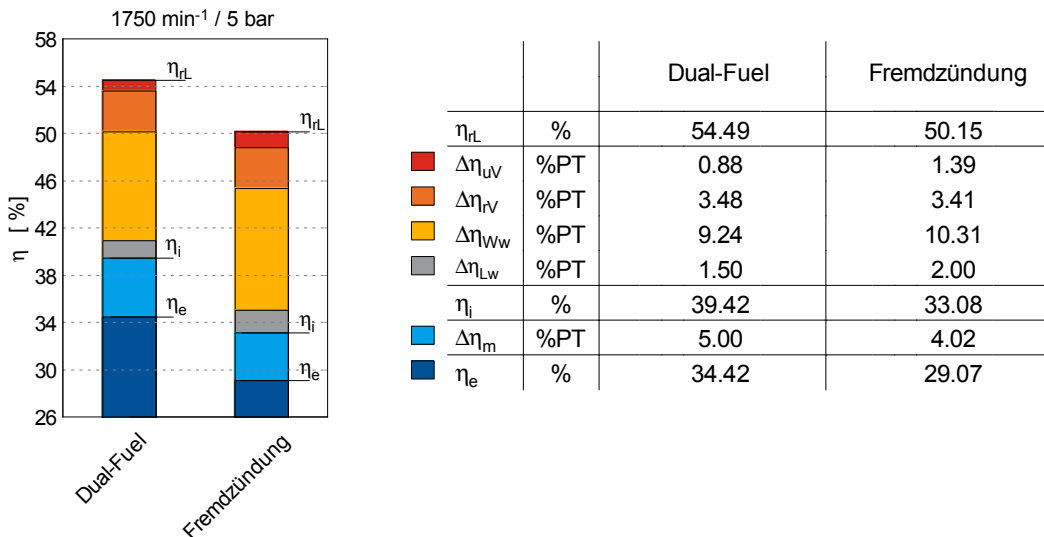


Bild 7.53: Verlustanalyse im LP2 für Dual-Fuel und Fremdzündung mit Verwendung der Ome-gamulde und einem Verdichtungsverhältnis ε von 14.5

7.3 Gegenüberstellung: Dual-Fuel vs. Fremdzündung

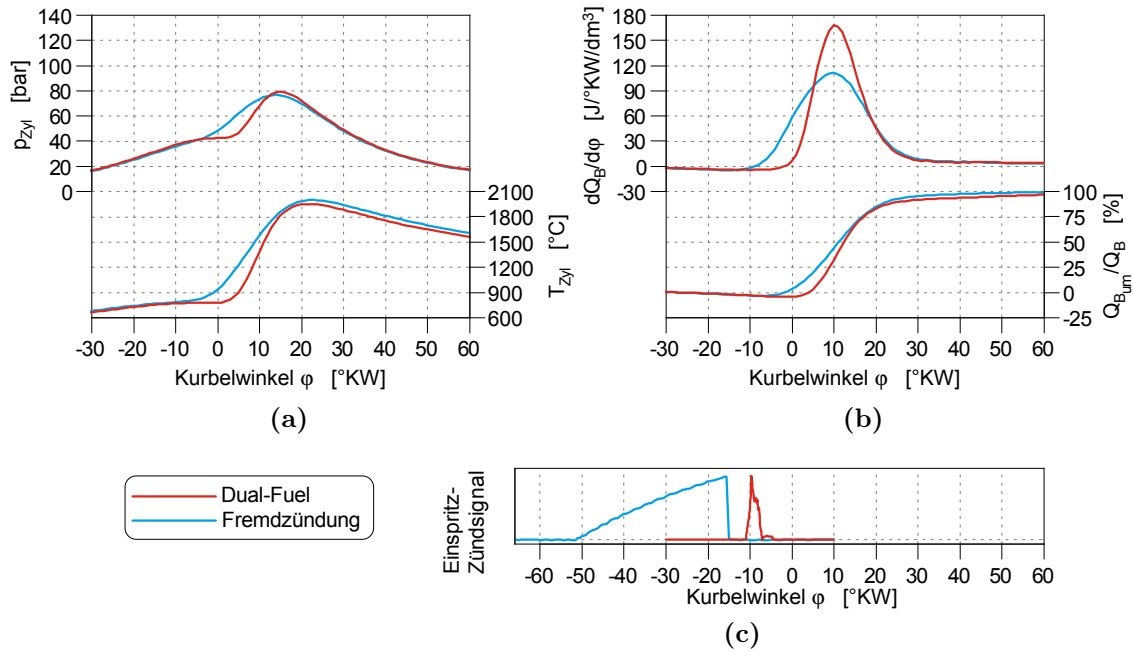


Bild 7.54: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal im LP3 für Dual-Fuel und Fremdzündung mit Verwendung der Omegamulde und einem Verdichtungsverhältnis ε von 14.5

