

System- und Komponentenanalyse für hohen thermodynamischen Wirkungsgrad beim Ottomotor

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Dipl.-Ing. Henning Heikes
aus (Geburtsort): Unna

eingereicht am: 21.02.2014
mündliche Prüfung am: 27.05.2014

Referenten:

Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts
Prof. Dr.-Ing. Peter-Wolfgang Manz
Institut für Verbrennungskraftmaschinen
Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

Prof. Dr.-Ing. Jürgen Hammer
Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen
Universität Stuttgart / Robert Bosch GmbH

Berichte aus dem ivb

Band 2

Henning Heikes

**System- und Komponentenanalyse
für hohen thermodynamischen
Wirkungsgrad beim Ottomotor**

Shaker Verlag
Aachen 2014

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

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

Zugl.: Braunschweig, Techn. Univ., Diss., 2014

Copyright Shaker Verlag 2014

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-3155-3

ISSN 2199-708X

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen

Telefon: 02407 / 95 96 - 0 • Telefax: 02407 / 95 96 - 9

Internet: www.shaker.de • E-Mail: info@shaker.de

Vorwort

Die vorliegende Dissertationsschrift entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Doktorand in der Forschung und Voraentwicklung der Robert Bosch GmbH in Schwieberdingen.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts, dem Leiter des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen an der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, für die Betreuung, welche diese Arbeit erst möglich gemacht hat, sowie die interessanten Diskussionen. Des Weiteren danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Jürgen Hammer für das Korreferat und die gewinnbringenden Rückmeldungen während zahlreicher Projekt-Reviews. Ebenfalls Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing Peter-Wolfgang Manz für sein Interesse an meiner Arbeit und die Teilnahme am Promotionsverfahren.

Herrn Dr.-Ing. Thorsten Raatz danke ich für Anregung und Betreuung des Promotionsthemas, das Korrekturlesen sowie die Schaffung der exzellenten Randbedingungen für die hier dargestellten Untersuchungen. In diesem Zusammenhang gilt ein besonderer Dank den Herren Thorsten Heidinger, Andreas Eckert und Jürgen Etzel für Ihre Unterstützung in technischen Belangen, ohne die ein so produktiver und flexibler Betrieb des Motorenprüfstandes nicht möglich gewesen wäre. Außerdem danke ich Herrn Matthias Zink und Dr.-Ing. Martin Brandt für die fruchtbaren Diskussionen (nicht nur im Zusammenhang mit simulativen Fragestellungen) sowie den Kollegen Christian Linder und Dr.-Ing. Michael Staudt für ihre Denkanstöße. Ebenfalls anregende Diskussionen ergaben sich zu jeder Zeit mit meinen Doktorandenkollegen Tobias Trzebiatowski, Christian Wiegand und Jan Dyckmans. Für das Korrekturlesen danken möchte ich weiterhin Herrn Dr.-Ing. Thomas Bossmeyer und Matthias Mansbart, die trotz des späteren Hinzustoßens stets ein reges Interesse an meiner Arbeit gezeigt haben. Für die Unterstützung bei den Messungen am Vollmotor danke ich den Herren Marco Pätzold, Sven Haubold und Jean-Philippe Bronner – nicht zu vergessen allen anderen hier nicht namentlich erwähnten Kollegen, die mich mit Rat und Tat unterstützt und für eine angenehme Arbeitsatmosphäre gesorgt haben.

Außerdem bedanke ich mich für den hohen Einsatz der beteiligten Studenten, die – sei es im Rahmen eines Praktikums oder einer Abschlussarbeit – stets eine große Hilfe waren. Besonders seien hier die Beiträge von Herrn Domagoj Zovak und Herrn Frederik Thole herausgestellt.

Nicht zuletzt gilt mein Dank meinen Eltern Ingrid und Jan-Walter Heikes sowie meinem Bruder Daniel Heikes, ohne deren Unterstützung während meines bisherigen Werdegangs ich die Arbeit nicht in dieser Form hätte leisten können. Insbesondere danke ich meiner Frau Sylvia für das Korrekturlesen sowie für die fortwährende Motivation und ihr Verständnis für diverse Stunden meiner Abwesenheit.

Abstract

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Identifikation und Bewertung verschiedener wirkungsgradsteigernder Maßnahmen am Downsizing-Ottomotor. Ziel ist die Entwicklung einer geschlossenen Methodik zur objektiven Bewertung diverser Verbrauchsmaßnahmen unter Berücksichtigung des tatsächlich auftretenden Lastkollektivs und die Anwendung dieser Methodik für verschiedene Verfahrensweisen zur Optimierung eines hochaufgeladenen homogenen ottomotorischen Brennverfahrens.

Zu diesem Zweck wird eine bestehende kinematische Zyklussimulation um eine innermotorische Verlustteilung erweitert, um detaillierte Rückschlüsse auf die Verlustquellen am Downsizing-Ottomotor zu ziehen. Die dargestellten Untersuchungen werden sowohl am Einzylinder- als auch am turboaufgeladenen 1,2l-Dreizylinder-Vollmotor durchgeführt und durchgängig mittels 0d-Analyse und 1d-Strömungssimulation begleitet. Für die Validierung der Ergebnisse der Zyklussimulation steht zusätzlich ein Demonstratorfahrzeug mit dem Downsizing-Versuchsmotor zur Verfügung. Bei dem Versuchsträger handelt es sich um einen hochaufgeladenen Direkteinspritzer-Ottomotor mit zentraler Injektorlage und Phasenverstellung an Ein- und Auslassnockenwelle. Die Aufladung erfolgt am Vollmotor über einen einstufigen Wastegate-Turbolader, der durch hohe Spülraten effektive Mitteldrücke von 30 bar schon bei niedriger Drehzahl und eine spezifische Leistung von 100 kW/l ermöglicht.

Mithilfe der entwickelten Zyklusverlustteilung werden diverse Maßnahmen unter Berücksichtigung ihrer Auswirkungen auf das Gesamtsystem in Hinsicht auf ihre Wirkungsgradpotenziale bewertet. Zunächst werden mit interner und externer Abgasrückführung, homogenem Magerbetrieb und spätem Einlassschließen verschiedene Möglichkeiten zur Entdrosselung betrachtet, weil eine Analyse der Verluste des Demonstratorfahrzeugs im Neuen Europäischen Fahrzyklus trotz des hohen Downsizing-Grades hier noch Potenziale für eine Verbrauchsreduktion zeigt. Einen weiteren Schwerpunkt stellt die Optimierung des Verdichtungsverhältnisses hochaufgeladener Ottomotoren dar, da hier infolge der erhöhten Klopfneigung Einschränkungen im Vergleich zu Saugmotoren bestehen. Zu diesem Zweck werden verschiedene Verdichtungen und deren Kombination mit klopfreduzierenden Maßnahmen beleuchtet. Neben dem späten Einlassschließen, welches durch eine Reduktion der effektiven Verdichtung die Verdichtungsendtemperatur und damit die Prozesstemperaturen und Klopfneigung herabsetzt, wird eine gekühlte externe Abgasrückführung mit einer Entnahme vor und nach 3-Wege-Katalysator untersucht. Besonderes Augenmerk wird im Zusammenhang mit der Verdichtungsanhebung auf die notwendige Zündspannung gelegt, da diese mit steigender Dichte im Brennraum zunimmt. Anhand der durchgeführten Messungen wird eine empirische Berechnungsformel zur Bestimmung des Zündspannungsbedarfs in Abhängigkeit der Dichte zum Zündzeitpunkt und des Elektrodenabstandes der Zündkerze aufgestellt. Mithilfe der am Einzylinder gewonnenen Daten werden erhöhte Verdichtung und Ventilsteuerzeiten mit spätem Einlassschließen für den Vollmotor ausgelegt und die ermittelten Potenziale an diesem bestätigt.

