

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Institut für Energietechnik  
Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen

**Übertragung von Motoreigenschaften  
mit Hilfe charakteristischer Skalierfunktionen  
zur Simulation verschiedener Varianten  
von Ottomotoren**

**Michael Huß**

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

DOKTOR – INGENIEURS

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.–Prof. Dr.–Ing. habil. Boris Lohmann

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.–Prof. Dr.–Ing. Georg Wachtmeister
2. Univ.–Prof. Dr.–Ing. Udo Lindemann

Die Dissertation wurde am 30.05.2012 bei der Technischen Universität München eingereicht  
und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 16.01.2013 angenommen.



# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Mitarbeiter der BMW Forschung und Technik GmbH in den Jahren 2007 bis 2010. Bei Herrn Prof. Dr.–Ing. habil. R. Freymann und Herrn Dipl.–Ing. W. Strobl bedanke ich mich herzlich, mir dafür die Möglichkeit gegeben zu haben. Danken möchte ich auch meinem Team– und Projektleiter Herrn Dipl.–Ing. W. Hübner, der mir jederzeit die notwendige Unterstützung und einen großen Freiraum für die Ausgestaltung der Arbeit gegeben hat.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.–Ing. G. Wachtmeister, Ordinarius des Lehrstuhls für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität München, der mir durch seine Initiative und sein Vertrauen die Gelegenheit zu einer Industriepromotion gegeben hat. Darüber hinaus haben seine wertvollen Hinweise und die geführten Diskussionen ganz wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen.

Für das Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Zweitgutachtens danke ich Herrn Prof. Dr.–Ing. U. Lindemann. Ebenso gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.–Ing. habil. B. Lohmann für die Leitung des Promotionsverfahrens.

Bei allen beteiligten Professoren und Teammitgliedern des CAR@TUM–Projektes „Energiemanagement im Kraftfahrzeug“ bedanke ich mich für die engagierte und wertvolle Zusammenarbeit. Die äußerst freundschaftlich, offen und respektvoll geführte Kooperation zwischen Industrie und Wissenschaft ist keinesfalls selbstverständlich. Insbesondere der intensive interdisziplinäre Austausch mit den Herren Dipl.–Ing. C. Haupt, Dr.–Ing. S. Bürger und Dipl.–Ing. A. Thanheiser hat mit zu der weiten wissenschaftlichen Bandbreite dieser Arbeit beigetragen.

Gedankt sei auch meinen Kolleginnen und Kollegen bei der BMW Forschung und Technik GmbH für das angenehme und motivierende Arbeitsumfeld. Die zahlreichen konstruktiven Gespräche, die nicht nur die Dissertation betrafen, haben meinen Erfahrungsschatz ungemein bereichert. Speziell erwähnen möchte ich an dieser Stelle Herrn Dipl.–Ing. Dr. techn. M. Hallmannsegger, Herrn Dr.–Ing. U. Gerke, Herrn Dipl.–Ing. J. Huber, Herrn Dipl.–Ing. F. Gerbig und Herrn Dipl.–Ing. Dr. techn. A. Nefischer und mich bei ihnen für ihre außerordentliche Hilfsbereitschaft bedanken.

Schließlich danke ich besonders herzlich meiner Familie für die fortwährende Unterstützung und den absoluten Rückhalt in allen Phasen meiner Ausbildung.

München, im Januar 2013

Michael Huß

*Die Steinzeit endete nicht, weil es keine Steine mehr gab.  
Und das Zeitalter des Öls wird nicht enden, weil es kein Öl mehr gibt.*

Ahmed Zaki Yamani (Ölminister Saudi-Arabiens 1962 – 1986)

# Kurzfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine neuartige Methodik vorgestellt, mit der auf der Basis von Skalierfunktionen verschiedene ottomotorische Maßnahmen in virtuellen Motorkennfeldern abgebildet werden können. In Anbetracht aktueller Trends in der Entwicklung von Ottomotoren werden geometrische Motorparameter sowie motorische Betriebsparameter ausgewählt, durch welche die Wirkungsweise motorischer Maßnahmen beschrieben werden kann. Die formulierten Skalierfunktionen erlauben es, den Einfluss der ausgewählten Parameter auf den Arbeitsprozess sowie die Energiebilanz von Ottomotoren im Detail abzuschätzen. Die hierfür notwendigen Zusammenhänge werden durch eine umfangreiche Literaturrecherche und den intensiven Einsatz der Motorprozesssimulation erarbeitet. Die entwickelten Vorgehensweisen stehen als ein hilfreiches Werkzeug für die Auslegung und energetische Bewertung zukünftiger Antriebsstränge in frühen Entwicklungsphasen zur Verfügung.

# Abstract

The conducted study describes novel methods for modeling various spark-ignition engine technologies in virtual fuel consumption maps by means of algebraic scaling functions. In consideration of current trends in the field of engine development, specific engine parameters are selected to describe the mechanism of promising engine technologies by geometry and operational characteristics. On the basis of a profound review of literature and the extensive use of working cycle simulation, simple scaling functions are derived, that describe the correlation between the selected scaling parameters and the energy balance of modern si-engines. With this set of scaling functions prospective engine and powertrain concepts can be designed and examined on an energy basis in an early stage of development.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Motivation . . . . .	1
1.2	Zielsetzung und Schwerpunkte . . . . .	4
1.3	Methodik . . . . .	5
<b>2</b>	<b>Grundlagen</b>	<b>7</b>
2.1	Der Arbeitsprozess des Ottomotors . . . . .	7
2.2	Analyse und Simulation verbrennungsmotorischer Vorgänge . . . . .	10
2.3	Trends in der Motorenentwicklung . . . . .	18
<b>3</b>	<b>Entwicklungsstand heutiger Ottomotoren</b>	<b>20</b>
3.1	Überblick . . . . .	20
3.2	Einfluss geometrischer Motorparameter . . . . .	21
3.2.1	Geometrische Grunddaten heutiger Fahrzeugmotoren . . . . .	21
3.2.2	Mechanische Untersuchungen . . . . .	24
3.2.3	Thermodynamische Untersuchungen . . . . .	32
3.2.4	Anwendungsbeispiele zur Skalierung geometrischer Motorparameter . . . . .	37
3.3	Einfluss motorischer Betriebsparameter . . . . .	39
3.3.1	Luftverhältnis . . . . .	39
3.3.2	Restgasanteil . . . . .	41
3.4	Einfluss des Klopfphänomens auf die Skalierung von Motorparametern . . . . .	45
3.4.1	Grundlagen . . . . .	45
3.4.2	Klopfregelung und Energiebilanz . . . . .	47
<b>4</b>	<b>Skalierung von Motorparametern</b>	<b>49</b>
4.1	Methoden und Vorgehensweisen . . . . .	49
4.2	Analyse und Abbildung mechanischer Einflüsse . . . . .	54
4.2.1	Ansätze zur Vorausberechnung der Reibungsverluste . . . . .	54
4.2.2	Ähnlichkeitsgesetze . . . . .	54
4.2.3	Neue Ansätze zur Vorausberechnung der Reibungsverluste . . . . .	60
4.2.4	Verifikation und Plausibilisierung . . . . .	63

4.3	Analyse und Abbildung thermodynamischer Einflüsse . . . . .	67
4.3.1	Grundaufbau des Ladungswechsel- und Prozessmodells . . . . .	67
4.3.2	Ähnlichkeitsgesetze . . . . .	69
4.3.3	Verwendete Modellansätze . . . . .	71
4.3.4	Verifikation und Plausibilisierung . . . . .	80
4.4	Skalierung geometrischer Motorparameter . . . . .	84
4.4.1	Zylinderhubvolumen . . . . .	85
4.4.2	Hub-Bohrungs-Verhältnis . . . . .	88
4.4.3	Verdichtungsverhältnis . . . . .	90
4.4.4	Wechselwirkungen zwischen geometrischen Motorparametern . . . . .	93
4.5	Skalierung motorischer Betriebsparameter . . . . .	95
4.5.1	Luftverhältnis . . . . .	95
4.5.2	Restgasgehalt . . . . .	99
4.5.3	Wechselwirkungen zwischen motorischen Betriebsparametern . . . . .	106
4.6	Wechselwirkungen zwischen Geometrie- und Betriebsparametern . . . . .	107
4.7	Einfluss des Klopfphänomens auf die Skalierung von Motorparametern . . . . .	109
4.7.1	Variation von klopfrelevanten Motorparametern . . . . .	109
4.7.2	Einfluss der verschleppten Verbrennung auf motorische Betriebsgrößen . . . . .	113
<b>5</b>	<b>Formulierung von Skalierfunktionen</b>	<b>115</b>
5.1	Entwicklung geeigneter Funktionsansätze . . . . .	115
5.2	Geometrische Motorparameter . . . . .	118
5.2.1	Zylinderhubvolumen . . . . .	118
5.2.2	Hub-Bohrungs-Verhältnis . . . . .	119
5.2.3	Verdichtungsverhältnis . . . . .	120
5.3	Motorische Betriebsparameter . . . . .	122
5.3.1	Luftverhältnis . . . . .	122
5.3.2	Restgasgehalt . . . . .	123
5.4	Funktionsansätze zur Berücksichtigung des Klopfphänomens . . . . .	124
5.5	Verifikation, Plausibilisierung und Anwendung, . . . . .	126
<b>6</b>	<b>Anwendung skalierten Motorkennfelder</b>	<b>130</b>
6.1	Gesamtfahrzeugsimulation für konventionelle und elektrifizierte Antriebskonzepte . . . . .	130
6.1.1	Grundaufbau . . . . .	130
6.1.2	Modellierung mechanischer Komponenten . . . . .	131
6.1.3	Modellierung elektrischer Komponenten . . . . .	132
6.1.4	Verbrauchseinsparung durch Hybridisierung und hybride Betriebsstrategie . . . . .	133
6.2	Beschreibung und Verifikation des Referenzfahrzeuges . . . . .	134

6.3	Beschreibung der verwendeten Fahrzyklen . . . . .	135
6.4	Simulation und Bewertung motorischer Maßnahmen . . . . .	137
6.4.1	Downsizing . . . . .	137
6.4.2	Variables Verdichtungsverhältnis . . . . .	140
6.4.3	Potenzial motorischer Maßnahmen bei verschiedenen Hybridisierungs- graden . . . . .	143
6.5	Schlussbetrachtung . . . . .	146
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>148</b>
<b>Anhang</b>		<b>151</b>
A.1	Technische Daten der Vergleichsmotoren . . . . .	151
A.2	Technische Daten des Referenzfahrzeuges . . . . .	152
A.3	Technische Daten des Vergleichsfahrzeuges . . . . .	153
A.4	Eigenschaften des Referenzkraftstoffes in der Simulation . . . . .	154

# Nomenklatur

## Lateinische Buchstaben

$A$	Fläche	$[\text{m}^2]$
$a$	Beschleunigung	$[\text{m}/\text{s}^2]$
$a$	temperaturabhängiger Koeffizient im Reibmodell	$[-]$
$a$	Laufwert	$[\text{m}^2/\text{min}^2]$
$b$	Breite	$[\text{mm}]$
$b$	spezifischer Kraftstoffverbrauch	$[\text{g}/\text{kWh}]$
$C$	Konstante	$[-]$
$c_f$	Reibungskoeffizient	$[-]$
$c_m$	mittlere Kolbengeschwindigkeit	$[\text{m}/\text{s}]$
$c_p, c_v$	spezifische Wärmekapazität	$[\text{J}/\text{kgK}]$
$d$	Bohrungsdurchmesser	$[\text{mm}]$
$d_{Sp}$	Kolbeneinbauspiel	$[\text{mm}]$
$E$	Energie	$[\text{J}]$
$F$	Kraft	$[\text{N}]$
$H$	Enthalpie	$[\text{J}]$
$H$	Flammenstreckungsfaktor	$[-]$
$H_G$	Gemischheizwert	$[\text{kJ}/\text{kg}]$
$H_u$	unterer Heizwert des Kraftstoffs	$[\text{kJ}/\text{kg}]$
$h$	spezifische Enthalpie	$[\text{J}/\text{kg}]$
$h$	Höhe	$[\text{m}]$
$h_N$	Nockenhub	$[\text{mm}]$
$h_V$	Ventilhub	$[\text{mm}]$
$K$	konstruktiver Einflussfaktor im Reibmodell	$[-]$
$k$	turbulente kinetische Energie	$[\text{m}^2/\text{s}^2]$
$L$	Luftmenge	$[-]$
$L_F$	Flammendicke	$[\text{m}]$
$L_{St}$	stöchiometrischer Luftbedarf	$[-]$
$L_T$	turbulentes Längenmaß	$[\text{m}]$
$l$	Länge	$[\text{m}]$
$l_K$	Kolbenschaftlänge	$[\text{mm}]$
$M$	Drehmoment	$[\text{Nm}]$
$m$	Masse	$[\text{kg}]$
$m$	Ordnung des Massenausgleichs	$[-]$

$m_{VVT}$	Multiplikator für die Reibung variabler Ventiltriebe	[-]
$n$	Drehzahl	[min <sup>-1</sup> ]
$O$	Oberfläche	[m <sup>2</sup> ]
$P$	Leistung	[kW]
$Pr$	Prandtl-Zahl	[-]
$p$	Druck	[bar]
$p_{me}$	effektiver Mitteldruck	[bar]
$p_{mi}$	indizierter Mitteldruck	[bar]
$p_{mr}$	Reibmitteldruck	[bar]
$Q$	Wärme	[J]
$Q_W$	spezifische, auf Kraftstoffenergie bezogene Wandwärmeverluste	[%]
$\dot{q}$	Wärmestromdichte	[W/m <sup>2</sup> ]
$R$	allgemeine Gaskonstante	[J/molK]
$R$	Rauigkeit	[m]
$Re_T$	turbulente Reynoldszahl	[-]
$R_G$	Grundkreisradius	[mm]
$r$	Radius	[m]
$r$	Verhältnisgröße im Verbrennungsmodell	[-]
$s$	Hub	[mm]
$S_L$	laminare Flammengeschwindigkeit	[m/s]
$S_T$	turbulente Flammengeschwindigkeit	[m/s]
$T$	Temperatur	[K], [°C]
$t$	Zeit	[s]
$U$	innere Energie	[J]
$u'$	Turbulenzintensität	[m/s]
$V$	Volumen	[m <sup>3</sup> ]
$V_c$	Kompressionsvolumen	[cm <sup>3</sup> ]
$V_H$	Motorhubvolumen	[dm <sup>3</sup> ], [L]
$V_h$	Zylinderhubvolumen	[cm <sup>3</sup> ]
$v$	Geschwindigkeit	[m/s], [km/h]
$W$	Arbeit	[J]
$y$	Massenanteil	[-]
$z$	Zylinderzahl	[-]

## Griechische Buchstaben

$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	[W/m <sup>2</sup> K]
$\alpha$	Temperaturrexponent	[-]
$\beta$	Druckexponent	[-]
$\delta$	Grenzschichtdicke	[m]
$\epsilon$	Dissipation	[-]
$\epsilon$	Verdichtungsverhältnis	[-]
$\eta$	dynamische Viskosität	[kg/ms]
$\eta$	Wirkungsgrad	[%]

$\kappa$	Isentropenexponent	[-]
$\lambda$	Luftverhältnis	[-]
$\lambda$	Taylor Länge	[m]
$\lambda_a$	Luftaufwand	[-]
$\lambda_l$	Liefergrad	[-]
$\lambda_s$	Schubstangenverhältnis	[-]
$\lambda_Z$	Fanggrad	[-]
$\mu$	Reibungskoeffizient	[-]
$\nu$	kinematische Viskosität	[m <sup>2</sup> /s]
$\rho$	Dichte	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\xi_{OV}$	Oberflächen–Volumen–Verhältnis	[1/mm]
$\phi$	Equivalence Ratio, Kehrwert des Luftverhältnis $\lambda$	[-]
$\phi$	Kurbelwinkel	[°KW]
$\psi_L$	relatives Lagerspiel	[‰]
$\tau$	charakteristische Brennzeit	[s]
$\tau$	Schubspannung	[N/mm <sup>2</sup> ]
$\tau$	Zündverzugszeit	[s]

## Indizes

<i>A</i>	Auslass
<i>AG</i>	Abgas
<i>AGK</i>	Abgaskrümmmer
<i>AK</i>	Auslasskanal
<i>abs</i>	absolut
<i>B</i>	Brennraum
<i>B</i>	Brennstoff
<i>BD,10–90</i>	Brenndauer, 10–90% Umsatz
<i>BD,50</i>	Brenndauer, 50% Umsatz
<i>BN</i>	Bordnetz
<i>DK</i>	Drosselklappe
<i>E</i>	Einlass
<i>EK</i>	Einlasskanal
<i>EM</i>	elektrische Maschine
<i>e,eff</i>	effektiv
<i>e</i>	erfasst
<i>ext</i>	extern
<i>F</i>	Flamme
<i>FW</i>	Fahrerwunsch
<i>Fzg</i>	Fahrzeug
<i>g,ges</i>	gesamt
<i>HD</i>	Hochdruck
<i>HDP</i>	Hochdruckpumpe
<i>HL</i>	Hauptlager

---

<i>HVS</i>	Hochvoltspeicher
<i>i</i>	indiziert
<i>int</i>	intern
<i>K</i>	Kolben
<i>KAT</i>	Katalysator
<i>KG</i>	Kolbengruppe
<i>KM</i>	Kühlmittel
<i>KMP</i>	Kühlmittelpumpe
<i>KR</i>	Kolbenring
<i>KS</i>	Kraftstoff
<i>KT</i>	Kettentrieb
<i>k</i>	klopfen
<i>komb</i>	kombiniert
<i>L</i>	Lager
<i>L</i>	Luft
<i>L</i>	laminar
<i>LL</i>	Leerlauf
<i>LW</i>	Ladungswechsel
<i>Mot</i>	Motor
<i>m, mech</i>	mechanisch
<i>max</i>	maximal
<i>min</i>	minimal
<i>NA</i>	Nebenaggregate
<i>n</i>	nenn
<i>norm</i>	normiert
<i>OEL</i>	Öl
<i>opt</i>	optimal
<i>P</i>	Pleuel
<i>PL</i>	Pleuellager
<i>R</i>	internes Restgas
<i>r</i>	Reibung
<i>ref</i>	Referenz
<i>rel</i>	relativ
<i>rV</i>	reale Verbrennung
<i>S</i>	Sammler
<i>Sim</i>	Simulation
<i>Skal</i>	Skalierung
<i>SMP</i>	Schmiermittelpumpe
<i>s</i>	geschleppt
<i>spez</i>	spezifisch
<i>T</i>	turbulent
<i>t</i>	tangential
<i>th</i>	theoretisch
<i>th</i>	thermodynamisch
<i>Um</i>	Umgebung

<i>u</i>	unverbrannt
<i>uv</i>	unvollkommen
<i>V</i>	Ventil
<i>VM</i>	Verbrennungsmotor
<i>VT</i>	Ventiltrieb
<i>v</i>	verbrannt
<i>v</i>	Vergleich
<i>var</i>	variabel
<i>vollk</i>	vollkommen
<i>WW</i>	Wandwärme
<i>x</i>	Zahl der Kohlenstoff-Atome im Kraftstoff $C_xH_yO_z$
<i>y</i>	Zahl der Wasserstoff-Atome im Kraftstoff $C_xH_yO_z$
<i>Z</i>	Zylinder
<i>ZW</i>	Zylinderwand
<i>z</i>	Zahl der Sauerstoff-Atome im Kraftstoff $C_xH_yO_z$

## Abkürzungen

<i>AGR</i>	Abgasrückführung
<i>AGW</i>	Ausgleichswelle
<i>AKI</i>	Anti Knock Index
<i>AÖ</i>	Auslassventil öffnet
<i>AS</i>	Auslassventil schließt
<i>A-SP</i>	Auslassspreizung
<i>ASP</i>	Arbeitsspiel
<i>ASS</i>	Auto-Start-Stopp
<i>ATL</i>	Abgasturbolader
<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamics
<i>D-VANOS</i>	doppelt variable Nockenwellensteuerung
<i>DI</i>	Direct Injection (dt. Direkteinspritzung)
<i>DVA</i>	Druckverlaufsanalyse
<i>EKI</i>	Energiekostenindikator
<i>EÖ</i>	Einlassventil öffnet
<i>EM</i>	elektrische Maschine
<i>ES</i>	Einlassventil schließt
<i>E-SP</i>	Einlassspreizung
<i>GFS</i>	Gesamtfahrzeugsimulation
<i>HEV</i>	Hybrid Electric Vehicle (dt. Hybridfahrzeug)
<i>HV</i>	Hochvolt
<i>hBSG</i>	hybride Betriebsstrategie
<i>iGR</i>	intelligente Generatorregelung
<i>LLK</i>	Ladeluftkühler
<i>LPA</i>	Lastpunktanhebung
<i>LWOT</i>	oberer Totpunkt des Ladungswechsels

<i>MOZ</i>	Motor Oktanzahl
<i>NEFZ</i>	Neuer Europäischer Fahrzyklus
<i>Nfz</i>	Nutzfahrzeug
<i>NTC</i>	Negative Temperature Coefficient
<i>NV</i>	Niedervolt
<i>OEM</i>	Original Equipment Manufacturer
<i>OT</i>	oberer Totpunkt
<i>PFI</i>	Port Fuel Injection (dt. Saugrohreinspritzung)
<i>Pkw</i>	Personenkraftwagen
<i>PRF</i>	Primary Reference Fuel (Mischung aus iso-Oktan und n-Heptan)
<i>ROZ</i>	Research Oktanzahl
<i>SGR</i>	Starter-Generator
<i>SOC</i>	State of Charge (dt. Ladezustand des elektrischen Energiespeichers)
<i>UT</i>	unterer Totpunkt
<i>VM</i>	Verbrennungsmotor
<i>VSP</i>	Verbrennungsschwerpunkt
<i>VVT</i>	vollvariabler Ventiltrieb
<i>ZOT</i>	oberer Totpunkt nach Zündung
<i>ZZP</i>	Zündzeitpunkt

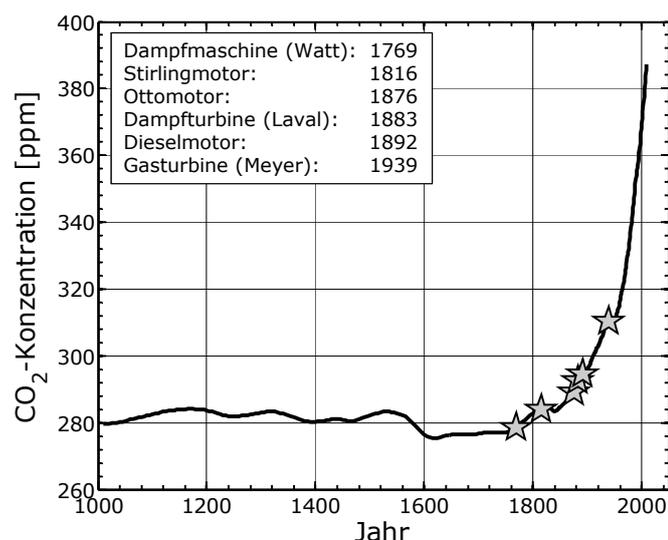


# Kapitel 1

## Einleitung

### 1.1 Motivation

Der Anfang 2007 veröffentlichte vierte Sachverständigenbericht des IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) gibt an, dass die globale atmosphärische Konzentration an Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>) seit der vorindustriellen Zeit um über 35 % angestiegen ist [64]. Inzwischen ist im Jahre 2011 mit über 391 ppm ein Wert erreicht, der bei Weitem die Bandbreite der letzten 1000 Jahre übertrifft (vgl. Abb. 1.1). Die Hauptquelle dieses Anstieges seit der Industrialisierung ist in der intensiven Nutzung fossiler Brennstoffe zu identifizieren, welche im Wesentlichen durch die Energiewandlung in Verbrennungskraftmaschinen geschieht. Bahnbrechende Erfindungen im Verlauf ihrer Entwicklungsgeschichte haben diesen Maschinen zu immensen Leistungs- und Effizienzsteigerungen verholfen und damit erheblich zu der Entwicklung einer auf fossile Energieträger gestützten Gesellschaft beigetragen.



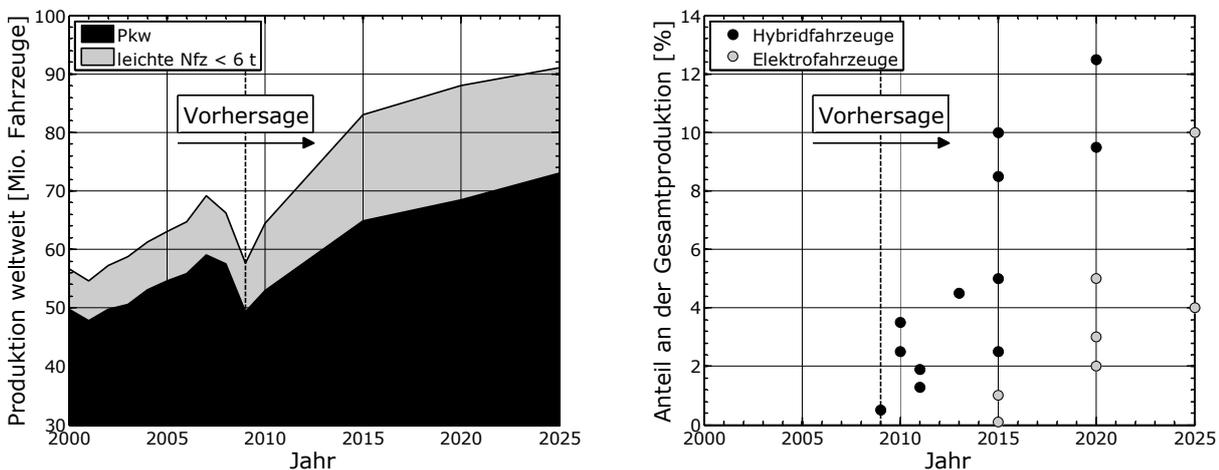
**Abbildung 1.1:** Zunahme der atmosphärischen CO<sub>2</sub>-Konzentration vom Jahr 1000 bis 2011 [24, 91] sowie Meilensteine der Entwicklung von Verbrennungskraftmaschinen

Neben anderen Treibhausgasen wie Methan (CH<sub>4</sub>) oder Lachgas (N<sub>2</sub>O) wird CO<sub>2</sub> zu großen Teilen für die Erwärmung des Klimasystems verantwortlich gemacht. Die Experten der IPCC

gehen von einer Erderwärmung bis zum Jahr 2100 von 1,8 °C bis zu 6,4 °C aus. Der tatsächliche Wert und damit auch die Ausmaße des Klimawandels hängen stark davon ab, wie sich der anthropogene CO<sub>2</sub>-Ausstoß in den nächsten Jahren verändern wird.

Aktuell werden ca. 22 % des weltweiten CO<sub>2</sub>-Ausstoßes vom Personen- und Güterverkehr verursacht, wovon über 3/4 auf den Straßenverkehr entfallen [62]. Hinzu kommt, dass eine fast vollständige Abhängigkeit des Transportverkehrs vom Erdöl besteht. Diese spiegelt sich in einem stark wachsenden Anteil von 60 % am weltweiten Erdölbedarf wider. Experten der IEA (Internationale Energieagentur) prognostizieren für das Jahr 2020 einen Wendepunkt, ab dem die Erdölförderung ein Maximum erreichen wird. Sofern die Nachfrage nach Erdöl so steigt wie bisher, wird die Förderung auf lange Sicht nicht mehr mit der Entwicklung der globalen Nachfrage Schritt halten können. Aufgrund dieser Tatsache können sich die Fahrzeughersteller nicht dem politischen und gesellschaftlichen Druck entziehen, verbrauchsärmere Fahrzeuge zu entwickeln und anzubieten.

Eine wichtige Reaktion auf diese anstehende Ressourcenverknappung stellt die von den europäischen Automobilherstellern beschlossene Selbstverpflichtung dar, welche eine Reduktion der mittleren CO<sub>2</sub>-Emissionen aller Neufahrzeuge auf 130 g/km bis 2015 vorsieht. In der Vergangenheit konnten große Einsparungen durch technologische Fortschritte bei Diesel-Fahrzeugen und deren wachsenden Anteil in der Fahrzeugflotte erzielt werden. Seit 2001 ist diesbezüglich jedoch eine signifikante Sättigung eingetreten, so dass die aktuellen Emissionswerte heutiger Fahrzeuge noch deutlich über dem angestrebten Grenzwert liegen. Demnach ist und bleibt die Senkung von Kraftstoffverbrauch und CO<sub>2</sub>-Emissionen unter betriebswirtschaftlichen Gesichtspunkten eine der wesentlichen Herausforderungen für alle Pkw-Hersteller.



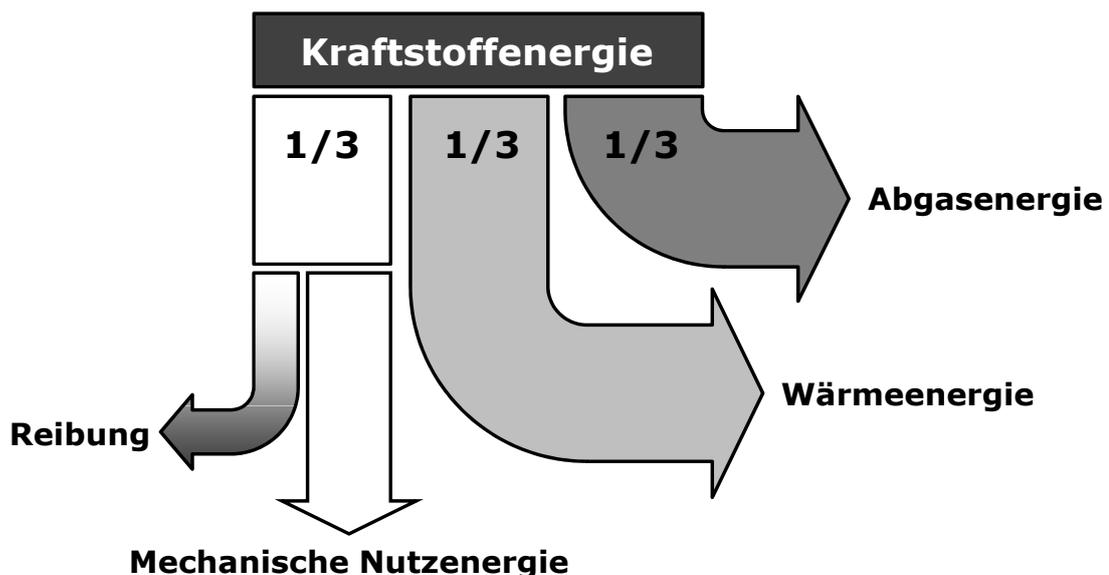
**Abbildung 1.2:** Entwicklung der Produktionszahlen im Automobilbereich (links) und prognostizierte Verbreitung elektrifizierter Fahrzeuge (rechts) anhand verschiedener Studien (VDA<sup>1</sup>, IHS Global Insight<sup>2</sup>, CSM Worldwide<sup>3</sup>, [127])

Eine intensiv diskutierte und inzwischen anerkannte Alternative um die Effizienz von Pkws zu steigern, stellt die Elektrifizierung des Antriebsstranges dar. In Anbetracht diverser staatlicher

<sup>1</sup> Verband der Automobilindustrie: [www.vda.de](http://www.vda.de)  
<sup>2</sup> IHS Global insight: [www.ihsglobalinsight.com](http://www.ihsglobalinsight.com)  
<sup>3</sup> CSM Worldwide: [www.csmauto.com](http://www.csmauto.com)

Programme zur Förderung der Elektromobilität stellt sich sogar die Frage, ob es überhaupt eine Alternative zur vollständigen Elektrifizierung des Straßenverkehrs gibt. Verschiedene Studien zur Entwicklung zukünftiger Antriebslösungen prognostizieren eine deutliche Marktdurchdringung von elektrifizierten Fahrzeugen [13, 66, 121]. Nach den Einbrüchen der weltweiten Produktionszahlen infolge der im Jahre 2007 beginnenden Finanzkrise, wird für die kommende Dekade eine Erholung des Fahrzeugmarktes vorhergesagt. Wenngleich auch die Prognosen starken Unsicherheiten unterworfen sind, kann bei der Verbreitung elektrifizierter Fahrzeuge bis zum Jahr 2025 jedoch von einem Anteil deutlich unter 30 % ausgegangen werden (vgl. Abb. 1.2). Denn auch unter der Annahme extremer Szenarien werden Verbrennungsmotoren die Hauptantriebskomponenten in Pkws bleiben und deren Optimierung der kosteneffektivste Pfad für eine breitenwirksame Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen sein.

Insbesondere der Ottomotor bietet noch deutliches Potenzial, um auch nach über 100 Jahren Entwicklungsgeschichte durch das Ausschöpfen noch nicht wahrgenommener Möglichkeiten, den Wirkungsgrad zu steigern. Dessen zunehmende Unterstützung durch elektrische Antriebe in verschiedenen Hybridfahrzeugkonzepten ist gleichwohl notwendig, um langfristig deutliche Verbrauchseinsparungen darstellen zu können. Abb. 1.3 stellt hierzu näherungsweise dar, dass prozessbedingt große Teile der Kraftstoffenergie ungenutzt bleiben.



**Abbildung 1.3:** Sankey-Diagramm für die allgemeine Aufteilung der Kraftstoffenergie bei Ottomotoren

Die Fahrzeug- und Motorenentwicklung befindet sich derzeit in einem äußerst dynamischen Umfeld. Neue Technologien drängen auf den Markt, welche die Vielfalt möglicher Antriebskonfigurationen stetig vergrößern. Wachsende Kundenansprüche sind zu verzeichnen, die über neue Geschäfts- und Nutzungsmodelle bedient werden. Zudem ist der Trend erkennbar, dass Politik und Gesetzgebung immer stärker in den Entwicklungsprozess eingreifen und über staatliche Entscheidungen, zukünftige Produkte maßgeblich beeinflusst werden. Weltweit einheitliche Regelungen sind in diesem Zusammenhang aufgrund nationaler Interessen eher die Ausnahme [18]. Unter diesen wechselnden Rahmenbedingungen wird den OEMs (Original Equipment Manufacturer) ein Höchstmaß an Flexibilität bei der Planung und Entwicklung ihrer Produktpalette abverlangt. Ein entscheidender Wettbewerbsvorteil kann sein, Werkzeuge zur Verfügung zu haben, die in jeder Entwicklungsphase die Analyse und Bewertung

verschiedener Technologien und deren Zusammenspiel ermöglichen. Geeignete Simulationsumgebungen müssen hierfür alle wesentlichen Energieflüsse detailliert darstellen können. Denn nur auf der Basis gesamthafter Ansätze können signifikante Effizienzsteigerungen erzielt werden, die auch im Kundenbetrieb wirksam sind.