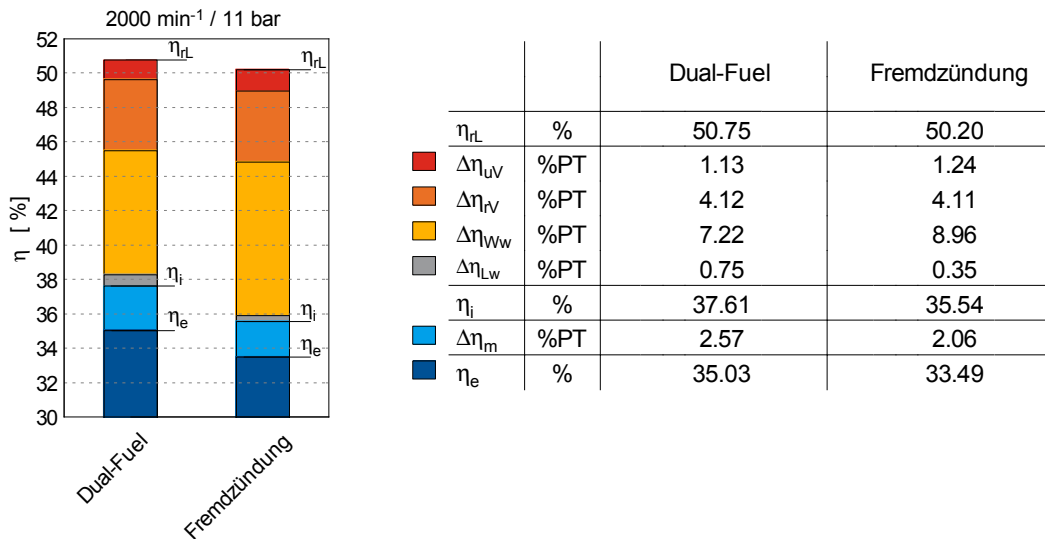


Bild 7.55: Verlustanalyse im LP3 für Dual-Fuel und Fremdzündung mit Verwendung der Omegamulde und einem Verdichtungsverhältnis ε von 14.5

7.3.2 Optimale Hardwarekonfigurationen

In diesem Unterkapitel werden die optimierten Brennverfahren verglichen. Für den Dual-Fuel-Prozess hat sich die Verwendung der Omegamulde und ein Verdichtungsverhältnis ε von 16.5 und für Fremdzündung die Topfmulde mit einem Verdichtungsverhältnis ε von 14 als optimal herausgestellt. In den Bildern 7.56 bis 7.59 sind die Emissionen und Indizierdaten für die beiden Konfigurationen ersichtlich. Zudem wird im abschließenden Vergleich der Basisdieselmotor in den Auswertungen inkludiert.

Die grundlegenden Zusammenhänge sind bereits in den vorangegangenen Kapiteln 7.3.1 erklärt worden. Die Verwendung der Topfmulde anstelle der Omegamulde im Fremdzündungsbetrieb zeigte tendenziell Vorteile im Bezug auf den Wirkungsgrad und die Emissionen (siehe Kapitel 7.2.3). Für das Dual-Fuel-Brennverfahren bewirkt die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses von 14.5 auf 16.5 eine deutliche Veränderung (siehe Kapitel 7.1.6). Der Anteil an unverbrannten Komponenten im Abgas wird reduziert und liegt bei allen untersuchten Lastpunkten unterhalb denen der Fremdzündung. Die NO_x -Emissionen übersteigen im hochlastigen Punkt aufgrund höherer Spitzentemperaturen jene der Fremdzündung. Eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses bewirkt auch eine Erhöhung des Wirkungsgrades des vollkommenen Motors, wodurch auch der effektive Wirkungsgrad deutlich angehoben wird. Was sich wiederum positiv auf die CO_2 -Emissionen auswirkt.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass bei Betrachtung der Rohemissionen sich überwiegend Vorteile für den Dual-Fuel-Prozess ergeben. Die Abgasgesetzgebung bezieht sich aber nicht auf die Rohemissionen. Daher ist eine detailliertere Betrachtung mit Abgasnachbehandlung vorzunehmen. Im Dual-Fuel-Verfahren wird der Motor im unteren Kennfeldbereich mit magerem Gemisch betrieben (siehe Kapitel 7.1.3). Der Einsatz eines Dreiwegekatalysator ist zu Reduktion der Rohemissionen in diesem Bereich nicht ausreichend. Für die Reduktion der NO_x -Emissionen benötigt man SCR-Systeme oder NO_x -Speicher-katalysatoren. Auch die unverbrannten Komponenten welche zum großen Teil Methan beinhalten, sind im mageren Betrieb schwer zu konvertieren. Im Fremdzündungsbetrieb hingegen wird der Motor im gesamten Kennfeldbereich mit stöchiometrischen Gemisch betrieben und es ist daher auch der Einsatz eines Dreiwegekatalysators ausreichend. Die Abgasnachbehandlung ist bei Fremdzündung somit leichter realisierbar. Der prognostizierte CO_2 -Vorteil im Erdgasbetrieb wird sowohl im Dual-Fuel-Modus als auch im Fremdzündungsbetrieb bestätigt. Wobei im Dual-Fuel-Prozess aufgrund des höheren Wirkungsgrades der Gewinn höher ausfällt. Es sei auch darauf hingewiesen, dass am verwendete Standarddieselmotor hardwareseitig kaum Modifikationen vorgenommen wurden. Um das Potential im Erdgasbetrieb weiter auszuschöpfen sind weitere Optimierungen wie z. B. die der Ansaugkanäle (Gemischbildung) und der Brennraumform vorzunehmen.