Als Maßnahme zur Beeinflussung des Realverbrauches bei hohen Fahrgeschwindigkeiten werden zwei Möglichkeiten zur Reduktion des aus Bauteilschutzgründen notwendigen Anfertigungsbedarfs untersucht: zum Einen eine gekühlte Abgasrückführung und zum Anderen die Verwendung eines Turboladers mit erhöhter zulässiger Turbineneintrittstemperatur.

Die entwickelte Methodik für den objektiven Vergleich verschiedener Verbrauchsmaßnahmen wird exemplarisch am Downsizing-Ottomotor angewendet und steht im Weiteren für die Bewertung anderer Konzepte und Systeme zur Verfügung.

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	IV
Abbildungsverzeichnis	XII
Tabellenverzeichnis	XXIII
1 Einleitung	1
2 Grundlagen und Kenntnisstand	3
2.1 Downsizing	3
2.2 Thermodynamische Verlustteilung	7
2.3 Verdichtungsverhältnis	17
2.4 Abgasrückführung	20
2.5 Magerbetrieb	22
2.6 Spätes und frühes Einlassschließen	24
3 Verwendete Versuchsträger, Messtechnik und Auswertalgorithmen	27
3.1 Hochaufgeladener Extrem-Downsizing-Ottomotor	28
3.2 Demonstratorfahrzeug	31
3.3 Vorgehen bei den experimentellen Untersuchungen	31
3.3.1 Am Einzylindermotor vermessener Kennfeldbereich	32
3.3.2 Verwendeter Kraftstoff	33
3.3.3 Einstellung des Gegendrucks am Einzylindermotor	33
3.3.4 Definition der Klopfgrenze	36
3.3.5 Definition der Stabilitätsgrenze der Verbrennung	36
3.4 Beschreibung der verwendeten Auswerte- und Simulationsroutinen	37
3.4.1 Thermodynamische Analyse	38
3.4.2 Motorsimulation	39
3.4.3 Zyklussimulation	40
4 Identifikation von Wirkungsgradpotenzialen mittels Zyklussimulation	42
4.1 Vergleich der verwendeten Fahrzyklen	42
4.2 Vergleich von Zyklussimulation und Messergebnissen	46
4.3 Vergleich von NEFZ und anderen Fahrzyklen	48
4.4 Auswirkung der Optimierung des Leerlaufbetriebs im NEFZ	51
4.5 Vergleich des Extrem-Downsizing-Motors mit einem Saugmotor im NEFZ	52
4.6 Vergleich von Einzylinder- und Vollmotormessung im NEFZ	53

5	Maßnahmen zur Entdrosselung im saugmotorischen Betrieb	56
5.1	Abgasrückführung	56
5.1.1	Interne Abgasrückführung	56
5.1.2	Externe Abgasrückführung	58
5.1.3	Vergleich von interner und externer Abgasrückführung	61
5.1.4	Verbrennungsstabilisierung durch Doppeleinspritzung	63
5.2	Homogener Magerbetrieb	67
5.2.1	Einfluss auf die motorischen Kenngrößen	67
5.2.2	Verbrennungsstabilisierung durch Doppeleinspritzung	71
5.3	Vergleich von Abmagerung und Abgasrückführung bei Teillast	74
5.4	Spätes Einlassschließen	76
5.4.1	Einfluss auf den Ladungswechsel bei niedriger Last	76
5.4.2	Einfluss auf die motorischen Kenngrößen bei niedriger Last	78
5.5	Verbrauchspotenziale der entdrosselnden Maßnahmen im NEFZ	80
5.5.1	Potenzial der Ladungsverdünnung durch externe Abgasrückführung	80
5.5.2	Potenzial der Ladungsverdünnung durch Abmagerung	81
5.5.3	Potenzial des späten Einlassschließens	83
6	Optimierung des Verdichtungsverhältnisses	85
6.1	Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die motorischen Kenngrößen	86
6.1.1	Einfluss auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad	86
6.1.2	Einfluss auf Kenngrößen der Verbrennung	88
6.1.3	Einfluss auf das Klopfverhalten	89
6.1.4	Verbrauchspotenziale in NEFZ und WLTC	90
6.1.5	Einfluss der Verdichtung auf den Zündspannungsbedarf	91
6.2	Reduzierung der Klopfneigung durch spätes Einlassschließen	94
6.2.1	Einfluss auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad	94
6.2.2	Untersuchung des Spülverhaltens mittels schneller Flammen-Ionisations-Detektion	97
6.2.3	Analyse der thermodynamischen Verluste	104
6.2.4	Einfluss der Einlassventilsteuerzeit auf Klopfverhalten und Wirkungsgrad	105
6.2.5	Einfluss auf Kenngrößen der Verbrennung	108
6.2.6	Einfluss auf das Klopfverhalten	109
6.3	Reduzierung der Klopfneigung durch Abgasrückführung	110
6.3.1	Einfluss auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad	111
6.3.2	Einfluss auf Kenngrößen der Verbrennung	113
6.3.3	Einfluss auf das Klopfverhalten	115
6.3.4	Einfluss von erhöhtem internen Restgasgehalt und Temperatur	116
6.3.5	Vergleich von Abgasrückführung und spätem Einlassschließen	118
6.4	Homogener Magerbetrieb bei hoher Last	123
6.4.1	Einfluss auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad	123
6.4.2	Einfluss auf Kenngrößen der Verbrennung	123
6.4.3	Einfluss auf das Klopfverhalten	124
6.4.4	Vergleich von Abmagerung und Abgasrückführung bei hoher Last	125

6.5	Umsetzung am Vollmotor	127
6.5.1	Auslegung des Brennverfahrens in Kombination mit minimaler Hybridisierung	127
6.5.2	Verhalten der motorischen Kenngrößen am Vollmotor	128
6.5.3	Reduzierung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe durch Doppeleinspritzung	131
6.5.4	Verbrauchspotenziale in NEFZ und WLTC am Vollmotor	136
6.5.5	Einfluss auf die Vorentflammungsneigung	138
7	Reduzierung des Anfettungsbedarfs bei hohen Lasten	139
7.1	Einsatz von gekühlter externer Abgasrückführung	140
7.2	Erhöhung der zulässigen Turbineneintrittstemperatur	145
7.3	Vergleich beider Maßnahmen und Fazit	148
8	Zusammenfassung und Ausblick	149
	Literaturverzeichnis	154
	Anhang	165
A	Grundlagen und Kenntnisstand	165
B	Zyklussimulation	166
C	Maßnahmen zur Entdrosselung im saugmotorischen Betrieb	169
D	Optimierung des Verdichtungsverhältnisses	173