## 1.2 Zielsetzung und Schwerpunkte

Die Fahrleistungs- und Verbrauchsabschätzung mit Hilfe der numerischen Gesamtfahrzeugsimulation hat sich als zentrales Hilfsmittel bei der Fahrzeugauslegung etabliert. Ihr Einsatzgebiet reicht von der energetischen Bewertung von Fahrzeugkonzepten in frühen Entwicklungsphasen, über die Optimierung von Betriebsstrategieparametern bis hin zur Berechnung ganzer Flottenverbräuche. Das Grundgerüst der Simulationsumgebung bilden in der Regel kennfeldbasierte Komponentenmodelle, die für viele Anwendungen den besten Kompromiss aus Rechenzeit und Genauigkeit liefern. Das Betriebsverhalten jeder verbrauchsrelevanten Komponente wird hierfür experimentell ermittelt und in tabellarischer Form abgelegt oder über einfache mathematische Zusammenhänge abgebildet. Prinzipbedingt können demnach nur Fahrzeuge berechnet werden, die aus Komponenten aufgebaut sind, deren Betriebsverhalten hinreichend bekannt ist. Flexibilität und Gültigkeitsbereich der Gesamtfahrzeugsimulation sind dadurch äußerst eingeschränkt. Von Seiten des Konzeptingenieurs besteht jedoch vor allem hinsichtlich des Verbrennungsmotors der Bedarf nach skalierbaren Motormodellen, die ihm die Abstimmung grundlegender Auslegungsparameter von Motoren und die Bewertung verbrennungsmotorischer Trends innerhalb vielfältiger Antriebskonzepte ermöglichen. Speziell bei der Analyse elektrifizierter Fahrzeuge stellt dies einen zentralen Freiheitsgrad für die Optimierung dar, da in solchen Fällen der Stellenwert und die Betriebsweise des Verbrennungsmotors stark variieren.

Das Ziel dieser Arbeit ist daher, Methoden zu entwickeln, die eine flexible Simulation von Kraftstoffverbrauch und Wärmehaushalt verschiedener Motorenkonzepte unterstützt. Es werden funktionale Zusammenhänge vorgestellt, die den Einfluss von Motorparametern auf die motorischen Betriebsgrößen Wirkungsgrad, Wärmeverlust und Abgastemperatur beschreiben. Folgende Parameter, die im Rahmen dieser Arbeit als Skalierungsgrößen bezeichnet werden, werden hierzu in den angegebenen Bereichen untersucht:

- Zylinderzahl  $z$ : 2 – 6 in Reihenanordnung
- Zylinderhubvolumen  $V_h$ : 300 ccm – 600 ccm
- Hub-Bohrungs-Verhältnis  $s/d$ : 0,75 – 1,25
- Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$ : 8 – 16
- Luftverhältnis  $\lambda$ : 0,7 – 1,0 und 1,0 – 1,6, homogen
- Restgasanteil  $y_R$ : 0 % – 25 % intern/extern geregelt

Die Untersuchungen beschränken sich auf Ottomotoren mit homogenen und fremdgezündeten Brennverfahren im reinen Benzinbetrieb und decken nahezu den gesamten

Betriebsbereich von aktuellen Saug- und Turbomotoren ab. Verschiedene Gemischbildungs- und Lastregelverfahren sind ebenso Bestandteil dieser Studie. Die gezielte Wahl der Skalierungsgrößen erlaubt es einen Großteil der aktuell diskutierten ottomotorischen Verbrauchsmaßnahmen (z. B. Downsizing, variables Verdichtungsverhältnis, Zylinderabschaltung, stöchiometrische bzw. magere Vollast, Hochlast-AGR) zu analysieren. Schichtbrennverfahren, kompressionsgezündete Brennverfahren sowie sämtliche dieselmotorischen Prozesse sind aufgrund der Besonderheit ihrer Prozessführung und der teils limitierten Möglichkeiten der Modellbildung und Simulation nicht Gegenstand der Untersuchungen.

Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt einerseits auf der transparenten und nachvollziehbaren Erarbeitung von Methoden zur effizienten Skalierung und Extrapolation motorischer Kennfelder. Kernpunkte sind dabei die umfassende Recherche nach bereits vorhandenen Vorgehensweisen und die Analyse und Beschreibung der Zusammenhänge zwischen Skalierungsgrößen und motorischen Betriebsgrößen. Andererseits wird im letzten Teil der Arbeit der Mehrwert der vorgestellten Methoden anhand geeigneter Anwendungsbeispiele für ein Referenzfahrzeug aufgezeigt. Insbesondere wird dort auf die Einsparpotenziale motorischer Maßnahmen in konventionellen und elektrifizierten Antrieben eingegangen, die mit Hilfe der Gesamtfahrzeugsimulation für gesetzliche und kundenorientierte Fahrzyklen ermittelt werden. Abschließend werden die Wechselwirkungen mit der Betriebsstrategie eines Parallelhybridkonzeptes bei wechselnden Hybridisierungsgraden detailliert beleuchtet und Möglichkeiten zu deren Optimierung aufgezeigt.

### 1.3 Methodik

Heutige Verbrennungsmotoren weisen eine Vielzahl von Variabilitäten auf, die den hohen Entwicklungsstand der Motoren erst ermöglicht haben. Nur durch die optimale Applikation der Systeme für Ladungswechsel, Gemischbildung, Zündung und Abgasnachbehandlung kann der beste Kompromiss aus Leistung, Laufkultur, Verbrauch und Emissionen erzielt werden. Die daran beteiligten Effekte und Phänomene sind mit heutigen Mitteln nur unter sehr hohem Aufwand bzw. nur tendenziell zu berechnen. Eine sehr gute Kenntnis über sämtliche Daten des vorliegenden Motors ist zudem Grundvoraussetzung. Absolutaussagen bezüglich der motorischen Betriebsgrößen mit Hilfe einfacher Skalierungsfunktionen treffen zu wollen ist in Anbetracht der geforderten Detailschärfe demnach keinesfalls zielführend.

Die hier vorgestellte Methodik stützt sich stattdessen auf einen im Rahmen der gemachten Einschränkungen beliebigen Referenzmotor, dessen Eigenschaften und Betriebsdaten hinreichend bekannt sind. Davon ausgehend kann für jede Veränderung einer Skalierungsgröße der Einfluss auf die motorischen Betriebsgrößen abgeschätzt werden, um auf diese Weise eine Vielzahl von abgeleiteten Motorkonzepten darzustellen. Die hierfür notwendigen Korrelationen zwischen jeder Skalierungs- und motorischer Betriebsgröße werden aus einer Datenbasis abgeleitet, die unter Anwendung des kommerziellen Ladungswechsel- und Motorprozessrechenpaketes *GT-Power* erzeugt wird [43]. Bezüglich der mechanischen Verluste eines Motors finden hierfür bereits verfügbare Ansätze Verwendung, die dem Anwendungsfall entsprechend angepasst werden [39, 94, 108, 114]. Verifikation und Validierung erfolgen stichpunktartig anhand vergleichbarer Studien und entsprechender Messergebnisse.

Durch die Methodik wird ein Satz von Skalierfunktionen zu Verfügung gestellt, der die direkte Skalierung von Wirkungsgrad und Abgastemperatur erlaubt. Referenzdaten können hierfür mit geringem Aufwand an üblichen Motorprüfständen ermittelt werden. Für den Wärmeverlust ist dies mit deutlich höherem Aufwand und mit mehr Unsicherheiten verbunden, weshalb hierfür keine explizite Skalierfunktion angegeben wird. Diese ist unter Verwendung einer Bilanzierung der zugeführten Kraftstoffenergie aber auch nicht notwendig. Bei Kenntnis über die restlichen Anteile kann in Analogie zu Abb. 1.3 der Wärmeeintrag infolge Verbrennung aus einer Restwertbildung in erster Näherung bestimmt werden.

# Kapitel 2

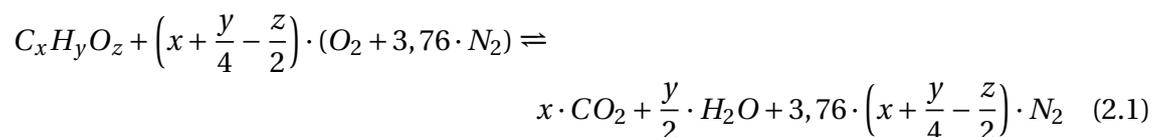
## Grundlagen

### 2.1 Der Arbeitsprozess des Ottomotors

Der Arbeitsprozess von Verbrennungskraftmaschinen ist ein äußerst komplexer thermodynamischer Vorgang. Er beinhaltet allgemeine Zustandsänderungen mit Wärmeübergang in einem weiten Druck- und Temperaturbereich, chemische Prozesse während und nach der Verbrennung, instationäre Vorgänge und Strömungen im Arbeitsraum sowie Verdampfungsvorgänge vor allem bei der Gemischbildung [96].

#### **Verbrennung:**

Das 720 °KW dauernde Arbeitsspiel (ASP) eines Ottomotors kann nach dem 4-Takt-Prinzip in die Phasen Ansaugen, Verdichten, Arbeiten und Ausstoßen unterteilt werden. Die Energiezufuhr mittels Verbrennung zu Beginn des Arbeitstaktes ist dabei einer der wesentlichen Punkte des Arbeitsprozesses. Hierfür kann am Beispiel eines Kohlenwasserstoffes  $C_xH_yO_z$  die chemische Bruttoreaktionsgleichung angeschrieben werden [96]:



Der ottomotorische Verbrennungsablauf kann ausgehend von der homogenen Durchmischung von Luft und Brennstoff als vorgemischte Flamme beschrieben werden. Gemäß der kinetischen Gastheorie findet eine Reaktion zwischen den anwesenden Partnern nur dann statt, wenn die Auftreffenergie groß genug ist, um die inneren Bindungen der Moleküle zu sprengen. Erst wenn eine bestimmte kritische Aktivierungsenergie  $E$  überschritten wird kommt es zur chemischen Reaktion. Infolge der steigenden Molekülgeschwindigkeit wächst die Wahrscheinlichkeit für einen wirksamen Zusammenprall mit steigender Temperatur sowie mit der Höhe der Konzentration der Reaktionspartner. Die notwendige Temperaturerhöhung wird bei Ottomotoren mit Hilfe der Zündkerze eingeleitet, weshalb man in diesem Zusammenhang auch von einer fremdgezündeten Verbrennung spricht. Von dort aus erfolgt die Flammenausbreitung auf Kugelschalen durch Wärmetransport und molekulare Diffusion.

Der zeitliche Ablauf der Verbrennung wird standardmäßig durch den Brennverlauf  $dQ_B/d\phi$  mit dem dazugehörigen Summenbrennverlauf  $Q_B(\phi)$  beschrieben. Eine Einteilung des Verbrennungsablaufes in drei Phasen gemäß Abb. 2.1 hat sich allgemein als zweckmäßig erwiesen [78, 83]. Die Angabe einer effektiven Brenndauer in °KW als Abstand zwischen Brennbeginn und Brennende wird in der Literatur unterschiedlich definiert. Im Rahmen dieser Arbeit wird der am häufigsten verwendete Bereich zwischen 10 % und 90 % Kraftstoffumsetzung herangezogen. Der Schwerpunkt der Verbrennung (VSP) ist als °KW definiert, bei dem 50 % Kraftstoffumsetzung erreicht ist. Nahezu unabhängig von Motortyp und Brennverfahren ergeben sich ca. 8 °KW nach ZOT (oberer Totpunkt nach Zündung) als verbrauchsoptimal [7].

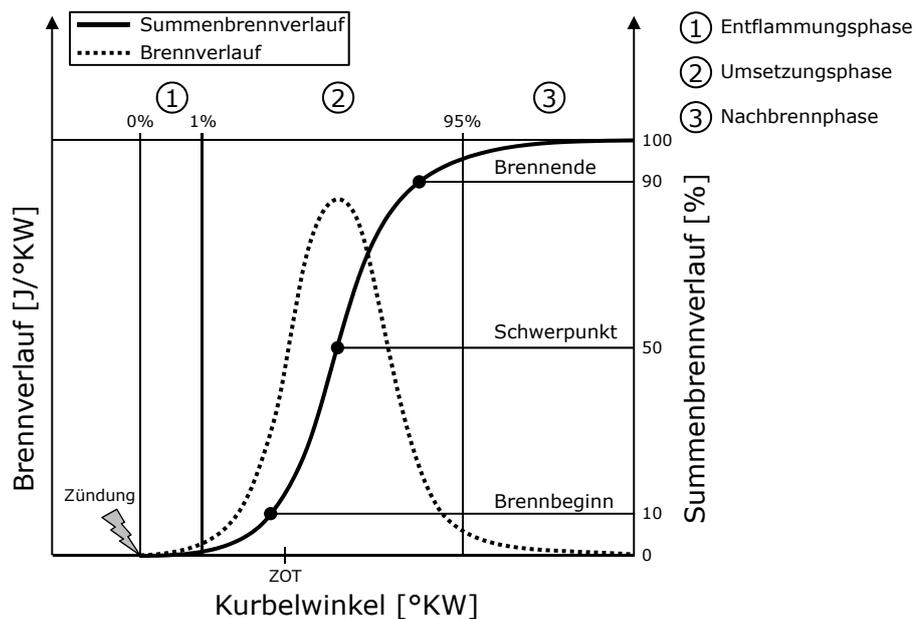


Abbildung 2.1: Definition der drei Phasen der ottomotorischen Verbrennung

### Gemischbildung und Lastregelung:

Der stöchiometrische Luftbedarf  $L_{st}$  der Verbrennung kann aus dem Sauerstoffbedarf der Reaktion in Gl. (2.1) und der Zusammensetzung der Luft ( $N_2:O_2 = 0,79:0,21$ ) bestimmt werden:

$$L_{st} = 4,76 \cdot \left( x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \right) \left[ \frac{\text{kmol Luft}}{\text{kmol Brennstoff}} \right] \quad (2.2)$$

Die Abweichung der zugeführten Luftmenge  $L$  vom stöchiometrischen Luftbedarf  $L_{st}$  wird durch das Luftverhältnis  $\lambda$  ausgedrückt. Der Kehrwert des Luftverhältnisses  $\lambda$  wird im Englischen auch als „Equivalence Ratio“  $\phi$  bezeichnet.

$$\lambda = \frac{L}{L_{st}} = \frac{1}{\phi} \quad (2.3)$$

Konventionelle Ottomotoren mit homogenem Brennverfahren und einem geregelten Dreiwegekatalysator als Abgasnachbehandlungssystem werden prinzipbedingt mit einem konstanten Luftverhältnis von  $\lambda = 1,0$  betrieben. Das heißt die je Arbeitsspiel eingesetzte Masse

von Luft und Brennstoff ändert sich je nach Lastbedarf in einem konstanten Verhältnis. Man spricht deshalb in diesem Zusammenhang von der Quantitäts- bzw. Füllungsregelung. Die angesaugte Frischladung wird nach DIN 1940 in der Form der spezifischen Größe des Luftaufwandes  $\lambda_a$  angegeben:

$$\lambda_a = \frac{m_g}{m_{th}} = \frac{m_g}{V_h \cdot \rho_{th}} \quad (2.4)$$

Darin sind  $m_g$  die gesamte zugeführte Frischladung je Arbeitsspiel und  $m_{th}$  die theoretische Ladung je Arbeitsspiel bei Füllung des Zylinderhubvolumens mit Gemisch bei Außenzustand. Im Rahmen dieser Arbeit wird als Außenzustand der Umgebungszustand bei Standardbedingungen ( $p_{th} = 1,013 \text{ bar}$ ,  $T_{th} = 20 \text{ °C}$ ) angenommen, weshalb bei aufgeladenen Motoren Werte von deutlich über eins auftreten können.

Die im Zylinder verbleibende Frischladung  $m_Z$  kann bei der Durchspülung deutlich von der zugeführten Frischladung  $m_g$  abweichen. Für den Fall  $m_g > m_Z$  berücksichtigt man diese Verhältnisse durch den Fanggrad  $\lambda_Z$ :

$$\lambda_Z = \frac{m_Z}{m_g} \quad (2.5)$$

Luftaufwand  $\lambda_a$  und Fanggrad  $\lambda_Z$  fasst man zum Liefergrad  $\lambda_l$  zusammen:

$$\lambda_l = \lambda_a \cdot \lambda_Z = \frac{m_Z}{m_{th}} \quad (2.6)$$

Zur gesonderten Betrachtung von Betriebspunkten mit Luftüberschuss wird im Rahmen dieser Arbeit zudem ein auf stöchiometrische Bedingungen normierter Liefergrad  $\lambda'_l$  definiert:

$$\lambda'_l = \frac{\lambda_l}{\lambda} \quad \text{für } \lambda > 1 \quad (2.7)$$

### Arbeit und Wirkungsgrad:

Die während eines Arbeitsspiels am Kolben abgegebene Arbeit  $W_i$  kann durch das Ringintegral des Zylinderdrucks  $p_Z$  über der Volumenänderung  $dV$  dargestellt werden [96]. Dabei wird beim Viertaktmotor in der Regel die Summe aus Hochdruck- und Ladungswechselschleife verwendet. Für besondere Untersuchungen kann die indizierte Arbeit auch separat nur für Hochdruck- und Ladungswechselteil gebildet werden, wobei die Berechnung von UT bis UT die gebräuchlichste Methode darstellt.

$$W_i = \oint_{ASP} p_Z \cdot dV \quad [J] \quad (2.8)$$

$$W_{i,HD} = \int_{UT=360^\circ}^{UT=720^\circ} p_Z \cdot dV, \quad W_{i,LW} = \int_{UT=0^\circ}^{UT=360^\circ} p_Z \cdot dV \quad (2.9)$$

$$W_i = W_{i,HD} + W_{i,LW} \quad (2.10)$$

Um Motoren unterschiedlicher Hubräume zu vergleichen wird die sogenannte innere bzw. indizierte Arbeit  $W_i$  im Allgemeinen auf das Hubvolumen  $V_h$  bezogen. Diese spezifische Volumenarbeit ist äquivalent zu einem Druck, der im zeitlichen Mittel zwischen oberem Totpunkt (OT) und unterem Totpunkt (UT) konstant wirkt und deshalb als Mitteldruck  $p_{mi}$  mit der Einheit bar bezeichnet wird.

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_h} \quad [\text{bar}] \quad (2.11)$$

Die Differenz aus der indizierten Arbeit und der effektiv an der Kurbelwelle geleisteten Arbeit  $W_e$  entspricht der mechanischen Verlustarbeit  $W_r$ . Spezifisch durch Mitteldrücke beschrieben ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$p_{mr} = p_{mi} - p_{me} \quad (2.12)$$

Der Wirkungsgrad des Arbeitsprozesses wird über das Verhältnis von indizierter/effektiver Arbeit  $W_{i,e}$  zur zugeführten Brennstoffenergie  $Q_B$  definiert. Darin ist  $H_u$  der sogenannte untere Heizwert in kJ/kg, welcher das Maß für die spezifisch nutzbare Energie eines Brennstoffes darstellt.

$$\eta_{i,e} = \frac{W_{i,e}}{Q_B} = \frac{W_{i,e}}{H_u \cdot m_B} \quad [\%] \quad (2.13)$$

Im Motorenbau ist neben dem Wirkungsgrad  $\eta$  auch der spezifische Kraftstoffverbrauch  $b$  als Maß für die Effizienz des Arbeitsprozesses üblich:

$$b_{i,e} = \frac{1}{\eta_{i,e} \cdot H_u} \quad \left[ \frac{\text{g}}{\text{kWh}} \right] \quad (2.14)$$

Zusammenfassend kann aus obigen Gleichungen und unter Zuhilfenahme der Definition des Gemischheizwertes  $H_G$  bei Außenzustand folgender Zusammenhang hergeleitet werden, wodurch noch einmal das Grundprinzip der Quantitätsregelung verdeutlicht wird [96].

$$p_{mi,e} = \lambda_l \cdot H_G \cdot \eta_{i,e} \quad \text{mit} \quad H_G = \frac{H_u \cdot \rho_{th}}{\lambda \cdot L_{st} + 1} \quad (2.15)$$

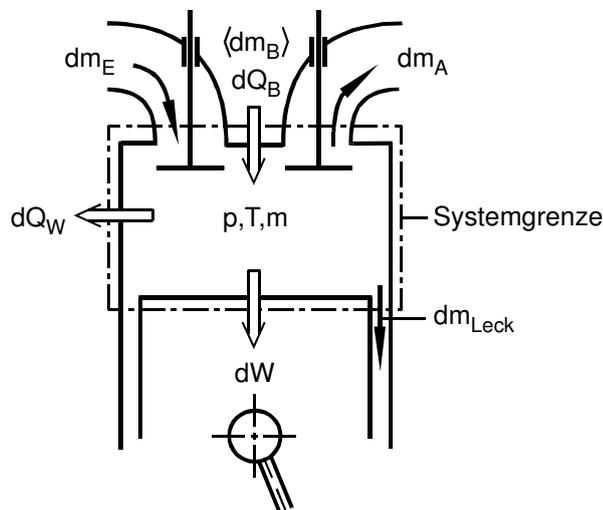
Nach Gl. (2.15) sollte der Wirkungsgrad  $\eta$  nicht nur aus energetischen Gründen, sondern auch zur Erzielung hoher Mitteldrücke möglichst hoch sein.

## 2.2 Analyse und Simulation verbrennungsmotorischer Vorgänge

Bei der thermodynamischen Analyse des Arbeitsprozesses ist die Ladungswechsel- und Motorprozesssimulation in heutigen Entwicklungsabläufen nicht mehr wegzudenken. Auf Basis angepasster Modell- und Simulationsansätze können in jeder Entwicklungsphase Leistung, Verbrauch und Emissionsverhalten berechnet und verfügbaren Messergebnissen gegenübergestellt werden. Auf diese Weise ist zu jeder Zeit ein umfassendes Verständnis zu allen wesentlichen verbrennungsmotorischen Vorgängen sichergestellt.

**Modellbildung und Simulation:**

Die 3D-CFD-Rechnung erlaubt dabei die detailliertesten Analysen und eignet sich deshalb für Strömungsuntersuchungen, für die Auslegung der Ladungswechselorgane und die Untersuchung von Gemisch- und Temperaturverteilung. Trotz der enorm gestiegenen Rechenleistung heutiger Computer ist die CFD-Simulation nach wie vor nur für die Untersuchung weniger Betriebspunkte effizient einsetzbar. Insbesondere in der Konzeptphase und bei Parametervariationen findet daher die null-, ein- und quasidimensionale Modellierung verbreiteten Einsatz. Von einer quasidimensionalen Modellierung spricht man bei einer sonst nulldimensionalen Modellierung, wenn neben der Zeitabhängigkeit der Größen auch räumliche Phänomene und geometrische Charakteristika berücksichtigt werden [88]. Auf diese Weise sind vor allem bei geometrischen Konzeptuntersuchungen verbesserte Tendenzaussagen möglich.



**Abbildung 2.2:** Der Brennraum als thermodynamisches System (abgeleitet aus [96])

Ausgehend von der Abstraktion des Brennraums als offenes instationäres System (vgl. Abb. 2.2) kann als Grundlage der nulldimensionalen Modellierung der 1. Hauptsatz der Thermodynamik formuliert werden. Neben der Begrenzung durch Zylinderkopf, Ventilteller, Zylinderlaufbahn und Kolben können durch Ein- und Auslassventil sowie durch Leckage Massenströme die Systemgrenze überschreiten. Gleiches gilt für den Wandwärmestrom und die Volumenänderungsarbeit am Kolben.

$$dU = dQ_B - dQ_{B,uv} - dQ_W + dW + \sum_{i=1}^n dm_i \cdot h_i \quad (2.16)$$

Über ein Arbeitsspiel betrachtet ändert sich die innere Energie dabei nicht:

$$\int_{ASP} dU = 0 \quad (2.17)$$

Nach dem allgemeinen Kontinuitätsgesetz ist die Änderung der Masse in einem Kontrollraum gleich der Summe aller zu- und abfließenden Massen. Bei Vernachlässigung der Leckage stellt sich der Massenerhaltungssatz für den Brennraum folgendermaßen dar:

$$0 = dm_E - dm_A + dm_B \quad \text{mit} \quad dm_{Leck} \approx 0 \quad (2.18)$$

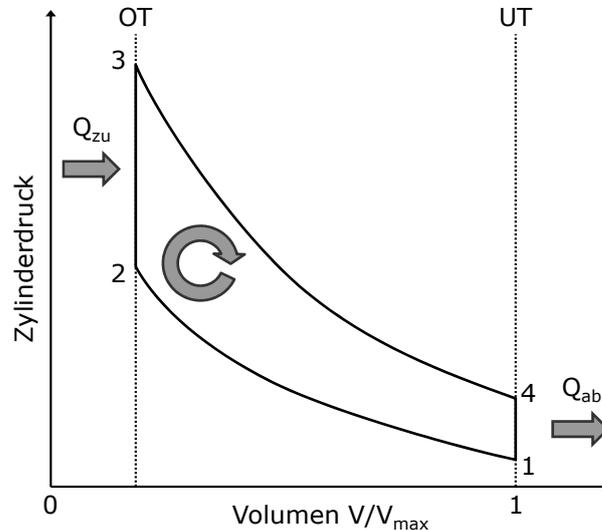
Für das Arbeitsgas im Brennraum gilt die thermische Zustandsgleichung idealer Gase:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (2.19)$$

**Theoretischer Vergleichsprozess:**

Allen Verbrennungsmotoren ist gemeinsam, dass in ihnen ein instationärer, offener Prozess mit innerer Verbrennung abläuft, wobei die Reaktionspartner periodisch erneuert werden. Die einzelnen Zustandsänderungen, die den zur Energieumwandlung notwendigen Kreisprozess ergeben, laufen periodisch nacheinander in der Zylindereinheit ab. Theoretische Vergleichsprozesse erlauben es, die realen thermodynamischen Abläufe in einer Verbrennungskraftmaschine vereinfacht nachzubilden, indem sie sich als stationär, reversibel und geschlossen definieren und das Arbeitsgas als ideales Gas angenommen wird. Konkret werden folgende vereinfachende Voraussetzungen vereinbart [128]:

- Das Arbeitsgas verlässt den Zylinder nicht
- Die Verbrennung wird durch eine Wärmezufuhr von außen simuliert
- Der Ladungswechsel wird durch eine Wärmeabfuhr nach außen simuliert



**Abbildung 2.3:** Der Gleichraumprozess im  $pV$ -Diagramm

Der ottomotorische Arbeitsprozess kann durch den Gleichraumprozess angenähert werden, welcher durch eine isochore Wärmezufuhr gekennzeichnet ist. Abb. 2.3 stellt diesen im  $pV$ -Diagramm dar.

Der thermodynamische Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses  $\eta_{th}$  kann unter den getroffenen Annahmen wie folgt angegeben werden:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \left(\frac{1}{\epsilon}\right)^{\kappa-1} \quad \text{mit} \quad \epsilon = \frac{V_{UT}}{V_{OT}} \quad (2.20)$$

Demnach ist der thermodynamische Wirkungsgrad  $\eta_{th}$  nur eine Funktion des geometrischen Verdichtungsverhältnisses  $\epsilon$  und des Isentropenexponenten  $\kappa$  (vgl. Abb. 2.4). Bis  $\epsilon \approx 8$  ist ein steiler Anstieg zu verzeichnen, der in Richtung hoher Verdichtungsverhältnisse zunehmend abflacht. Der Isentropenexponent beträgt für reine Luft bei niedrigen Temperaturen  $\kappa = 1,4$  und fällt bei hohen Temperaturen ( $T > 1900 \text{ °C}$ ) unter  $\kappa = 1,3$ . Bei realen Kraftstoff–Luft–Gemischen liegt der Isentropenexponent deutlich darunter und steigt mit zunehmendem Luftverhältnis  $\lambda$  und Restgasgehalt  $y_R$ .

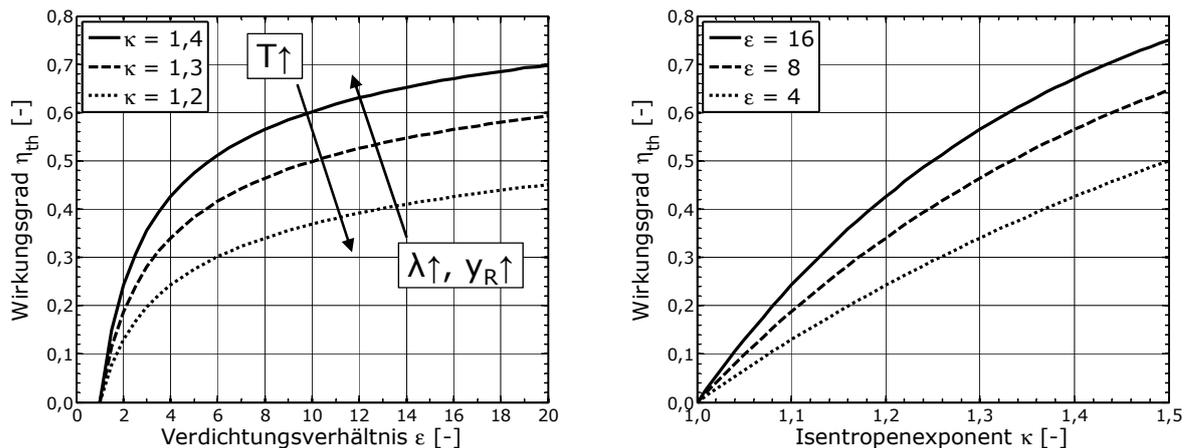


Abbildung 2.4: Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses nach Gl. 2.20

### Vollkommener Motor und Verlustteilung:

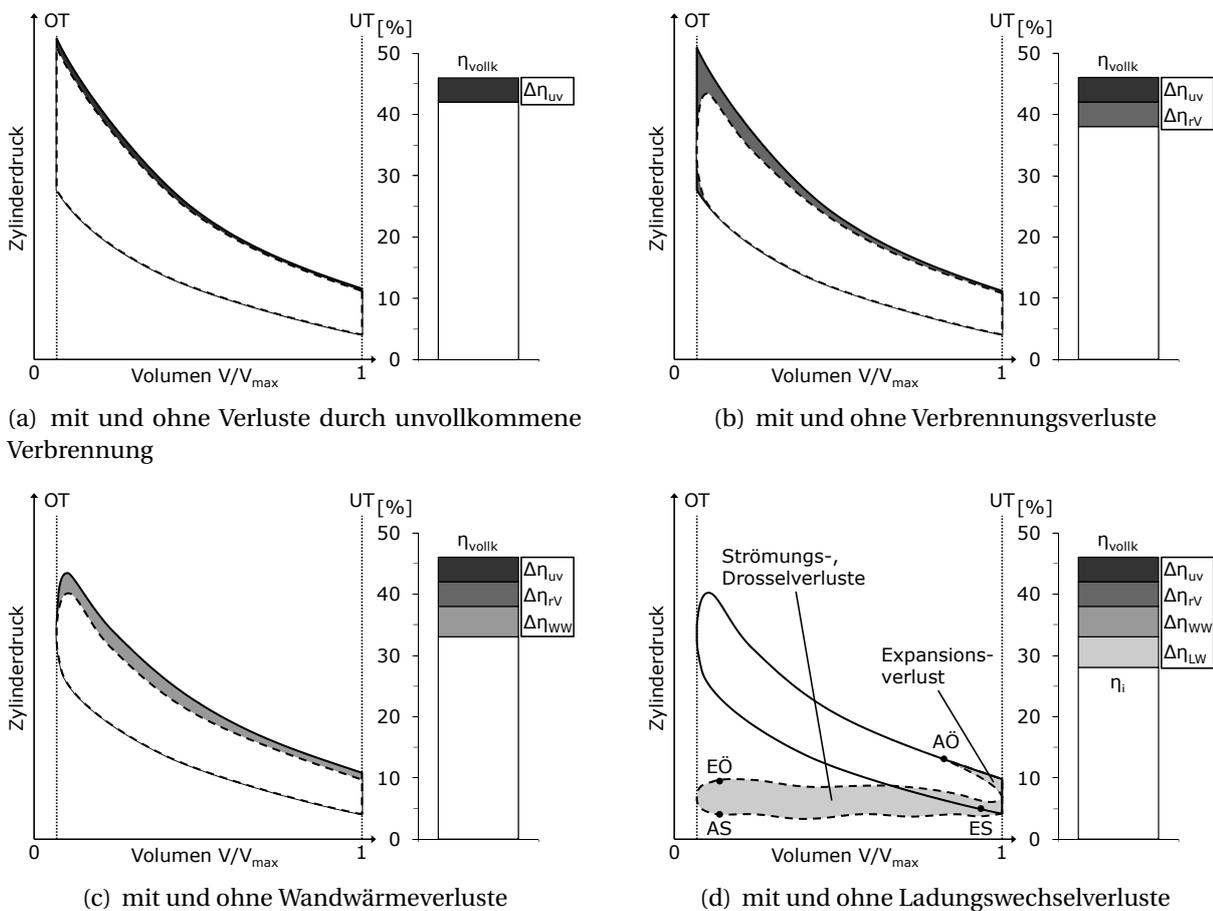
Die Annahmen des vereinfachten Vergleichsprozesses ( $R, c_p, c_v, \kappa = \text{konst.}$ ) treffen in Wirklichkeit nicht zu, weil der ottomotorische Arbeitsprozess in einem sehr weiten Temperatur- und Druckbereich stattfindet und durch die Verbrennung Stoffumwandlungen erfolgen [96]. Für die detaillierte und quantitative Analyse des Arbeitsprozesses eignen sich daher die Annahmen für die Definition des „vollkommenen Motors“ gemäß DIN 1940 wesentlich besser. Abweichend davon werden im Rahmen dieser Arbeit die in [132] gemachten Vorschläge berücksichtigt, wonach folgende Eigenschaften für den vollkommenen Prozess festgelegt werden:

- Druck und Temperatur bei Verdichtungsbeginn werden so festgelegt, dass sich die gleiche Kompressionslinie wie beim realen Prozess ergibt
- gleiche Ladungsmasse wie im realen Prozess
- gleicher Restgasanteil wie beim realen Prozess statt reiner Frischladung

Ausgehend davon können nach der Methode der Verlustteilung die Einzelverlustanteile berechnet werden, um die sich der effektive Wirkungsgrad  $\eta_e$  vom Wirkungsgrad des vollkommenen Motors  $\eta_{vollk}$  unterscheidet. Folgende Einzelverlustanteile werden in Anlehnung an [132] berücksichtigt:

$$\eta_e = \eta_{vollk} - \Delta\eta_{uv} - \Delta\eta_{rV} - \Delta\eta_{WW} - \Delta\eta_{LW} - \Delta\eta_r \quad (2.21)$$

- $\Delta\eta_{uv}$  Verlust durch unvollkommene Verbrennung
- $\Delta\eta_{rV}$  Verlust durch nichtidealen Brennverlauf
- $\Delta\eta_{wW}$  Wandwärmeverlust
- $\Delta\eta_{LW}$  Ladungswechselverlust
- $\Delta\eta_r$  Reibungsverlust



**Abbildung 2.5:**  $pV$ -Diagramme und Verlustteilung

Der Verlustanteil lässt sich anhand der Prozessrechnung im  $pV$ -Diagramm als „verlorene“ Arbeitsfläche darstellen (vgl. Abb. 2.5). Bezogen auf die eingesetzte Kraftstoffenergie ergibt sich die Wirkungsgraddifferenz  $\Delta\eta$  wie folgt:

$$\Delta\eta = \frac{\Delta W}{Q_B} \tag{2.22}$$

Im Folgenden werden die Entstehungsmechanismen der einzelnen Verlustanteile kurz beschrieben. Für weitere Details hierzu und bezüglich der Methodik und Durchführung einer Verlustteilung sei auf [132] verwiesen.