7.3 Gegenüberstellung: Dual-Fuel vs. Fremdzündung

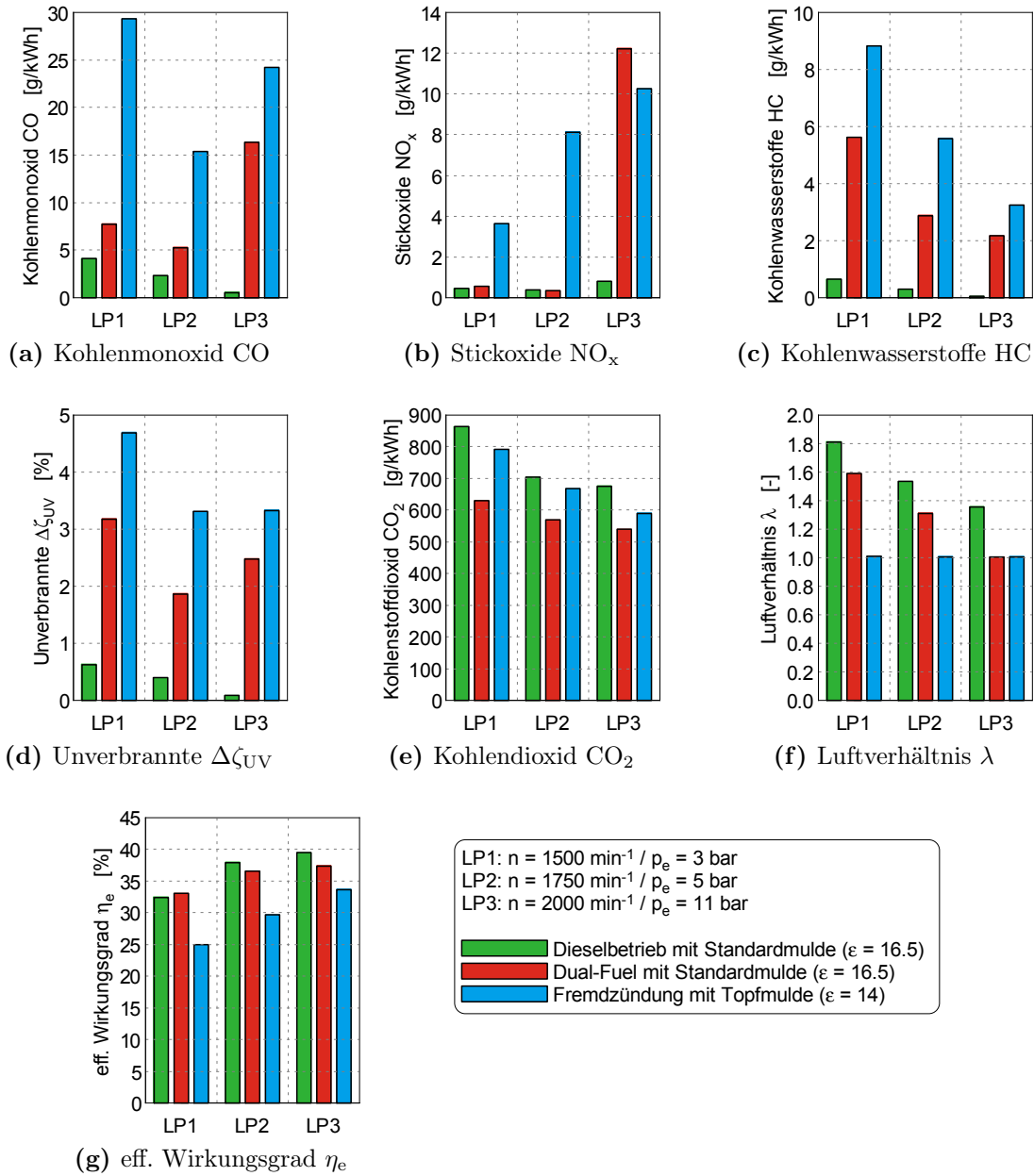


Bild 7.56: Ergebnisse für Diesel, Dual-Fuel und Fremdzündung mit optimaler Konfiguration

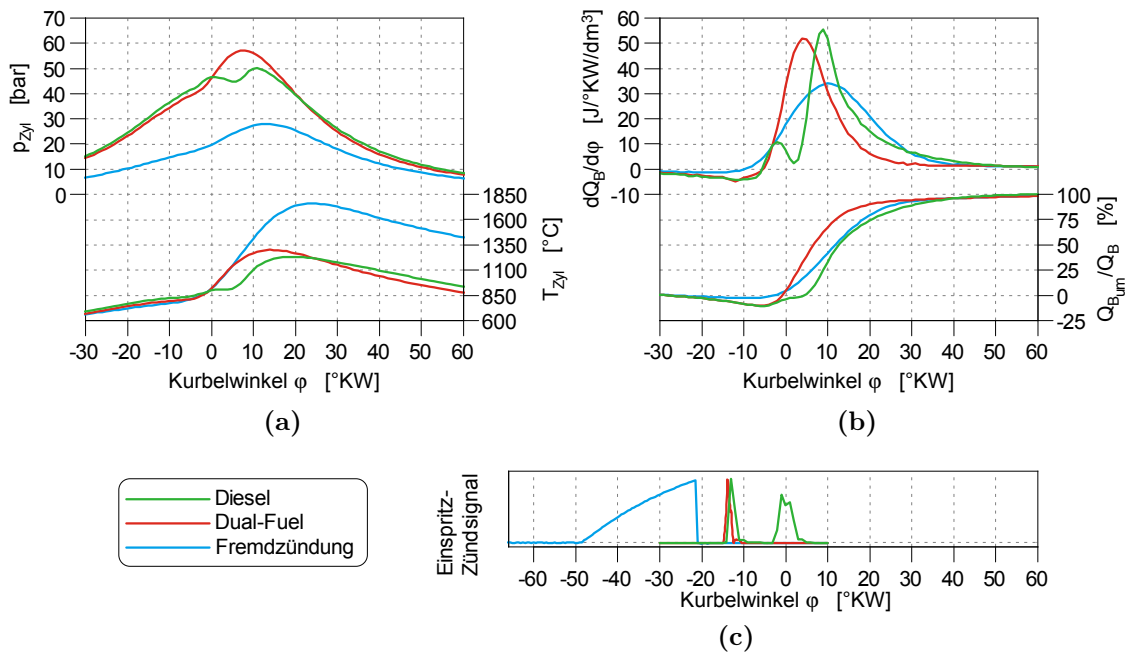


Bild 7.57: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal im LP1 mit optimierter Hardwarekonfiguration