Symbolverzeichnis

Abkürzungen

ACEA	Association des Constructeurs Européens d'Automobiles
AGR	Abgasrückführung
AK	Auslasskanal
ASB	Ansteuerbeginn Einspritzung
AV	Auslassventil
BRS	Boost Recuperation System – Riemen-Starter- Generator
CADC	Common Artemis Driving Cycle
CFD	Computational Fluid Dynamics
DHC	Development of Harmonized Driving Cycle
E1/2	Abgasentnahmestelle 1 bzw. 2
eAGR	externe Abgasrückführung
EK	Einlasskanal
ES	Einlassschließen
ES1/2	Einspritzung 1 bzw. 2
EV	Einlassventil
EZV	elektrischer Zusatzverdichter
EÖ	Einlassöffnen
FFID	schnelle Flammen-Ionisations-Detektion
FID	Flammen-Ionisations-Detektion
FKFS	Fahrzyklus des Forschungsinstituts für Kraft- fahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart
FSN	Filter Smoke Number
FTP75	Federal Test Procedure 75
GOT	oberer Totpunkt im Gaswechseltakt
GR	Gleichraumprozess
GRPE	Groupe de travail de la pollution et de l'énergie
GUT	unterer Totpunkt nach Gaswechseltakt
iAGR	interne Abgasrückführung
KAT	3-Wege-Katalysator
LW	Ladungswechsel
LWA	Ladungswechselanalyse
MEXA	Standard-Abgasanalyseanlage
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
OT	oberer Totpunkt im Arbeitstakt

PLU 131 STS	Shot-to-Shot Kraftstoffmesseinrichtung nach dem Verdrängerzählerprinzip
PLU 401/121	Kraftstoffmesseinrichtung nach dem Verdrängerzählerprinzip
%p	Prozentpunkte
SCR	Selective Catalytic Reduction – selektive katalytische Reduktion
SES	Spätes Einlassschließen
SIM	Simulation
SS	Start/Stop
US06	Supplemental Federal Test Procedure
UT	unterer Totpunkt
VAR1...3	Variante der 2. Abgasentnahmestelle 1 bis 3
Vari	Variation
WLTC	Worldwide Light Duty Harmonized Test Procedure – Development of Harmonized Driving Cycle
WLTP	Worldwide Light Duty Harmonized Test Procedure
ZZP	Zündzeitpunkt

Formelzeichen

A	experimentell ermittelte Gaskonstante A	$[(\text{mm bar})^{-1}]$
AA	Aussetzeranteil	[%]
AGR	Abgasrückführrate	[%]
<i>Arbeitsv. Wand.</i>	Arbeitsverlust durch Wandwärme	[%p]
B	experimentell ermittelte Gaskonstante B	$[\text{kV}(\text{mm bar})^{-1}]$
BD_{5-95}	Brenndauer von 5% bis 95% Massenumsatz	[°KW]
b_e	effektiver spezifischer Verbrauch	$[\text{g}/\text{kWh}]$
b_i	indizierter spezifischer Verbrauch	$[\text{g}/\text{kWh}]$
B_{Kra}	spezifischer volumetrischer Verbrauch	$[\text{l}/100\text{km}]$
CO_2	spezifische Kohlendioxid-Emissionen	$[\text{g}/\text{km}]$
CoV	relative Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes	[%]
c_p	spezifische Wärmekapazität (bei konstantem Druck)	$[\text{J}/\text{kgK}]$
c_{pA}	spezifische Wärmekapazität des Abgases (bei konstantem Druck)	$[\text{J}/\text{kgK}]$
c_{pV}	spezifische Wärmekapazität des verdichteten Gases (bei konstantem Druck)	$[\text{J}/\text{kgK}]$
C_{U1}	erste experimentell ermittelte Konstante zur Berechnung der Sekundärspannung	$[\text{kV}]$
C_{U2}	zweite experimentell ermittelte Konstante zur Berechnung der Sekundärspannung	$[\text{kV}/\text{mm}]$

C_{U3}	dritte experimentell ermittelte Konstante zur Berechnung der Sekundärspannung	[kVm ³ /kg]
C_{U4}	vierte experimentell ermittelte Konstante zur Berechnung der Sekundärspannung	[kVm ³ /(kgmm)]
c_v	spezifische Wärmekapazität (bei konstantem Volumen)	[J/kgK]
d	Schlagweite	[mm]
δB_{Kra}	relative Änderung des spezifischen volumetrischen Verbrauchs	[%]
δCO_2	relative Änderung der spezifischen Kohlendioxid-Emissionen	[%]
δE_{Kra}	relative Änderung der spezifischen Kraftstoffenergie im Fahrzyklus	[%]
$\Delta\eta$	absolute Änderung des Wirkungsgrades	[%p]
$\delta\eta$	relative Änderung des Wirkungsgrades	[%]
$\delta\eta_e$	relative Änderung des effektiven Wirkungsgrades bezogen auf die Referenzvariation	[%]
$\delta\eta_i$	relative Änderung des indizierten Wirkungsgrades bezogen auf die Referenzvariation	[%]
$\delta\eta_i \text{ Start}$	relative Änderung des indizierten Wirkungsgrades bezogen auf den Startwert der Variation	[%]
$\Delta\varphi_{ASE2-ZZP}$	Abstand von Ansteuerende der 2. Einspritzung zu Zündzeitpunkt	[°KW]
$\Delta\varphi_{ZZP-5}$	Zündverzug von Zündzeitpunkt bis zu 5% Massenumsatz	[°KW]
$\delta\Pi_T$	relatives Turbinendruckverhältnis bezogen auf den Startwert der Variation	[%]
δP_V	relative Verdichterleistung bezogen auf den Startwert der Variation	[%]
$\Delta U_{\text{sek min}}$	Änderung der minimalen Sekundärspannung	[kV]
δW_e	relative Änderung der spezifischen effektive Arbeit im Fahrzyklus	[%]
ϵ	Verdichtungsverhältnis	[-]
EA	Elektrodenabstand	[mm]
ϵ_{geo}	geometrisches Verdichtungsverhältnis	[-]
E_{Kra}	spezifische Kraftstoffenergie im Fahrzyklus	[kWh/100km]
ϵ_{th}	thermodynamisches Verdichtungsverhältnis	[-]
$\epsilon_{\text{V eff, } \overline{p_S}}$	wirksames effektives Verdichtungsverhältnis aus mittlerem Saugrohrdruck	[-]
$\epsilon_{\text{V eff, } p_S/ES}$	wirksames effektives Verdichtungsverhältnis aus Saugrohrdruck bei Einlassschließen	[-]
$\epsilon_{\text{V ES}}$	wirksames Verdichtungsverhältnis aus Volumen bei Einlassschließen	[-]