**$\Delta\eta_{uv}$ :** Verluste durch unvollkommene Verbrennung entstehen, wenn der Kraftstoff nicht völlig bis zum chemischen Gleichgewicht verbrannt wird und äußern sich beim Ottomotor durch zusätzliche Anteile von Kohlenmonoxid (CO), Kohlenwasserstoffen (HC) und geringen Mengen an Wasserstoff (H<sub>2</sub>) im Abgas. Für eine Quantifizierung dieser Verluste müssen diese Abgasbestandteile erfasst und deren Heizwert berücksichtigt werden. Nach [96, 132] sind diese Verluste mit Wirkungsgradeinbußen von 1 % bis 2 % zu beziffern.

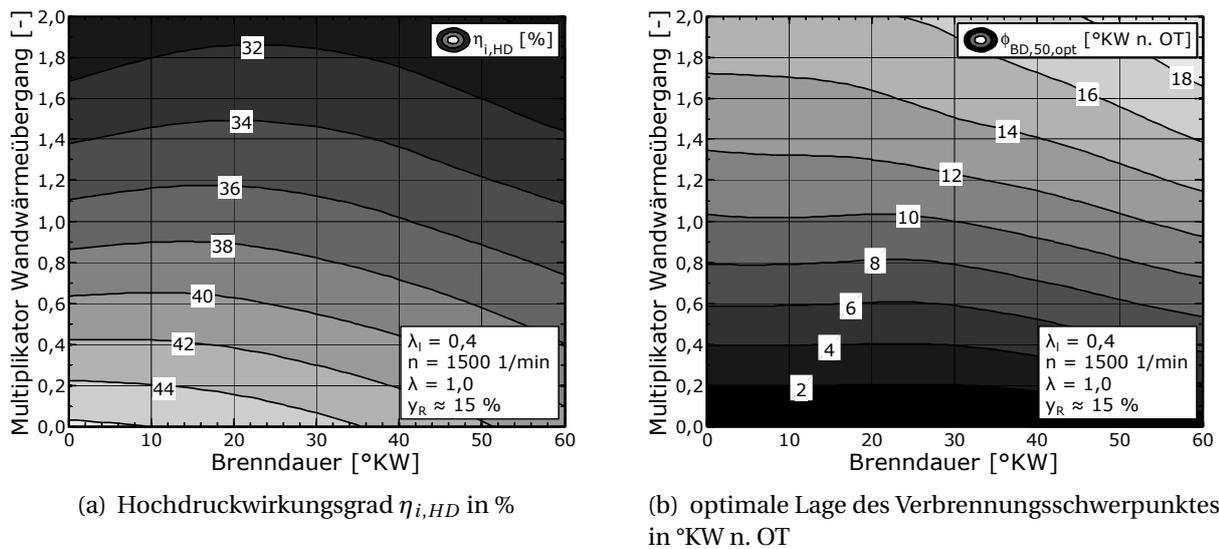
**$\Delta\eta_{rV}$ :** Verluste durch reale Verbrennung entstehen dadurch, dass im Gegensatz zum Gleichraumprozess beim realen Prozess die Verbrennungswärme nicht isochor – also in unendlich kurzer Zeit bei konstantem Volumen – zugeführt wird, sondern in Form des Brennverlaufs. Die vor dem OT zugeführte Wärme wirkt dabei der Kompression entgegen, während die nach dem OT zugeführte Wärme nicht mehr während der gesamten Expansion wirken kann [78].

**$\Delta\eta_{wW}$ :** Wärme ist Energie, die allein aufgrund eines Temperaturunterschiedes zwischen einem System und seiner Umgebung über die gemeinsame Systemgrenze übertragen wird. Bezüglich des Verbrennungsmotors, dessen Arbeitsgas eine deutlich höhere Temperatur aufweist als die Brennraumwände, bedeutet dies, dass stets ein Teil der durch die Verbrennung freigesetzten Wärme verloren geht und nicht in Arbeit umgewandelt werden kann. Da der Anteil freigesetzter Wärme, die in Arbeit umgewandelt werden kann, mit steigendem Abstand des Kolbens vom OT abnimmt, ergibt die in OT-Nähe abgeführte Wandwärme einen größeren Wirkungsgradverlust als die Wärmemenge, die vor oder nach OT verloren geht [47].

Verbrennungs- und Wandwärmeverluste bewirken bei ausgeführten Ottomotoren abhängig vom Betriebspunkt beträchtliche Wirkungsgradeinbußen. Eine Reduzierung der Verbrennungsverluste als näherungsweise isochore Verbrennung im OT bewirkt im realen Motorbetrieb immer eine Zunahme der Wandwärmeverluste. Daher liegt das Gesamtoptimum aus Verbrennungs- und Wandwärmeverlusten nicht bei einer isochoren Verbrennung im OT [78]. Mit zunehmender Brenndauer und steigendem Wandwärmeübergang verlagert sich die optimale Schwerpunktlage immer weiter in Richtung spät. Die Konsequenzen auf den Hochdruckwirkungsgrad  $\eta_{i,HD}$  zeigen die Resultate entsprechender Variationsrechnungen mit Hilfe der Prozesssimulation (vgl. Abb. 2.6).

**$\Delta\eta_{LW}$ :** Der vollkommene Motor besitzt definitionsgemäß keine Ladungswechselperluste, da die Prozessführung von UT bis UT mit einer Wärmeabfuhr erfolgt. Der reale Ladungswechsel verursacht jedoch stets einen Arbeitsaufwand, der sich aus Drossel-, Strömungs- und Expansionsverlusten zusammensetzt. Insbesondere bei drosselgesteuerten Motoren nehmen aufgrund der Quantitätsregelung die Wirkungsgradverluste durch den Ladungswechsel in der Teillast beachtliche Größenordnungen an. Der Expansionsverlust infolge Auslass öffnet (AÖ) vor UT wird „verursachungsgemäß“ den Ladungswechselperlusten zugeschlagen. Die in [132] erwähnten Kompressionsverluste können bei den im Rahmen dieser Arbeit betrachteten Lastregelverfahren (gedrosselt, frühes Einlass schließt (ES)) vernachlässigt werden.

**$\Delta\eta_r$ :** Die Differenz zwischen der durch Zylinderdruckindizierung im Brennraum und direkter Messung an der Kurbelwelle ermittelbaren Motorleistung entspricht den mechanischen Verlusten. Sie entstehen durch mechanische Reibung im Grundmotor und durch den Antrieb der für den Motorbetrieb notwendigen Nebenaggregate. Ihr Anteil hat bei geringer Lastanforderung einen dominierenden Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad des Motors.



**Abbildung 2.6:** Einfluss von Brenndauer und Wandwärmeverlusten bei optimalem Verbrennungsschwerpunkt ( $V_h = 450$  ccm,  $s/d = 1,00$ ,  $\epsilon = 10,5$ , Simulation mit Wandwärmeverlust nach [135])

Der Verlustanteil  $\Delta\eta_r$  berechnet sich wie folgt:

$$\Delta\eta_r = \eta_i - \eta_e \tag{2.23}$$

**Energiebilanz:**

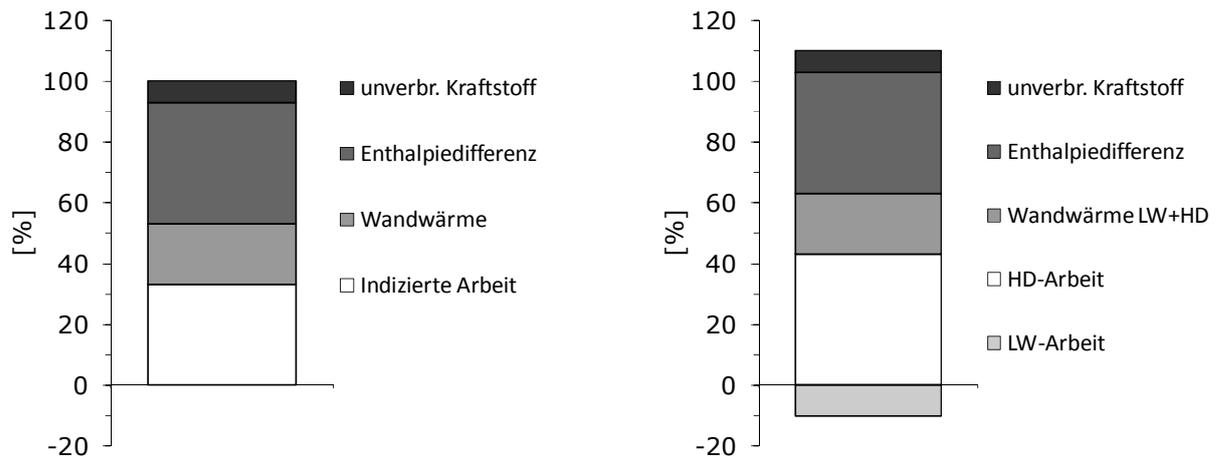
Neben der Verlustteilung stellt die Methodik der Energiebilanz eine globale Betrachtungsweise für die grundsätzliche thermodynamische Analyse des Arbeitsprozesses dar und ermöglicht einen Überblick über die wesentlichen Energieströme im Motor. Auf Grundlage des 1. Hauptsatz der Thermodynamik (vgl. Gl. 2.16, Leckageverluste vernachlässigt) stellt sie eine Aufteilung der zugeführten Brennstoffenergie in folgende Bestandteile dar:

- an den Kolben abgegebene Arbeit
- Wärmeverluste über die Brennraumwand
- Enthalpiedifferenz von abgeführter Abgasenthalpie und zugeführter Frischgasenthalpie
- unverbrannter Kraftstoff infolge unvollständiger bzw. unvollkommener Verbrennung

In Anlehnung an [132] kann zwischen der Betrachtung des gesamten Arbeitsspiels und der Unterscheidung zwischen Hochdruck- und Ladungswechselphase differenziert werden. Bei letzterem Vorgehen muss die Ladungswechsellarbeit negativ bilanziert werden, da sie dem thermodynamischen System zugeführt wird. Die Gesamtsumme beträgt jedoch immer 100 % der zugeführten Brennstoffenergie. Abb. 2.7 interpretiert dies graphisch.

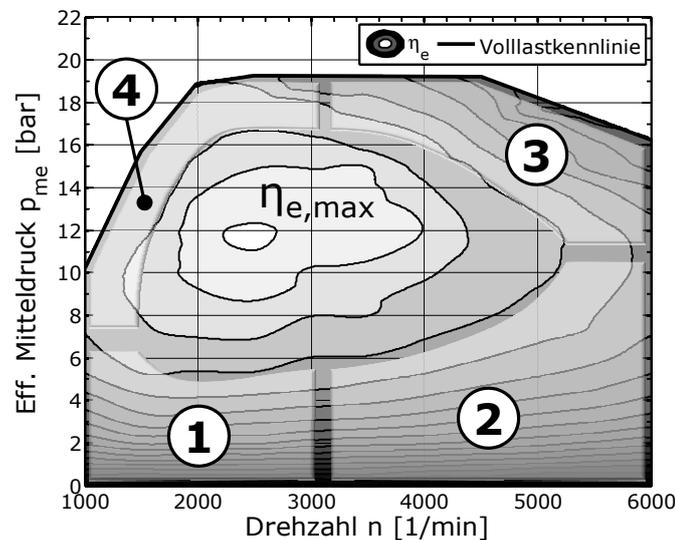
**Analyse eines Wirkungsgradkennfeldes:**

Vor dem Hintergrund der beschriebenen Verlustanteile kann die Charakteristik eines typischen Wirkungsgradkennfeldes für einen aufgeladenen Ottomotor detailliert erläutert werden.



**Abbildung 2.7:** Energiebilanz: Gesamtes Arbeitsspiel (links) bzw. Hochdruck- und Ladungswechselphase getrennt (rechts)

Hierfür wird einer der Vergleichsmotoren herangezogen, die im Rahmen dieser Arbeit verwendet werden (vgl. Anhang A.1). Wie in Abb. 2.8 dargestellt, liegt der Bestbereich eines Ottomotors im Allgemeinen bei mittleren Drehzahlen (2000 1/min bis 3000 1/min) und mittlerer Last (10 bar bis 12 bar) bzw. bei Saugmotoren nahe der Volllast. In den Randbereichen des Kennfeldes und insbesondere in Richtung fallender Last sind beachtliche Wirkungsgradeinbußen zu verzeichnen. In den Sektoren ① bis ④ sind hierfür folgende Effekte verantwortlich:



**Abbildung 2.8:** Typisches Kennfeld des eff. Wirkungsgrades  $\eta_e$  eines aufgeladenen Ottomotors (Motor 5, vgl. Anhang A.1)

- ① Die spezifischen Wandwärmeverluste sind aufgrund der langen Zeitdauer eines Arbeitsspiels und der geringen Füllung, welche auch für hohe Drosselverluste verantwortlich ist, äußerst hoch. Zudem sinkt der mechanische Wirkungsgrad mit fallender Last.
- ② Mit steigender Drehzahl wachsen die Reibungsverluste überproportional an. Ähnliches gilt für den Anteil der Strömungsverluste am Ladungswechsel.

- ③ Im Bereich hoher Lasten und Drehzahlen muss insbesondere bei turboaufgeladenen Ottomotoren eine Begrenzung der Abgastemperatur aus Bauteilschutzgründen erfolgen. Dies geschieht üblicherweise durch ein Absenken des Luftverhältnis auf  $\lambda < 1,0$  („Anfetten“), was drastische Wirkungsgradnachteile nach sich zieht. Zudem sind hier die höchsten Wirkungsgrade von Turbine und Verdichter bereits erreicht, wodurch mit steigender Last und Drehzahl ein Anstieg der Ladungswechselperluste infolge wachsender Abgasgegendrücke einhergeht.
- ④ Mit fallender Drehzahl werden in hohen Lastregionen Verbrennungsanomalien (Klopfen, Vorentflammung) zunehmend zu einem Problem, welches aus Lebensdauersicht absolut zu vermeiden ist. Bei gegebenem Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  und bestimmter Kraftstoffqualität hilft eine Verschleppung der Verbrennung mittels späterer Zündzeitpunkte das Druck- und Temperaturniveau im Brennraum effektiv zu senken. Infolge der damit nichtidealen Verbrennung sinkt der Wirkungsgrad dementsprechend.

### 2.3 Trends in der Motorenentwicklung

Große Zeitanteile der durchschnittlichen Betriebspunkte eines Pkw-Motors befinden sich in Sektor ① aus Abb. 2.8 und damit im Bereich niedriger Wirkungsgrade. Mit dem Ziel der nachhaltigen Verbrauchs- und Emissionsreduktion können daraus verschiedene aktuelle Trends bei der Entwicklung und dem Betrieb von Ottomotoren abgeleitet werden. Diese lassen sich in drei wesentliche Gruppen zusammenfassen:

#### **Minimierung der Verlustkette:**

- optimierte Brennraumauslegung
- optimales Verdichtungsverhältnis
- Ladungsverdünnung bei Teillast (Luft, Restgas)
- stöchiometrischer Betrieb bei hoher Last
- variable Ventiltriebe
- Reibungsreduktion

#### **Vermeidung von Betriebspunkten mit niedrigem Wirkungsgrad:**

- Downsizing
- Downspeeding
- Zylinderabschaltung
- Motor-Stopp-Strategien
- Elektrifizierung, Hybridisierung

### **Rekuperation von Verlusten des Primärprozesses:**

- Abgasenergienutzung
- Wärmemanagementmaßnahmen

Die genannten Maßnahmen unterscheiden sich teilweise sehr deutlich in Vorgehen, Aufwand und Kosten, schöpfen jedoch größtenteils aus den gleichen Potenzialen, die der ottomotorische Arbeitsprozess bietet. Ebenso variieren die erzielbaren Einsparpotenziale in einem großen Bereich. Daher müssen die relevanten Technologien gesamthaft und im wechselseitigen Zusammenspiel analysiert und bewertet werden. Leistungsfähige Entwicklungstools müssen hierfür zu Verfügung stehen, die eine Abbildung der wesentlichen Wechselwirkungen bei wachsendem Komplexitätsgrad erlauben. Die Beschreibung einer jeden Motortechnologie über die Anpassung konkreter motorischer Kenngrößen bildet hierfür eine wichtige Grundlage. Demnach kann durch die definierten Skalierungsgrößen ein Großteil der aktuell wichtigsten Trends in der Entwicklung von Ottomotoren abgebildet werden.

# Kapitel 3

## Entwicklungsstand heutiger Ottomotoren

### 3.1 Überblick

Seit Beginn der Motorenentwicklung wird versucht, in einem komplexen Umfeld aus Wettbewerbern, Gesetzgebung und Kundeninteressen den besten Kompromiss aus niedrigem Verbrauch, geringen Emissionen, hoher Leistungsdichte, geringem Gewicht, guter Laufkultur, langer Haltbarkeit und geringen Herstellungskosten zu erzielen. Standen in der Vergangenheit vor allem die Kriterien Leistungsentfaltung und Fahreigenschaften im Vordergrund, sind es aktuell, aufgrund sich verändernder Rahmenbedingungen, vor allem Verbrauch und Emissionen die im Fokus der Entwicklungsaktivitäten stehen. Die Charakteristik eines Motors wird bereits in der frühen Konzeptphase durch die Auslegung der wichtigsten geometrischen Grunddaten bestimmt. Neben der Motorbauform (Reihen-, V-, Boxerbauweise) sind diesbezüglich die Zylinderzahl  $z$ , das Zylinderhubvolumen  $V_h$ , das Hub-Bohrungs-Verhältnis  $s/d$  und das Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  zu nennen. Die Grundauslegung eines Motors erfolgt in der Regel ausgehend von Erfahrungswerten und jede Änderung dieser Grunddaten kann entscheidenden Einfluss auf den motorischen Arbeitsprozess haben. Daher ist vor dem Hintergrund der hohen Zielvorgaben eine permanente Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen Motorkonstruktion und Gemischbildung, Ladungswechsel, Brennverfahren sowie mechanischen Aspekten essenziell.

Die mit definierten Grunddaten erreichbaren Zielwerte haben sich über die Jahre infolge verbesserter Werkstoffe, neuer Fertigungsverfahren und vieler verschiedener Einzeltechnologien (z. B. geregelte Zündsysteme, Kraftstoffeinspritzung, geregelter Dreiwegekatalysator, höherwertige Kraftstoffe, Mehrventilzylinderköpfe, variable Ventiltriebe und Sauganlagen, Direkteinspritzung, Aufladung) stark verändert. Vor allem die spezifischen Leistungs-, Verbrauchs- und Emissionswerte haben sich enorm verbessert. Im Gegenzug haben sich parallel dazu die typischen Richtwerte dieser Grunddaten kontinuierlich angepasst.

Welche motorischen Grunddaten und Betriebsparameter für heutige und zukünftige Ottomotoren typisch sind und welche mechanischen und thermodynamischen Zusammenhänge hierfür ausschlaggebend sind, wird daher im Folgenden anhand der Untersuchung ausgeführter Motoren und der ausgewählten Vorstellung bereits veröffentlichter Studien beschrieben. Dabei wird insbesondere auf die entwickelten und angewendeten Methoden der Modellbildung und Simulation zur frühzeitigen Abschätzung von Motoreigenschaften eingegangen.

## 3.2 Einfluss geometrischer Motorparameter

### 3.2.1 Geometrische Grunddaten heutiger Fahrzeugmotoren

Ausgehend von den Werten des Benz Patent–Motorwagens von 1886 zeigen sich in Abb. 3.1 charakteristische Verläufe wichtiger motorischer Größen.

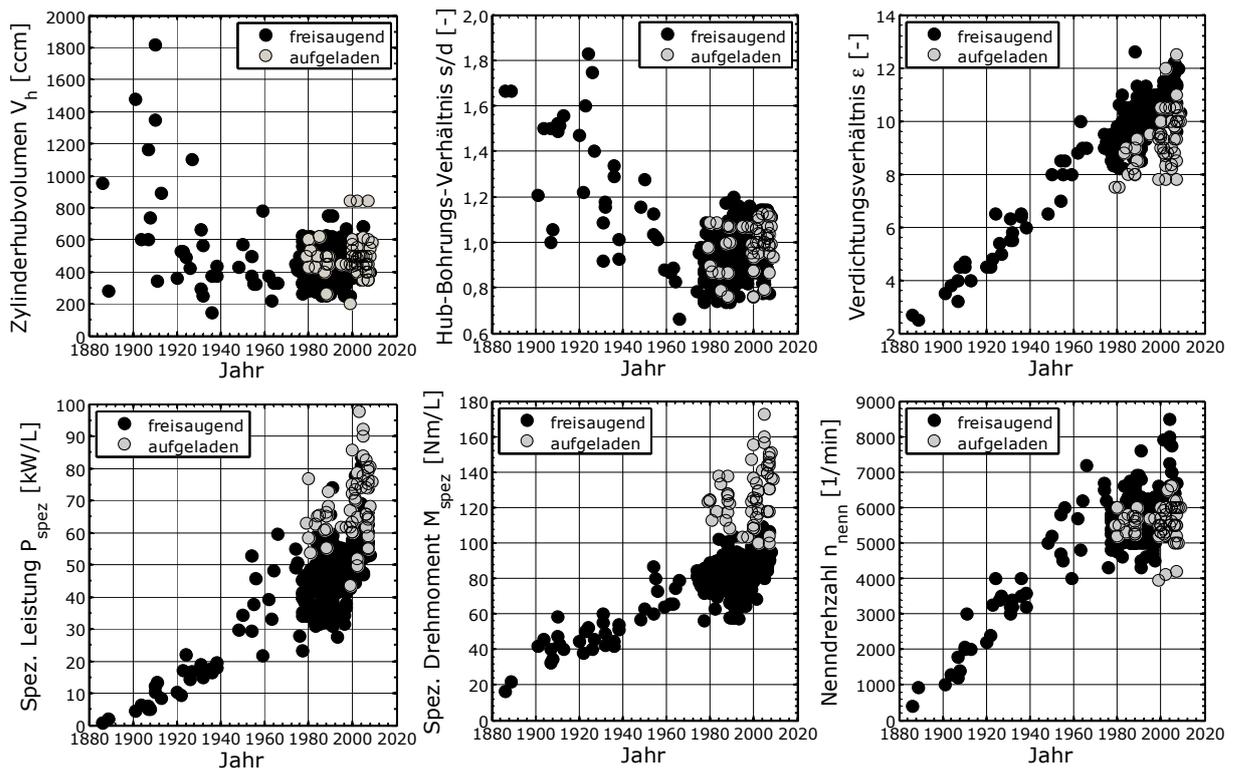


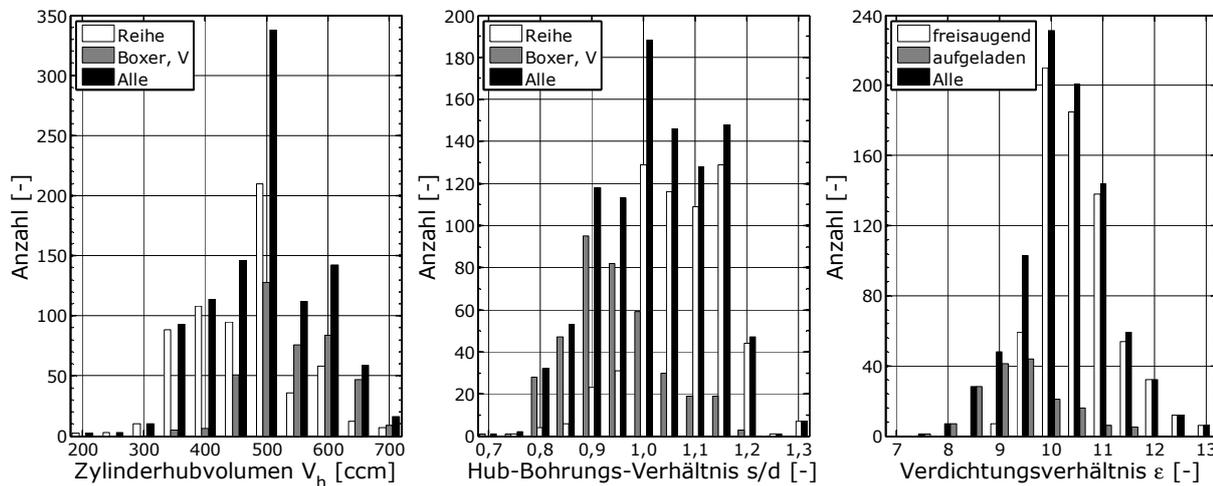
Abbildung 3.1: Zeitliche Veränderung ottomotorischer Kenngrößen [61, 74]

In den Anfängen des Ottomotorenbaus orientierte man sich an den Abmessungen der damals üblichen Dampfmaschinen, für die großvolumige und langhubige ( $s/d > 1$ ) Zylindereinheiten typisch waren. Mobile Anwendungen wie der Fahrzeugbau erforderten jedoch zunehmend kompaktere und leistungsstärkere Antriebseinheiten. Dieser Bedarf spiegelt sich deutlich in der abnehmenden Tendenz von Zylinderhubvolumen  $V_h$  und Hub–Bohrungs–Verhältnis  $s/d$  wider. Durch die verringerten Bauteilmassen und –beschleunigungen ließen sich in Verbindung mit den Fortschritten im Werkstoffbereich zunehmend höhere Drehzahlen darstellen. Zusammen mit den bei kleinen Hub–Bohrungs–Verhältnissen verbesserten Füllungseigenschaften bei höheren Drehzahlen lässt sich der stetige Anstieg der spezifischen Leistungs– und Drehmomentwerte erklären. Dazu beigetragen hat auch die deutliche Wirkungsgradsteigerung infolge der kontinuierlichen Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses  $\epsilon$ , welche insbesondere durch verbesserte Kraftstoffe, geregelte Zündsysteme und optimierte Brennräume unterstützt wurde.

Anfang der 1980er Jahre hat die Aufladung mittels Kompressoren und Abgasturboladern (ATL) auch bei Ottomotoren Einzug gehalten und für einen deutlichen Sprung bei den spezifischen Leistungskennwerten gesorgt. Die starke Verbreitung von Ottomotoren mit ATL seit dem

Jahre 2000 gibt klar den Trend zu wachsenden Leistungs- und Drehmomentdichten von über 100 kW/L bzw. 200 Nm/L vor.

Die aufgrund der beschriebenen Entwicklungen vorliegende Verteilung geometrischer Grunddaten bei aktuellen Ottomotoren zeigt die Auswahl in Abb. 3.2.



**Abbildung 3.2:** Häufigkeitsverteilung von Zylinderhubvolumen  $V_h$ , Hub-Bohrungs-Verhältnis  $s/d$  und Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  bei aktuellen Ottomotoren [17]

Als typisches Zylinderhubvolumen kann ein Wert von  $V_h = 500$  ccm identifiziert werden, womit sich die Standardhubvolumen von zwei, drei und vier Litern mit jeweils vier, sechs und acht Zylindern darstellen lassen. Reihenmotoren weisen dabei als die am weitesten verbreitete Bauweise für kleinvolumige Vier-Zylinder-Motoren auch sehr häufig kleinere Zylindereinheiten auf. Motoren in V-Bauweise finden dagegen hauptsächlich in großen, prestigeträchtigen Fahrzeugen mit leistungsstarken Antrieben Verwendung, wodurch sich der hohe Anteil an großen Zylindereinheiten erklärt.

Bezüglich des Hub-Bohrungs-Verhältnisses ist eine ähnliche Aufteilung in Reihen- und V-Motoren erkennbar. Reihenmotoren werden in der Regel aus Package- und Effizienzgründen leicht langhubig ausgelegt. Für V-Motoren ist dagegen eine leichte Kurzhubigkeit ( $s/d < 1$ ) charakteristisch, da die Platzverhältnisse größere Kolbendurchmesser zulassen. Insgesamt verteilen sich heutige Ottomotoren um ein Hub-Bohrungs-Verhältnis  $s/d$  von etwas über 1,0.

Wie schon in Abb. 3.1 erkennbar, muss bei aufgeladenen Ottomotoren aufgrund des höheren Temperatur- und Druckniveaus das Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  im Vergleich zu Saugmotoren deutlich zurückgenommen werden. In Kombination mit einer Direkteinspritzung kann infolge der Innenkühlung des Brennraums zwar ein Teil der Wirkungsgradeinbußen gegenkompensiert werden [8]. Heutige höher aufgeladene Ottomotoren erzielen jedoch kaum Werte von  $\epsilon > 10,5$ . Freisaugende Motoren können dagegen in Verbindung mit direkter Einspritzung mit Verdichtungsverhältnissen von  $\epsilon > 12$  ausgelegt werden.

Ausgehend von der Verteilung von Hub  $s$  und Bohrung  $d$  können die in Abb. 3.3 dargestellten Grenzbereiche von  $200 \text{ ccm} < V_h < 700 \text{ ccm}$  und  $0,7 < s/d < 1,3$  abgesteckt und als sinnvoller Parameterraum für geometrische Variationen definiert werden.

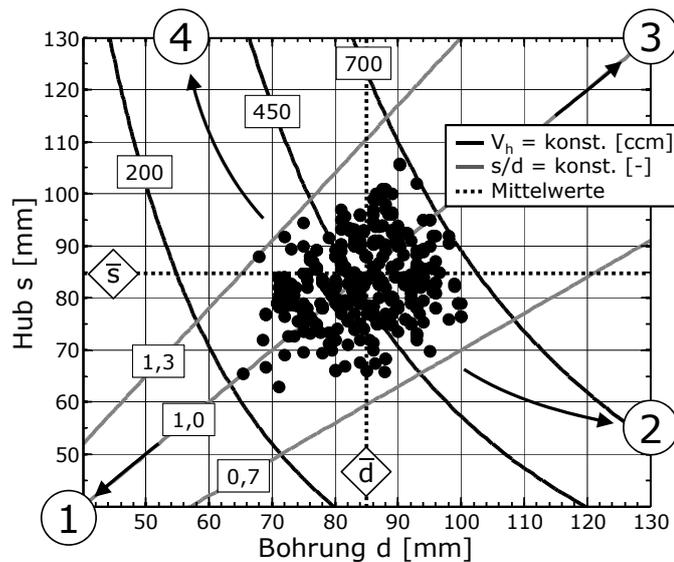


Abbildung 3.3: Verteilung von Bohrung  $d$  und Hub  $s$  aktueller Ottomotoren [17]

In Anlehnung an [113] lassen sich in Abb. 3.3 außerdem vier Sektoren abgrenzen, welche die Tendenzen von grundlegenden Motoreigenschaften bei Veränderung von Hub und Bohrung beschreiben.

- ① geringer Wirkungsgrad, geringe Leistung
- ② hohe Leistung, geringes Drehmoment, zunehmende Baulänge
- ③ hohes Gewicht
- ④ hoher Wirkungsgrad, hohes Drehmoment, zunehmende Bauhöhe

Abschließend lassen sich durch die Darstellung der maximalen Leistungs- und Drehmomentwerte über der absoluten Motorengröße, typische Mittelwerte für aktuelle Ottomotoren ableiten, die ausgehend von den formulierten Zielvorgaben eine erste Grundauslegung der Motorengröße erlauben (vgl. Abb. 3.4). Bezüglich der Nennleistung  $P_n$  ergibt sich nach [26] erst durch eine Normierung der Leistung eine gute Korrelation zu der durch die Gesamtkolbenfläche  $A_{K,ges}$  ausgedrückten Motorengröße. Die Normierung der Leistung ist wie folgt definiert:

$$P_{norm} = \frac{P_n}{c_{m,n}} \left[ \frac{\text{kW}}{\text{m/s}} \right] \quad \text{mit} \quad c_m = \frac{s \cdot n}{30000} \quad [\text{m/s}] \quad (3.1)$$

Darin steht  $c_m$  für die mittlere Kolbengeschwindigkeit, die im Motorenbau eine äußerst charakteristische Größe für die Beschreibung der mechanischen Belastung und der herrschenden Strömungsverhältnisse darstellt. Bei heutigen Ottomotoren liegt die mittlere Kolbengeschwindigkeit im Nennleistungsbereich bei durchschnittlich etwa 17 m/s, wobei aufgrund der Fülle an Motorenkonzepten und Auslegungsphilosophien eine starke Streubreite vorliegt.