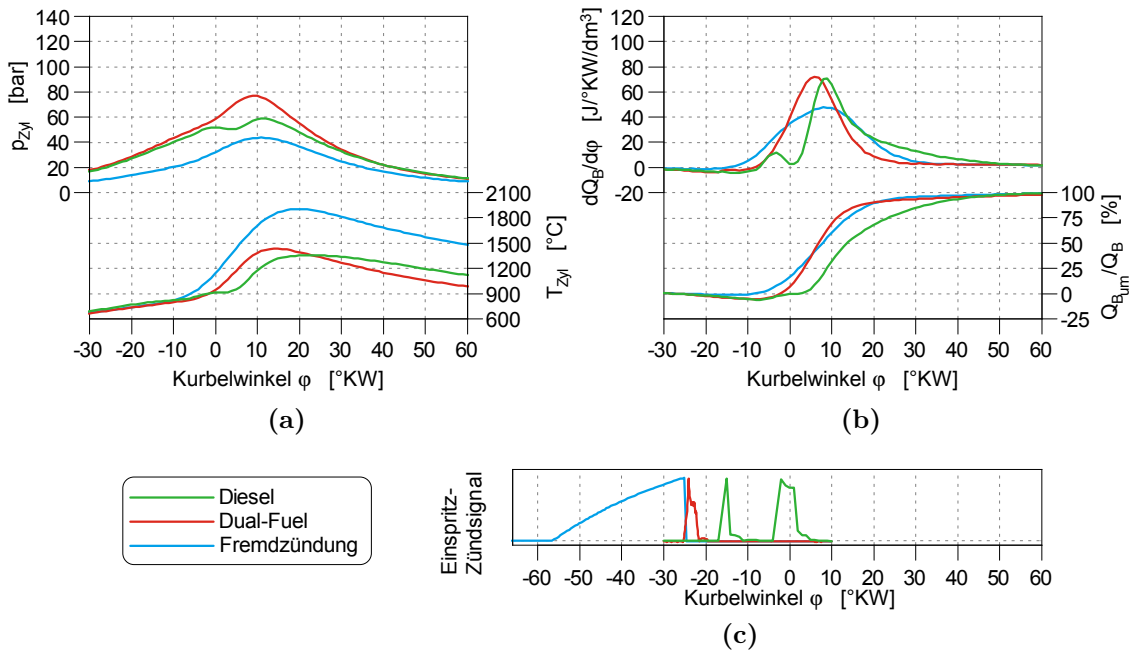


Bild 7.58: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal im LP2 mit optimierter Hardwarekonfiguration

7.3 Gegenüberstellung: Dual-Fuel vs. Fremdzündung

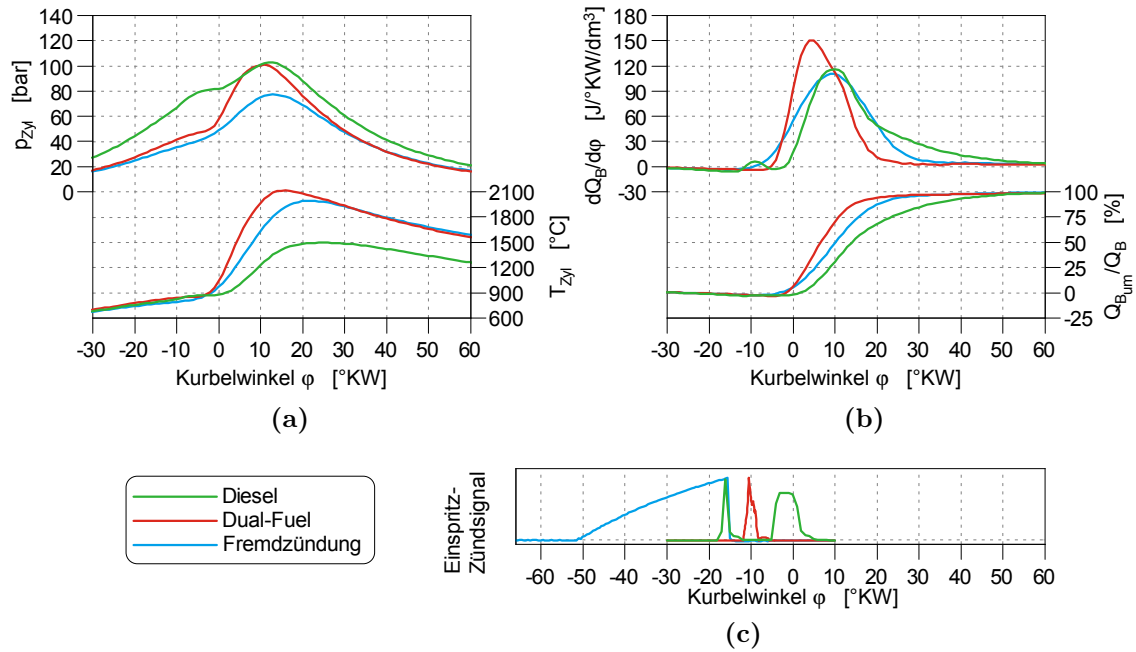


Bild 7.59: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal im LP3 mit optimierter Hardwarekonfiguration