$f_{\text{HCCO Res}}$	Faktor zur Berechnung des Anteils an rückgeführter Energie der Emissionen	[-]
FHR_{50}	Schwerpunktlage des Heizverlaufs	[°KW nOT]
f_{Mix}	Mischungsfaktor	[-]
γ	Rückwirkungskoeffizient	[-]
$GR \text{ m. } \epsilon_{\text{th}}$	Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung mit thermodynamischem Verdichtungsverhältnis	[%p]
$GR \text{ m. } HCCO$	Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung mit Emissionsverlusten	[%p]
$GR \text{ m. } MFB_{50}$	Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung mit realer Verbrennungsschwerpunktlage	[%p]
$GR \text{ m. re. Ladg.}$	Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung mit realer Ladungszusammensetzung	[%p]
η	Wirkungsgrad	[%]
η_{Br}	Energiebilanz der Brennverlaufsanalyse bei Brennende	[%]
$HC_{\text{FFID AK}}$	Konzentration der unverbrannten Kohlenwasserstoffe gemessen mit schneller Flammenionisations-Detektion im Auslasskrümmer	[ppm]
$HC_{\text{FFID EK}}$	Konzentration der unverbrannten Kohlenwasserstoffe gemessen mit schneller Flammenionisations-Detektion im Einlasskrümmer	[ppm]
η_e	effektiver Wirkungsgrad	[%]
η_{GR}	idealer Gleichraumprozesswirkungsgrad	[%]
$\eta_{\text{GR m. } \epsilon_{\text{geo}}}$	Gleichraumprozesswirkungsgrad mit geometrischem Verdichtungsverhältnis	[%]
$\eta_{\text{GR m. } \epsilon_{\text{th}}}$	Gleichraumprozesswirkungsgrad mit thermodynamischem Verdichtungsverhältnis	[%]
$\eta_{\text{GR m. } HCCO}$	Gleichraumprozesswirkungsgrad mit realen Emissionen	[%]
$\eta_{\text{GR m. } MFB_{50}}$	Gleichraumprozesswirkungsgrad mit realer Verbrennungsschwerpunktlage	[%]
$\eta_{\text{GR m. re. Ladg.}}$	Gleichraumprozesswirkungsgrad mit realer Ladungszusammensetzung	[%]
η_i	indizierter Wirkungsgrad	[%]
$\eta_{\text{KP m. id. LW}}$	Kreisprozesswirkungsgrad mit idealem Ladungswechsel	[%]
$\eta_{\text{KP m. re. Brennnd.}}$	Kreisprozesswirkungsgrad mit realer Brenndauer	[%]
$\eta_{\text{KP m. re. Expan.}}$	Kreisprozesswirkungsgrad mit realer Expansion	[%]
$\eta_{\text{KP m. re. Kalorik}}$	Kreisprozesswirkungsgrad mit realer Kalorik	[%]
$\eta_{\text{KP m. re. Komp.}}$	Kreisprozesswirkungsgrad mit realer Kompression	[%]

η_{KP} m. re. LW	Kreisprozesswirkungsgrad mit realem Ladungswechsel	[%]
η_{KP} m. re. Wandw.	Kreisprozesswirkungsgrad mit realer Wandwärme	[%]
η_m	mechanischer Wirkungsgrad des Abgasturboladers	[%]
η_{siT}	innerer isentroper Wirkungsgrad der Turbine	[%]
η_{siV}	innerer isentroper Wirkungsgrad des Verdichters	[%]
H_u	unterer Heizwert	[MJ/kg]
h_V	Ventilhub	[mm]
I_{ES}	Injektoransteuerstrom	[A]
iNO_x	indizierte spezifische Stickoxid-Emissionen	[g/kWh]
iX_{Res}	interner Restgasgehalt	[%]
φ	Kurbelstellung	[°KW]
φ_{ASB}	Kurbelstellung zum Ansteuerbeginn der Einspritzung	[°KW]
$\varphi_{EÖ}$	Kurbelwinkel Einlassöffnen bezogen auf 0,5mm Ventilhub	[°KW]
φ_{ES}	Kurbelwinkel Einlassschließen bezogen auf 0,5mm Ventilhub	[°KW]
φ_{Verb}	Kurbelstellung zum Zeitpunkt der Verbrennung	[°KW]
φ_{ZZP}	Kurbelstellung zum Zündzeitpunkt	[°KW nOT]
κ	Isentropenexponent	[-]
κ_A	Isentropenexponent des Abgases	[-]
κ_{Exp}	Isentropenexponent während der Expansion	[-]
κ_{Kom}	Isentropenexponent während der Kompression	[-]
KP	mittlerer Klopfindex aller Arbeitsspiele	[bar]
KP_{Max}	maximaler Klopfindex aller Arbeitsspiele	[bar]
KP_{Zyklus}	zyklusindividueller Klopfindex der Arbeitsspiele	[bar]
κ_u	Isentropenexponent der unverbrannten Zylinderladung	[-]
κ_V	Isentropenexponent des verdichteten Gases	[-]
κ_v	Isentropenexponent der verbrannten Zylinderladung	[-]
κ_{Verb}	Isentropenexponent der Zylinderladung während der Verbrennung	[-]
λ	Luft-Kraftstoff-Verhältnis	[-]
λ_{global}	globales Luft-Kraftstoff-Verhältnis	[-]
λ_{Ref}	globales Referenz-Luft-Kraftstoff-Verhältnis (stöchiometrisch)	[-]
$\lambda_{rück}$	Luft-Kraftstoff-Verhältnis der in das Saugrohr zurückströmenden Zylinderladung	[-]

L_{st}	stöchiometrischer Luftbedarf	[-]
λ_{Zy1}	Luft-Kraftstoff-Verhältnis im Brennraum	[-]
\dot{m}	Massenstrom	[g/s]
m	Masse	[kg]
\dot{m}_{AV}	Massenstrom durch Auslassventil	[g/s]
\dot{m}_{EV}	Massenstrom durch Einlassventil	[g/s]
MFB_5	5% Massenumsatz	[°KW nOT]
MFB_{50}	Verbrennungsschwerpunktlage	[°KW nOT]
MFB_{95}	95% Massenumsatz	[°KW nOT]
\dot{m}_{kor}	korrigierter Massenstrom	[kg/s]
m_{Kra}	Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel	[mg/ASP]
$m_{Kra AV}$	durchgespülte Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel durch Auslassventil	[mg/ASP]
$m_{Kra, \text{Übers.}}$	überschüssige Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel	[mg/ASP]
m_L	Luftmasse pro Arbeitsspiel	[mg/ASP]
$m_L AV$	durchgespülte Luftmasse pro Arbeitsspiel durch Auslassventil	[mg/ASP]
$m_L EV_{rück}$	durch das Einlassventil zurückströmende Luftmasse pro Arbeitsspiel	[mg/ASP]
$m_L EV_{rück Mix}$	durch das Einlassventil zurückströmende Luftmasse pro Arbeitsspiel nach der Durchmischung	[mg/ASP]
$m_L, \text{Übers.}$	überschüssige Luftmasse pro Arbeitsspiel	[mg/ASP]
$m_{MFB_{50}}$	Anstieg der Schwerpunktlage an der Klopfgrenze über der indizierten Last	[°KW/bar]
m_{Res}	Gesamt-Restgasmasse pro Arbeitsspiel	[mg/ASP]
\dot{m}_V	Verdichtermassenstrom	[kg/s]
m_{Zy1}	Gesamtmasse im Zylinder	[mg/ASP]
n	Motordrehzahl	[min ⁻¹]
n_{ATL}	Turboladerdrehzahl	[min ⁻¹]
p	Druck	[bar]
p_{Abg}	Abgasgegendruck	[mbar]
p_{AK}	Druck im Auslasskanal	[bar]
P_e	effektive Leistung	[kW]
p_{EK}	Druck im Einlasskanal	[bar]
p_{Komp}	in der Kompressionsphase linear approximierter Zylinderdruck	[bar]
p_{me}	effektiver Mitteldruck	[bar]
p_{mi}	indizierter Mitteldruck (720°KW)	[bar]
$p_{mi HD}$	indizierter Mitteldruck der Hochdruckschleife (360°KW)	[bar]
$p_{mi Komp}$	indizierter Mitteldruck inklusive Kompressionsverlusten	[bar]