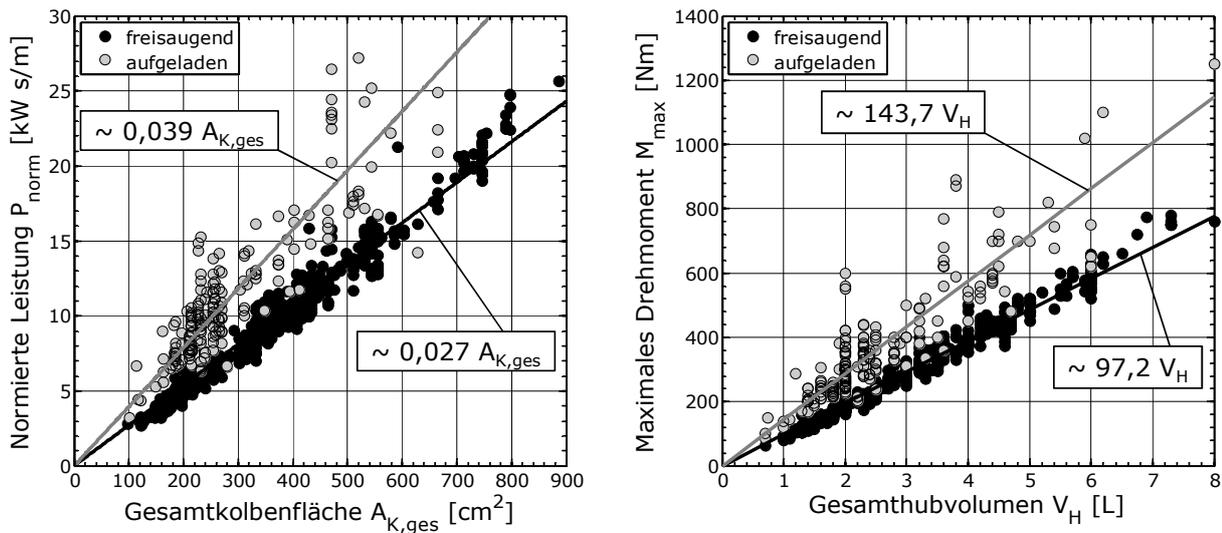


Abbildung 3.4: Maximale Leistungs- und Drehmomentwerte von aktuellen Ottomotoren [17]

### 3.2.2 Mechanische Untersuchungen

Wie in Abschnitt 2.2 bereits beschrieben, haben die mechanischen Verluste einen mit sinkender Last zunehmenden Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad eines Motors. Abb. 3.5 stellt diesen Zusammenhang anhand des mechanischen Wirkungsgrades dar:

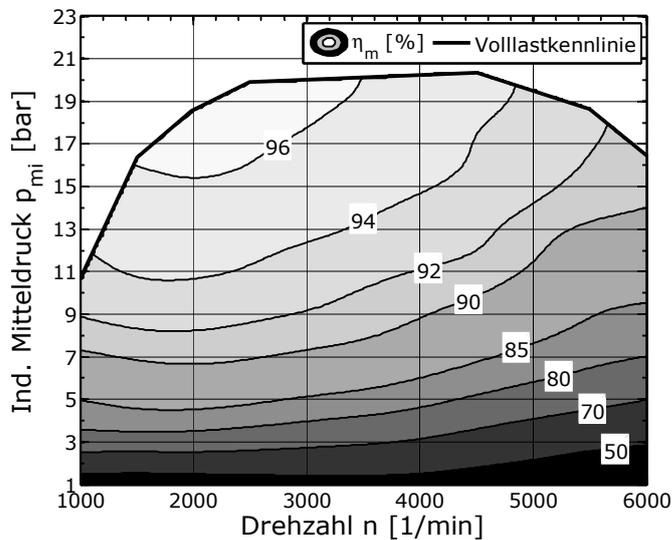


Abbildung 3.5: Typisches Kennfeld des mech. Wirkungsgrades  $\eta_m$  eines aufgeladenen Ottomotors (Motor 5)

Die Definition des mechanischen Wirkungsgrades lautet wie folgt:

$$\eta_m = \frac{p_{me}}{p_{mi}} = 1 - \frac{p_{mr}}{p_{mi}} \quad [\%] \quad (3.2)$$

Maßnahmen zur Senkung der Reibungsverluste sorgen demnach vor allem in der Teillast für eine Anhebung des effektiven Wirkungsgrades. Nach [87, 108] konnte über die vergangenen Jahrzehnte eine deutliche Reduktion des Reibmitteldrucks erzielt werden. Dabei kann von

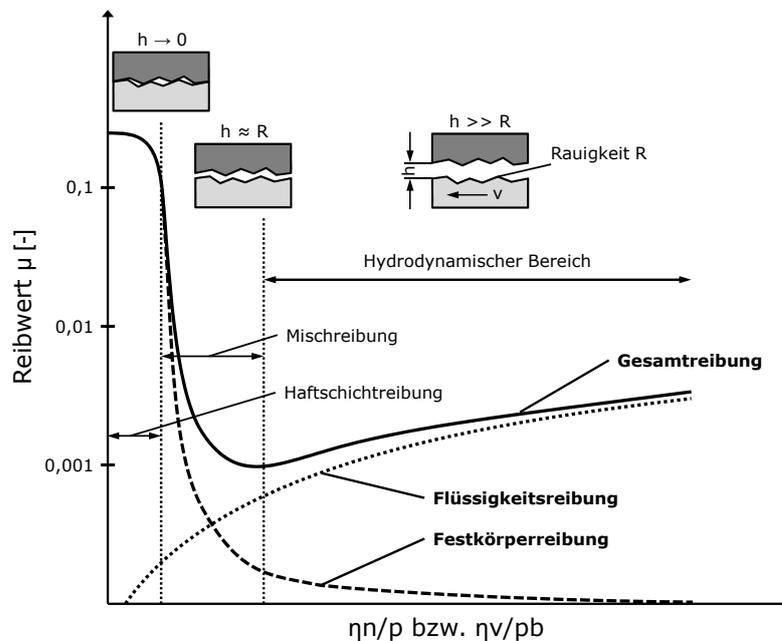
einem Gradienten in der Größenordnung von etwa 10 % pro Dekade ausgegangen werden, welcher auch in den kommenden Jahren als realistisch angenommen werden kann. Dieser Fortschritt basiert auf einer Vielfalt an Einzelmaßnahmen, welche gezielt an verschiedenen Entstehungsmechanismen der mechanischen Verluste von Motoren ansetzen. Daher werden im Folgenden einige grundlegende Zusammenhänge kurz erläutert und deren Auftreten an verschiedenen Stellen eines Verbrennungsmotors beschrieben.

### 3.2.2.1 Grundlagen der Reibung

Nach DIN 50281 ist der Begriff Reibung wie folgt definiert:

*Das Hindernis, welches in den Berührungsflächen zweier Körper auftritt und damit eine gegenseitige Bewegung beeinträchtigt oder gar unmöglich macht, nennt man Reibung.*

Die infolge der Reibung entstehenden Kräfte hängen in entscheidendem Maße von den Kontaktverhältnissen in den Berührungsflächen der Körper ab. Die sogenannte Stribeck-Kurve erlaubt hierfür eine Klassifizierung der vorherrschenden Reibungsformen (vgl. Abb. 3.6). Demnach ist der Reibwert  $\mu$  im Wesentlichen eine Funktion der dimensionslosen Größe  $\eta n/p$  (rotatorisch) bzw.  $\eta v/(pb)$  (translatorisch), wobei  $\eta$  die dynamische Viskosität des Schmiermittels,  $n$  die Drehzahl,  $v$  die Gleitgeschwindigkeit,  $p$  der Druck im Kontaktbereich und  $b$  die Breite des Reibkontaktes in Bewegungsrichtung ist.



**Abbildung 3.6:** Stribeck-Kurve und Reibarten (abgeleitet aus [39, 58])

Prinzipiell lassen sich nach [9] vier Formen der Reibung unterscheiden, deren Übergänge entlang der Stribeck-Kurve fließend sind:

**Festkörperreibung:** Die Festkörperreibung wird auch als Coulombsche Reibung bezeichnet und beschreibt die Reibung zwischen zwei Festkörpern ohne Existenz eines fluiden Zwischenstoffs.

**Haftschichtreibung:** Diese Form der Reibung tritt zwischen zwei durch eine Schmierstoffschicht getrennten Körpern auf. Im Vergleich zur Festkörperreibung führt der dünne und instabile Schmierfilm zu einer Verminderung des Reibwertes.

**Flüssigkeitsreibung:** Bei dieser Form der Reibung, welche häufig auch als hydrodynamische Reibung bezeichnet wird, werden die beiden Körper komplett durch einen Fluidfilm getrennt. Sie ist die in fast allen betrachteten Bereichen erwünschte Form der Reibung, da die vollständige physische Trennung der beiden Körper zu den geringsten Reib- und Verschleißwerten führt.

**Mischreibung:** Die Mischreibung beschreibt einen Zwischenzustand zwischen Flüssigkeits- und Haftschichtreibung. Zwar besteht noch ein Fluidfilm zwischen den beiden Festkörpern, seine Dicke ist aber in derselben Größenordnung wie die Rauigkeit der Körperoberflächen. So kommt es lokal zu Berührungen beider Körper, was sowohl das Ausmaß der Reibung als auch den Verschleiß erhöht.

Die mathematische Beschreibung der Reibkraft im Gebiet der Festkörper-, Haftschicht- und Mischreibung kann über das Coulombsche Reibgesetz erfolgen, welches sich trotz der starken Verbreitung nur begrenzt und zumeist äußerst ungenau anwenden lässt:

$$F_r = \mu \cdot F_N \quad (3.3)$$

Für die Berechnung der Reibung im hydrodynamischen Bereich wird die Newtonsche Schubspannungshypothese angewendet:

$$F_r = \int_A \tau \cdot dA \quad (3.4)$$

Darin ist die Schubspannung  $\tau$  im Schmierfilm sowohl proportional dem Geschwindigkeitsgradienten senkrecht zur Relativgeschwindigkeit als auch zur dynamischen Viskosität  $\eta$  des Schmiermittels:

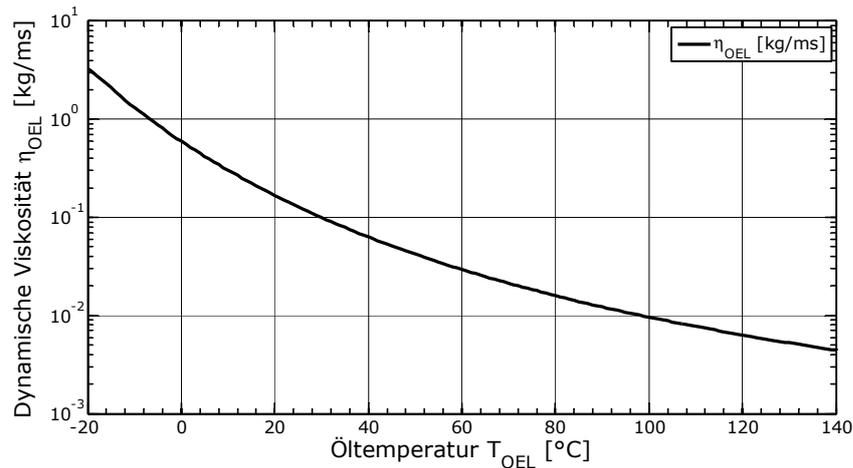
$$\tau = \eta \cdot \frac{dv}{dy} \left[ \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right] \quad (3.5)$$

#### 3.2.2.2 Reibung am Verbrennungsmotor

Aus Wirkungsgrad- und Verschleißgründen ist auch im Verbrennungsmotor die Flüssigkeitsreibung die bevorzugte Form der Reibung. Allerdings lässt sich diese Art der Reibung aufgrund funktionaler, kinematischer und thermischer Randbedingungen nicht in allen Reibkontakten des Motors erzeugen. Welche Reibgruppen im Motor daher zu unterscheiden sind, welche Reibformen dort jeweils auftreten und welche Konstruktions- und Betriebsparameter dort Einfluss nehmen wird in diesem Abschnitt vorgestellt.

**Schmierstoff und Betriebsbedingungen:**

Die in der Stribeck-Kurve definierten dimensionslosen Größen beschreiben in einfacher Form die wesentlichen Betriebsbedingungen in den Reibkontakten eines Verbrennungsmotors. Die dynamische Viskosität  $\eta$  des Schmierstoffes stellt darin einen entscheidenden Einflussfaktor dar, welcher im thermischen Betriebsbereich des Motoröls (Umgebungstemperatur bis ca. 140 °C) starken Veränderungen unterworfen ist. Abb. 3.7 stellt für ein typisches Motoröl die starke Abhängigkeit der Viskosität von der Betriebstemperatur dar.



**Abbildung 3.7:** Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskosität  $\eta$  eines typischen Motoröls (SAE 5W-30)

Die Gleitgeschwindigkeit  $v$  in den Reibkontakten bestimmt sich in Abhängigkeit von den kinematischen Verhältnissen unmittelbar durch die Motordrehzahl  $n$ . Zur Gewähr der Betriebssicherheit erfolgt die Auslegung möglichst so, dass bereits ab Leerlaufdrehzahl hydrodynamische Reibung vorliegt. Mit steigender Drehzahl erhöht sich zunehmend die Scherspannung innerhalb des Schmierfilms, wodurch besonders bei hohen Drehzahlen erhebliche Reibungsverluste entstehen.

Der Druck  $p$  im Kontaktbereich kann am ehesten als ein Maß für die Belastung des Reibkontaktes interpretiert werden, welche an vielen Stellen des Motors mit steigendem Mitteldruck zunimmt. Erhöhte Anpresskräfte sorgen durch eine Verringerung des Schmierfaltes für eine Verschiebung des Reibzustandes in den Mischreibungsbereich, die mit wachsenden Reibungsverlusten einhergeht. Parallel dazu steigen jedoch auch die Bauteil- und Fluidtemperaturen, wodurch infolge der sinkenden Viskosität ein kompensierender Effekt eintritt. Insgesamt kann nach [39, 94] nur ein geringer Einfluss der Motorlast auf die Reibleistung festgestellt werden.

Zusammenfassend können demnach die Motordrehzahl  $n$  und die Öltemperatur  $T_{OEL}$  im jeweiligen Reibkontakt als die wichtigsten die Reibung betreffenden Betriebsparameter identifiziert werden.

**Lagerreibung:**

Die Lagerreibung tritt in den Pleuellagern sowie in den Pleuellagern sowie in den Pleuellagern sowie in den Pleuellagern auf, die nach dem heutigen Stand der Technik als hydrodynamische Gleitlager ausgeführt sind. Darin sind Welle und Nabe durch einen Ölfilm getrennt, in dem es

durch die Bewegung der Welle zu einem Aufbau einer Scherspannung kommt. Diese Scherspannung beeinflusst nach Gl. 3.4 zusammen mit der geometrischen Auslegung des Lagers die Reibkräfte in diesen Komponenten maßgeblich. Nach [39] können für diese Reibgruppe folgende konstruktive Größen als wichtig für mechanische Untersuchungen hervorgehoben werden:

- Lageranzahl
- Lagerdurchmesser
- Lagerbreite
- Lagerspiel
- Lagerwerkstoff

#### **Kolbenreibung:**

Die Kolbenreibung entsteht an den Kontaktflächen zwischen Kolben und Zylinderbohrung und damit in erster Linie an den Kolbenringen. An dieser Kontaktfläche bildet sich ein dünner Ölfilm aus, in dem ähnlich wie bei einem Gleitlager eine Scherspannung erzeugt wird. Im Falle der Kolbenreibung sind die Zusammenhänge jedoch wesentlich komplexer, da wichtige Parameter wie die Öltemperatur im Ölfilm und die Dicke des Ölfilms nur schwer zu ermitteln sind. Zudem hat der Kolben gegenüber der Zylinderbohrung viermal pro Arbeitsspiel die Relativgeschwindigkeit null, wodurch es in den Totpunkten zu einem teilweisen Abbau des Ölfilms und damit kurzzeitig zu Mischreibung kommt. Dieser Effekt ist vor allem bei hoher Last ausgeprägt, wenn es infolge hoher Brennraumtemperaturen zu einer Abnahme der Ölviskosität an der Zylinderwand kommt. Der gleichzeitig hohe Brennraumdruck sorgt außerdem für ein stärkeres Anpressen der Kolbenringe an die Zylinderwand. Zusätzlich erzeugt der Kolbenschaft eine Reibkraft, deren Anteil an der Kolbengesamtreibung infolge sich vergrößernder Normalkräfte mit steigender Drehzahl überproportional zunimmt. Vor diesem Hintergrund werden in [39, 94, 108] folgende Geometrieparameter als Einflussgrößen auf die Reibung der Kolbengruppe identifiziert:

- Zylinderzahl
- Kolbenhub
- Kolbenringvorspannung
- Kolbeneinbauspiel
- Kolbenschaftfläche
- Schubstangenverhältnis
- Verdichtungsverhältnis

#### **Ventiltriebsreibung:**

Die Reibung des Ventiltriebs kann durch keinen einheitlichen Reibmechanismus beschrieben werden. Vielmehr setzt sich dessen Gesamtreibung aus der Überlagerung mehrere Reibformen zusammen. Während sich die Lagerung der Nockenwelle durch die Form der Flüssigkeitsreibung charakterisieren lässt, kommt es am Kontakt zwischen Nocke und Schleppebel zu ausgeprägter Mischreibung. Je nach Bauart dieses Nocke–Gegenläufer–Systems (Kipp–, Schleppebel, Tassenstößel, Gleit–, Rollenabgriff, etc.) kann der Mischreibungsgrad und damit die Höhe und die Charakteristik der Reibungsverluste sehr unterschiedlich ausfallen.

Die Gegenkraft auf die Nocke wird dabei im Wesentlichen durch die Ventildfeder und die Trägheit der bewegten Bauteile bestimmt. Neben Lagerung und Nocke–Gegenläufer–System werden zudem durch den Antrieb über Kette bzw. Zahnriemen geringe, aber nicht zu vernachlässigende Reibungsverluste verursacht. Die Haupteinflussgrößen auf die mechanischen Verluste am Ventiltrieb können nach [39] wie folgt zusammengefasst werden:

- Ventilanzahl
- Ventildfeder (Vorspannung, Federrate)
- Ventiltriebsbauart
- Nockenwellenantrieb
- Ventilerhebungskurve

#### Nebenaggregate:

Die Reibungsverluste des Verbrennungsmotors beinhalten nach DIN 1940 neben den mechanischen Verlusten auch die Antriebsleistungen der für den Motorbetrieb erforderlichen Nebenaggregate, wozu insbesondere die Kühl- und Schmiermittelpumpe zählen. Die Antriebsleistung der Pumpen beinhaltet neben den eigentlichen Verlustleistungen vor allem die Leistung zur Bereitstellung des notwendigen Massenstromes des Fluides bzw. der erforderlichen Druckerhöhung. Zu einem erweiterten Kreis der Nebenaggregate gehören außerdem der Generator, bei ungedrosselten Motoren die Vakuumpumpe und bei Motoren mit Direkteinspritzung die Hochdruck–Kraftstoffpumpe. Der Antrieb der Nebenaggregate erfolgt meist direkt oder indirekt über Kurbel- oder Nockenwelle, so dass sich eine zur Motordrehzahl proportionale Drehzahl einstellt, mit der in der Regel die Verlustleistung zunimmt. Aus Effizienzgründen werden daher vermehrt geregelte und elektrifizierte Nebenaggregate eingesetzt, die eine bedarfsgerechte Bereitstellung der Energie erlauben. Die Auslegung der Nebenaggregate orientiert sich in erste Näherung vor allem an der Größe und der Leistungsdichte eines Motors sowie an der Größe, dem Gewicht und dem elektrischen Energiebedarf des entsprechenden Fahrzeugs.

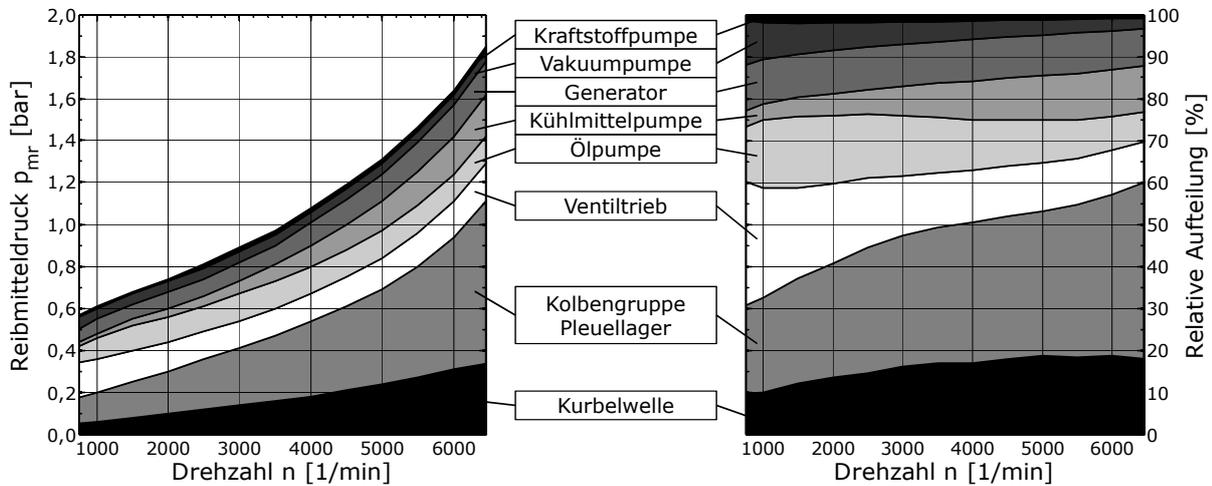
Zusammenfassend kann ein großer Einfluss geometrischer Grunddaten auf die Reibungsverluste an verschiedenen Stellen in einem Verbrennungsmotor festgestellt werden. Die genannten Einflussgrößen können dabei größtenteils direkt auf die globalen Skalierungsgrößen  $z$ ,  $V_h$ ,  $s/d$  und  $\epsilon$  zurückgeführt werden. Sowohl über Ähnlichkeitsbetrachtungen als auch in der Praxis kann nach [97] eine klare Abhängigkeit zwischen Reibmitteldruck und Motorgröße beobachtet werden. Demnach sinken bei mechanisch ähnlichen Motoren die spezifischen Reibungsverluste nach Gl. 3.6 bzw. Gl. 3.7 mit zunehmender Motorengröße. Im realen Motorbetrieb ist diese Tendenz aufgrund des variierenden Anteils an Mischreibung etwas abgeschwächt.

$$p_{mr} \sim d^{-0,5} \quad \text{nach Ähnlichkeitsbetrachtung} \quad (3.6)$$

$$p_{mr} \sim d^{-0,3} \quad \text{reale Motoren} \quad (3.7)$$

Abschließend stellt Abb. 3.8 den Anteil der verschiedenen Reibgruppen an den gesamten mechanischen Verlusten eines aktuellen Ottomotors dar. Daraus ist abzulesen, dass die Grundreibung eines Motors in Lagern (Kurbelwelle, Pleuel), Kolbengruppe und Ventiltrieb in etwa

2/3 ausmacht. Insbesondere der infolge der Mischreibung hohe Anteil der Ventiltriebsreibung bei niedrigen Drehzahlen ist in diesem Beispiel hervorzuheben.



**Abbildung 3.8:** Aufteilung der mechanischen Verluste für einen aufgeladenen Ottomotor mit Direkteinspritzung (Motor 5,  $T_{OEL} = 90\text{ °C}$ , geschleppt)

#### 3.2.2.3 Bestimmung von Reibungsverlusten

Zur messtechnischen Bestimmung der Reibungsverluste von Verbrennungsmotoren stehen je nach Anwendungsfall verschiedene Verfahren zur Verfügung, von denen beispielhaft an dieser Stelle die Auslaufmethode, die Zylinderabschaltung, das Strip-Verfahren und die Indiziermessung genannt werden. Im Rahmen dieser Arbeit werden vorrangig Ergebnisse und Aussagen aus Strip- und Indiziermessungen herangezogen, weshalb diese beiden Methoden kurz beschrieben werden:

**Indizierverfahren:** Bei diesem Verfahren werden in Abhängigkeit von Drehzahl, Last und Motortemperatur der indizierte sowie der effektive Mitteldruck ermittelt. Daraus lässt sich nach Gl. 2.12 für jeden Betriebspunkt der Reibmitteldruck berechnen. Die Indizierung kann sowohl im gefeuerten als auch im geschleppten Motorbetrieb durchgeführt werden. Der wesentliche Nachteil dieser Methode ist, dass die Reibungsverluste nur für den gesamten Motor und nicht für einzelne Reibgruppen separat ermittelt werden können.

**Strip-Verfahren:** Eine getrennte Analyse der Reibungsverluste der einzelnen Baugruppen erlaubt das Strip-Verfahren. Hierfür wird ausgehend vom Gesamtmotor eine schrittweise Abrüstung des Motors durchgeführt und die Reibungsverluste einer jeden Baustufe im Schlepptrieb ermittelt. Die Einzelreibungsverluste werden anschließend aus der Differenz der gemessenen Reibwerte mit und ohne einer bestimmten Baugruppe berechnet. Nachteil dieser Methode ist, dass die Wechselwirkungen zwischen einzelnen Baugruppen unberücksichtigt bleiben, kein befeuerter Betrieb möglich ist und bestimmte Baugruppen aufgrund kinematischer Randbedingungen nur gemeinsam betrieben werden können. Beispielsweise können die Reibungsverluste von Kolbenringen, Kolben

und Pleuellagern mit diesem Verfahren nur als ein gemeinsamer Anteil ausgewiesen werden (vgl. Abb. 3.8).

### 3.2.2.4 Vorausberechnung und Modellierung von Reibungsverlusten

Um mögliche Einsparpotenziale konstruktiver und funktionaler Maßnahmen möglichst früh bewerten zu können und die Auswirkungen geometrischer Änderungen berücksichtigen zu können, werden Methoden benötigt, die eine Vorausberechnung sowie eine detaillierte Modellierung der Reibungsverluste erlauben. Der Stand der Technik zum Potenzial vielversprechender reibungssenkender Maßnahmen ist äußerst vielschichtig, aber umfangreich dokumentiert. Als Beispiele seien hier der Einsatz von Wälzlagern im Kurbel- und Nockentrieb [117, 123], die Massenreduktion im Ventiltrieb [4, 119], optimierte Kolbenringpakete [35] sowie Verbesserungen am Steuertrieb [124] zu nennen. Bezüglich verfügbarer Reibungsmodelle lassen sich nach [11] drei grundsätzliche Arten unterscheiden, wobei ihre Eignung für energetische sowie thermische Konzeptbetrachtungen deutlich variiert:

**Experimentelle Modelle:** Experimentelle Reibmodelle sind durch die ausschließliche Wiedergabe des gesamten, zyklusgemittelten Reibmitteldrucks eines Motors charakterisiert und zeichnen sich durch die geringe Anzahl erforderlicher Eingabedaten aus. Nachteilig ist jedoch die fehlende Berücksichtigung des Temperatureinflusses und die mangelnde Reibungsaufteilung auf die verschiedenen Baugruppen.

**Physikalische Modelle:** Derartige Modelle eignen sich für die konstruktive Auslegung und Optimierung von Bauteilen und Baugruppen und beruhen im einfachsten Fall auf eindimensionalen Grundansätzen beispielsweise für Ölfilmdicke und Oberflächenrauigkeit. Physikalische Modelle erlauben eine zyklus aufgelöste Berechnung der verschiedenen Reibungsformen, benötigen jedoch eine Vielzahl an Eingabedaten und Vorannahmen. Der dementsprechend hohe Modellierungs- und Berechnungsaufwand ist daher für Konzeptstudien nicht gerechtfertigt.

**Empirische Modelle:** Die Modelle dieser Gruppe sind deutlich weniger aufwändig und basieren auf allgemeine Konstruktions- und Betriebsparameter. Die wesentlichen reibrelevanten Phänomene werden physikalisch interpretiert und über einfache und klare empirische Zusammenhänge beschrieben, wodurch eine Abbildung von Temperatur- und Drehzahleinfluss realisiert wird. Durch die Vorgabe nur weniger und einfach zu erhaltender Geometriedaten können auf diese Weise die Reibungsverluste verschiedener Reibungsgruppen zyklusgemittelt aufgelöst werden.

In der Gruppe der empirischen Modelle entstanden in Erkenntnis der Reibungsreduktion als zielführende Verbrauchsmaßnahme bei Ottomotoren, eine Vielzahl von Reibungsmodellen zur frühzeitigen Abschätzung der mechanischen Verluste. Aus jüngster Vergangenheit sei an dieser Stelle das „Improved Friction Model for Spark-Ignition Engines“ nach [108] erwähnt, welches aus Ansätzen aus der Schmierungstheorie sowie Messergebnissen einen Satz handlicher Funktionen formuliert, der eine temperaturabhängige Berechnung des Reibmitteldrucks einzelner Baugruppen erlaubt. Dieses Modell basiert auf Grundlagen die bereits in [94] veröffentlicht wurden und war beispielsweise in [114] Ausgangspunkt für gezielte Modifikationen,

um das mechanische Verhalten von Motoren bei niedrigen Temperaturen und Drehzahlen zu analysieren. Aus vergleichbaren Überlegungen heraus und unter Verwendung umfangreicher experimenteller Analysen entstand in [39] das sogenannte „Expertenmodell“, welches sehr detailliert die Haupteinflussparameter auf die Reibleistung der einzelnen Baugruppen identifiziert. Aufgrund der sehr ausführlichen Untersuchungen kann von einer hohen Allgemeingültigkeit dieses Modells ausgegangen werden, so dass bezüglich Variationen der beschriebenen Haupteinflussparameter auch quantitative Aussagen zu Veränderungen des Reibmitteldrucks gemacht werden können.

Darüber hinaus wird in [39] ein Rechenansatz vorgeschlagen, der sich auf einen bekannten Referenzpunkt  $p_{mr}^*$  stützt. Davon ausgehend werden bei geänderten Einflussgrößen die zu erwartenden Reibmitteldruckänderungen berechnet und mittels Superposition überlagert. Dadurch können die Auswirkungen konstruktiver Varianten deutlich besser abgeschätzt werden. Die beschriebenen Modellansätze werden in [11] eingehend untersucht und unter Berücksichtigung bestimmter anwendungsspezifischer Modifikationen als geeigneter Ausgangspunkt für konstruktive und vor allem thermische Konzeptbetrachtungen charakterisiert.

Ein weiterer empirischer Rechenansatz zur Abschätzung der Gesamtmotorreibung wird in [63, 118] vorgestellt. Die sehr einfach gehaltene Formulierung stützt sich auf grundlegende Ähnlichkeitsbetrachtungen und Modellgesetze aus der Gleitlagertheorie. Der Einfluss der Motorengröße wird dabei über die Beziehung aus Gl. 3.6 erfasst. Eine Besonderheit stellt die Berücksichtigung des Aufladegrades dar, indem von einem linearen Zusammenhang mit dem Reibmitteldruck ausgegangen wird. Der robusteren Lagerauslegung, aufgrund der höheren Gaskräfte bei aufgeladenen Motoren, soll damit Rechnung getragen werden.

Die Nebenaggregate heutiger Motoren sind aus OEM-Sicht im Allgemeinen Zulieferteile, so dass dem Entwicklungsingenieur detaillierte Geometriedaten meist nicht vorliegen. Die Antriebsverluste dieser Komponenten hängen jedoch stark von deren Bauweise und Konstruktion ab, so dass eine Beschreibung der Reibungsverluste von Nebenaggregaten in Abhängigkeit schwer ermittelbarer Daten nicht zweckmäßig ist. Doch bereits in frühen Entwicklungsphasen liegen meist schon Lastenheftvorgaben bzw. Herstellerangaben für die erforderliche Antriebsleistung vor, die für eine Abbildung des Betriebsverhaltens herangezogen werden können. In Anbetracht des Aufwand-Nutzen-Verhältnisses werden daher auch in den erwähnten Veröffentlichungen vergleichbare Annahmen getroffen und eine Annäherung an verfügbare Kennlinien über einfache Näherungsgleichungen empfohlen.

#### **3.2.3 Thermodynamische Untersuchungen**

Die in Abschnitt 3.2.1 beschriebene zeitliche Entwicklung geometrischer Grunddaten war permanent auch von thermodynamischen Untersuchungen begleitet, die zu einer kontinuierlichen Optimierung der motorischen Prozessführung und einem tiefgreifenden Verständnis darüber geführt haben. Im Gegenzug haben diese Erkenntnisse wiederum den Kompromissfindungsprozess bei der Motorauslegung entscheidend geprägt, insbesondere seit dem Verbrauch und Emissionen immer mehr als die wichtigsten Zielgrößen in den Vordergrund treten. Daher werden im Folgenden die wichtigsten Ergebnisse bezüglich der Abhängigkeit des ottomotorischen Arbeitsprozesses von den geometrischen Parametern  $V_h$ ,  $s/d$  und  $\epsilon$  zusammengefasst.

### 3.2.3.1 Zylinderhubvolumen und Hub–Bohrungs–Verhältnis

Eine der ersten experimentellen Arbeiten, die sich grundlegend mit dem Einfluss geometrischer Randbedingungen auf den Prozessverlauf beschäftigt, ist die von Riccius [104], dessen Ergebnisse in weiterführenden Untersuchungen von Derndinger [28] bestätigt werden. Die Untersuchungen von kurzhubigen Motoren ( $0,4 < s/d < 0,92$ ) bei konstantem Zylinderhubvolumen ( $V_h = 650 \text{ ccm}$ ) ergeben deutliche Wirkungsgradnachteile für sehr kurzhubige Motoren, aufgrund erhöhter Wärmeverluste. In [122] werden verschiedene Arbeiten zitiert, die längere Brenndauern und damit erhöhte Verluste durch reale Verbrennung bei Kurzhubern feststellen. Tendenziell werden die beschriebenen Effekte in [115] ebenfalls bestätigt und um Nachteile von kleinen, kurzhubigen Zylindereinheiten bei den HC–Emissionen erweitert. Als nachteilig bei den erwähnten Studien ist jedoch anzumerken, dass aufgrund der sehr unterschiedlichen konstruktiven Randbedingungen deutliche Unterschiede bei der Aufteilung der einzelnen Prozessverluste beobachtet werden. Beispielsweise werden verschiedene Hub–Bohrungs–Verhältnisse bei stark unterschiedlichen Zylinderhubvolumen oder Pleuelstangenverhältnissen miteinander verglichen, weshalb sich überlagernde Effekte nicht auszuschließen sind. Diese Tatsache wird von Gand [44] und in weiterführenden Studien von Bick [15] zum Anlass genommen, die grundlegenden Zusammenhänge anhand eines systematisch aufgebauten Versuchsträgers mit klar definierten Randbedingungen noch einmal zu untersuchen. Die hiermit erzielten Resultate werden in [95] wie folgt zusammengefasst:

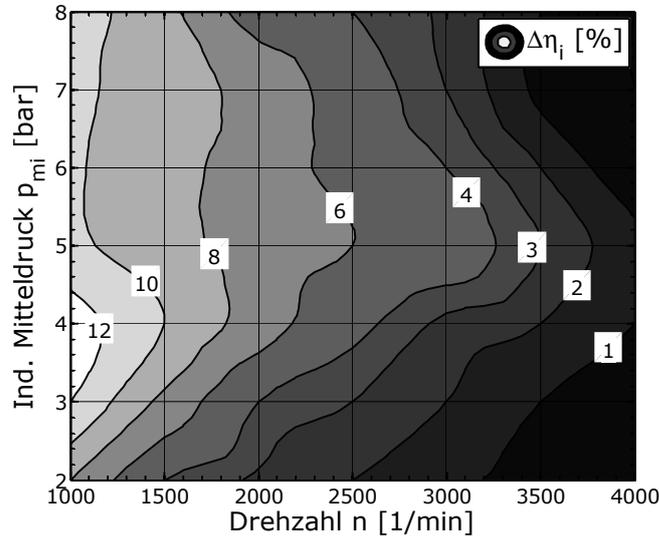
#### **Eigenschaften großvolumiger Zylindereinheiten im Vergleich zu kleinen Zylindereinheiten:**

- höherer Innenwirkungsgrad im gesamten Teillastbereich: Das höhere Turbulenzniveau und das günstigere Oberflächen–Volumen–Verhältnis des Brennraums bedingen kürzere Umsetzungsdauern.
- geringere Wärmeverluste infolge des günstigen Oberflächen–Volumen–Verhältnisses
- geringere HC–Emissionen
- geringere Leistungsdichte

#### **Eigenschaften langhubiger Motoren im Vergleich zu kurzhubigen Motoren:**

- höherer Innenwirkungsgrad im gesamten Teillastbereich: Die geringeren Prozessverluste des Langhubers werden grundsätzlich auf die, aufgrund des kompakteren Brennraumes und des höheren Turbulenzniveaus, schnellere Umsetzung zurückgeführt.
- geringere Wärmeverluste infolge der kleineren wärmeaufnehmenden Brennraumoberfläche
- geringere HC–Emissionen
- geringere Leistungsdichte

Die beschriebenen Eigenschaften wirken sich vor allem im Bereich niedriger Drehzahlen und Lasten aus, wo der Anteil der Wandwärmeverluste in der Energiebilanz besonders hoch ist. Abb. 3.9 zeigt hierzu beispielhaft den relativen Wirkungsgradgewinn bei Vergrößerung des Zylinderhubvolumens von  $V_h = 300$  ccm auf  $V_h = 600$  ccm [95].