7.3.3 Klopfuntersuchungen

In diesem Abschnitt werden beide Brennverfahren hinsichtlich ihrer Neigung zu Klopfen verglichen. Dazu wurden am Motor Variationen der Schwerpunktlage mit $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 19 \text{ bar}$ durchgeführt. Sowohl im Dual-Fuel-Prozess als auch im Fremdzündungsaufbau wurde die Omegamulde und ein Verdichtungsverhältnis ε von 14.5 verwendet. Zusätzlich wurde mit dem Dual-Fuel-Brennverfahren eine weitere Messreihe mit reduziertem energetischen Erdgasanteils x_{CNG} von 80 % statt 96 % durchgeführt. In Bild 7.60 sind die Ergebnisse ersichtlich. Gut zu erkennen ist, dass die Klopfneigung mit dem Dual-Fuel-Verfahren geringer ist als im Fremdzündungsbetrieb. Dies ist durch die schnellere Energieumsetzung erklärbar, wodurch die für die Vorreaktionen zur Verfügung stehende Zeit verkürzt wird. Wird die Substitutionsrate x_{CNG} im Dual-Fuel-Modus verringert so erhöht sich der Dieselanteil, welcher klopfest ist. Weiters wird das Luftverhältnis λ_{CNG} des Erdgas-Luft Gemisches erhöht. Womit sich die Selbstzündungsbedingungen verschlechtern und somit auch die Klopfneigung verringert wird. Die Indizierdaten der verschiedenen Brennverfahren mit einer Schwerpunktlage von 10°KW sind in Bild 7.61 ersichtlich.

Es sei darauf hingewiesen, dass die Messungen an einem Dreiventilbau durchgeführt wurden. Durch das Wegfallen eines Auslassventils wird das eine verbleibende Auslassventil heißer und der Strömungswiderstand steigt an, wodurch sich die Neigung zu Klopfen erhöht. In den weiteren Optimierungsphasen sollte daher versucht werden die Erdgas- und Dieselinjektoren bzw. die Zündkerze im Zylinderkopf so zu positionieren, dass ein Vierventilbau realisierbar ist.

Tabelle 7.18 listet die Rahmenbedingungen der durchgeführten Messungen auf.

Tabelle 7.18: Konstante Parameter für die Klopfuntersuchungen

Parameter	Einheit	$n = 2000 \text{ min}^{-1}$ $p_e = 19 \text{ bar}$
AGR-Rate	%	0
Saugrohrtemperatur T_{22}	$^\circ \text{C}$	37
Drallklappenposition	%	0 (Dual-Fuel) 50 (Fremdzündung)
Erdgaseinblaselage	$^\circ \text{KW}$	-320
Verdichtungsverhältnis	–	14.5

7.3 Gegenüberstellung: Dual-Fuel vs. Fremdzündung

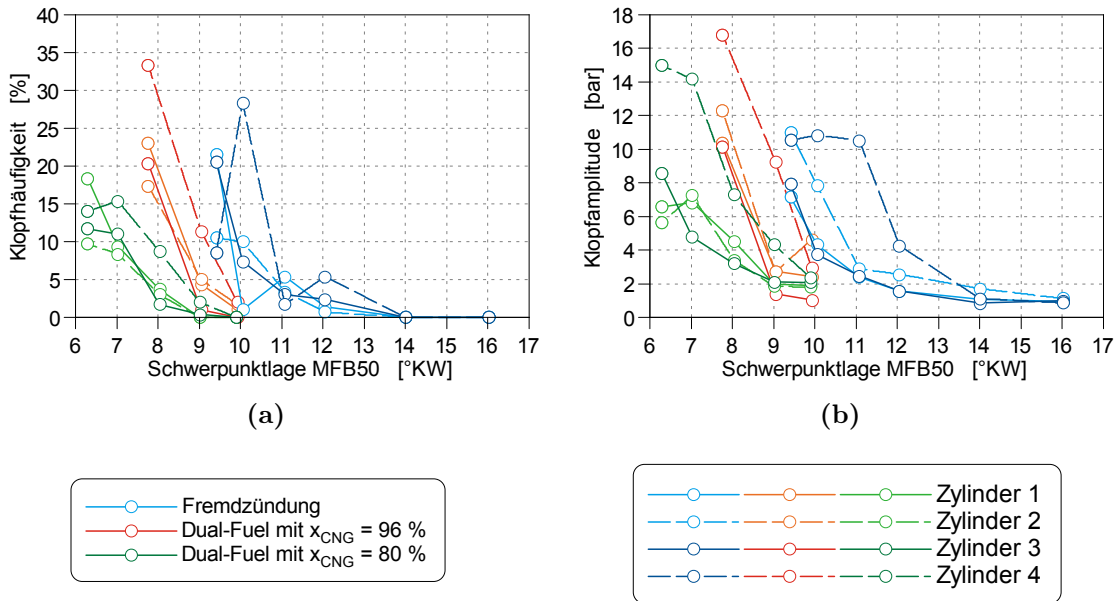


Bild 7.60: (a) + (b) MFB50-Variationen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ / $p_e = 19 \text{ bar}$