p_{mi} ND	indizierter Mitteldruck der Niederdruckschleife (360°KW)	[bar]
p_{mr}	Reibmitteldruck	[bar]
p_{Rail}	Kraftstoffdruck im Common Rail System	[bar]
p_S	Saugrohrdruck	[mbar]
$p_{S/ES}$	Saugrohrdruck zum Zeitpunkt des Einlass- schließens	[mbar]
Π_T	Turbinendruckverhältnis	[-]
Π_{tot}	totales Druckverhältnis	[-]
P_V	Verdichterleistung	[W]
p_{Zyl}	Zylinderdruck	[bar]
Q_{ab}	abgeführte Energie	[J]
Q_b	Brennverlauf	[J/°KW]
Q_{Br}	Energiefreisetzung bei Brennende	[J]
Q_{HC}	Energie der unverbrannten Kohlenwasserstoffe	[J]
Q_{HCCO}	Energie der unverbrannten Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid-Emissionen	[J]
Q_{Kra}	Kraftstoffenergie	[J]
Q_{zu}	zugeführte Energie	[J]
<i>Reale Brennd.</i>	Verlust durch reale Brenndauer	[%p]
<i>Reale Kalorik</i>	Verlust durch reale Kalorik	[%p]
R_s	spezifische Gaskonstante	[J/kgK]
ρ_{ZZP}	Dichte zum Zündzeitpunkt	[kg/m ³]
σ	Standardabweichung	[-]
SZ	Schwärzungszahl	[FSN]
T	Temperatur	[°C]
t	Zeit	[s]
T_{2s}	Verdichtungsendtemperatur bei isentroper Ver- dichtung	[K]
T_{AGR}	Temperatur des Abgases vor der Einleitung in das Saugrohr	[°C]
t_i	Injektoransteuerdauer	[µs]
t_2	Injektoransteuerdauer der Zweiteinspritzung	[µs]
T_{Kr}	gemessene Temperatur im Abgaskrümmen	[°C]
T_{Raum}	Raumtemperatur	[°C]
T_S	gemessene Temperatur im Saugrohr	[°C]
T_v	Temperatur der verbrannten Zylinderladung	[K]
U_d	Durchschlagsspannung	[kV]
U_{sek}	Sekundärspannung	[kV]
V'	Zylindervolumen zur Berechnung der effektiven Verdichtung	[cm ³]
V	Volumen	[cm ³]
v	Geschwindigkeit	[km/h]
V_c	Kompressionsvolumen	[cm ³]

$V_{\text{eff}, \bar{p}_S}$	Volumen berechnet aus mittlerem Saugrohrdruck	[cm ³]
$V_{\text{eff}, p_{S/ES}}$	Volumen berechnet aus Saugrohrdruck bei Einlassschließen	[cm ³]
V_{ES}	Volumen bei Einlassschließen	[cm ³]
V_H	Gesamtmotor-Hubvolumen	[cm ³]
V_h	Einzelzylinder-Hubvolumen	[cm ³]
W	Arbeit	[J]
W_e	spezifische effektive Arbeit im Fahrzyklus	[kWh/100km]
WG	Wastegate-Stellung	[%]
u_{sV}	spezifische isentrope Verdichterarbeit	[J]
η_b	normierter Summenbrennverlauf	[%]
X_{Fang}	Fanggrad	[%]
X_{Res}	Gesamt-Restgasgehalt	[%]
X_{Verd}	massebezogene Verdünnungsrate	[%]

Chemische Symbole

CO	Kohlenstoffmonoxid	[%]
CO ₂	Kohlenstoffdioxid	[%]
HC	unverbrannte Kohlenwasserstoffe	[ppm]
NO	Stickstoffmonoxid	[ppm]
NO ₂	Stickstoffdioxid	[ppm]
NO _x	Summe der Stickoxide NO und NO ₂	[ppm]

Indizes

EM	Einzyklermessung
k	allgemeine Zählvariable
n	nach
S	Simulation
v	vor
VM	Vollmotormessung

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1.1	Zeitliche Entwicklung der spezifischen Leistung von Großserien-Pkw-Motoren nach [Golloch, 2005] erweitert um Daten bis 2012	1
Abb. 2.1	Betriebspunktverschiebung durch Hubraumreduktion und Aufladung	4
Abb. 2.2	Maximaler Mitteldruck, Nenndrehzahl und Verdichtungsverhältnis aktueller Pkw-Ottomotoren (linke Seite nach [Golloch, 2005] erweitert um Daten für Motoren der rechten Seite)	5
Abb. 2.3	Erhöhung des erreichbaren Ladedrucks durch Brennraumspülung . .	7
Abb. 2.4	Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung mit geometrischer Verdichtung	9
Abb. 2.5	Verlust durch ideale Gleichraumprozessführung mit thermodynamischer Verdichtung	10
Abb. 2.6	Verlust durch reale Ladungszusammensetzung	11
Abb. 2.7	Verlust durch reale Verbrennungsschwerpunktlage	11
Abb. 2.8	Verlust durch unvollständige und unvollkommene Verbrennung . . .	12
Abb. 2.9	Verlust durch realen Brennverlauf bzw. reale Brenndauer	12
Abb. 2.10	Verlust durch reale kalorische Eigenschaften des Arbeitsgases	13
Abb. 2.11	Verlust durch Wandwärme	14
Abb. 2.12	Verlust durch unvollständige Expansion	14
Abb. 2.13	Verlust durch unvollständige Kompression	15
Abb. 2.14	Verlust durch idealen Ladungswechsel	15
Abb. 2.15	Verlust durch realen Ladungswechsel	16
Abb. 2.16	Ergebnis der beschriebenen Verlustteilung am Beispiel eines Teillastbetriebspunktes am DI-Ottomotor	17
Abb. 2.17	Idealer Gleichraumwirkungsgrad in Abhängigkeit von Verdichtung, Temperatur und Stoffdaten nach [Heywood, 1988]	19
Abb. 2.18	Ermittlung des wirksamen Startvolumens zur Berechnung der Verdichtung nach [Koehler u. a., 2011]	20
Abb. 2.19	Übersicht verschiedener Möglichkeiten der Abgasrückführung	20
Abb. 2.20	Einsatzmöglichkeiten von Abgasrückführung im Motorkennfeld	21
Abb. 2.21	Massebezogene Verdünnungsrate als Funktion von Luft-Kraftstoff-Verhältnis und AGR-Rate	23
Abb. 2.22	Einfluss des späten Einlassschließens auf Druck- und Temperaturverlauf im idealen Gleichraumprozess	25
Abb. 3.1	Zusammenspiel der zur Verfügung stehenden Versuchsträger und Auswertwerkzeuge	28