**Abbildung 3.9:** Relativer Wirkungsgradgewinn bei Vergrößerung des Zylinderhubvolumens von  $V_h = 300$  ccm auf  $V_h = 600$  ccm im Teillastkennfeld (abgeleitet aus [95])

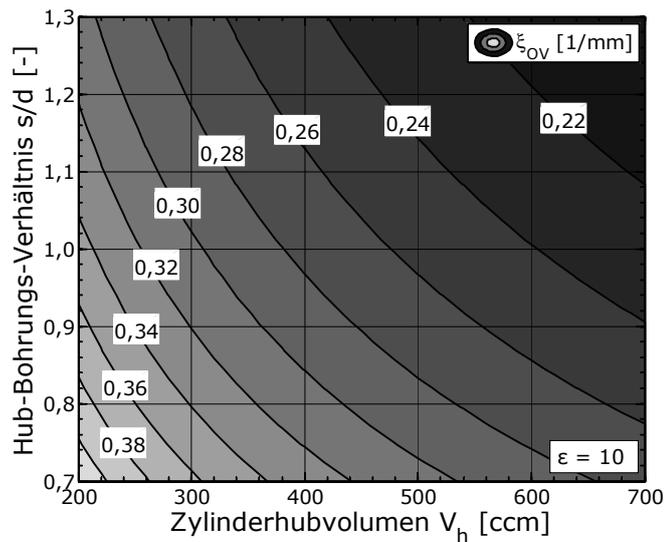
Der dominierende Drehzahleinfluss ist darin deutlich erkennbar. Im Bereich hoher Drehzahlen und geringer Last kommt zudem die stärkere Androsselung infolge des höheren Hochdruckwirkungsgrades zum Tragen, wodurch ein Teil der prozesstechnischen Vorteile bei größerem Zylinderhubvolumen wegen der höheren Ladungswechselverluste wieder aufgezehrt wird. Vergleichbare Zusammenhänge gelten nach [15] auch für die Variation des Hub–Bohrungs–Verhältnisses.

Eine zentrale Größe bei der Argumentation der beobachteten Effekte stellt das Oberflächen–Volumen–Verhältnis  $\xi_{OV}$  dar, welches ein eindeutiges Maß für die Kompaktheit eines Brennraums darstellt. Nach [47] kann dieses Maß im OT für einen einfachen Scheibenbrennraum folgendermaßen berechnet werden:

$$\xi_{OV} = \frac{O(V_c)}{V(V_c)} = \frac{4}{d} + \frac{2 \cdot (\epsilon - 1)}{s} \quad (3.8)$$

Demnach nimmt die Kompaktheit eines Brennraums mit zunehmendem Zylinderhubvolumen und wachsendem Hub–Bohrungs–Verhältnis kontinuierlich zu, wodurch kurze Entflammungs– und Brenndauern sowie geringe Wärmeverluste realisiert werden können. Abb. 3.10 stellt diese Abhängigkeit anschaulich dar.

Neben experimentellen Untersuchungen, die in diesem Zusammenhang immer einen äußerst hohen konstruktiven Aufwand bedeuten, wurden mit steigenden Rechnerkapazitäten und erweiterten Methoden der Modellbildung auch simulative Analysen durchgeführt. Insbesondere neue Ansätze zur quasidimensionalen Modellierung von Turbulenz, Wärmeübergang und Verbrennung eröffneten neue Möglichkeiten, die Auswirkungen verschiedener Brennraumgeometrien simulativ zu studieren. Eine erste umfangreiche Studie wird in [101] vorgestellt,



**Abbildung 3.10:** Einfluss des Zylinderhubvolumens  $V_h$  und des Hub-Bohrungs-Verhältnis  $s/d$  auf das Oberflächen-Volumen-Verhältnis  $\xi_{OV}$  des Brennraums (nach Gl. 3.8)

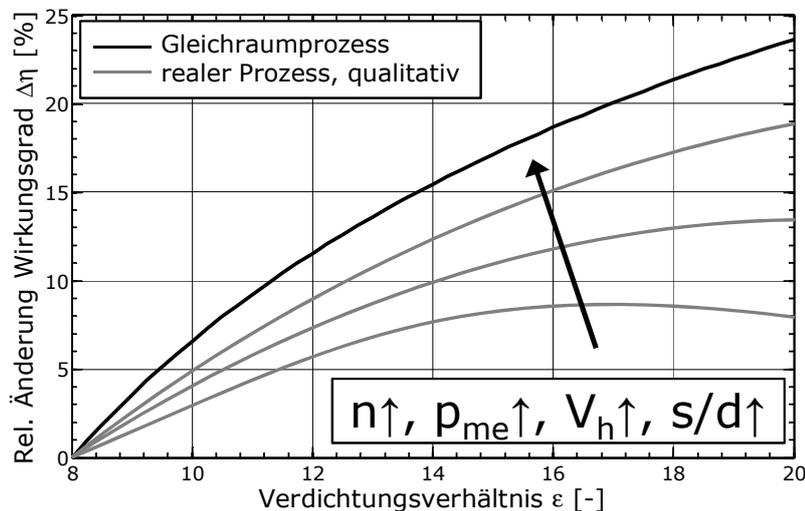
in welcher der Einfluss unterschiedlicher Brennraumgeometrien und Zündkerzenlagen auf den Prozessverlauf betrachtet wird und plausibel vorausberechnet werden kann. Darauf aufbauend führen Nitschke [90] und Chang [25] umfangreiche Modellstudien durch, um den Einfluss geometrischer Grunddaten auf Leistung und Verbrauch zu untersuchen. Als Ergebnis werden einfache formelmäßige Zusammenhänge präsentiert, die eine konzeptionelle Abschätzung der Leistungs- und Verbrauchscharakteristik von freisaugenden Ottomotoren anhand ihrer Hauptauslegungsparameter erlauben. Eine Vorgabe von Referenzdaten ist bei dieser Methodik nicht vorgesehen. Die direkte Anwendbarkeit auf heutige und zukünftige Motorenkonzepte ist daher in Anbetracht der Menge an Variabilitäten sowie der zunehmenden Bedeutung der Aufladung äußerst beschränkt.

Bis in die jüngste Vergangenheit wurden weitere geometrische Parameterstudien auf Basis von Simulationen vorgestellt [3, 14, 38, 110], die teilweise mit unterschiedlichsten Annahmen und Modellansätzen für verschiedene Anwendungsfälle hauptsächlich zu denen mit [15] und [44] vergleichbaren Ergebnissen kommen. Ausschließlich über den Zusammenhang zwischen Hub-Bohrungs-Verhältnis  $s/d$  und Wandwärmeverlusten werden uneinheitliche Aussagen beschrieben. Scheele [110] weist in seinen Simulationen für den Langhuber höhere Wandwärmeverluste und nur einen minimal höheren indizierten Wirkungsgrad aus. Er begründet dies anhand des tendenziell früheren wirkungsgradoptimalen Verbrennungsschwerpunktes. Auch Gand [44] ermittelt im Falle früherer Verbrennungsschwerpunkte bei verschiedenen Betriebspunkten höhere Wandwärmeverluste für den Langhuber, jedoch bei deutlich höheren Wirkungsgraden. In der darauf aufbauenden Arbeit von Bick [15], in der entsprechenden Zusammenfassung [95], sowie in allen anderen erwähnten Studien werden einer langhubigen Auslegung dagegen deutliche Vorteile bezüglich der Wandwärmeverluste bescheinigt. In [38] werden diese geringeren Wandwärmeverluste im Vergleich zu den beim Langhuber ebenfalls geringeren Verbrennungsverlusten sogar als der dominanter Effekt identifiziert.

### 3.2.3.2 Verdichtungsverhältnis

Die zentrale Bedeutung des Verdichtungsverhältnisses für die Effizienz des ottomotorischen Arbeitsprozesses wird bereits durch den in Abschnitt 2.2 beschriebenen Gleichraumprozess deutlich. Ein wesentlicher Teil der in der Vergangenheit erzielten Verbrauchseinsparung geht daher auf das kontinuierlich angestiegene Verdichtungsverhältnis zurück. Insbesondere im Bereich höherer Verdichtungsverhältnisse ( $\epsilon > 10$ ) lässt sich jedoch nur mehr ein bedeutend kleinerer Teil der theoretisch möglichen Wirkungsgradsteigerung im realen Prozess umsetzen. In vielen Arbeiten wird dies anhand der zunehmenden Wandwärmeverluste erklärt, welche aufgrund der steigenden Spitzentemperaturen und des größeren Oberflächen–Volumen–Verhältnisses im Brennraum (vgl. Gl. 3.8) stetig ansteigen [6, 15, 46, 85]. Die mit dem Verdichtungsverhältnis abnehmende Kompaktheit des Brennraumes führt außerdem zu erhöhten HC–Emissionen und leicht längeren Brenndauern, was trotz des negativen Einflusses auf die Verlustbilanz in der Regel vernachlässigt werden kann.

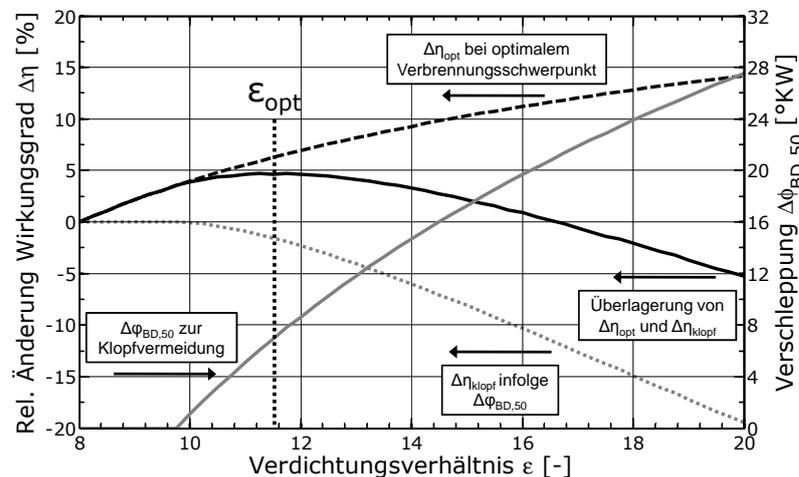
Aufgrund der starken Abhängigkeit der Wandwärmeverluste von Betriebspunkt (Drehzahl, Last) und Brennraumgeometrie (Zylinderhubvolumen, Hub–Bohrungs–Verhältnis) sind diese Zusammenhänge auch bei einer Variation des Verdichtungsverhältnisses von besonderer Wichtigkeit. Abb. 3.11 stellt dies in Anlehnung an [6, 15, 85] qualitativ dar. Daraus ist abzuleiten, dass jeder Einfluss, der zu einer Erhöhung der Wandwärmeverluste führt, die Möglichkeiten einer Wirkungsgradsteigerung durch Verdichtungserhöhung limitiert. Dies kann in ungünstigen Fällen sogar dazu führen, dass im Bereich sehr hoher Verdichtungsverhältnisse ein Wirkungsgradabfall zu verzeichnen ist. Demnach bieten große Zylindereinheiten mit kompakten Brennräumen bei erhöhten Drehzahlen und Lasten das größte Potenzial zur Steigerung des indizierten Wirkungsgrades.



**Abbildung 3.11:** Qualitative Darstellung der Abhängigkeit der Wirkungsgradänderung bei Verdichtungserhöhung von Drehzahl  $n$ , Last  $p_{me}$ , Zylinderhubvolumen  $V_h$  und Hub–Bohrungs–Verhältnis  $s/d$

Wie bereits in Abb. 2.8 beschrieben, steigt bei der vorgemischten Verbrennung mit zunehmender Last das Risiko für Verbrennungsanomalien, welche aufgrund der hohen mechanischen Belastung unbedingt unterdrückt werden müssen. Bedingt durch den Anstieg der Spitzendrücke und –temperaturen verschärfen hohe Verdichtungsverhältnisse dieses Risiko. Der

theoretische Wirkungsgradgewinn wird daher durch die notwendige Verschleppung der Verbrennung und den damit steigenden Verbrennungsverlusten aufgezehrt (vgl. Abb. 3.12). Die Auslegung des Verdichtungsverhältnisses ist daher neben mechanischen Gesichtspunkten vor allem eine Kompromissentscheidung zwischen möglichst hohem Wirkungsgrad in niedrigen Lastregionen und geringer Klopfneigung in hohen Lastregionen.



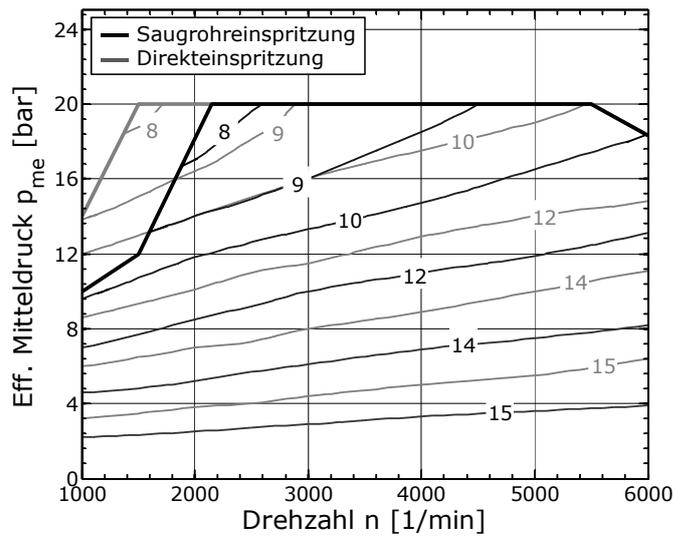
**Abbildung 3.12:** Qualitative Darstellung des Zielkonflikts zwischen hohem Wirkungsgrad  $\eta$  und Klopfvermeidung ( $\lambda_l = \text{konst.}$ )

Vor diesem Hintergrund wurden im Verlauf der motorischen Entwicklungsgeschichte eine Vielzahl von Konzepten mit variablem Verdichtungsverhältnis entwickelt und untersucht, um das Verdichtungsverhältnis in jedem Betriebspunkt wirkungsgradoptimal einstellen zu können. Dabei haben sich die Ansätze als vielversprechend erwiesen, welche die Brennraumkontur unangetastet lassen, die mechanischen Verluste möglichst nicht erhöhen, geringen Bauraumbedarf benötigen sowie minimale Verstell- und Haltekräfte erfordern [133, 136]. Trotz vielversprechender Ergebnisse kam es bisher aufgrund des ungünstigen Aufwand-Nutzen-Verhältnisses noch zu keiner Großserienanwendung. Mit dem Trend der steigenden Aufladegrade gewinnt dieses Thema jedoch immer mehr an Bedeutung. Abb. 3.13 zeigt hierzu eine Darstellung des optimalen Verdichtungsverhältnisses im gesamten Kennfeld eines aufgeladenen Ottomotors, wie sie in ähnlicher Weise in verschiedenen Publikationen zu finden ist [70, 73, 98].

Mit Hilfe dieser zusätzlichen Variabilität können aufgrund der geringen Klopfgefahr vor allem in der Teillast und mit zunehmender Drehzahl sehr hohe Verdichtungsverhältnisse eingestellt und damit deutliche Wirkungsgradvorteile erzielt werden. Abb. 3.13 stellt zudem die Vorteile der Direkteinspritzung heraus. Infolge der Innenkühlung wird im Vergleich zu einer Saugrohreinspritzung das Temperaturniveau im Brennraum effektiv gesenkt, so dass im Mittel das Verdichtungsverhältnis um bis zu eine Einheit angehoben werden kann.

### 3.2.4 Anwendungsbeispiele zur Skalierung geometrischer Motorparameter

Bei den in Abschnitt 3.2.2 und 3.2.3 beschriebenen Untersuchungen handelt es sich zum Großteil um Detailbetrachtungen einzelner Phänomene, deren Aussagen nur für bestimmte



**Abbildung 3.13:** Wirkungsgradoptimales Verdichtungsverhältnis für einen aufgeladenen Ottomotor (abgeleitet aus [73])

Betriebsbereiche eines Motors und für explizite Randbedingungen bei weiterführenden Analysen herangezogen werden können. Die erwähnten Reibmodelle besitzen zwar eine gewisse Allgemeingültigkeit und stellen eine geeignete Ausgangsbasis für weitere Konzeptuntersuchungen dar. Auf thermodynamischer Seite werden jedoch nur in Einzelfällen die Resultate so detailliert vorgestellt, dass ein dokumentierter Zusammenhang zwischen Motorparameter und Wirkungsgrad in weiten Kennfeldbereichen abgeleitet werden kann. Für die differenzierte Bewertung verschiedener Fahrzeug- und Motorenkonzepte hinsichtlich Fahrleistung und Verbrauch ist dies jedoch zwingend erforderlich.

Bezüglich konkreter und im Detail nachvollziehbarer Anwendungsbeispiele zur Skalierung geometrischer Grunddaten sind daher kaum veröffentlichte Studien verfügbar. Verschiedene Arbeiten befassen sich zwar zum Beispiel mit der Bewertung der Wirksamkeit des Downsizings und beziehen den Einfluss des Zylinderhubvolumens und der Zylinderzahl mit ein [56]. Auch eine Zurücknahme des Verdichtungsverhältnisses aufgrund der ansteigenden spezifischen Leistung wird in [131] berücksichtigt. Darin wird wie auch in [71] sogar auf den Einfluss des zunehmenden Aufladegrades auf die Auslegung des Grundmotors und der Nebenaggregate und damit auf die Reibungsverluste eingegangen. Kreuter [71] verweist zwar bezüglich der thermodynamischen Einflüsse auf die Studie von [15], geht aber nicht konkret darauf ein, wie die gemachten Annahmen daraus abgeleitet werden. Ähnliches gilt für die Arbeiten von Seibel [111] und Pischinger [99], in denen hauptsächlich nur qualitative Angaben über die Zusammenhänge zwischen Zylinderhubvolumen, Verdichtungsverhältnis und Wirkungsgrad gemacht werden. Als Quelle dieser Zusammenhänge werden eigens durchgeführte Prüfstandsuntersuchungen angegeben, auf die jedoch nicht näher eingegangen wird. Der Einfluss der Motorengröße auf die mechanischen Verluste wird in einfacher Form gemäß Gl. 3.7 beschrieben und zusammen mit Formulierungen, welche Warmlauf- und Klopfphänomene berücksichtigen, in eine Methodik integriert, die eine Wirkungsgrad-Skalierung ausgehend von Referenzkennfeldern erlaubt. Die konkret angewendeten Korrelationen werden aber wiederum nicht angegeben, sondern nur qualitativ beschrieben.

In den Arbeiten, die sich mit dem Potenzial eines variablen Verdichtungsverhältnisses beschäftigen, werden zwar, wie in Abb. 3.13 dargestellt, Vorschläge für die optimale Regelung des Verdichtungsverhältnis gemacht. Eine betriebspunktaufgelöste Ableitung der zu erwartenden Wirkungsgradgewinne lassen die präsentierten Ergebnisse jedoch nicht zu, da der Fokus dieser Studien meist auf der konstruktiven Ausführung vielversprechender Konzepte und deren Erprobung liegt. Alleine in [65] werden für den vollständigen Kennfeldbereich eines aufgeladenen Ottomotors die Wirkungsgradgewinne durch ein variables Verdichtungsverhältnis ( $8 < \epsilon_{var} < 14$ ) angegeben. Bezüglich eines festen Verdichtungsverhältnisses von  $\epsilon = 9,3$  werden Verbrauchseinsparungen von über 8 % prognostiziert, die mit sinkender Drehzahl und steigender Last abnehmen. Diese Ergebnisse besitzen jedoch nur eine beschränkte Allgemeingültigkeit, da sie ausschließlich auf Simulationen beruhen und die besonderen Gegebenheiten bei einem verbrennungsdruckgeregelten Verdichtungsverhältnis beschreiben.

Insgesamt kann eine große Streubreite bei der in der Literatur angegebenen Abhängigkeiten des ottomotorischen Arbeitsprozesses von geometrischen Grunddaten festgehalten werden. Uneindeutige Quellenangaben, der Verweis auf statistische Untersuchungen, der Bezug auf speziell durchgeführte Messungen sowie der Verzicht auf die Quantifizierung der getroffenen Aussagen erschweren zudem eine Verwendung für eigene Untersuchungen.

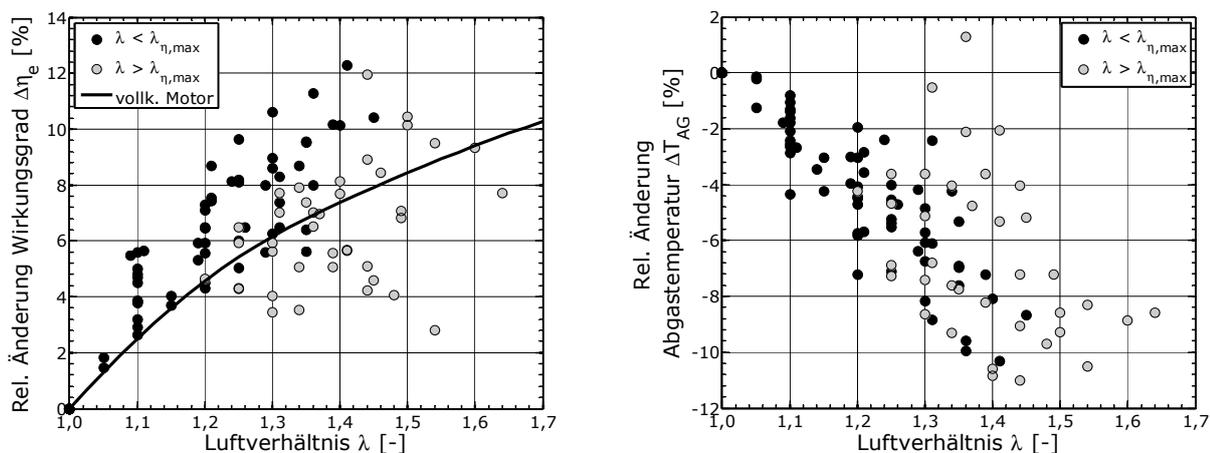
### 3.3 Einfluss motorischer Betriebsparameter

Ablauf und Effizienz des ottomotorischen Arbeitsprozesses werden neben den geometrischen Grunddaten eines Motors insbesondere auch durch die motorischen Betriebsparameter entscheidend bestimmt. Der grundlegende Einfluss von Drehzahl und Last wurde bereits in Abb. 2.8 eingehend beschrieben. Dabei wird mit Hilfe der Vielzahl an Variabilitäten bei heutigen Ottomotoren versucht, in jedem Betriebspunkt den besten Kompromiss aus Verbrauch, Emissionen und Fahrverhalten zu erzielen. Das Luftverhältnis  $\lambda$  und der Restgasanteil  $y_R$  stellen in diesem Zusammenhang zwei wesentliche Betriebsparameter dar, mit denen auf Ladungswechsel, Gemischbildung und Verbrennung Einfluss genommen werden kann. Die Wirkung dieser beiden Parameter auf den Arbeitsprozess ist dabei in vielen Gesichtspunkten sehr ähnlich. Die technischen Umsetzungsmöglichkeiten zu deren Variation, die grundlegende Zielsetzung, die sich daraus ergebenden Einsatzbereiche sowie die real umsetzbaren Verbesserungspotenziale unterscheiden sich dagegen teilweise sehr deutlich. Vor dem Hintergrund der Skalierung dieser beiden Parameter werden daher die wichtigsten Zusammenhänge anhand des derzeitigen Entwicklungsstandes und aktueller Trends beschrieben. Auf die Auswirkungen bezüglich der mechanischen Verluste wird aufgrund der äußerst geringen direkten Wechselwirkungen im Rahmen dieser Arbeit verzichtet.

#### 3.3.1 Luftverhältnis

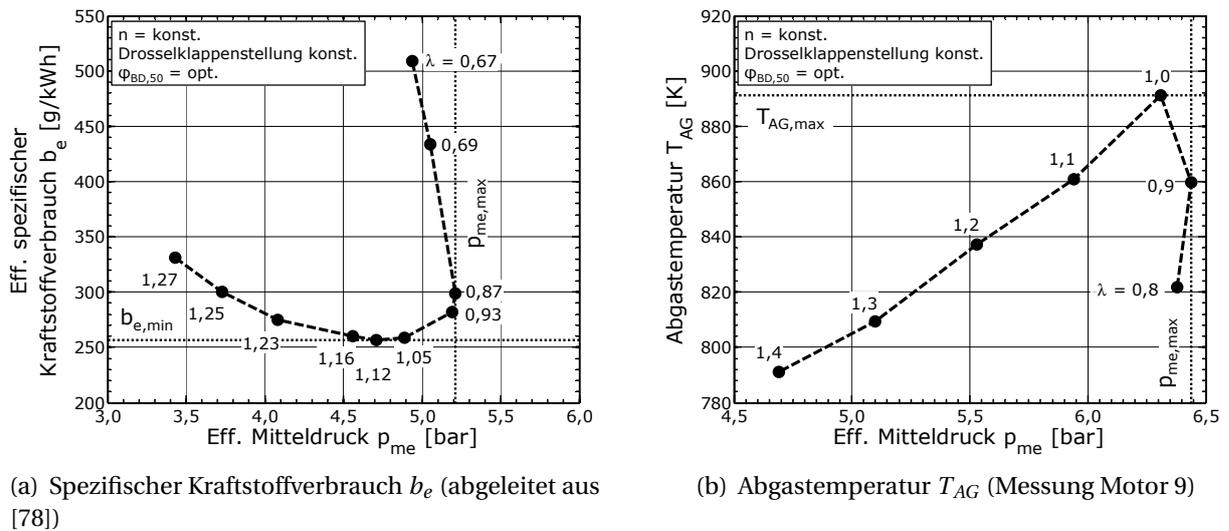
Schon rein aus den Betrachtungen mit Hilfe des Gleichraumprozesses oder unter den Voraussetzungen des vollkommenen Motors bietet sich der Magerbetrieb unter überstöchiometrischem Luftverhältnis als vielversprechende Maßnahme zur Wirkungsgradsteigerung an. Der mit dem Luftanteil steigende Isentropenexponent  $\kappa$  sowie dessen geringerer

temperaturbedingter Abfall während Kompression und Expansion sorgen für einen erhöhten inneren Wirkungsgrad bei Magerbetrieb. Im realen Prozess erhöht sich zudem aufgrund des verringerten Gemischheizwertes die nötige Ladungsmasse für eine gewünschte Last. Bedingt durch die Quantitätsregelung muss das einströmende Gemisch weniger stark gedrosselt werden, wodurch sich im Teillastbereich die Ladungswechselverluste reduzieren. Ein geringeres Niveau der Spitzentemperaturen bewirkt zudem eine Reduktion der spezifischen Wandwärmeverluste. Sinkende Abgastemperaturen sind darüber hinaus ein Indiz für eine verringerte Enthalpiedifferenz. Zusammenfassend stellt der Magerbetrieb daher eine in der Vergangenheit intensiv untersuchte Maßnahme zur Reduktion des Teillastverbrauches dar. Abb. 3.14 veranschaulicht hierzu die bei Abmagerung zu erwartenden Veränderungen bezüglich Wirkungsgrad und Abgastemperatur. Daraus ist eine stetige Zunahme des Wirkungsgrades bis zu einem Maximum abzulesen, ab dem bei weiterer Abmagerung die überproportional steigenden Verbrennungsverluste die beschriebenen Vorteile wieder kompensieren. Lange Brenndauern und eine verschleppte Verbrennungslage spiegeln sich ebenso in der abgeschwächten Abnahme der Abgastemperaturen wider. Brennräume mit hoher Ladungsbewegung und kurzen Brenndauern weisen daher eine verbesserte Abmagerbarkeit auf. Hohe Zündenergien können zudem den Entflammungsprozess bei starker Verdünnung unterstützen, so dass der homogene Magerbetrieb Wirkungsgradgewinne von bis über 10 % in der Teillast zulässt [86].



**Abbildung 3.14:** Änderung des eff. Wirkungsgrades  $\eta_e$  und der Abgastemperatur  $T_{AG}$  verschiedener Ottomotoren in Abhängigkeit vom Luftverhältnis  $\lambda$  ( $n = 2000$  1/min,  $p_{me} = 2$  bar, abgeleitet aus [36], zum Vergleich auch der vollk. Motor ( $\epsilon_{ref} = 10,5$ ))

Die sich verschärfende Emissionsgesetzgebung machte jedoch bereits in den 1980er Jahren die flächendeckende Einführung des geregelten Dreiwege-Katalysators notwendig und damit auch den stöchiometrischen Betrieb bei  $\lambda = 1,0$  in nahezu dem gesamten Betriebsbereich. Ausschließlich an der Vollast wird auch bei heutigen Saugmotoren noch davon abgewichen und zur Erzielung maximaler Leistung ein unterstöchiometrisches Luftverhältnis ( $\lambda < 1$ ) eingestellt. Die zugrundeliegende Motivation beschreibt Abb. 3.15(a) anhand der beispielhaften Darstellung einer sogenannten „Fischhaken-Kurve“. Demnach liegt der effizienteste Betriebspunkt wie bereits beschrieben im mageren Bereich. Die maximale Leistung wird jedoch aufgrund idealer Bedingungen für Gemischbildung und Verbrennung im leicht fetten Bereich ( $\lambda < 1$ ) unter deutlichen Verbrauchsnachteilen erzielt.



**Abbildung 3.15:** Zusammenhang zwischen spez. Kraftstoffverbrauch  $b_e$ , Abgastemperatur  $T_{AG}$  und eff. Mitteldruck  $p_{me}$  bei wechselndem Luftverhältnis  $\lambda$

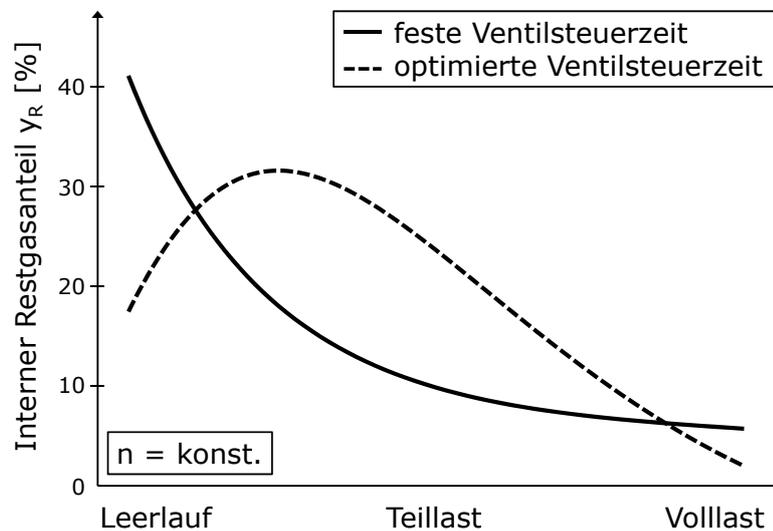
Bei aufgeladenen Motoren wird dagegen angestrebt, den Motor auch an der Volllast mit  $\lambda = 1,0$  zu betreiben, da das gewünschte Drehmoment mit der Regelung des Ladedrucks eingestellt werden kann. Die mit zunehmender Drehzahl ansteigenden Abgastemperaturen gefährden jedoch die Betriebssicherheit von Abgasturbolader und Katalysator, weshalb eine Begrenzung der thermischen Bauteilbelastung notwendig wird. Dies geschieht bei allen heutigen in Großserie produzierten Ottomotoren durch ein drastisches Absenken des Luftverhältnisses (bis zu  $\lambda = 0,7$ ) und dem damit erzielten Kühleffekt (vgl. Abb. 3.15(b)). Die Verbrauchsnachteile in diesem Betriebsbereich sind demnach entsprechend hoch (vgl. Abb. 2.8 S. 17). Im Zuge des Downsizing-Trends verlagern sich allerdings immer mehr Betriebspunkte in dieses Gebiet, wodurch dieser Kennfeldbereich zunehmend in den Fokus der Entwicklung gerät. Aus Abb. 3.15(b) lässt sich die mögliche Alternative ableiten, den erforderlichen Kühleffekt durch Abmagerung zu erreichen. Die Forderung der Leistungsneutralität kann dabei nur durch eine deutliche Füllungserhöhung erfüllt werden. In verschiedenen Arbeiten wird jedoch nachgewiesen, dass mit Hilfe der heute verfügbaren Aufladetechnologien eine nahezu vollständige Kennfeldapplikation ohne Anfettung darstellbar ist [23, 30, 48, 72]. Die auf diese Weise erzielbaren Verbrauchseinsparungen sind immens.

Abschließend kann festgehalten werden, dass aufgrund der fehlenden Alternativen zum Dreiwege-Katalysator der stöchiometrische Betrieb in der Teillast bei Ottomotoren mit homogenen Brennverfahren gesetzt ist. In den höheren Lastregionen kann dagegen abhängig von Motorkonzept und -auslegung ein fettes, stöchiometrisches oder auch mageres Luftverhältnis zielführend sein. Zukünftige technologische Entwicklungen, aber auch die sich weiter verschärfende Emissionsgesetzgebung, werden diese Entscheidung mit beeinflussen.