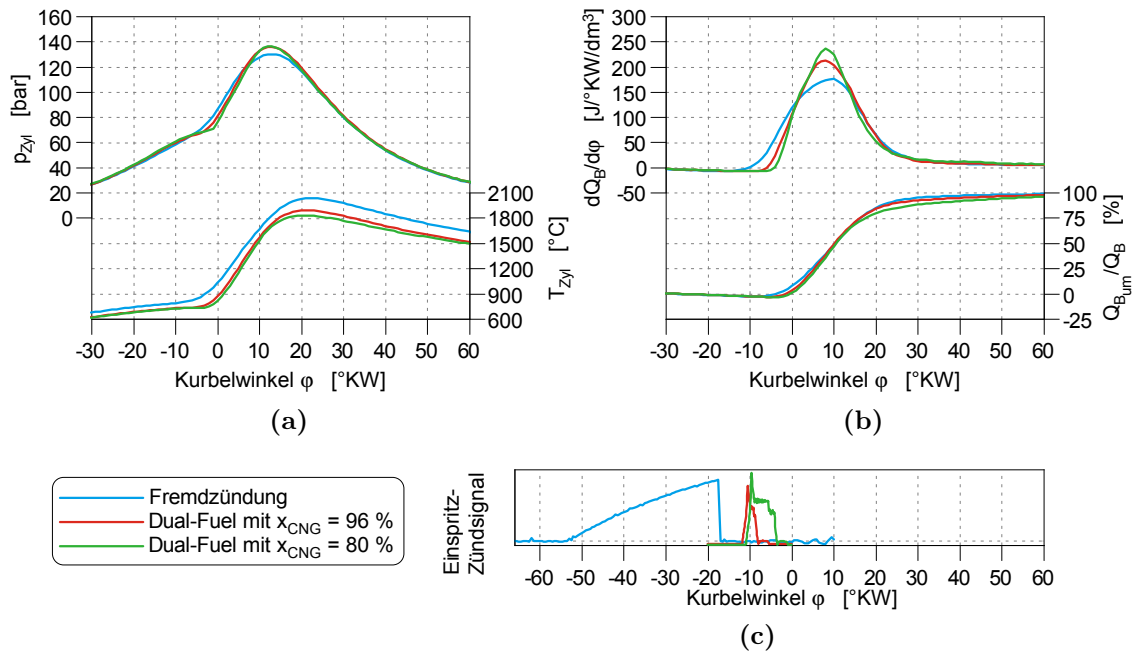


Bild 7.61: (a) Druck- und Temperaturverlauf (b) Brennverlauf und Umsetzungsrate (c) Einspritzsignal mit $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 19 \text{ bar}$ und $MFB50 = 10 \text{ °KW}$

8 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Masterarbeit, als Teil einer Dissertation [28], wurden zwei Zündkonzepte für auf Erdgas basierende Brennverfahren untersucht. Aufgrund der hohen Selbstzündungstemperatur von Erdgas ist zur Zündung eine externe Energiequelle notwendig. Zum einen wurde das Erdgas-Luft-Gemisch mit Hilfe eines Dieselizehstrahles (Dual-Fuel) und zum anderen mit einer Funkenzündung (Zündkerze) entflammt. Als Versuchsträger diente ein 2-Liter-Reihenvierzylinder-Dieselmotor von der Fa. BMW Motoren GmbH Steyr. Durch die Niederdruckdirekteinblasung wurden beide Zündkonzepte mit innerer Gemischbildung umgesetzt. Dazu wurde der Erdgasinjektor im Zentrum und der Dieselinjektor bzw. die Zündkerze außermittig positioniert. Aufgrund von Platzmangel im Zylinderkopf wurde der Verlust eines Auslasskanales in Kauf genommen.

Ein wesentlicher Unterschied zwischen den beiden Brennverfahren liegt in den Betriebsstrategien. Um die guten Konvertierungsraten des Dreiwegekatalysators nutzen zu können, ist möglichst im gesamten Kennfeld ein stöchiometrischer Betrieb anzustreben. Im Dual-Fuel-Prozess ist das minimal erreichbare Luftverhältnis im unteren Lastbereich durch den minimalen Saugrohrdruck begrenzt, bei welchem der Dieselizehstrahl noch stabil zündet. Da dadurch in diesem Bereich ein stöchiometrischer Betrieb nicht möglich ist, wurde der Motor mit magerer Schichtladung betrieben. Mit zunehmender Last verschiebt sich das Luftverhältnis bei gleichbleibendem Saugrohrdruck nach unten und ein stöchiometrischer Betrieb ist realisierbar. Im Fremdzündungsmodus wurde der Motor in allen untersuchten Lastpunkten homogen stöchiometrisch betrieben.