Abb. 3.2	Ausgewählter Kennfeldbereich für die Untersuchungen am Einzylindermotor	32
Abb. 3.3	Vergleich der Gasdynamik im Abgastrakt für Voll- und Einzylindermotor zur Definition des Gegendruck-Sollwertes	34
Abb. 3.4	Vergleich von Saugrohr und Abgasgendruck für Voll- und Einzylindermotor für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	34
Abb. 3.5	Vergleich von Schwerpunktlage und Klopfindex sowie indiziertem Mitteldruck in der Ladungswechselschleife für Voll- und Einzylindermotor bei einer Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	35
Abb. 3.6	Auswertung der Messergebnisse	37
Abb. 3.7	Systemschaubild der Zyklussimulation am Beispiel eines konventionellen Antriebsstranges nach [Trzebiatowski u. a., 2010]	41
Abb. 4.1	Genutzter Kennfeldbereich und zeitlicher bzw. Kraftstoffmassen-bezogener Anteil der Betriebspunkte für den NEFZ	44
Abb. 4.2	Genutzter Kennfeldbereich und zeitlicher bzw. Kraftstoffmassen-bezogener Anteil der Betriebspunkte für den WLTC	45
Abb. 4.3	Genutzter Kennfeldbereich für alle betrachteten Fahrzyklen	46
Abb. 4.4	Vergleich von Messung am Rollenprüfstand und Zyklussimulation im NEFZ	47
Abb. 4.5	Vergleich der Messungen von realen Fahrten und individualisierter Zyklussimulation in der FKFS-Runde	48
Abb. 4.6	Innere Verlustteilung der Vollmotormessung (MAHLE _{VM}) im NEFZ und WLTC	49
Abb. 4.7	Innere Verlustteilung der Vollmotormessung (MAHLE _{VM}) im NEFZ und FKFS-Zyklus	50
Abb. 4.8	Innere Verlustteilung der Vollmotormessung (MAHLE _{VM}) mit optimierter Leerlaufapplikation und Leerlauf nach [Heikes und Trzebiatowski, 2012] im NEFZ	51
Abb. 4.9	Innere Verlustteilung für MAHLE _{VM} 1,21 und GM L850 2,21 nach [Kuberczyk u. a., 2007] im NEFZ	53
Abb. 4.10	Innere Verlustteilung für gemessenes Vollmotor- (MAHLE _{VM}) und Einzylinderkennfeld (MAHLE _{EM}) im NEFZ	54
Abb. 5.1	Verlauf der Einlass- und Auslassventilmassenströme für zwei verschiedene Ventilsteuerzeiten bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$	57
Abb. 5.2	Einfluss der internen Abgasrückführung auf Wirkungsgrad und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$, 6 bar sowie 9 bar	57
Abb. 5.3	Einfluss der internen Abgasrückführung auf Zündverzögerung, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$, 6 bar sowie 9 bar	58
Abb. 5.4	Einfluss der externen Abgasrückführung auf Wirkungsgrad und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar	59
Abb. 5.5	Einfluss der externen Abgasrückführung auf Zündverzögerung, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar	60

Abb. 5.6	Einfluss der externen Abgasrückführung auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen	61
Abb. 5.7	Vergleich von Wirkungsgrad und Saugrohrdruck bei interner und externer AGR bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar	61
Abb. 5.8	Einfluss von interner und externer Abgasrückführung auf die Verlustteilung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar	62
Abb. 5.9	Ablauf der Einspritzstrategie mit Doppeleinspritzung zur Verbrennungsstabilisierung	63
Abb. 5.10	Ermittlung der minimalen Injektoransteuerdauer mittels HC-Methode	64
Abb. 5.11	Ermittlung des optimalen Abstandes von 2. Einspritzung und Zündzeitpunkt bei Abgasrückführung	64
Abb. 5.12	Einfluss der Injektoransteuerdauer der 2. Einspritzung auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei Abgasrückführung	65
Abb. 5.13	Vergleich von Zündverzug, Brenndauer und Stabilität mit und ohne Doppeleinspritzung über dem Restgasgehalt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar	66
Abb. 5.14	Vergleich des Wirkungsgrades mit und ohne Doppeleinspritzung über dem Restgasgehalt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar	66
Abb. 5.15	Nutzbarees Zündfenster mit und ohne Einsatz einer Doppeleinspritzung bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$	67
Abb. 5.16	Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf Wirkungsgrad, spezifische NO_x -Emissionen und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar	68
Abb. 5.17	Einfluss der Last auf die durch Abmagerung erzielbare relative Wirkungsgradverbesserung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	69
Abb. 5.18	Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar	69
Abb. 5.19	Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf Restgasgehalt und Abgastemperatur bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar	70
Abb. 5.20	Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf die thermodynamischen Verluste bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar	70
Abb. 5.21	Ermittlung des optimalen Abstandes von 2. Einspritzung und Zündzeitpunkt im Magerbetrieb	71
Abb. 5.22	Vergleich von Zündverzug, Brenndauer und Stabilität mit und ohne Doppeleinspritzung über dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ sowie 2000 min^{-1} und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$	72
Abb. 5.23	Vergleich von HC-, CO- und NO_x -Emissionen mit und ohne Doppeleinspritzung über dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ sowie 2000 min^{-1} und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$	73
Abb. 5.24	Vergleich des Wirkungsgrades mit und ohne Doppeleinspritzung über dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ sowie 2000 min^{-1} und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$	73

Abb. 5.25	Nutzbares Zündfenster mit und ohne Einsatz einer Doppeleinspritzung bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$	74
Abb. 5.26	Vergleich des Einflusses von homogener Abmagerung und externer Abgasrückführung auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität über der Verdünnungsrate bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar	75
Abb. 5.27	Vergleich des Einflusses von homogener Abmagerung und externer Abgasrückführung auf Wirkungsgrad, spezifische Stickoxid-Emissionen und Krümmertemperatur über der Verdünnungsrate bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar	75
Abb. 5.28	Verlauf der Einlass- und Auslassventilmassenströme für zwei verschiedene Ventilöffnungszeiten bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$	77
Abb. 5.29	Einfluss des späten Einlassschließens auf die Ladungswechselschleife im saugmotorischen Betrieb bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 6 \text{ bar}$	77
Abb. 5.30	Einfluss der Einlassventilsteuerzeit mit und ohne SES auf Wirkungsgrad und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$	78
Abb. 5.31	Einfluss der Einlassventilsteuerzeit mit und ohne SES auf internen Restgasgehalt und indizierten Mitteldruck in der Niederdruckschleife bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$	79
Abb. 5.32	Einfluss der Einlassventilsteuerzeit mit und ohne SES auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$	79
Abb. 5.33	Darstellbare Abgasrückführaten im NEFZ-relevanten Kennfeldbereich	80
Abb. 5.34	Innere Verlustteilung der Einzylindermessungen (MAHLE _{EM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 9,6 mit und ohne externe AGR im NEFZ	81
Abb. 5.35	Darstellbares Luft-Kraftstoff-Verhältnis im NEFZ-relevanten Kennfeldbereich	82
Abb. 5.36	Innere Verlustteilung der Einzylindermessungen (MAHLE _{EM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 9,6 mit stöchiometrischem und mageren Betrieb im NEFZ	83
Abb. 5.37	Innere Verlustteilung der Einzylindermessungen (MAHLE _{EM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 11,0 mit und ohne 40°KW spätem Einlassschließen im NEFZ	84
Abb. 6.1	Thermodynamisches Verdichtungsverhältnis sowie idealer Gleichraumwirkungsgrad für die untersuchten Verdichtungsverhältnisse	85
Abb. 6.2	Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	86
Abb. 6.3	Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Verlustteilung für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	87
Abb. 6.4	Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	89
Abb. 6.5	Klopfindex der Einzelzyklen über dem Schwerpunkt des Heizverlaufs für verschiedene Verdichtungen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 18 \text{ bar}$, 24 bar sowie 30 bar	89