### 3.3.2 Restgasanteil

Der Restgasanteil  $y_R$  ist definiert als das Verhältnis der nach Abschluss des Ladungswechsels im Frischgemisch enthaltenen Abgasmenge zur gesamten Zylinderladung. Theoretisch ist zur

Erzielung einer maximalen Leistungsausbeute ein völliges Ausspülen des Restgases im Sinne einer nachfolgenden optimalen Füllung des Zylinders mit Frischgas sinnvoll. Entscheidend für den Restgasanteil sind der zeitliche Ventilüberschneidungsquerschnitt während des oberen Totpunktes des Ladungswechsels (LWOT) und die dabei anliegende Druckdifferenz zwischen Ansaug- und Abgassystem. Deshalb wird dem Restgasanteil insbesondere bei Ottomotoren mit Drosselsteuerung besondere Aufmerksamkeit gewidmet, da der mit abnehmender Last fallende Saugrohrdruck einen progressiven Anstieg des Restgasanteils zum Leerlauf hin bewirkt (vgl. Abb. 3.16). Wirkungsgradnachteile durch eine verschleppte Verbrennung sowie die Beeinträchtigung der Laufruhe sind die Folge der inertisierenden Wirkung des verbrannten Luft-Kraftstoff-Gemisches. Die Auslegung der Ventilüberschneidung von Ottomotoren mit nichtvariablem Ventiltrieb muss daher unter Berücksichtigung der tolerierbaren Laufunruhe im Leerlauf erfolgen [9].

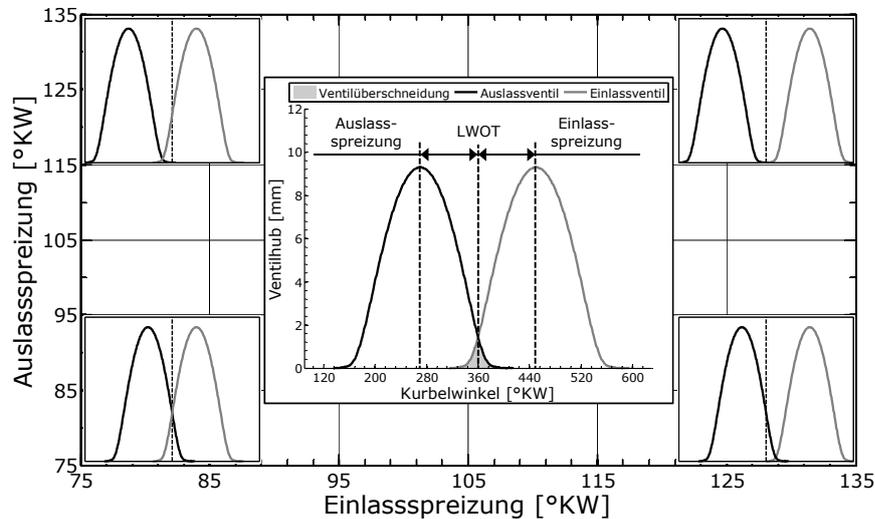


**Abbildung 3.16:** Abhängigkeit des Restgasanteiles  $y_R$  von der Motorlast bei drosselgesteuerten Ottomotoren (abgeleitet aus [9])

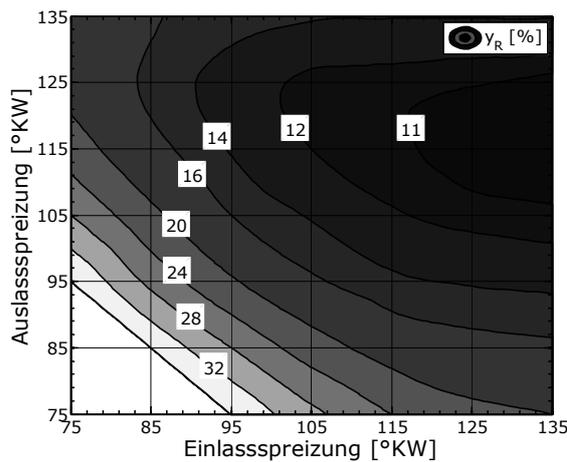
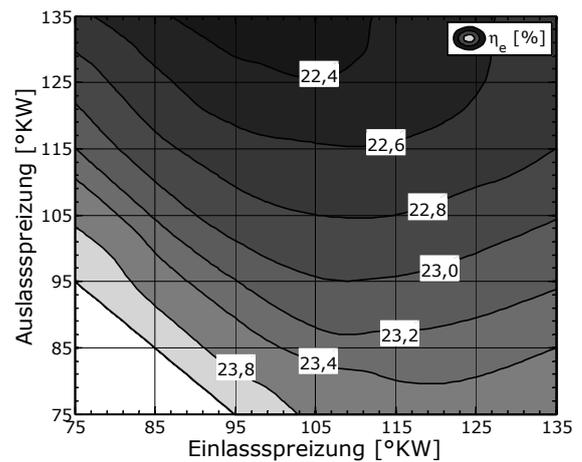
Aus prozesstechnischer Sicht ist im Teillastbereich jedoch ein erhöhter Restgasanteil anzustreben, welcher durch gezielte Variation der Ventilsteuerzeiten eingestellt werden kann (vgl. Abb. 3.16). Die Motivation der internen Abgasrückführung (AGR) ist vergleichbar mit der des Magerbetriebes, da sich der Isentropenexponent  $\kappa$  auch mit zunehmendem Restgasanteil erhöht und damit der innere Wirkungsgrad steigt (vgl. Abb. 2.4 S. 13). Der Gewinn fällt jedoch deutlich geringer aus als bei reiner Luft. Ebenso sorgt die erhöhte Ladungsmasse für den erwünschten Entdrosselungseffekt. Im Falle der Ladungsverdünnung mit heißem Restgas spricht man zudem von thermischer Entdrosselung, da die geringe Dichte der Abgase für eine zusätzliche Erhöhung des Saugrohrdruckes sorgt. Gleichzeitig bewirkt diese Erhöhung der Ansaugtemperatur auch Nachteile im Arbeitsprozess infolge des negativen Einflusses auf den Isentropenexponent  $\kappa$  während der Verdichtung [132]. In ähnlicher Weise wie bei der Abmagerung sind der Verdünnung mit Restgas durch zunehmende Entflammungs- und Brenndauern enge Grenzen gesetzt.

Die Bewertung des Wirkungsgradpotenziales ist aufgrund der Einflüsse der internen AGR auf den Ladungswechsel sowie der thermischen Wechselwirkungen aber deutlich komplexer als beim Magerbetrieb. Abb. 3.17 stellt hierzu die Ergebnisse einer Variation der Einlass- und

Auslassspreizung an einem typischen Teillastpunkt dar, welche aus [109] abgeleitet wurden. Zusätzlich ist darin auch die Definition der Ventilspreizung und des Phasensteller-Diagramms enthalten.



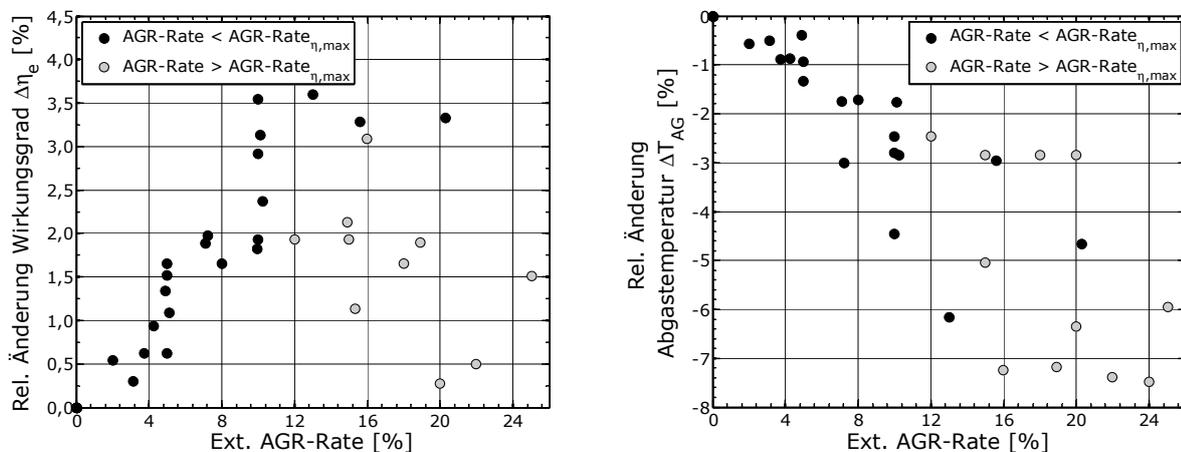
(a) Phasensteller-Diagramm

(b) Restgasanteil  $y_R$  (abgeleitet aus [109])(c) Eff. Wirkungsgrad  $\eta_e$  (abgeleitet aus [109])

**Abbildung 3.17:** Restgasanteil  $y_R$  und eff. Wirkungsgrad  $\eta_e$  im Phasensteller-Diagramm ( $n = 2000$  1/min,  $p_{me} = 2$  bar)

Offensichtlich ist der kontinuierliche Anstieg des Restgasanteils mit zunehmender Ventilüberschneidung und der damit erzielte Wirkungsgradgewinn. Durch eine Verringerung der Auslassspreizung (A-SP) können jedoch auch Verbrauchseinsparungen ohne merklichen  $y_R$ -Anstieg erzielt werden. Die Ursache liegt vor allem in einer Minimierung der Expansionsverluste begründet. Ähnliches gilt für die Vergrößerung der Einlassspreizung (E-SP) bis zum Randbereich. Durch das sehr späte Schließen des Einlassventils wird bereits angesaugtes Gemisch wieder ausgeschoben, wodurch sich ein deutlicher Entdrosselungseffekt einstellt. Trotz sinkendem Restgasanteil können mit dem sogenannten „Atkinson-Verfahren“ Wirkungsgradvorteile erzielt werden [9]. Zusammenfassend bleibt festzuhalten, dass in keinem Betriebspunkt des Phasensteller-Diagramms das Wirkungsgradoptimum aus Ventilsteuerzeiten und maximalem Restgasanteil erreicht werden kann.

Neben der internen AGR wird in der Praxis vor allem bei Dieselmotoren und Ottomotoren mit Schichtbrennverfahren auch die externe AGR zur Senkung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen angewendet. Dabei wird ein Teil des Abgases aus dem Abgasrohr entnommen und über ein Regelventil wieder der Sauganlage zugeführt. Abhängig von der Entnahmestelle und den dort herrschenden Abgastemperaturen sowie insbesondere bei einer aktiven Kühlung erhöht sich die Ansaugtemperatur im Vergleich zur internen AGR bedeutend weniger. Aktuelle Studien zeigen, dass diese Art der AGR auch bei Ottomotoren mit homogenem Brennverfahren und  $\lambda = 1$  Konzept sinnvoll eingesetzt werden kann, um weitere Verbrauchspotenziale zu heben. Abb. 3.18 veranschaulicht hierzu die beim Einsatz der externen AGR zu erwartenden Veränderungen bezüglich Wirkungsgrad und Abgastemperatur.



**Abbildung 3.18:** Änderung des eff. Wirkungsgrades  $\eta_e$  und der Abgastemperatur  $T_{AG}$  verschiedener Ottomotoren in Abhängigkeit der externen AGR-Rate ( $n = 2000$  1/min,  $p_{me} = 2$  bar, abgeleitet aus [36])

Darüber hinaus beschreibt Roth [105] beispielsweise, dass durch die Kombination von interner und ungekühlter externer AGR eine Verbrauchseinsparung von bis zu 2,5 % im Teillastbereich darstellbar ist. Dieser Vorteil ergibt sich aus optimalen Ventilsteuerzeiten bei unverändert hohem Restgasanteil. Nach [105] eignet sich die gekühlte externe AGR außerdem bei Ottomotoren mit Turboaufladung zur effektiven Reduzierung der Anfettung. Aufgrund der äußerst positiven Auswirkungen auf das Klopfisiko zeigt die AGR dabei gleiches oder sogar höheres Potenzial als die magere Volllast. Ein Sachverhalt der von ähnlichen Arbeiten bestätigt wird [2, 23, 30, 48, 100]. Die klopfhemmenden Eigenschaften von Restgas legen einen Einsatz der gekühlten externen AGR im gesamten oberen Lastbereich von aufgeladenen Motoren nahe. Vor allem auch deswegen, weil der Dreiwege-Katalysator voll wirksam bleibt. Nach [2, 32] können 4 % bis 5 % Wirkungsgradgewinn erwartet werden.

Bezüglich der Auswirkungen der motorischen Betriebsparameter  $\lambda$  und  $y_R$  auf die motorische Energiebilanz bleibt als Fazit anzumerken, dass bei den gesichteten Studien keine direkt für Konzeptbetrachtungen verwendbaren Skalierungsmethoden gefunden werden konnten. Noch mehr als bei den geometrischen Grunddaten beschäftigen sich die relevanten Arbeiten größtenteils mit Detailbetrachtungen. Insbesondere auch deswegen, weil sich viele neue Ansätze noch im Forschungs- und Entwicklungsstadium befinden.

## 3.4 Einfluss des Klopfphänomens auf die Skalierung von Motorparametern

### 3.4.1 Grundlagen

Im Streben nach hohen spezifischen Leistungs- und Drehmomentwerten werden Entwicklungsingenieure von Ottomotoren durch Verbrennungsanomalien vor große Herausforderungen gestellt. Neben dem Phänomen der Vorentflammung nimmt allen voran das Klopfphänomen bei Auslegung und Betrieb der Motoren eine zentrale Rolle ein. Die klopfende Verbrennung ist nahezu seit Beginn des Motorenbaus bekannt und wird infolge des Downsizing-Trends zunehmend an Bedeutung gewinnen. Kontinuierlich steigende Aufladegrade sowie ein verstärkter Betrieb in klopfgefährdeten Kennfeldbereichen erfordern ein vertieftes Verständnis über die zugrundeliegenden Entstehungsmechanismen, um das Downsizing als effektive Verbrauchsmaßnahme umsetzen zu können. Die beim Klopfen beteiligten Abläufe wurden lange nicht richtig verstanden, so dass in der Vergangenheit verschiedenste Theorien zur Beschreibung von Ursache und Wirkung entwickelt wurden. Nach heutigem Kenntnisstand ist die Selbstzündungstheorie allgemein anerkannt. Demnach wird das Klopfen von Selbstzündungsvorgängen in der noch unverbrannten Endgaszone vor der Flamme hervorgerufen, die meistens in unmittelbarer Nähe zur Brennraumwand gelegen sind. Die für eine spontane Umsetzung notwendigen Vorreaktionen finden dabei in mehreren Selbstzündungszentren statt, deren Ort von Inhomogenitäten durch die lokal unterschiedliche Verteilung von Druck, Temperatur und Luftverhältnis abhängt. Schließen diese Vorreaktionen mit einer Selbstzündung des Endgases ab, so können sich starke Druckwellen mit hohen Amplituden im Brennraum ausbilden. Die Stärke der Druckwellenausbreitung und damit der Gefahr der Bauteilschädigung im klopfenden Motorbetrieb ist ein Zusammenspiel aus der Größe und Geschlossenheit des Endgasbereiches sowie der Inhomogenität bezüglich Gemischzusammensetzung und Temperaturverteilung [96, 134].

Aus den beschriebenen Entstehungsmechanismen heraus können die wichtigsten Betriebsparameter identifiziert werden, welche das Phänomen Klopfen maßgeblich beeinflussen. Eine Unterscheidung in klopfördernde und klopfmindernde Parameter stellt sich wie folgt dar:

#### **Klopfördernd:**

- hohes Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$
- hohe Füllung  $\lambda_l$ , hohe Last  $p_{me}$
- große, unkompakte Brennräume mit langen Flammenwegen (kleines  $s/d$ , großes  $V_h$ , dezentrale Zündkerzenlage)
- hohe Ansaug- und Bauteiltemperaturen

Als das Klopfisiko steigernd können im Wesentlichen alle Faktoren zusammengefasst werden, die das Druck- und Temperaturniveau im Brennraum erhöhen. Vor allen Dingen das Verdichtungsverhältnis sowie die Zylinderfüllung zeigen diesbezüglich den stärksten Einfluss. Aber auch lokal sehr heiße Stellen im Brennraum (z. B. Auslassventile) können bei ansonsten

unkritischen Bedingungen Klopfen auslösen. Darüber hinaus steigt die Klopfgefahr, je mehr Zeit für die Vorreaktionen zur Verfügung steht. Große, unkompakte Brennräume mit langen Flammenwegen, die durch eine langsame Verbrennung charakterisiert sind, sowie Brennräume mit engen Spalten, die ein rechtzeitiges Einbrennen der Flammenfront verhindern, sind demnach besonders klopfgefährdet.

#### **Klopfmindernd:**

- klopfester Kraftstoff mit hoher Oktanzahl
- hohe Drehzahl (kurze Zeitdauer eines Arbeitsspiels)
- geringe Vorzündung, späte Verbrennungslage

Einer der wirkungsvollsten Freiheitsgrade zur Beeinflussung der Klopfintensität eines Motors stellt der Kraftstoff dar. Dabei wird der Kraftstoff durch die Oktanzahl (ROZ) charakterisiert, welche ein Maß für dessen Fähigkeit ist, eine unkontrollierte Verbrennung im Bereich des Endgases zu verhindern [9]. Tendenziell sinkt dabei das Klopfisiko mit steigender Drehzahl aufgrund der sich verkürzenden Zeitdauer eines Arbeitsspiels. Hierbei spielen aber weitere Effekte eine wichtige Rolle, die an die Drehzahl gekoppelt sind und den reinen Zeiteffekt kompensieren können. Die mit wachsender Drehzahl ansteigenden Brennraumtemperaturen sowie der sich verändernde Wandwärmeübergang seien hier als Beispiel genannt. Bei heutigen Ottomotoren stellt die Klopfregelung das zentrale Element zur Sicherstellung eines klopfreien Motorbetriebes dar. Mit Hilfe des Klopfensors können die beim Klopfen durch die Druckschwankungen hervorgerufenen charakteristischen Geräusche detektiert werden, so dass im Bedarfsfall durch eine Zurücknahme der Vorzündung darauf reagiert werden kann. Sich während des Motorbetriebes verändernde Randbedingungen (Umgebungstemperatur, Kraftstoffqualität, Ablagerungen im Brennraum) stellen somit keine Gefahr für die Lebensdauer des Motors dar. Auf diese Weise kann durch den Betrieb an der sogenannten „Klopfgrenze“ der beste Kompromiss aus Wirkungsgrad und Betriebssicherheit realisiert werden.

#### **Uneindeutig:**

- Luftverhältnis  $\lambda$
- Restgasanteil  $y_R$

Bezüglich der die Zusammensetzung der Zylinderfüllung bestimmenden Parameter Luftverhältnis und Restgasanteil kann die Auswirkung auf das Klopfphänomen wegen der stark konkurrierenden Einflüsse nicht verallgemeinert werden. Prinzipiell ist die Klopfneigung nahe dem stöchiometrischen Luftverhältnis am größten [134]. Eine Anfettung bewirkt zum einen aufgrund der Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffes eine Absenkung der Brennraumtemperatur. Zum anderen beschleunigt sich die Verbrennung aufgrund der höchsten Brenngeschwindigkeiten im Bereich von  $\lambda = 0,85$  bis  $0,9$ . Eine Abmagerung führt zu niedrigeren Verbrennungstemperaturen sowie zu einer Verlangsamung der Vorreaktionen im Endgas. Unter der Annahme eines konstanten Liefergrades ermöglicht die Abmagerung ebenfalls wirkungsgradgünstigere Verbrennungsschwerpunkte [134]. Unter der Annahme einer

konstanten Last, bewirkt die Abmagerung jedoch ein deutlich höheres Druck- und Temperaturniveau während der Kompressionsphase infolge des höheren Liefergrades. Eine steigende Klopfneigung und damit wirkungsgradungünstige Verbrennungsschwerpunkte können die Konsequenz sein [23, 30, 46].

Ähnlich uneindeutig muss der Einfluss eines gesteigerten Restgasanteils auf die Klopfneigung bewertet werden. Denn von zentraler Bedeutung ist dabei die Änderung des Temperaturniveaus im Brennraum durch die AGR. Die Rückhaltung heißer Restgase mit Hilfe der internen AGR zeigt nach [134] klar einen negativen Effekt auf die Klopfneigung. Wie bereits in Abschnitt 3.3.2 angedeutet, kann jedoch mit Hilfe der gekühlten externen AGR auch eine Verringerung des Klopfrisikos erzielt werden. Die deutlich abgesenkte Brennraumtemperatur sowie die Verlangsamung der Reaktionskinetik im Endgas ermöglicht frühere Verbrennungsschwerpunkte und damit klare Wirkungsgradvorteile [2, 23, 30, 48, 100].

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die ausgewählten Skalierungsgrößen deutliche Auswirkungen auf die Klopfneigung eines Motors haben. Zudem wird durch die Klopfregelung mit Hilfe der Zurücknahme der Vorzündung nicht nur der Verbrauch, sondern die gesamte motorische Energiebilanz beeinflusst. Einerseits verringern sich durch spätere Verbrennungsschwerpunkte die Wandwärmeverluste. Andererseits bewirkt eine verschleppte Verbrennung einen kontinuierlichen Anstieg der Abgastemperatur [58]. Für eine korrekte Skalierung von Motoren unter Berücksichtigung der gesamten Energiebilanz ist demnach eine Abschätzung der im Praxisbetrieb darstellbaren Zündwinkel bzw. Verbrennungsschwerpunkte essenziell.

#### 3.4.2 Klopfregelung und Energiebilanz

Die Analyse der Auswirkungen geometrischer Grunddaten sowie motorischer Betriebsparameter auf die Klopfgrenze ist Gegenstand vielfältiger Untersuchungen. Als Ergebnisse werden in [46, 106] unter anderem der quantitative Zusammenhang zwischen Oktanzahlbedarf und verschiedenen Betriebsparametern vorgestellt, um bei einem gegebenen Motor eine ähnliche Klopfneigung darzustellen. In [134] werden auf Basis der durchgeführten Messungen sogar direkte Korrelationen zwischen den untersuchten Betriebsparametern und dem Zündwinkel-Verhalten bzw. der Lage des Verbrennungsschwerpunktes an der Klopfgrenze vorgestellt. Die angegebenen Zusammenhänge beschränken sich jedoch teilweise auf sehr enge Variationsbereiche und sind daher nur als Richtwerte zu verstehen. Aus den in [23, 30] beschriebenen Resultaten lassen sich Verbindungen zwischen Luftverhältnis bzw. Restgasanteil und der Verbrennungslage an der Klopfgrenze ableiten. Diese Zusammenhänge hängen jedoch von den gestellten Randbedingungen und diversen Wechselwirkungen ab, was die Allgemeingültigkeit deutlich einschränkt.

Einen Schritt weiter wird in [25, 90, 120] gegangen. Dort werden auf Basis verfügbarer Einzelzusammenhänge kompakte Funktionen formuliert, die ausgehend von wirkungsgradoptimalen Bedingungen eine direkte Abschätzung des Zündwinkels an der Klopfgrenze erlauben. Der Einfluss von Oktanzahl, Verdichtungsverhältnis, Bohrungsdurchmesser, Drehzahl und Saugrohrdruck auf die Klopfregelung kann damit berücksichtigt werden. Bezüglich des Verdichtungsverhältnisses wird in [111] eine alternative Methodik beschrieben. Dort wird aus Messergebnissen für verschiedene Kennfeldbetriebspunkte ein Zusammenhang zwischen

Verdichtungsverhältnis und Verdichtungsenddruck sowie dessen Einfluss auf die Spitzendrucklage an der Klopfgrenze abgeleitet. Die Differenz der Spitzendrucklage eines Referenzmotors und der eines Motors mit verändertem Verdichtungsverhältnis, wird anschließend in eine Zündzeitpunkt-Differenz umgerechnet. Eine detaillierte Angabe der quantitativen Zusammenhänge fehlt allerdings.

Den beschriebenen Studien ist bis auf [134] allen gemein, dass ausschließlich eine Betrachtung der Zündzeitpunktverstellung zur Klopfvermeidung betrachtet wird und daraus auf Wirkungsgradeinbußen im Vergleich zu einem verbrauchsoptimalen Zündzeitpunkt geschlossen wird. Der quadratische Zusammenhang zwischen Zündzeitpunkt und Wirkungsgrad ist als „Zündhakenkurve“ allgemein bekannt. Auf die Auswirkungen bezüglich Wandwärmeverluste und Abgastemperatur wird dabei aber nicht eingegangen. Solche Informationen finden sich ausschließlich in Arbeiten, die sich mit dem Potenzial später Zündzeitpunkte zur Katalysatoraufheizung und Reduktion der HC-Rohemissionen beschäftigen [107, 112, 126]. Demnach ist pro °KW Zündzeitpunktverstellung eine Erhöhung der Abgastemperatur um ca. 7 K bis 8 K zu erwarten, wobei der Fokus dieser Untersuchungen auf dem Teillastbetrieb liegt und damit nicht in klopfgefährdeten Kennfeldbereichen.

Abhängig von Motorbetriebspunkt und den eingestellten Betriebsparametern weisen Zündhakenkurven jedoch einen eklatanten Streubereich auf, da insbesondere der Einfluss der vorherrschenden Randbedingungen auf den Zündverzug bestimmt, wie sich eine Veränderung des Zündzeitpunktes auf die Lage der Verbrennung auswirkt. Denn nicht der Zündzeitpunkt, sondern Verbrennungsschwerpunkt und Brenndauer dominieren die Charakteristik der motorischen Verlustteilung. In [6, 54] wird daher vorgeschlagen, direkt die Variation des Verbrennungsschwerpunktes als Maß zu verwenden, um die Auswirkungen einer verschleppten Verbrennung auf Verbrauch und Abgastemperatur zu beurteilen. Ayala [6] erzielt auf diese Weise eine äußerst robuste Korrelation zwischen Verbrennungsschwerpunkt und effektivem Mitteldruck ( $\lambda_l = \text{konst.}$ ). Nach [54] ist ein Anstieg der Abgastemperatur um ca. 5 K/°KW bis 6 K/°KW bei einer Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes zu erwarten. Dieser Wert stimmt unter Berücksichtigung der Abhängigkeit von Zündzeitpunkt und Verbrennungsschwerpunkt gut mit der oben beschriebenen Tendenz überein.

# Kapitel 4

## Skalierung von Motorparametern

### 4.1 Methoden und Vorgehensweisen

Die Fahrleistungs- und Verbrauchsabschätzung mit Hilfe numerischer Simulationsmethoden hat sich als zentrales Hilfsmittel bei der Fahrzeugkonzeption und -auslegung etabliert. Das hierfür notwendige Modell des Verbrennungsmotors muss dessen Kraftstoffverbrauch sowie Leistungsvermögen für beliebige Fahrprofile beschreiben können. Insbesondere für die Betrachtung gesetzlicher Fahrzyklen spielt das thermische Instationärverhalten aufgrund der vorgeschriebenen Kaltstartbedingungen (z. B. 20 °C bis 30 °C) eine wichtige Rolle. Da der Warmlauf über die mechanischen Verluste einen großen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch hat, muss das Motormodell auch den Wärmehaushalt des Motors richtig beschreiben. Sollen zudem Emissionsmaßnahmen untersucht oder beispielsweise das Potenzial der Abgasenergienutzung bewertet werden, müssen Abgastemperatur und -massenstrom als Größen im Motormodell verfügbar sein. Der Aufbau einer Modellstruktur auf Basis einer Kraftstoffenergiebilanz sowie einer Koppelung mit einem thermischen Modell der Motorstruktur erweist sich hierfür als zielführend und wird deshalb im Rahmen dieser Arbeit umgesetzt (vgl. Abb. 4.1).

Als das zentrale Rückgrat dieses Modellansatzes wird die Kraftstoffenergiebilanz zu jedem Zeitpunkt der Simulation berechnet. Mit Hilfe der Kennfelder für indizierten Kraftstoffverbrauch und Abgasenthalpie kann über eine Restwertbildung der Wärmeeintrag in die Motorstruktur infolge Verbrennung bestimmt werden. Der Betriebspunkt stellt sich dabei in Form einer Leistungsanforderung aufgrund des Fahrerwunsches ein, der sich aus dem vorgegebenen Geschwindigkeitsprofil ergibt. Die effektiv für den Vortrieb nutzbare Motorleistung berechnet sich hierfür aus dem indizierten Kraftstoffverbrauchskennfeld und der im Reibmodell bestimmten Reibleistung. Diese dient neben dem Verbrennungswärmeeintrag außerdem als Eingangsgröße für das thermische Modell von Motorstruktur und Ölkreislauf. Darin wird mit Hilfe eines einfachen thermischen Netzwerkes die Wärmeabfuhr an das Kühlsystem und die Umgebung ermittelt. Der somit berechenbare Motorwarmlauf wird über die Motoröltemperatur wieder an das Reibmodell zurückgespielt und damit dessen Verbrauchsrelevanz berücksichtigt.

Die Schnittstellen für die Bedatung des Motormodells und damit auch für die Skalierung stellen die Kennfelder (Verbrauch, Abgasenthalpie) sowie das Reibmodell dar. Nicht nur vor

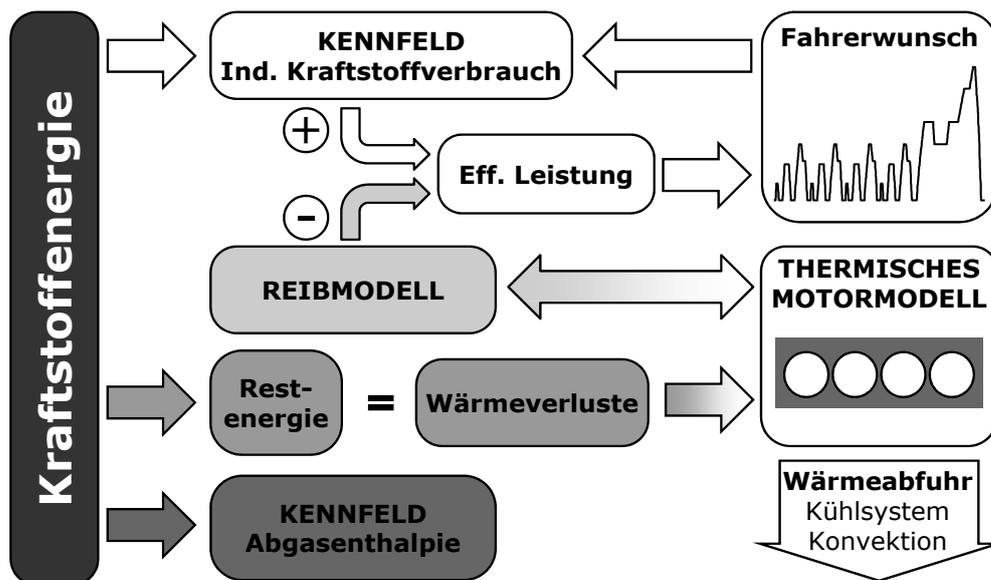


Abbildung 4.1: Prinzipdarstellung der Grundstruktur des energetischen Motormodells

dem Hintergrund dieser Aufteilung in der Modellstruktur, sondern auch in Anbetracht der beteiligten Phänomene sowie der verfügbaren Vorarbeiten, bietet sich eine Aufteilung der Skalierung in einen mechanischen sowie einen thermodynamischen Pfad an.

### Mechanische Skalierung:

Bei der Abbildung mechanischer Einflüsse kann auf umfangreiche Arbeiten zurückgegriffen werden, die sich für Skalierungsvorhaben zum Zwecke der Fahrleistungs- und Verbrauchsrechnung sehr gut eignen bzw. anpassen oder erweitern lassen. Die Grundidee besteht darin, bewährte Ansätze zur Berechnung des Reibmitteldrucks für die einzelnen Reibgruppen gezielt auszuwählen und möglichst unverändert zu verwenden. Diese Ansätze enthalten neben den Betriebsparametern Drehzahl und Last in der Regel auch eine Berücksichtigung der temperaturabhängigen Ölviskosität. Die physikalisch richtige Darstellung der Abnahme der Reibungsverluste während des Motorwarmlaufs ist damit sichergestellt. Parameter die keine oder nur eine geringe Abhängigkeit zu den Skalierungsgrößen zeigen bzw. für viele Motorenkonzepte repräsentativ sind oder nur einen geringen Streubereich aufweisen, werden als konstante Mittelwerte in die Rechenansätze integriert. Parameter, die dagegen stark von den Skalierungsgrößen abhängen, werden mit diesen über Korrelationsfunktionen in Zusammenhang gebracht, welche ebenfalls in die Rechenansätze eingebaut werden. Die Basis der Korrelationen bilden neben sinnvollen Vereinfachungen typische Faustwerte aus der Motorenkonstruktion sowie Auswertungen ausgeführter Motoren. Insbesondere die Dimensionierung von Lagern, Kolbengruppe und Ventiltrieb können auf diese Weise einer Skalierung zugänglich gemacht werden. Abschließend erfolgt eine Neuabstimmung der Funktionskoeffizienten, um die Reibansätze an das spezifische Verhalten von Motoren der BMW AG anzupassen. Abb. 4.2 fasst diese Grundüberlegungen noch einmal anschaulich zusammen.

### Thermodynamische Skalierung:

Bezüglich der Abbildung thermodynamischer Einflüsse ist die direkte Verwendbarkeit von Methoden und Ergebnissen aus bekannten Studien nicht zwangsläufig gegeben. Daher wird

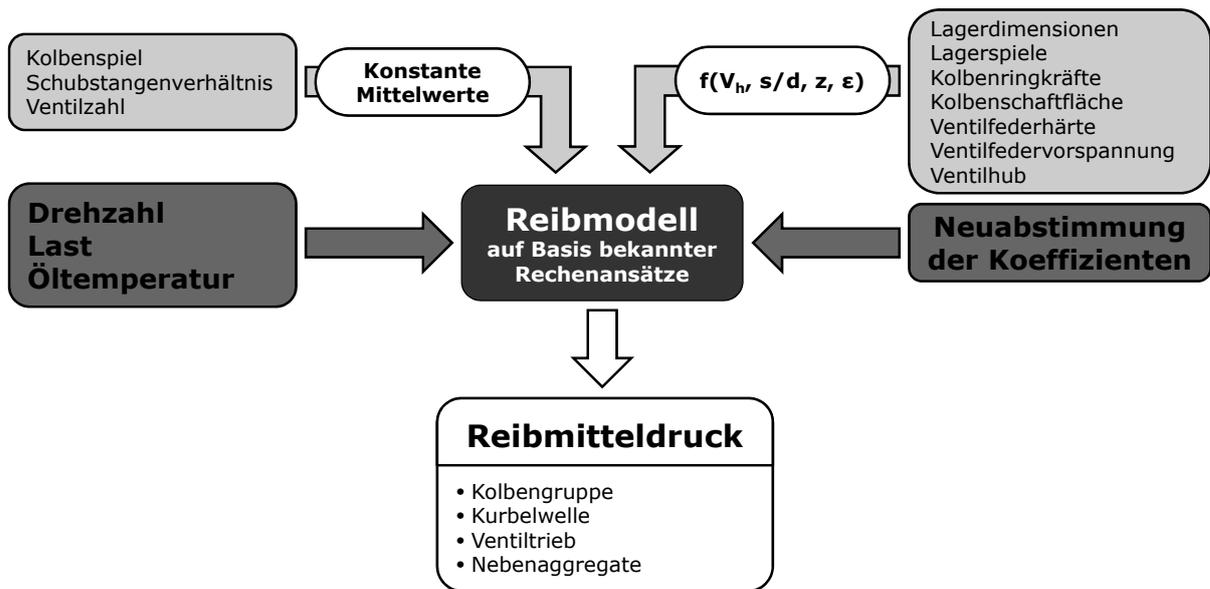


Abbildung 4.2: Methodik zur Skalierung motorischer Reibungsverluste

eine neue Methodik für die thermodynamische Skalierung von Kennfeldern vorgestellt, deren wichtigste Schritte in Abb. 4.3 dargestellt sind.