Aus den analysierten Daten erkennt man für das Dual-Fuel-Verfahren gegenüber dem fremdgezündeten Betrieb eine schnellere Energieumsetzung und einen kürzeren Zündverzug. Dies ist hauptsächlich durch die größere eingebrachte Zündenergie des Dieselizehstrahles im Vergleich zur Zündkerze erklärbar. Einen großen Einfluss hat auch die Anzahl und Position der Zündkerne. Wird der Motor mit Fremdzündung betrieben bildet sich nur ein Kern an der Zündkerze, von welchem sich die Flammenfront ausbreitet. Mit dem Dieselinjektor werden 6 Flammenkeulen erzeugt, welche in den Brennraum hineinragen. Die Flammenfront breitet sich von den Keulen ausgehend aus und benötigt weniger Zeit zur Erfassung des gesamten Gemisches. Durch die schnellere Energieumsetzung und den kürzeren Zündverzug verkürzt sich die für die Vorreaktionen zur Verfügung stehende Zeit. Womit sich die Klopfneigung mit Hilfe des Dieselizehstrahls im Gegensatz zum Fremdzündungsbetrieb verringert. Aus diesem Grund ist für das Dual-Fuel-Verfahren auch ein höheres Verdichtungsverhältnis

realisierbar und es ergibt sich ein höheres thermodynamisches Wirkungsgradpotential. Um die CO₂-Emissionen unabhängig von den anderen Abgaskomponenten bewerten zu können, wurden sie unter der Annahme der vollständigen Umsetzung des eingebrachten Kraftstoffes berechnet. Im Dual-Fuel-Brennverfahren kann durch den Dieselanteil das theoretisch mögliche CO₂-Potential von Erdgas nicht vollständig ausgeschöpft werden. Aufgrund des höheren Wirkungsgradniveaus sind die CO₂-Emissionen gegenüber dem Fremdzündungsbetrieb aber geringer.

Fazit: Zusammenfassend kann gesagt werden, dass bei Betrachtung der Rohemissionen sich überwiegend Vorteile für den Dual-Fuel-Prozess ergeben. Die Abgasgesetzgebung bezieht sich aber nicht auf die Rohemissionen. Daher ist eine detailliertere Betrachtung inklusive Abgasnachbehandlung vorzunehmen. Im Dual-Fuel-Verfahren wird der Motor im unteren Kennfeldbereich mit magerem Gemisch betrieben. Der Einsatz eines Dreiwegekatalysators ist zur Reduktion der Rohemissionen in diesem Bereich nicht ausreichend. Für die Reduktion der NO_x-Emissionen werden zusätzliche Systeme wie zum Beispiel NO_x-Speicherkatalysatoren oder SCR-Systeme benötigt. Auch die unverbrannten Komponenten im Abgas, welche zum großen Teil Methan beinhalten, sind im mageren Betrieb schwer konvertierbar. Im Fremdzündungsbetrieb hingegen wird der Motor im gesamten Kennfeldbereich mit stöchiometrischem Gemisch betrieben und es ist daher auch der Einsatz eines Dreiwegekatalysators ausreichend. Die Abgasnachbehandlung ist bei Fremdzündungsbetrieb im Vergleich zum Dual-Fuel-Verfahren somit leichter realisierbar. Der prognostizierte CO₂-Vorteil mit Erdgasbetrieb wird sowohl im Dual-Fuel-Modus als auch im Fremdzündungsbetrieb bestätigt. Wobei im Dual-Fuel-Prozess aufgrund des höheren Wirkungsgrades der CO₂-Vorteil höher ausfällt. Es sei auch darauf hingewiesen, dass am verwendete Standarddieselmotor hardwareseitig kaum Modifikationen vorgenommen wurden. Um das Potential im Erdgasbetrieb weiter auszuschöpfen sind weitere Optimierungen wie z. B. der Brennraumgeometrie, der Ansaugkanäle, die Injektoranordnung, der Nebenaggregate etc. vorzunehmen.

Literaturverzeichnis

- [1] ANDERL, M.; GÖSSL, M.; KUSCHEL, V.; et al.: *Klimaschutzbericht 2016*. Wien : Umweltbundesamt GmbH, 2016. – ISBN 978-3-99004-395-0
- [2] ARDEY, N.; STÜTZ, W.; HIEMESCH, D.; KAUFMANN, M.: Die neuen Drei- und Vierzylinder-Dieselmotoren von BMW. In: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 75 (2014), Nr. 7–8
- [3] ARDEY, N.; WICHTL, R.; STEINMAYR, T.; KAUFMANN, M.; HIEMESCH, D.; STÜTZ, W.: Die neuen 3- und 4-Zylinder Dieselmotoren mit TwinPower Turbo Technologie. In: *35. Internationales Wiener Motorensymposium*. Wien, 2014
- [4] AVL: *IndiCom Indicating Software*. 2. November 2015. – URL <https://www.avl.com/-/indicom-indicating-software>. – Zugriffsdatum: November 2015
- [5] BASSHUYSEN, Richard van: *Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb – Wege zur klimaneutralen Mobilität*. Wiesbaden : Springer-Verlag, 2015. – ISBN 978-3-658-07159-2
- [6] BASSHUYSEN, Richard van; SCHÄFER, Fred: *Handbuch Verbrennungsmotor – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. 7. Aufl. Wiesbaden : Springer-Verlag, 2014. – ISBN 978-3-658-04677-4
- [7] BMWBLOG: *The New Family of BMW Engines*. 10. März 2014. – URL <http://www.bmwblog.com/2014/03/10/new-family-bmw-engines/>. – Zugriffsdatum: Dezember 2015
- [8] BOSCH: *Ignition Module IM 4*. 3. Juni 2016. – URL http://www.bosch-motorsport.de/media/catalog_resources/Ignition_Module_IM_4_Datasheet_51_en_2778345099pdf.pdf. – Zugriffsdatum: August 2016
- [9] BRAESS, Hans-Hermann; SEIFFERT, Ulrich: *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 7. Aufl. Wiesbaden : Springer-Verlag, 2013. – ISBN 978-3-658-01690-6
- [10] DYNAMOMETER-WORLD: *Borghi & Saveri Dynamometers*. 2. November 2015. – URL <http://www.dynamometer-world.com/index.php/products/engine-dynamometer-new/borghi-38-saveri-detail>. – Zugriffsdatum: November 2015