Abb. 6.6	Innermotorische Verlustteilung der Einzylindermessungen (MAHLE _{EM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 9,0 und 11,0 im NEFZ	90
Abb. 6.7	Benötigte Kraftstoffenergie der Einzylindermessungen (MAHLE _{EM} 1,21) im NEFZ und WLTC	91
Abb. 6.8	Einfluss der Dichte zum Zündzeitpunkt und des Elektrodenabstands auf den Zündspannungsbedarf für verschiedene Verdichtungsverhältnisse	92
Abb. 6.9	Einfluss des Elektrodenabstands auf die Restgasverträglichkeit	93
Abb. 6.10	Einfluss des späten Einlassschließens auf Schwerpunkt und Wirkungsgrad für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	94
Abb. 6.11	Einfluss des späten Einlassschließens auf die Energiebilanz für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	95
Abb. 6.12	Einfluss der Abgasentnahmestelle auf die gemessenen Emissionen für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ bei spätem Einlassschließen	96
Abb. 6.13	Zeitliche Korrektur der gemessenen Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe im Abgastrakt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$	98
Abb. 6.14	Verlauf der HC-Emissionen im Auslasskrümmer im Ladungswechsel mit und ohne SES bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$ sowie $p_{mi} = 30 \text{ bar}$	99
Abb. 6.15	Vergleich der durchgespülten Kraftstoffmasse aus Messung mit FFID und Berechnung aus Ladungswechselanalyse sowie 1d-Strömungssimulation bei einer Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	100
Abb. 6.16	Verlauf der HC-Emissionen in Einlass- und Auslasskrümmer im Ladungswechseltakt ohne SES für eine Variation der Einlasssteuerzeit bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 15 \text{ bar}$	101
Abb. 6.17	Verlauf der HC-Emissionen in Einlass- und Auslasskrümmer im Ladungswechseltakt mit SES für eine Variation der Einlasssteuerzeit bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 15 \text{ bar}$	102
Abb. 6.18	Verlauf der HC-Emissionen im Auslasskrümmer im Ladungswechseltakt an zwei verschiedenen Messstellen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 15 \text{ bar}$ sowie $p_{mi} = 30 \text{ bar}$	103
Abb. 6.19	Fanggrad und durchgespülte Kraftstoffmasse mit und ohne SES für eine Variation der Einlasssteuerzeit bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$	103
Abb. 6.20	Einfluss des späten Einlassschließens auf die Energiebilanz sowie die gespülte Kraftstoffmasse für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	104
Abb. 6.21	Einfluss des späten Einlassschließens auf die Verlustteilung für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	105
Abb. 6.22	Einfluss des späten Einlassschließens auf Wirkungsgrad und Schwerpunkt für eine Variation der Einlassventilsteuerzeit bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$	106
Abb. 6.23	Einfluss des späten Einlassschließens auf Fanggrad, Saugrohrdruck und Luft-Kraftstoff-Verhältnis im Brennraum für eine Variation der Einlassventilsteuerzeit bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$	107

Abb. 6.24	Vergleich verschiedener Verdichtungsverhältnisse für eine Variation der Einlassventilsteuerzeit bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$	107
Abb. 6.25	Vergleich der frühen und späten Einlasssteuerzeit ohne SES im Druck-Volumen-Diagramm bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$	108
Abb. 6.26	Einfluss des späten Einlassschließens auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	109
Abb. 6.27	Einfluss des späten Einlassschließens auf den zyklusindividuellen Klopfindex bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15$ sowie 21 bar	110
Abb. 6.28	Einfluss der externen AGR auf Wirkungsgrad, Schwerpunktlage und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor und nach Katalysator	111
Abb. 6.29	Einfluss der externen AGR auf die Verlustteilung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor und nach Katalysator	113
Abb. 6.30	Einfluss der externen AGR auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor und nach Katalysator	114
Abb. 6.31	Vergleich von Zündverzug, Brenndauer und Stabilität über der Schwerpunktlage bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$	114
Abb. 6.32	Zyklusindividueller Klopfindex über dem Schwerpunkt des Heizverlaufs bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15 \text{ bar}$ sowie 21 bar	115
Abb. 6.33	Einfluss der externen AGR auf Wirkungsgrad, Schwerpunktlage und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ mit einer Entnahme vor Katalysator bei unterschiedlichem internen Restgasgehalt	116
Abb. 6.34	Einfluss der externen AGR auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ mit einer Entnahme vor Katalysator bei unterschiedlichem internen Restgasgehalt	117
Abb. 6.35	Einfluss der Ansauglufttemperatur auf die Verbrennungsschwerpunktlage bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$ mit und ohne Abgasrückführung	117
Abb. 6.36	Einfluss des globalen Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf den Wirkungsgrad bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und 21 bar	120
Abb. 6.37	Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses bei externer AGR auf Wirkungsgrad, Schwerpunktlage und relatives Turbinendruckverhältnis bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor Katalysator	120
Abb. 6.38	Vergleich des Einflusses von externer Abgasrückführung und spätem Einlassschließen auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad über dem relativen notwendigen Turbinendruckverhältnis bzw. der relativen notwendigen Verdichterleistung mit Spülung	121
Abb. 6.39	Vergleich des Einflusses von externer Abgasrückführung und spätem Einlassschließen auf die Schwerpunktlage über der relativen notwendigen Verdichterleistung im Vergleich zu [Schmuck-Soldan u. a., 2012]	122
Abb. 6.40	Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf indizierten Wirkungsgrad, Schwerpunkt und Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$	123

Abb. 6.41	Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$	124
Abb. 6.42	Zyklusindividueller Klopfindex über dem Schwerpunkt des Heizverlaufs für eine homogene Verdünnung mit Luft bzw. Abgas bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$	124
Abb. 6.43	Vergleich des Einflusses von homogener Abmagerung und externer AGR auf Schwerpunktlage, Wirkungsgrad und Turbinendruckverhältnis über der Verdünnungsrate bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$	125
Abb. 6.44	Vergleich des Einflusses von homogener Abmagerung und externer AGR auf Zündverzug, Brenndauer und Stabilität über der massebezogenen Verdünnungsrate bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 21 \text{ bar}$	126
Abb. 6.45	Simulation der Volllastcharakteristik des Versuchsträgers mit optimierter Verdichtung und spätem Einlassschließen in Kombination mit minimaler Hybridisierung	128
Abb. 6.46	Schwerpunktlage, HC-Emissionen und effektiver Wirkungsgrad mit optimierter Verdichtung und spätem Einlassschließen für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	129
Abb. 6.47	Saugrohrdruck, Einlassöffnen und Wastegate-Stellung mit optimierter Verdichtung und spätem Einlassschließen für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	130
Abb. 6.48	Prinzipieller Ablauf der Einspritzstrategie mit Doppelspritzung zur HC-Reduktion im Spülbetrieb	131
Abb. 6.49	Einfluss der Einspritzstrategie auf die Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 16 \text{ bar}$	132
Abb. 6.50	Einfluss der Einspritzstrategie auf effektiven Wirkungsgrad und Stabilität bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 16 \text{ bar}$	132
Abb. 6.51	Vergleich der HC-Emissionen im Kennfeldbereich mit Spülbetrieb bei verschiedenen Strategien für Ventilsteuerzeit und Einspritzung	133
Abb. 6.52	Vergleich der effektiven Wirkungsgrade im Kennfeldbereich mit Spülbetrieb bei verschiedenen Strategien für Ventilsteuerzeit und Einspritzung	134
Abb. 6.53	Einfluss der Einspritzstrategie auf die HC-Emissionen im transienten Betrieb bei 1200 min^{-1}	135
Abb. 6.54	Gemessene Volllastcharakteristik des Versuchsträgers mit optimierter Verdichtung und spätem Einlassschließen	136
Abb. 6.55	Innermotorische Verlustteilung der Vollmotormessung (MAHLE _{VM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 9,0 und 10,9 sowie 30 °KW SES im NEFZ	136
Abb. 6.56	Benötigte Kraftstoffenergie der Vollmotormessung (MAHLE _{VM} 1,21) im NEFZ und WLTC	138
Abb. 7.1	Kennfeldbereich mit Anfettungsbedarf für den Versuchsträger	140
Abb. 7.2	Versuchsaufbau der Hochlast-Abgasrückführung am Vollmotor	141
Abb. 7.3	Relevanter Kennfeldbereich für den Einsatz von Hochlast-AGR als Mittel zur Anfettungsreduktion	141