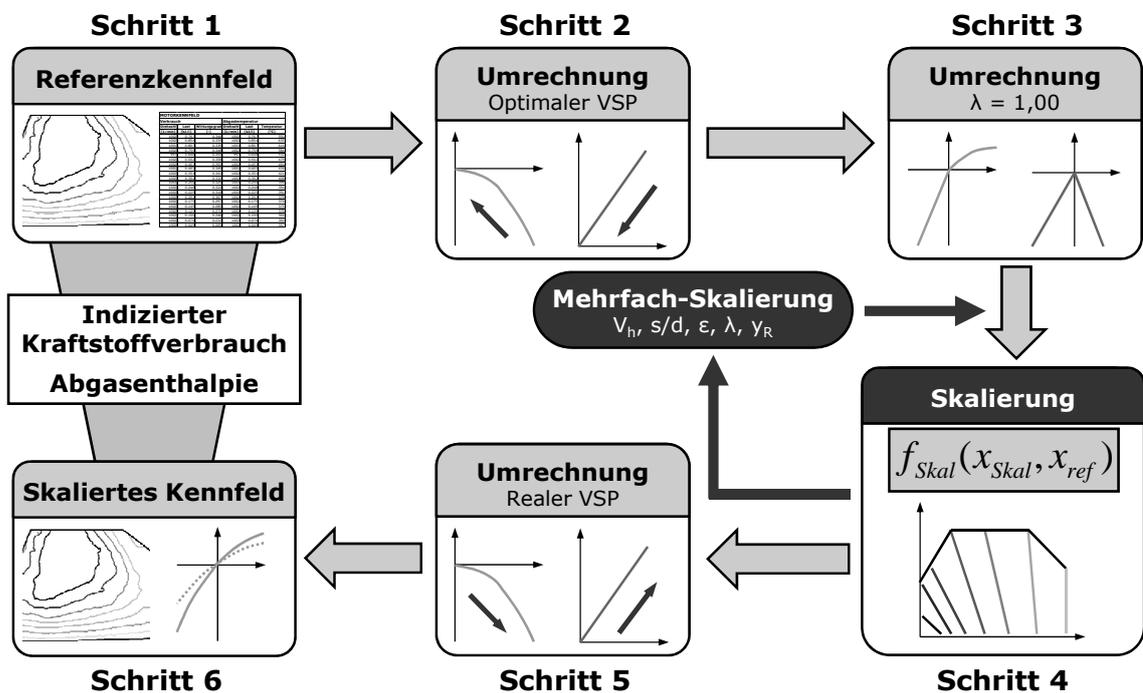


Abbildung 4.3: Methodik zur thermodynamischen Skalierung von Motorkennfeldern [59, 60]

**Schritt 1:**

Die wesentliche Grundlage der Skalierungsmethodik stellt ein geeigneter Referenzmotor dar, für den neben den Referenzwerten der Skalierungsgrößen und dem in einer Referenzmessung verwendeten Kraftstoff (Heizwert, Dichte, stöchiometrisches Luftverhältnis, Oktanzahl),

folgende Größen im relevanten Betriebsbereich bekannt sein müssen:

- Drehzahl  $n$
- Kraftstoffmassenstrom  $\dot{m}_{KS}$
- Indizierter Wirkungsgrad  $\eta_i$
- Luftverhältnis  $\lambda$
- Abgastemperatur  $T_{AG}$

Für aufgeladene Motoren müssen zusätzlich der Ladedruck und die Temperatur am Ausgang des Verdichters bzw. Ladeluftkühlers bekannt sein, da die Druckverhältnisse in der Sauganlage insbesondere für die Skalierung der motorischen Betriebsparameter ( $\lambda$ ,  $y_R$ ) im Übergangsbereich von Saugvolllast in den aufgeladenen Bereich eine wichtige Rolle spielen. Außerdem beeinflussen erhöhte Ansaugtemperaturen die Klopfneigung eines Motors maßgeblich (vgl. Abschnitt 3.4).

### Schritt 2:

Eine weitere Grundlage dieser Methodik ist, dass die Skalierung eines Parameters bei definierten Randbedingungen stattfindet. Eine zentrale Randbedingung mit hohem Einfluss auf die Energiebilanz stellt die Lage des Verbrennungsschwerpunktes dar. Sowohl die wirkungsgradoptimale Lage im Teillastbetrieb als auch die Lage an der Klopfgrenze im Hochlastbetrieb hängt dabei von den Skalierungsgrößen und den weiteren Kenndaten des Referenzmotors ab. Zur Schaffung gleicher Randbedingungen erweist sich demnach eine Normierung der Referenzdaten auf wirkungsgradoptimale Lage des Verbrennungsschwerpunktes als zielführend. Dieser Schritt führt zudem zu einer Linearisierung der Referenzdaten, was nicht nur die Skalierung selbst, sondern auch eine Extrapolation des Referenzkennfeldes erleichtert. Eine Abschätzung der Differenz zwischen optimalem und real an der Klopfgrenze darstellbarem Verbrennungsschwerpunkt sowie der daraus resultierenden Veränderung von Wirkungsgrad und Abgastemperatur ist für diesen Schritt erforderlich.

### Schritt 3:

Auch bei Motoren mit homogenem Brennverfahren und  $\lambda = 1$  Konzept wird vor allem zum Bauteilschutz vom stöchiometrischen Betrieb abgewichen und in hohen Lasten bis zu  $\lambda = 0,7$  angefettet. Soll in solchen Betriebspunkten zur Darstellung einer mageren Volllast auf ein  $\lambda > 1$  skaliert werden, muss zwangsläufig die Unstetigkeit bei  $\lambda = 1,0$  überschritten werden, wo die Abgastemperaturen ein Maximum aufweisen (vgl. Abb. 3.14(b)). Zudem ist der Gradient der Wirkungsgradänderung im mageren Bereich deutlich flacher als im fetten Bereich. Daher müssen die Referenzdaten in ähnlicher Weise wie in Schritt 2 auf  $\lambda = 1$  normiert werden. Die Zusammenhänge zwischen Luftverhältnis und Wirkungsgrad bzw. Abgastemperatur müssen im über- als auch im unterstöchiometrischen Bereich für diesen Schritt bekannt sein.

### Schritt 4:

Auf Basis der normierten Referenzdaten erfolgt der eigentliche Skalierungsschritt, der nacheinander für jede Skalierungsgröße bezüglich Wirkungsgrad und Abgastemperatur durchlaufen

wird. Ausgehend vom Referenzmotor werden nach einer durchgeführten Skalierung diese skalierten Daten zur Referenz für eine nachfolgende Skalierung. Wichtig ist dies vor allem bei Quereinflüssen zwischen den Skalierungsgrößen, wobei eine Reihenfolge nicht vorge-schrieben ist. Grundlage der Skalierung bilden die möglichst unabhängigen Zusammenhänge zwischen Skalierungsgröße und motorischer Betriebsgröße, die mit Hilfe von Skalierfunktio-nen beschrieben werden. Zur Darstellung einer Betriebspunktabhängigkeit ist dabei neben der Motordrehzahl auch eine Lastgröße erforderlich, die nicht wirkungsgradbehaftet ist. Die gebräuchliche Beschreibung der Last über den Mitteldruck scheidet daher aus. Als geeignete Alternative erweist sich hierfür der Liefergrad  $\lambda_l$  bzw. der in Gl. 2.7 definierte normierte Liefergrad  $\lambda'_l$  zur Beschreibung der Zylinderfüllung. Die an der Volllast darstellbare Zylinderfüllung bleibt ausgehend vom Referenzmotor von der Skalierung unbeeinflusst.

**Schritt 5:**

Analog zu Schritt 2 werden unter Verwendung derselben formelmäßigen Zusammenhänge, aber in umgekehrter Richtung, die skalierten Daten wieder auf real umsetzbare Schwer-punktlagen umgerechnet. Dabei kann zum Beispiel auch auf einen anderen Kraftstoff mit veränderter Oktanzahl umgerechnet werden.

**Schritt 6:**

Im letzten Schritt werden die Daten in geeigneter Form aufbereitet, um sie als skaliertes Kennfeld für indizierten Kraftstoffverbrauch sowie Abgasenthalpie dem Motormodell zur Verfügung zu stellen.

Zur Durchführung der **Schritte 2 bis 5** werden umfangreiche funktionale Abhängigkeiten zwischen den Skalierungsgrößen und den motorischen Betriebsgrößen benötigt. Im Rahmen dieser Arbeit wird hierfür auf die Möglichkeiten der Ladungswechsel- und Motorprozessrech-nung zurückgegriffen, deren Qualität für die Formulierung von Relativaussagen nach dem heutigen Stand der Technik als sehr hoch zu bewerten ist. Im Vergleich zu experimentel-len Untersuchungen ist insbesondere die Variation der geometrischen Motorparameter mit vertretbarem Aufwand möglich. Der Grundaufbau der Modelle, die gestellten Randbedin-gungen, die ausgewählten Modellansätze sowie deren Verifikation werden in Abschnitt 4.3 eingehend erläutert. Die auf dieser Basis gefundenen Abhängigkeiten werden anschließend in den Abschnitten 4.4 bis 4.7 beschrieben. Die Darstellung der für die Methodik erforderlichen Umformung in geeignete mathematische Skalierfunktionen erfolgt danach in Kapitel 5.

Die Grundidee im schrittweisen und modularen Aufbau dieser Skalierungsmethodik besteht außerdem darin, dass neben den in dieser Arbeit vorgestellten Skalierfunktionen auch Zu-sammenhänge aus anderen Quellen flexibel integriert werden können. Auf diese Weise ist eine Anpassung der Methodik auf spezielle Anwendungsfälle sowie eine Erweiterung um zusätzliche Skalierungsoperationen einfach möglich.

## 4.2 Analyse und Abbildung mechanischer Einflüsse

### 4.2.1 Ansätze zur Vorausberechnung der Reibungsverluste

Wie in Abschnitt 3.2.2 beschrieben, beschäftigen sich verschiedene Arbeiten mit dem besonderen Reibverhalten einzelner Bauteilgruppen, den Möglichkeiten zur Reduzierung der mechanischen Verluste und Methoden zur Vorausberechnung des Reibmitteldrucks auf Basis konstruktiver Randbedingungen. Für letzteren Anwendungsfall haben sich ausgehend von der Newtonschen Schubspannungstheorie halbempirische Ansätze etabliert. Insbesondere die Formulierungen nach Fischer [39] haben aufgrund des Umfangs und der Qualität der durchgeführten Untersuchungen eine weite Verbreitung gefunden. Ob in einer direkten Verwendung oder als Ausgangspunkt für anwendungsspezifische Modifikationen zeigen sich stets gute Ergebnisse. So konnte auch im Hause der BMW AG durch eine Anpassung der Polynomkoeffizienten das spezielle Reibverhalten verschiedener Motoren nachgebildet werden [1, 10]. Hierbei kam besonders die Grundidee von Fischer [39] zum Tragen, einen bekannten Referenzpunkt  $p_{mr}^*$  als Ausgangswert zu verwenden, wodurch alle nicht näher bekannten bzw. vernachlässigten Einflüsse eingefangen werden. In Verbindung mit den abgeleiteten Zusammenhängen der einzelnen Bauteilgruppen ergibt sich folgender Rechenansatz in allgemeiner Form für eine bestimmte Reibgruppe:

$$p_{mr,i} = p_{mr,i}^* + \Delta p_{mr,i} \quad (4.1)$$

Vor diesem Hintergrund wird auch im Rahmen dieser Arbeit das Expertenmodell nach Fischer [39] verwendet und über die in Abb. 4.2 dargestellte Methodik einer Skalierung von Zylinderzahl, Zylinderhubvolumen, Hub–Bohrungs–Verhältnis und Verdichtungsverhältnis zugänglich gemacht. Die hierfür notwendigen Ähnlichkeitsbetrachtungen werden im nächsten Abschnitt erläutert. Nur im Bedarfsfall werden aus anderen Arbeiten bestimmte Ansätze aufgegriffen und in Verbindung mit eigenen Überlegungen integriert.

Zur Berechnung der reibrelevanten Öltemperaturen an den Kontaktstellen der verschiedenen Bauteilgruppen werden die entsprechenden Gleichungen aus [39] aufgegriffen und nach einer Neuabstimmung der Koeffizienten verwendet.

### 4.2.2 Ähnlichkeitsgesetze

#### 4.2.2.1 Haupt- und Pleuellager

Für hydrodynamische Gleitlager, wie sie bei den Haupt- und Pleuellagern eingesetzt werden, kann nach [39] die Reibungsdifferenz wie folgt formuliert werden:

$$\Delta p_{mr,L} = C_L \cdot \left( K_L \cdot \sqrt{\eta_L} \cdot n - K_L^* \cdot \sqrt{\eta_L^*} \cdot n^* \right) \quad (4.2)$$

$$\text{mit } K_L = \frac{z_L \cdot d_L^2 \cdot b_L}{\Psi_L \cdot V_H} \quad (4.3)$$

**Lageranzahl  $z_L$ :**

Die Reihenbauart stellt die am weitesten verbreitete Bauart für Ottomotoren mit zwei bis sechs Zylindern dar. Die Anzahl der Hauptlager der Kurbelwelle sowie der Pleuellager ist daher eng an die Zylinderzahl gekoppelt.

$$z_{HL} = z + 1 \quad \text{und} \quad z_{PL} = z \quad (4.4)$$

**Durchmesser  $d_L$  und Breite  $b_L$  der Lager:**

Verschiedene Untersuchungen belegen den dominierenden Einfluss der Massenkräfte auf die Lagerbelastung des Kurbeltriebs im oberen Drehzahlbereich trotz Aufladung mit hohen Gasdruckkräften [52, 79]. Ein verbreitetes Maß für die Höhe der Massenkräfte stellt der Laufwert  $a$  dar, welcher wie folgt definiert ist:

$$a = \left( \frac{s}{d} \right) \cdot d^2 \cdot n^2 \quad \left[ \frac{\text{m}^2}{\text{min}^2} \right] \quad (4.5)$$

Die Analyse ausgeführter Ottomotoren (Reihenbauweise) zeigt demnach, dass die Haupt- und Pleuellagerdimensionen eher mit dem Laufwert als mit spezifischen Leistungs- oder Drehmomentwerten korrelieren (vgl. Abb. 4.4). Mit sinkender Drehzahl nimmt zwar der Einfluss der Massenkraft ab, so dass es bei hohen Aufladegraden infolge der dominierenden Gasdruckkräften zu kritischen Lagerbelastungen kommen kann. Heutige Turbomotoren erreichen jedoch bei sehr niedrigen Drehzahlen ( $n < 1250$  1/min) noch keine so hohen Ladedrücke, welche eine robustere Lagerauslegung als bei vergleichbaren Saugmotoren erfordern würden. Die Auswertung ausgeführter Motoren mit Aufladung bestätigt diesen Sachverhalt (vgl. Abb. 4.4).

In Anlehnung an verschiedene Konstruktionsvorschläge aus [51, 68, 97] erscheinen daher folgende Korrelationen als sinnvoll, welche keine Berücksichtigung des Aufladegrades enthalten.

$$d_{HL} = 0,66 \cdot d \quad \text{und} \quad b_{HL} = 0,23 \cdot d \quad (4.6)$$

$$d_{PL} = 0,58 \cdot d \quad \text{und} \quad b_{PL} = 0,22 \cdot d \quad (4.7)$$

**Relatives Lagerspiel  $\psi_L$ :**

Nach [39] werden die Gleitlager von Verbrennungsmotoren mit einem relativen Lagerspiel von 0,8 ‰ bis 1,3 ‰ dimensioniert. Aus der Gleitlager-Theorie heraus kann dabei der in Gl. 4.8 formulierte Zusammenhang angenommen werden. Innerhalb des Nennmaßbereiches von etwa 40 mm bis 70 mm deckt sich diese Annahme auch gut mit den ISO-Grundtoleranzen nach DIN 7151. Im Rahmen dieser Arbeit wird außerdem vorausgesetzt, dass Welle und Lager den gleichen Wärmeausdehnungskoeffizienten besitzen. Somit bleibt das relative Lagerspiel im gesamten Temperaturbereich konstant.

$$\psi_L \sim d_L^{-0,5} \quad (4.8)$$

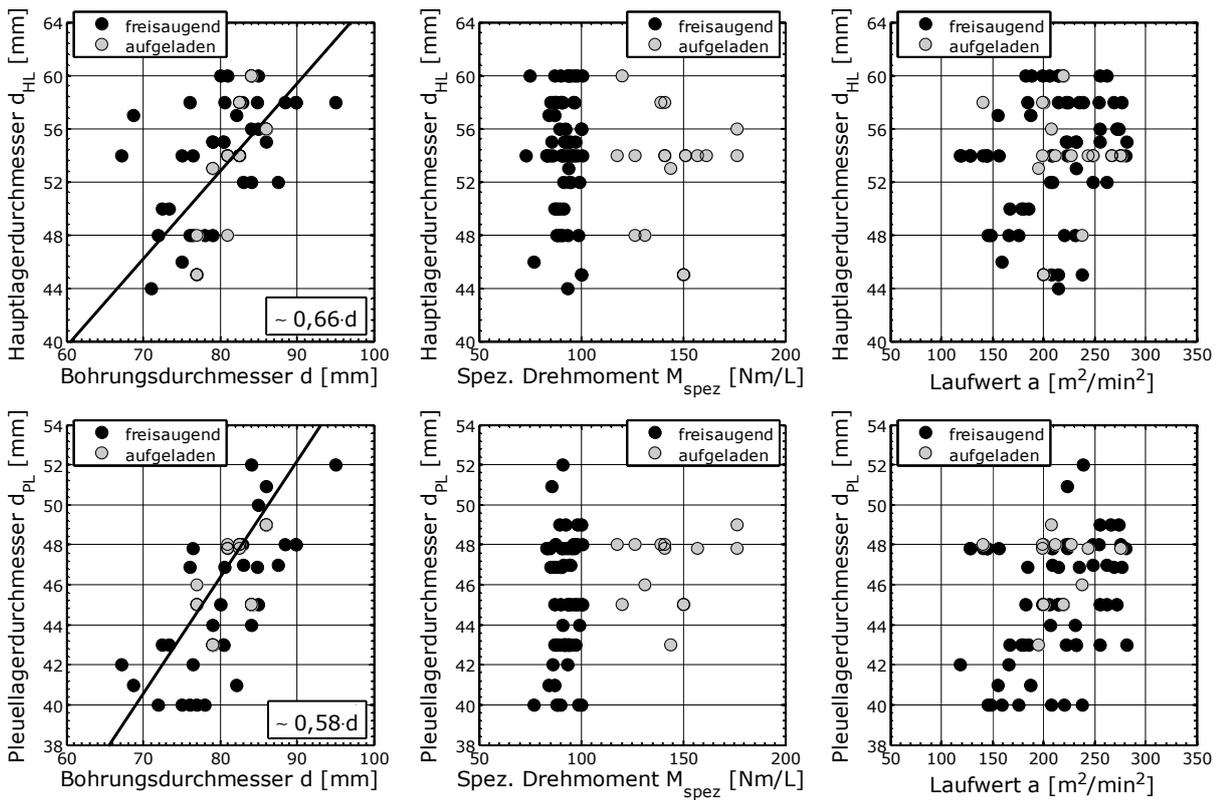


Abbildung 4.4: Abhängigkeit der Haupt- und Pleuellagerdurchmesser von Bohrungsdurchmesser  $d$ , spez. Drehmoment  $M_{spez}$  und Laufwert  $a$  [17]

#### 4.2.2.2 Kolbengruppe

Fischer [39] formuliert die Reibungsdifferenz an der Kolbengruppe folgendermaßen:

$$\begin{aligned} \Delta p_{mr,KG} = & C_{KG} \cdot (K_{KG} \cdot \sqrt{\eta_{ZW}} \cdot (1 + 7 \cdot 10^{-5} \cdot n + 7,5 \cdot 10^{-8} \cdot n^2) - \\ & - K_{KG}^* \cdot \sqrt{\eta_{ZW}^*} \cdot (1 + 7 \cdot 10^{-5} \cdot n^* + 7,5 \cdot 10^{-8} \cdot n^{*2})) + \\ & + C_{p_{me}} \cdot (p_{me} - p_{me}^*) \end{aligned} \quad (4.9)$$

$$\text{mit } K_{KG} = \frac{z \cdot s}{V_H} \cdot \left( \sum F_t + 7 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{A_K \cdot \lambda_s^{1,5}}{d_{Sp}} \right) \quad (4.10)$$

#### Tangentialkraft $F_t$ :

Die tangentialen Vorspannkräfte der Kolbenringe (Verdichtungs-, Zwischen-, Ölabbstreifring) orientieren sich an der für die gewünschte Dicht- und Abstreifwirkung notwendigen nominellen Flächenpressung  $p_0$ . Die Eigenspannung der ersten beiden Ringe wird in der Praxis auf einen Anpressdruck von  $p_0 = 0,12 \text{ N/mm}^2$  bis  $0,20 \text{ N/mm}^2$  eingestellt [77]. Bei Ölabbstreifringen in zweiteiliger Bauform liegt dieser Wert nach [84] in etwa bei  $p_0 = 0,8 \text{ N/mm}^2$  bis  $1,5 \text{ N/mm}^2$ . Die tangential an den Stoßenden angreifende Schließkraft  $F_t$  errechnet sich aus Flächenpressung und Ringgeometrie [77]:

$$F_t = \frac{p_0 \cdot d \cdot h}{2} \quad (4.11)$$

Die axiale Ringhöhe  $h$  der Verdichtungsringe liegt bei aktuellen Ottomotoren in etwa bei  $h = 1,0$  mm bis 1,5 mm. Die Ölabstreifringe weisen heutzutage eine axiale Höhe von  $h = 2,5$  mm auf, wobei die effektive Laufsteghöhe im Bereich von 0,4 mm bis 0,6 mm liegt [84]. Unter Zuhilfenahme von Werten ausgeführter Ottomotoren ergeben sich daraus folgende Zusammenhänge:

$$1. \text{ Verdichtungsring: } F_t = 0,10 \cdot d \quad [\text{N}] \quad (4.12)$$

$$2. \text{ Verdichtungsring: } F_t = 0,09 \cdot d \quad [\text{N}] \quad (4.13)$$

$$\text{Ölabstreifring: } F_t = 0,33 \cdot d \quad [\text{N}] \quad (4.14)$$

#### **Kolbenschaftfläche $A_K$ :**

Bei der Substitution der Kolbenschaftfläche stellt die zugrundegelegte Kolbenbauform eine wesentliche Randbedingung dar. Bei der aktuell sehr weit verbreiteten Kastenbauform kann angenommen werden, dass in etwa zwei Drittel des Schaftumfangs ausgespart werden. Die Schaftlänge kann nach [51, 68, 97] sowie der Analyse ausgeführter Ottomotoren [17] mit  $l_K = 0,4 \cdot d$  angenommen werden. Daraus abgeleitet kann folgender Zusammenhang formuliert werden:

$$A_K = 1/3 \cdot \pi \cdot d \cdot 0,4 \cdot d = 0,419 \cdot d^2 \quad (4.15)$$

#### **Schubstangenverhältnis $\lambda_s$ :**

Das Schubstangenverhältnis wird bezüglich der mechanischen Verluste konstant mit  $\lambda_s = 0,3$  angenommen.

#### **Kolbeneinbauspiel $d_{Sp}$ :**

Ausgehend von Angaben ausgeführter Ottomotoren bei der BMW AG wird das Kolbeneinbauspiel mit  $d_{Sp} = 0,02$  mm festgelegt.

#### **4.2.2.3 Ventiltrieb**

Die Reibungsdifferenz am Ventiltrieb berechnet Fischer [39] mit folgendem Ansatz:

$$\begin{aligned} \Delta p_{mr,VT} = C_{VT1} \cdot \left( K_{VT} \cdot \left( 1 \cdot 10^{-3} + 2,75 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{\eta_{VT}} \cdot n + C_{VT2} \cdot \frac{1}{n^a} \right) - \right. \\ \left. - K_{VT}^* \cdot \left( 1 \cdot 10^{-3} + 2,75 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{\eta_{VT}^*} \cdot n^* + C_{VT2} \cdot \frac{1}{n^{*a}} \right) \right) \end{aligned} \quad (4.16)$$

$$\text{mit } K_{VT} = \frac{z_V}{V_H} \cdot (F_{N,1} + 0,55 \cdot (F_{N,2} - F_{N,1})) \cdot (R_G + 0,55 \cdot h_{N,max}) \quad (4.17)$$

**Ventilanzahl  $z_V$ :**

Im Rahmen dieser Arbeit werden ausschließlich Ottomotoren mit jeweils zwei Ein- und Auslassventilen betrachtet. Diese Ventilanzahl stellt aufgrund des besten Kompromisses aus Aufwand, Füllung, Zündkerzen- und Injektorlage sowie Brennraumgestaltung, die derzeit am weitesten verbreitete Anordnung dar. Folgende Substitution ist daher gerechtfertigt:

$$z_V = 4 \cdot z \tag{4.18}$$

**Ventilhub und Nockengeometrie:**

Eine maximale Zylinderfüllung kann durch möglichst große Ventilquerschnitte realisiert werden, wobei die Dimensionierung der Ventile durch die Bohrung sowie die Brennraumgeometrie beschränkt ist. Der maximale Ventilhub  $h_{V,max}$  orientiert sich dabei am minimalen Querschnitt von Ein- und Auslasskanal. Unter diesen Randbedingungen ergibt die Auswertung ausgeführter Ottomotoren mit vier Ventilen pro Zylinder [17] folgende für Ein- und Auslass gemittelte Korrelation:

$$h_{V,max} = 0,109 \cdot d \tag{4.19}$$

Legt man dazu ein bei der Schleppebelbauweise typisches Übersetzungsverhältnis von ca. 1,6 zugrunde, stehen der maximale Nockenhub  $h_{N,max}$  und die Zylinderbohrung in folgender Beziehung:

$$h_{N,max} = \frac{h_{V,max}}{1,6} = 0,068 \cdot d \tag{4.20}$$

Die Auswertung verschiedener Nockenprofile ergibt für den Grundkreisradius  $R_G$  folgende Abhängigkeit:

$$R_G = 3,19 \cdot h_{N,max} = 0,217 \cdot d \tag{4.21}$$

**Federkraft  $F_N$ :**

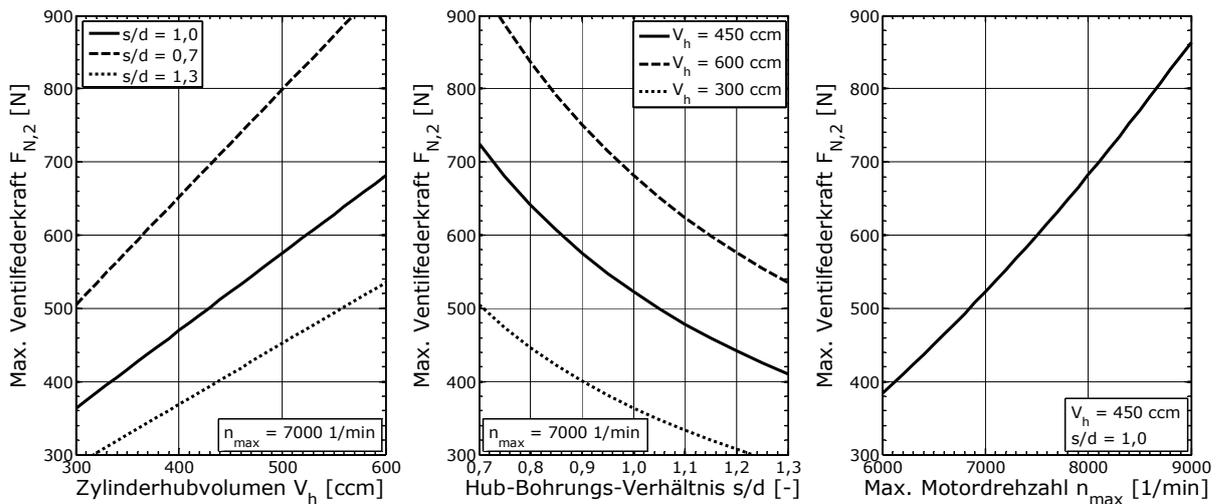
Die Auslegung von Ventilderrate und -vorspannung ist von entscheidender Bedeutung für die Leistungsentfaltung sowie die Betriebssicherheit des Motors. Die Vorspannung muss sicherstellen, dass unter allen auftretenden Druckbedingungen in Ansaug- und Abgastrakt die Ventile während der Hochdruckphase geschlossen bleiben. Turboaufgeladene Motoren erfordern daher in der Regel eine härtere Auslegung der Ventilderrate, wobei konkrete Angaben hierfür nicht gefunden werden konnten. Während des Ladungswechsels muss die Ventilderrate permanent eine ausreichend hohe Gegenkraft zu den Beschleunigungskräften aufbauen, um das Abheben von Bauteilen im Nocke-Gegenläufer-System zu verhindern. Bauteilkollisionen sowie ungewollte Stoßvorgänge wären sonst die Folge. Nach den Newtonschen Bewegungsgesetzen steigen die Beschleunigungskräfte proportional mit Masse und Beschleunigung. Vor diesem Hintergrund kann ein bedeutender Einfluss der geometrischen Skalierungsgrößen  $V_h$  und  $s/d$  auf die Ventilderrateauslegung festgehalten werden.

Aus umfangreichen Konstruktionsdaten zum Gewicht verschiedener Ventiltriebsbauteile (Standardwerkstoffe) und den oben beschriebenen Zusammenhängen zwischen Ventilgröße

und Bohrungsdurchmesser kann unter Verwendung eines einfachen mechanischen Ersatzsystems des Ventiltriebs ein Rechenansatz nach Gl. 4.22 aufgestellt werden. Damit ist eine einfache Abschätzung der maximalen Federkraft  $F_{N,2}$  in Abhängigkeit der Brennraumgröße sowie der maximal zulässigen Motordrehzahl  $n_{max}$  möglich. Im Vergleich zur Auslegung von Motoren der BMW AG kann für  $C_{F,N}$  ein Wert von  $2,16 \cdot 10^{-8}$  ermittelt werden.

$$F_{N,2} = C_{F,N} \cdot (V_h + 43,65) \cdot \left(\frac{s}{d}\right)^{-0,92} \cdot n_{max}^2 \quad [\text{N}] \quad (4.22)$$

Die auf Basis dieses Ansatzes zu erwartenden Tendenzen stellt Abb. 4.5 dar.



**Abbildung 4.5:** Einfluss von Zylinderhubvolumen  $V_h$ , Hub-Bohrungs-Verhältnis  $s/d$  und Maximaldrehzahl  $n_{max}$  auf die Ventildederauslegung gemäß Gl. 4.22

Für die Abschätzung der Federvorspannung kann ein aus den Angaben umgesetzter Motoren gewonnener Zusammenhang angenommen werden:

$$F_{N,1} = 0,47 \cdot F_{N,2} \quad (4.23)$$

Der Kettentrieb wird nicht in eine Skalierung mit einbezogen, da keine Daten bezüglich des Einflusses von Motorengröße und -bauart zur Verfügung standen. Nach [39] kann zudem kein bedeutender Temperatur- oder Drehzahleinfluss auf die Verluste des Kettentriebes festgestellt werden. Daher kann dieser Anteil in den Referenzwert  $p_{mr,VT}^*$  integriert werden. Gleiches gilt für die Verluste der Nockenwellenlagerung aufgrund des äußerst geringen Anteils.

Mit Hilfe der beschriebenen Ähnlichkeitsbetrachtungen wird eine Skalierung der mechanischen Verluste der wesentlichen Bauteilgruppen rein über den Bohrungsdurchmesser und damit durch die Vorgabe von Zylinderhubvolumen und Hub-Bohrungs-Verhältnis möglich. Die in [39] direkt aus den Messungen abgeleiteten Polynomansätze zur Beschreibung der Verluste der Nebenaggregate sind für die Variation konstruktiver Größen nicht zugänglich. Aufgrund der Vielfältigkeit der beteiligten Einflussfaktoren trifft dies ebenso auf die Formulierungen in [108] und [114] zu. Ein analoges Vorgehen wird deshalb auch in dieser Arbeit beschränkt und aus bei der BMW AG verfügbaren Messdaten eigene Ansätze formuliert. Deren Beschreibung erfolgt in Abschnitt 4.2.3.4.

### 4.2.3 Neue Ansätze zur Vorausberechnung der Reibungsverluste

Nicht nur bezüglich der Nebenaggregate, sondern auch für die Betrachtung spezifischer Teilaspekte der anderen Reibgruppen, reicht eine direkte Verwendung der Ansätze nach [39] nicht aus. Dies trifft vor allem auf die Beschreibung der Lastabhängigkeit der Kolbengruppenreibung sowie der Ventiltriebsreibung bei variablem Ventilhub zu. Zudem wird in [39] keine Formulierung angegeben, um die mechanischen Verluste von Einrichtungen zum Massenausgleich abzuschätzen.