- [11] EICHLSEDER, Helmut: *VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN Vertiefte Ausbildung. Vorlesungsmanuskript*. Graz : Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik TU Graz, 2012
- [12] ETAS: *INCA Software-Produkte*. 3. November 2015. – URL http://www.etas.com/de/products/inca_software_products.php. – Zugriffsdatum: November 2015
- [13] FASCHING, Paul; SPRENGER, Florian; EICHLSEDER, Helmut: Experimental Optimization of a Small Bore Natural Gas-Diesel Dual Fuel Engine with Direct Fuel Injection. In: *SAE Int. J. Engines* 9 (2016), Nr. 2
- [14] GMPUA: *Quality by Design*. 19. Juni 2016. – URL <http://www.gmpua.com/World/Manu/07/i.htm>. – Zugriffsdatum: Juni 2016
- [15] HAUSBERGER, Stefan: *Umweltauswirkungen des Verkehrs Teil I. Vorlesungsmanuskript*. Graz : Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik TU Graz, 2011
- [16] HEYWOOD, J. B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill Education, 1988. – ISBN 978-0-070-28637-5
- [17] KÖHLER, Eduard; FLIERL, Rudolf: *Verbrennungsmotoren – Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors*. 6. Aufl. Wiesbaden : Springer-Verlag, 2011. – ISBN 978-3-8348-1486-9
- [18] KRISTL, SEIBT & CO: *TORNADO System*. 9. Januar 2013. – URL http://www.ksengineers.at/artikel/portfolio/automotive_engineering/system_tornado.html. – Zugriffsdatum: November 2015
- [19] LENZE: *L-force Katalog*. 1. Juli 2014. – URL https://www.lenze.com/fileadmin/lenze/documents/de/catalogue/CAT_CAP0504_MT_MQA_de_DE.pdf. – Zugriffsdatum: November 2015
- [20] MERKER, Günter P.; TEICHMANN, Rüdiger: *Grundlagen Verbrennungsmotoren – Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. 7. Aufl. Wiesbaden : Springer-Verlag, 2014. – ISBN 978-3-658-03194-7
- [21] MOTEC: *Ignition Module 4 Channel M37 #41211*. 9. Januar 2002. – URL <http://www.motec.com/downloads/downloaddatasheets/>. – Zugriffsdatum: Juli 2016
- [22] PAULWEBER, Michael; LEBERT, Klaus: *Mess- und Prüfstandstechnik – Antriebstrangentwicklung, Hybridisierung, Elektrifizierung*. Springer-Verlag, 2014. – ISBN 978-3-658-04452-7

-
- [23] PISCHINGER, Rudolf; EICHLSEDER, Helmut: *Kolbenmaschinen. Vorlesungsmanuskript*. Graz : Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik TU Graz, 2011
- [24] PISCHINGER, Rudolf; KLELL, Manfred; SAMS, Theodor: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine – Der Fahrzeugantrieb*. 3. Aufl. Wien New York : Springer-Verlag, 2009. – ISBN 978-3211-99276-0
- [25] REIF, Konrad: *Dieselmotor-Management im Überblick – einschließlich Abgastechnik*. 2. Aufl. Wiesbaden : Springer-Verlag, 2014. – ISBN 978-3-658-06555-3
- [26] SAMS, Theodor: *Schadstoffbildung und Emissionsminimierung bei KFZ Teil I. Vorlesungsmanuskript*. Graz : Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik TU Graz, 2010
- [27] SASS, Friedrich: *Geschichte des Deutschen Verbrennungsmotorenbaues – von 1860 bis 1918*. Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 1962. – ISBN 978-3-662-11842-9
- [28] SPRENGER, Florian: *Entwicklung eines erdgasbasierten Brennverfahrens zur signifikanten CO₂-Reduktion bei Pkw-Motoren*. Graz : Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik TU Graz, Dissertation in Arbeit
- [29] SPRENGER, Florian; FASCHING, Paul; KAMMERSTÄTTER, Stefan: Experimentelle Untersuchung von Erdgas-Diesel Brennverfahren mit äußerer und innerer Gemischbildung für Pkw-Anwendungen. In: *15. Tagung: "Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors"*. Graz, 2015
- [30] STEINPARZER, F.; ARDEY, N.; MATTES, W.; HIEMESCH, D.: Die neue Efficient-Dynamics-Motorenfamilie von BMW. In: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 75 (2014), Nr. 5
- [31] STURM, Peter: *Umweltauswirkungen des Verkehrs Teil II. Vorlesungsmanuskript*. Graz : Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik TU Graz, 2012
- [32] TODSEN, Uwe: *Verbrennungsmotoren*. München : Carl Hanser Verlag GmbH Co KG, 2012. – ISBN 978-3-446-42846-1
- [33] WIMMER, Andreas: *Thermodynamik des Verbrennungsmotors. Vorlesungsmanuskript*. Graz : Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik TU Graz, 2012
- [34] WKO: *Kraftstoffpreise zum 18. Juli 2016*. 18. Juli 2016. – URL https://www.wko.at/Content.Node/branchen/oe/Mineraloelindustrie/Woechentliche_Erhebung_des_FVMI.html. – Zugriffsdatum: Juli 2016