Abb. 7.4	Maximal darstellbare externe Abgasrückführrate bei hoher Last . . .	142
Abb. 7.5	Globales Luft-Kraftstoff-Verhältnis mit und ohne externe Abgasrückführung	142
Abb. 7.6	Temperatur im Abgaskrümmer mit und ohne externe Abgasrückführung	143
Abb. 7.7	Änderung der Schwerpunktlage und des mittleren Klopfindex mit Abgasrückführung	144
Abb. 7.8	Verbrauchseinsparung und Änderung der Turboladerdrehzahl mit Hochlast-AGR bezogen auf Betrieb mit Anfettung	144
Abb. 7.9	Verlustteilung mit und ohne externe Abgasrückführung bei 4500 min^{-1}	145
Abb. 7.10	Globales Luft-Kraftstoff-Verhältnis für untersuchte maximal zulässige Turbineneintrittstemperaturen	146
Abb. 7.11	Temperatur im Abgaskrümmer für untersuchte maximal zulässige Turbineneintrittstemperaturen	146
Abb. 7.12	Änderung der Schwerpunktlage und des mittleren Klopfindex bei erhöhter maximal zulässiger Turbineneintrittstemperatur	147
Abb. 7.13	Temperatur im Abgaskrümmer für untersuchte maximal zulässige Turbineneintrittstemperaturen	147
Abb. A1	Verlust durch reale Ladungszusammensetzung als Grenzfall	165
Abb. A2	Verlust durch realen Brennverlauf bzw. reale Brenndauer als Grenzfall	165
Abb. B1	Genutzter Kennfeldbereich und zeitlicher bzw. Kraftstoffmassen-bezogener Anteil der Betriebspunkte für die FKFS-Runde	166
Abb. B2	Vergleich von Messung am Rollenprüfstand und Zyklussimulation im WLTC	166
Abb. B3	Vergleich von Messung von realen Fahrten und Zyklussimulation im FKFS-Zyklus	166
Abb. B4	Innere Verlustteilung für Otto- (MAHLE_{VM}) und Dieselmotor im NEFZ	167
Abb. B5	Innere Verlustteilung für den Ottomotor (MAHLE_{VM}) mit Berechnung der Kalorik nach [Grill, 2006] oder [De Jaegher, 1976] und [Zacharias, 1966] im NEFZ	168
Abb. B6	Innere Verlustteilung für MAHLE_{VM} 1,21 und GM L850 2,21 nach [Kuberczyk u. a., 2007] im NEFZ mit gleichgestellter Kalorikberechnung	168
Abb. C1	Einfluss der internen AGR auf HC-, CO- sowie NO_x -Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$, 6 bar sowie 9 bar	169
Abb. C2	Einfluss der externen AGR auf HC-, CO- sowie NO_x -Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar	169
Abb. C3	Einfluss der Injektoransteuerdauer der 2. Einspritzung auf HC-, CO- und NO_x -Emissionen bei Abgasrückführung	169
Abb. C4	Einfluss des Luft-Kraftstoff-Verhältnisses auf HC-, CO- und NO_x -Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ sowie 6 bar	170

Abb. C5	Einfluss der Injektoransteuerdauer der 2. Einspritzung auf Zündverzög, Brenndauer und Stabilität bei Abmagerung	170
Abb. C6	Einfluss der Injektoransteuerdauer der 2. Einspritzung auf HC-, CO- und NO _x -Emissionen bei Abmagerung	170
Abb. C7	Einfluss der 2. Einspritzung auf Zylinderdruck, Brennverlauf und Summenbrennverlauf bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ und Abmagerung	171
Abb. C8	Einfluss der Verdünnung auf Zylinderdruck, Temperatur im Verbrannten und Summenbrennverlauf bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ und Abgasrückführung	171
Abb. C9	Einfluss der Verdünnung auf Zylinderdruck, Temperatur im Verbrannten und Summenbrennverlauf bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$ und Abmagerung	171
Abb. C10	Einfluss der Einlassventilsteuzeit mit und ohne SES auf die innermotorische Verlustteilung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$	172
Abb. C11	Einfluss der Einlassventilsteuzeit mit und ohne SES auf HC-, CO- und NO _x -Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 3 \text{ bar}$	172
Abb. D1	Kolbengeometrien der untersuchten Verdichtungsverhältnisse	173
Abb. D2	Innermotorische Verlustteilung der Einzylindermessungen (MAHLE _{EM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 9,0 und 9,6 im NEFZ	173
Abb. D3	Schematische Darstellung der Position der Entnahmesonden im Einlass- und Auslasskanal	173
Abb. D4	Vergleich der gemessenen Emissionen bei einer Abgasentnahme an der ersten Entnahmestelle für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ für die verschiedenen Varianten der zweiten Abgasentnahme	174
Abb. D5	Einfluss der Abgasentnahmestelle auf die gemessenen Emissionen für eine Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ohne spätes Einlassschließen	174
Abb. D6	Vergleich der durchgespülten Kraftstoffmasse aus der Ladungswechselanalyse für verschiedene Mischungsfaktoren bei einer Variation der Last bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	175
Abb. D7	Vergleich der frühen und späten Einlasssteuzeit mit SES im Druck-Volumen-Diagramm bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 21 \text{ bar}$	176
Abb. D8	Temperatur des rückgeführten Abgases sowie Temperatur im Saugrohr und der Umgebung für die Variationen der AGR-Rate bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor und nach Katalysator	176
Abb. D9	Einfluss der externen AGR auf Wirkungsgrad, Schwerpunktlage und Saugrohrdruck bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor und nach Katalysator	176
Abb. D10	Energie der gemessenen HC- und CO-Emissionen im Krümmer und an der Abgasentnahmestelle mit und ohne Katalysator	177
Abb. D11	Einfluss der externen AGR auf Zündverzög, Brenndauer und Stabilität bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15$ sowie 21 bar mit einer Entnahme vor und nach Katalysator	177

Abb. D12	Einfluss des Gegendruckes auf Wirkungsgrad, Schwerpunkt und Restgasgehalt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 15 \text{ bar}$ mit und ohne Abgasrückführung	177
Abb. D13	Vergleich des Einflusses von externer AGR und spätem Einlassschließen auf Schwerpunktlage und Wirkungsgrad über dem relativen notwendigen Turbinendruckverhältnis bzw. der relativen notwendigen Verdichterleistung ohne Spülung	178
Abb. D14	Einfluss der Schwerpunktlage auf Wirkungsgrad und notwendigen Saugrohrdruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi}} = 12 \text{ bar}$ sowie 21 bar	178
Abb. D15	Innermotorische Verlustteilung der Einzylindermessungen (MAHLE _{EM} 1,21) mit thermodynamischer Verdichtung 9,0 und 11,0 und 30 °KW SES im NEFZ	178

Tabellenverzeichnis

Tab. 3.1	Kenndaten des verwendeten Vollmotors	29
Tab. 3.2	Kenndaten des verwendeten Fahrzeugs	31
Tab. 4.1	Kenndaten verschiedener Fahrzyklen	43
Tab. B1	Vergleich der Kenndaten der verwendeten Versuchsmotoren nach [Kuberczyk u. a., 2007] und [Schnittger u. a., 2003]	167
Tab. B2	Vergleich der Kenndaten der verwendeten Versuchsfahrzeuge nach [Kuberczyk u. a., 2007]	167