#### 4.2.3.1 Kolbengruppe

Bei Dieselmotoren ist ein deutlicher Lasteinfluss auf die Reibverluste sichtbar, welcher bei Ottomotoren bislang noch nicht so ausgeprägt ist. Durch weiter ansteigende Mitteldrücke wird der Effekt jedoch auch beim Ottomotor immer stärker sichtbar werden [45]. Dabei zeigt sich der Lasteinfluss insbesondere bei niedrigen Drehzahlen, wenn durch die hohen Brennraumtemperaturen die Ölviskosität an der Zylinderwand abnimmt und es im Bereich der Kolbenumkehrpunkte zu Mischreibung kommt. Bei hohen Drehzahlen spielt dieser Effekt infolge der höheren Gleitgeschwindigkeiten zunehmend eine untergeordnete Rolle, wodurch die Lastabhängigkeit der Kolbenreibung abnimmt. Der Lastansatz nach [108] vermag diese vom Verdichtungsverhältnis überlagerte Drehzahlabhängigkeit abzubilden. Daher wird diese Formulierung aufgegriffen und nach einer Neuanpassung der Koeffizienten in folgender Form verwendet:

$$\Delta p_{mr,KG,Last} = 5,04 \cdot 10^{-3} \cdot p_{me} \cdot \left( \sqrt{\eta_{ZW}} \cdot \epsilon + 0,188 \cdot \epsilon^{1,33-1,87 \cdot 10^{-6} \cdot s \cdot n} \right) \quad (4.24)$$

#### 4.2.3.2 Ventiltrieb

Bei Ventiltrieben mit variablem Ventilhub ergibt sich durch die drosselfreie Lastregelung eine Lastabhängigkeit der mechanischen Verluste. Um dem Rechnung zu tragen wird der auf den maximalen Ventilhub normierte Ventilhub  $h_{V,n}$  eingeführt, der den typischen Verlauf des Ventilhubes im Teillastbereich eines Motorkennfeldes beschreibt.

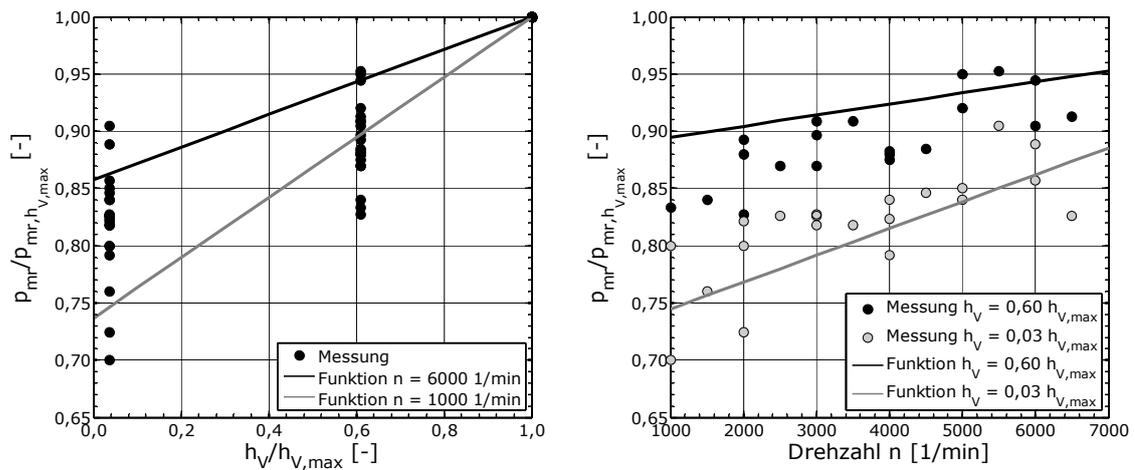
$$h_{V,norm} = h_V / h_{V,max} = \begin{cases} 4,96 \cdot 10^{-5} \cdot n + 0,0669 \cdot p_{me} & \text{für } p_{me} < 10 \text{ bar} \\ 1 & \text{sonst} \end{cases} \quad (4.25)$$

Aus Messungen nach dem Strip-Verfahren kann der Einfluss des variablen Ventilhubes auf den Reibmitteldruck des Ventiltriebes abgeleitet werden (vgl. Abb. 4.6). Dabei zeigt sich eine kontinuierliche Abnahme des Effektes mit steigender Drehzahl.

$$m_{VVT} = (-2,416 \cdot 10^{-5} \cdot n + 0,287) \cdot (h_{V,norm} - 1) + 1 \quad (4.26)$$

$K_{VVT}$  aus Gl. 4.17 kann hiermit für variable Ventiltriebe mit  $m_{VVT}$  zu  $K_{VVT}$  erweitert werden:

$$K_{VVT} = K_{VT} \cdot m_{VVT} \quad (4.27)$$



**Abbildung 4.6:** Einfluss des variablen Ventilhubes auf den Reibmitteldruck des Ventiltriebs (Messung Motor 1, Funktion nach Gl. 4.26)

#### 4.2.3.3 Massenausgleich

Infolge der Hubbewegung von Kolben und Pleuel sowie der rotierenden Massen des Kurbeltriebes treten oszillierende Massenkräfte und –momente auf, die sich in den Motorlagern abstützen und benachbarte Strukturen zu Schwingungen anregen. Je nach Motorengröße und –bauart kann dies zu deutlichen Komforteinbußen führen. Große, mehrzylindrige Motoren bieten durch eine geschickte Bauweise die Möglichkeit, das Auftreten freier Kräfte und Momente zu vermindern oder sogar zu vermeiden. Bei kleinen Motoren mit wenigen Zylindern bleibt im Falle der weit verbreiteten Reihenanordnung dagegen nur die Alternative, den Massenausgleich über zusätzliche Ausgleichswellen (AGW) zu realisieren. Erhöhte Komfortansprüche und die infolge des Downsizings verstärkte Verbreitung von kleineren Motoren in höherklassigen Fahrzeugen, rücken daher das Thema Massenausgleich mittels Ausgleichswellen auch bei Ottomotoren immer stärker in den Vordergrund. Eine Formulierung eines separaten Reibansatzes zur Abschätzung der mechanischen Verluste von Ausgleichswellen ist daher gerechtfertigt.

Aufgrund der großen konstruktiven Gestaltungsmöglichkeiten bei der Ausführung von Antrieb und Lagerung der Ausgleichswellen wird in Anlehnung an [11] ein vereinfachter Ansatz zur Berechnung von Gleitlagern aufgestellt. Denn die Lagerung der Ausgleichswellen wird meist über Gleitlager realisiert, wobei sich in diesem Fall ein quadratischer Ansatz am geeignetsten herausstellt. Da für nur einen Motor Referenzdaten zur Verfügung stehen, wird auf eine Berücksichtigung geometrischer Daten verzichtet. Als reibrelevante Öltemperatur wird die der Kurbelwellenlager zugrundegelegt.

$$p_{mr,AGW} = 3,94 \cdot 10^{-9} \cdot (m \cdot n)^2 \cdot \sqrt{\eta_{AGW}} \cdot z_{AGW} \quad (4.28)$$

mit  $m$  = Ordnung des Massenausgleichs

$z_{AGW}$  = Zahl der Ausgleichswellen

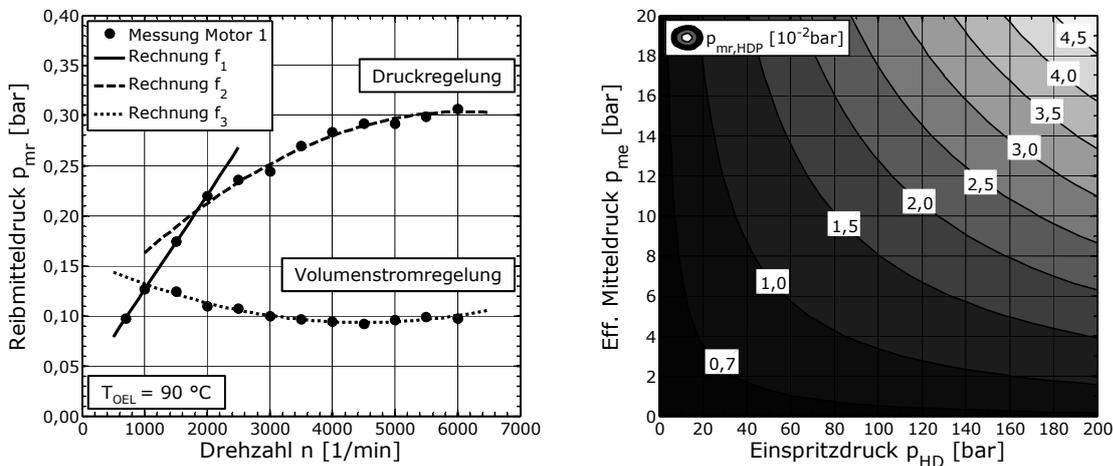
4.2.3.4 Nebenaggregate

**Schmiermittelpumpe:**

Schmiermittelpumpen von Verbrennungsmotoren werden üblicherweise als hydraulische Verdrängerpumpen ausgeführt und anhand des Heißeerlaufpunktes ausgelegt. Verdrängerpumpen fördern allerdings einen drehzahlproportionalen Volumenstrom, so dass bei hohen Drehzahlen eine überschüssige Fördermenge besteht. Zur Vermeidung dieser Antriebsverluste werden Schmiermittelpumpen vermehrt als druck- oder volumenstromgeregelte Aggregate verwendet. Mit Hilfe der Volumenstromregelung lassen sich dabei die größten Einsparungen erzielen. Zur Abbildung der prinzipbedingten Charakteristik werden auf Basis verfügbarer Messdaten drei separate Ansätze formuliert, die abhängig von Regelungsart und Betriebspunkt ausgewählt werden. Das Diagramm links in Abb. 4.7 stellt dies zum Vergleich graphisch dar. Eine Berücksichtigung des Öltemperatureinflusses erfolgt dabei nicht, da mit vertretbarem Aufwand keine klaren Tendenzen aus den Messdaten ableitbar sind.

$$p_{mr,SMP} = \begin{cases} f_1 & \text{für } f_1 < f_{2,3} \\ f_2 & \text{für } f_1 > f_2 \quad \text{Druckregelung} \\ f_3 & \text{für } f_1 > f_3 \quad \text{Volumenstromregelung} \end{cases} \quad (4.29)$$

mit  $f_1 = 9,433 \cdot 10^{-5} \cdot n + 0,032$   
 $f_2 = -5,386 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 + 6,594 \cdot 10^{-5} \cdot n + 0,102$   
 $f_3 = 3,167 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 - 2,851 \cdot 10^{-5} \cdot n + 0,157$



**Abbildung 4.7:** Antriebsverluste von Schmiermittelpumpe (links) und Hochdruckkraftstoffpumpe (rechts, Herstellerangaben)

**Kühlmittelpumpe:**

Als Kühlmittelpumpen werden durchweg Kreiselpumpen verwendet, die ebenfalls anhand des Heißeerlaufpunktes ausgelegt werden. Das Antriebsmoment weist theoretisch eine quadratische Drehzahlabhängigkeit auf, wodurch bei hohen Drehzahlen wiederum hohe Verluste entstehen. Der Trend geht daher in Richtung elektrifizierter Pumpen mit Drehzahlregelung. Für mechanische Pumpen kann aus Messdaten der Polynomansatz nach Gl. 4.30 abgeleitet

werden. Auf die Abbildung eines Temperatureinflusses wird wegen der geringen Abhängigkeit verzichtet.

$$p_{mr,KMP} = 4,437 \cdot 10^{-9} \cdot n^2 + 0,026 \quad (4.30)$$

### Hochdruckkraftstoffpumpe:

Bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung muss mit deutlich höheren Drücken als bei der Saugrohreinspritzung gearbeitet werden. Die entsprechend höheren Antriebsleistungen sind daher bei der Betrachtung der mechanischen Verluste nicht mehr zu vernachlässigen. Aus Herstellerangaben kann hierfür eine Formulierung in Abhängigkeit von Motorlast und Einspritzdruck abgeleitet werden. Ein deutlicher Drehzahleinfluss ist nicht festzustellen, da die mit steigender Drehzahl zunehmende Kraftstofffördermenge bei höheren Pumpenwirkungsgraden erzeugt wird (vgl. Abb. 4.7 re.).

$$p_{mr,HDP} = (1,061 \cdot 10^{-5} \cdot p_{me} + 2,445 \cdot 10^{-6}) \cdot p_{HD} + 6,2 \cdot 10^{-3} \quad (4.31)$$

mit  $p_{HD}$  = Einspritzdruck in bar

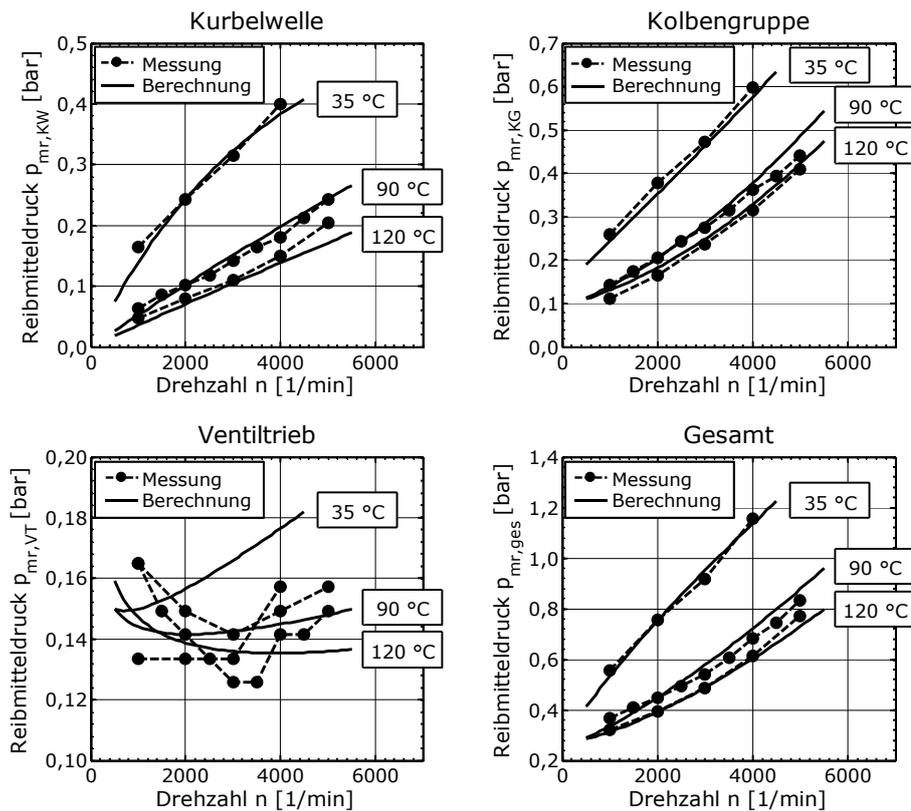
Die Auslegung von Schmier- und Kühlmittelpumpe orientiert sich in erster Näherung an den abzuführenden Wärmemengen, welche direkt von der mechanischen Leistung des Verbrennungsmotors abhängen. Bei Saugmotoren ist die erzielbare Leistung sehr eng an das Hubvolumen gekoppelt. Dadurch können für verschiedene Motorengrößen die Antriebsverluste der Nebenaggregate sehr gut in Form des Mitteldrucks beschrieben werden. Durch Aufladung können jedoch wesentlich höhere spezifische Drehmomente und Leistungen dargestellt werden, wodurch sich bei entsprechender Auslegung auch die spezifische Reibleistung der Nebenaggregate erhöht. Auch die Hochdruckkraftstoffpumpe muss hierfür der gesteigerten Leistungsdichte angepasst werden. Eine Skalierung des Reibmitteldrucks der Nebenaggregate relativ zur spezifischen Leistung des Verbrennungsmotors ist daher sinnvoll. Den obigen Rechenansätzen liegt dabei eine Leistungsdichte von 80 kW/L als Referenz zugrunde.

$$p_{mr,NA} = (p_{mr,SMP} + p_{mr,KMP} + p_{mr,HDP}) \cdot \frac{P_n/V_H}{(P_n/V_H)_{ref}} \quad (4.32)$$

### 4.2.4 Verifikation und Plausibilisierung

Im Folgenden werden die mit den beschriebenen Reibansätzen für den Motor 5 berechneten Werte den gemessenen gegenübergestellt. Ausgehend von den Referenzwerten bei  $n = 2000$  1/min,  $p_{me} = 0$  bar und  $T_{OEL} = 90$  °C sind in Abb. 4.8 die Reibmitteldrücke im geschleppten Betrieb für Kurbelwelle, Kolbengruppe und Ventiltrieb sowie der Summe daraus dargestellt.

Der Anteil der Pleuellagerreibung ist dabei aufgrund der Methodik des Strip-Verfahrens in der Kolbengruppenreibung enthalten. Für die im Rahmen dieser Arbeit gestellten Anforderungen konnte im Drehzahl- und Temperaturbereich eine gute Übereinstimmung erzielt werden. Ausschließlich die spezielle Charakteristik des Ventiltriebs bei diesem Motor kann mit den



**Abbildung 4.8:** Verifikation der Reibansätze für Kurbelwelle, Kolbengruppe und Ventiltrieb (Messdaten Motor 5)

Formulierungen nach [39] nur grob wiedergegeben werden. Doch in Anbetracht des sehr komplexen tribologischen Systems mit sich gegenseitig beeinflussenden Parametern und der sich daraus ergebenden großen Streubreite, ist die Beschreibung des Reibverhaltens von Ventiltrieben überhaupt nur unter starken Vereinfachungen möglich.

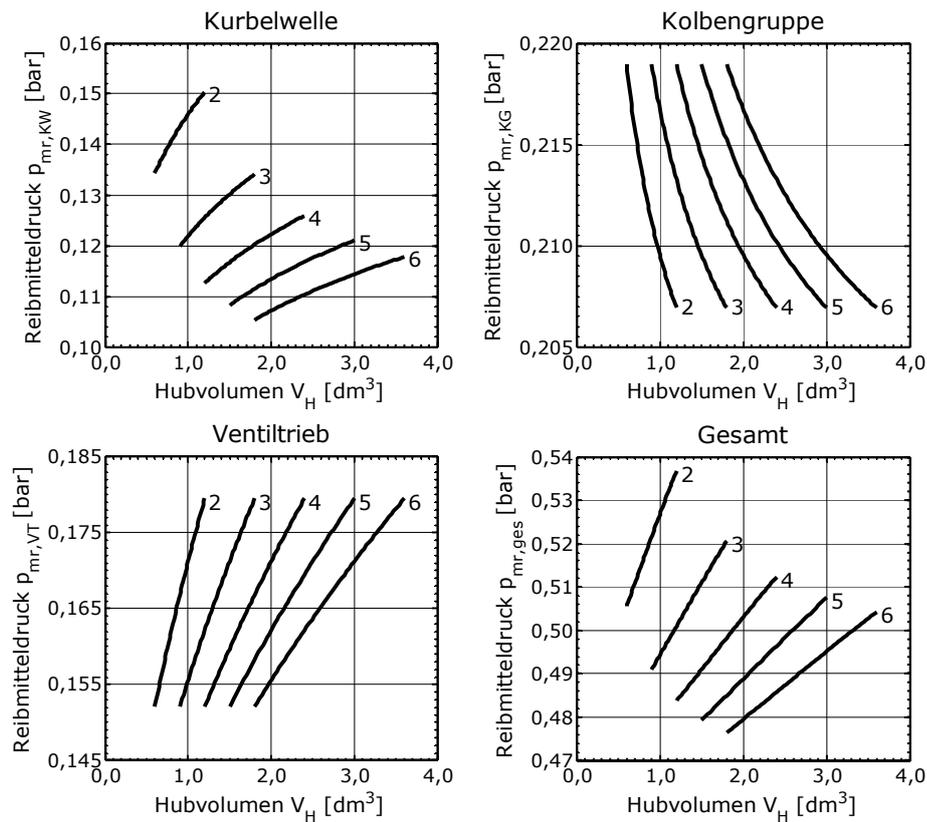
Neben der Verifikation mit verfügbaren Messdaten werden die Reibansätze für eine Variation geometrischer Grunddaten herangezogen. Die erzielten Resultate werden anschließend auf Plausibilität geprüft.

**Variation von Zylinderzahl und Zylinderhubvolumen:**

Abb. 4.9 stellt die zu erwartenden Tendenzen bei Variation von Zylinderzahl und Zylinderhubvolumen dar.

Unter der Voraussetzung der Reihenbauweise nimmt das Verhältnis von Kurbelwellenlagern zur Zylinderzahl mit steigender Zylinderzahl stetig ab. Die Reibverluste der Kurbelwelle sinken dementsprechend. Mit steigendem Bohrungsdurchmesser und damit größeren Lagerdimensionen kann nach Gl. 4.8 ein abnehmendes relatives Lagerspiel angenommen werden. Die Reibungsverluste steigen dementsprechend leicht.

Die Reibansätze der Kolbengruppe betrachten jede Zylindereinheit einzeln und unabhängig voneinander. Gleiche Zylindereinheiten ergeben daher gleiche Reibungsverluste. Die Geometrieparameter der Kolbengruppe wurden über lineare und quadratische Ansätze durch den Bohrungsdurchmesser substituiert. Der auf das Hubvolumen ( $V_H \sim d^3$ ) bezogene



**Abbildung 4.9:** Reibmitteldruck bei Variation von Zylinderzahl  $z$  und Zylinderhubvolumen  $V_H$  ( $n = 2000$  1/min,  $s/d = 1,0$ ,  $T_{OEL} = 90$  °C)

Reibmitteldruck sinkt daher mit steigender Brennraumgröße.

Analog zur Kolbengruppe werden auch bezüglich des Ventiltriebes die Zylindereinheiten isoliert betrachtet. Die mit steigendem Bohrungsdurchmesser ansteigenden Reibmitteldrücke begründen sich unter den gemachten Annahmen in den ansteigenden Ventildruckkräften.

Zusammenfassend zeigt sich die zu erwartende Tendenz, dass große Motoren bezüglich der spezifischen mechanischen Verluste begünstigt sind.

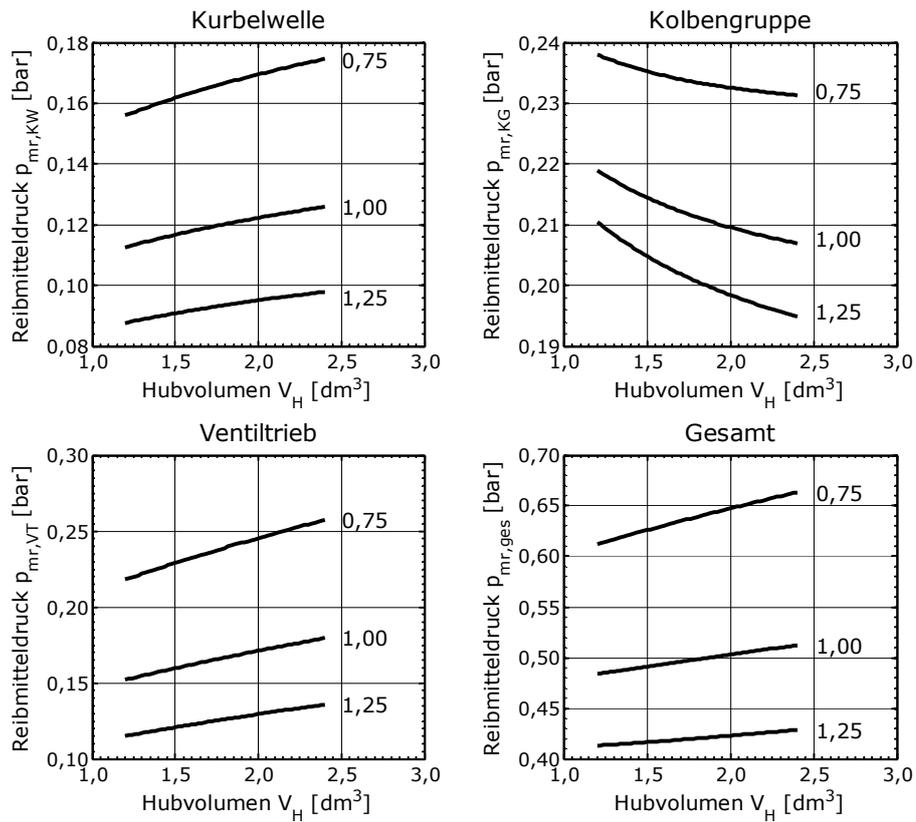
#### Variation von Hub–Bohrungs–Verhältnis und Zylinderhubvolumen:

Abb. 4.10 stellt die zu erwartenden Tendenzen bei Variation des Hub–Bohrungs–Verhältnis und des Zylinderhubvolumens dar.

Prinzipiell können diese ebenfalls über die oben beschriebenen Zusammenhänge erklärt werden. Unter den gemachten Annahmen profitiert ein langhubiger Motor in allen Reibgruppen zudem vom tendenziell kleineren Bohrungsdurchmesser. Nicht nur die Pleuellager können infolge der geringeren Gas- und Massenkräfte kleiner ausgelegt werden. Auch der Ventiltrieb erlaubt aufgrund der geringeren Bauteilmassen eine schwächere Auslegung der reibrelevanten Komponenten.

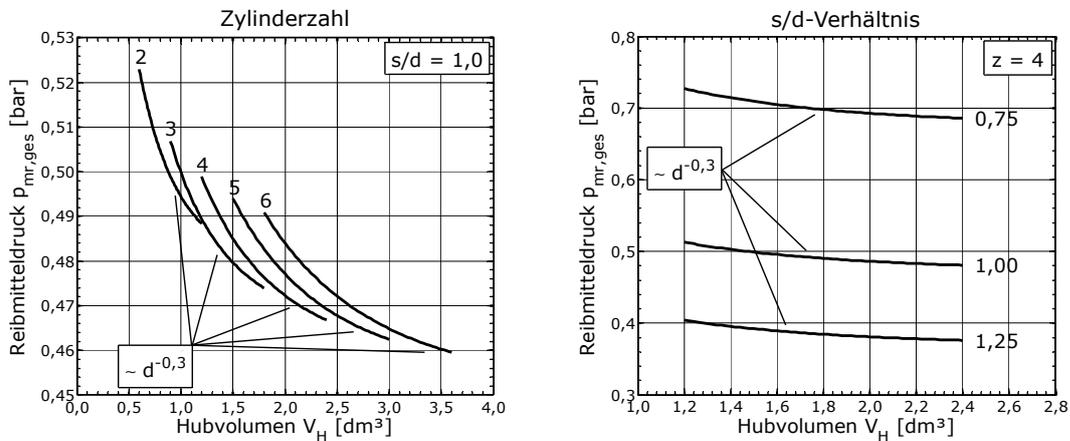
#### Ähnlichkeitsbetrachtung:

Unter der Voraussetzung mechanischer Ähnlichkeit muss der Vergleich der Reibungsverluste genau genommen bei konstanter mittlerer Pleuellagergeschwindigkeit erfolgen. Dies bewirkt mit



**Abbildung 4.10:** Reibmitteldruck bei Variation des Hub-Bohrungs-Verhältnis  $s/d$  und Zylinderhubvolumen  $V_h$  ( $n = 2000$  1/min,  $z = 4$ ,  $T_{OEL} = 90$  °C)

zunehmendem Kolbenhub eine Verstärkung der bereits beschriebenen Tendenzen aufgrund der Drehzahlabenkung (vgl. Abb. 4.11). Ausschließlich bei einer Erhöhung der Zylinderzahl kehrt sich der Verlauf wegen des abnehmenden Kolbenhubs um. Insgesamt können die beispielsweise in [31] vorgestellten Ergebnisse mit der präsentierten Methodik reproduziert werden. Zudem stellt sich der globale Einfluss des Bohrungsdurchmessers auf das nach Gl. 3.7 zu erwartende Niveau ein.



**Abbildung 4.11:** Reibmitteldruck bei Variation geometrischer Grunddaten für konst. mittlere Kolbengeschwindigkeit  $c_m = 5,5$  m/s ( $T_{OEL} = 90$  °C)

## 4.3 Analyse und Abbildung thermodynamischer Einflüsse

Die in Abschnitt 4.1 vorgestellte Methodik zur thermodynamischen Skalierung von Motorparametern erfordert ein detailliertes Verständnis über die Wechselwirkungen zwischen den Skalierungsgrößen und den motorischen Betriebsgrößen. Bevor dieses mit Hilfe der Ladungswechsel- und Prozessrechnung erarbeitet wird, werden im Folgenden zunächst die gewählten Randbedingungen bezüglich geometrischer und physikalischer Modellierung beschrieben. Dabei wird insbesondere auf die zugrundegelegten geometrischen Ähnlichkeitsbeziehungen eingegangen und die verwendeten Modellansätze in der gewählten Simulationsumgebung beschrieben. Abschließend erfolgt eine stichpunktartige Verifikation der Modelle anhand der wichtigsten Prozessgrößen.

### 4.3.1 Grundaufbau des Ladungswechsel- und Prozessmodells

Für alle thermodynamischen Untersuchungen innerhalb dieser Arbeit wird das kommerziell erhältliche Simulationsprogramm *GT-Power*<sup>1</sup> verwendet. Dieses Programm hat den Vorteil, dass es eine sehr große Bibliothek von Werkzeugen enthält, mit denen sich vielfältige Fragestellungen aus der Motorenentwicklung simulieren lassen. Durch die große Verbreitung dieses Codes ist auch eine entsprechende Validierung gegeben, die gerade in Grenzbereichen von Simulationsaufgaben unverzichtbar ist. Zudem bietet das Programm die Möglichkeit, durch sogenannte User-Subroutinen eigene Modellansätze aktiv in den Simulationsablauf einzubauen, um je nach Anwendungsfall bestimmte Phänomene detaillierter analysieren zu können. *GT-Power* basiert auf der eindimensionalen Gasdynamik, mit der Strömung und Wärmeübertragung in Rohren und anderen Komponenten des Verbrennungsmotors berechnet werden können. Impuls-, Massen- und Erhaltungsgesetze werden zur Berechnung von Durchflussströmungen und Wärmeübergängen herangezogen, so dass sowohl Hochdruckprozesse als auch Niederdruckprozesse berechnet werden können. Zusätzlich zur Strömungs- und Wärmeübertragungsberechnung stehen spezielle Modellbausteine zur Analyse weiterer motorischer Phänomene (Verbrennung, Klopfen, Emissionen) zur Verfügung. Die Grundstruktur des in *GT-Power* aufgebauten Motormodells ist in Abb. 4.12 in der maximalen Ausbaustufe mit Abgasturboaufladung, externer AGR und den entsprechenden Kühlern dargestellt.

Die Basis bilden die drei in Reihe angeordneten Zylinder mit 4-Ventil Brennräumen und zentraler Zündkerzenlage. Die drei Zylinder stellen dabei den besten Kompromiss aus möglichst einfacher Grundgeometrie und gutem Konvergenzverhalten bei Simulationen mit Turboaufladung dar. Bezüglich der Kraftstoffzufuhr kann zwischen Direkt- und Saugrohreinspritzung gewählt werden. Die Lastregelung erfolgt über die Drosselklappe bzw. über den als vollvariabel definierbaren Ventiltrieb.

Die thermischen Randbedingungen werden unabhängig vom Betriebspunkt als konstant angenommen. Insbesondere werden die Ausgangstemperaturen von Ladeluft- und AGR-Kühler als konstant vorgegeben, um nicht an bestimmte Wärmeübertragungsraten gebunden zu sein und so für alle Untersuchungen vergleichbare Voraussetzungen zu gewährleisten.

<sup>1</sup> Kommerzielle Software der amerikanischen Firma Gamma Technologies: [www.gtisoft.com](http://www.gtisoft.com)

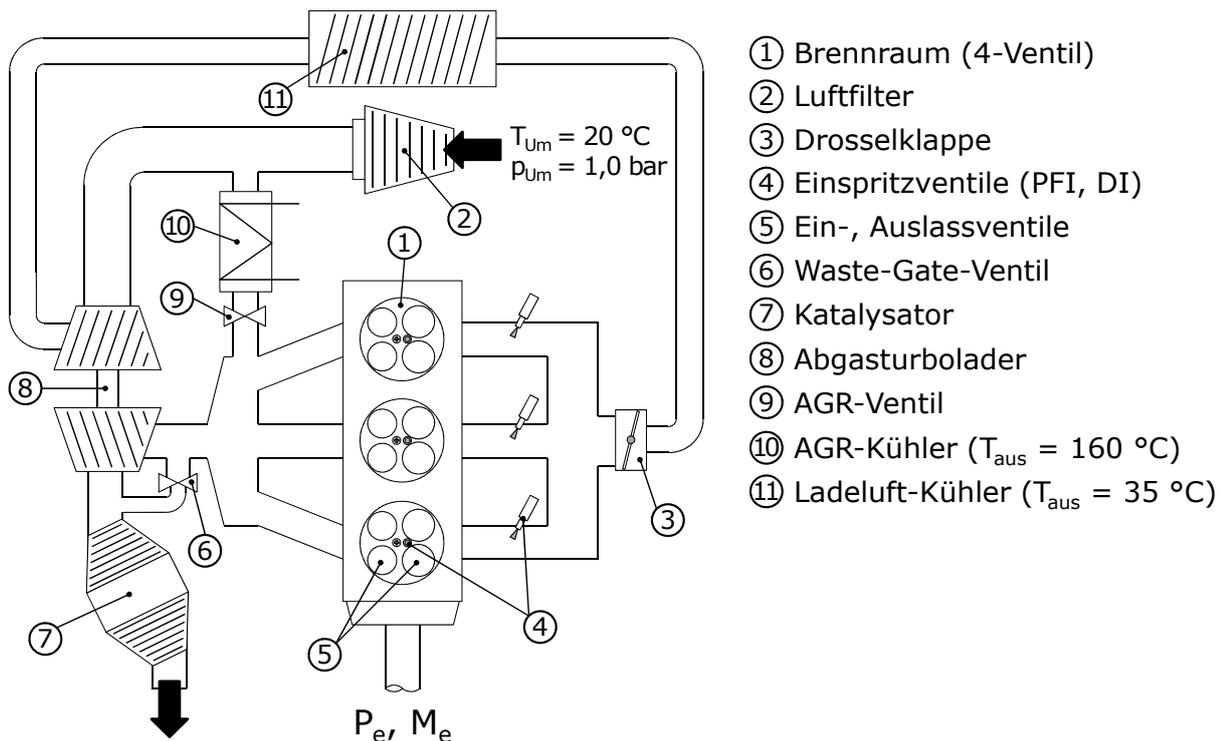


Abbildung 4.12: Grundstruktur des Motormodells zur Ladungswechsel- und Prozessrechnung

Ausschließlich die Brennraumwandtemperatur  $T_{ZW}$  wird im Drehzahl–Last–Bereich gemäß der Formulierungen nach [39, 112] angepasst und für alle Parametervariationen in gleicher Weise vorgegeben. Die Kühlmitteltemperatur wird mit  $T_{KM} = 90 \text{ °C}$  vorgegeben und damit ein Motor in erwärmtem Zustand zugrundegelegt.

$$T_{ZW} = T_{KM} + (0,01575 - 0,00013 \cdot T_{KM}) \cdot n + 4,6 \cdot p_{me} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.33)$$

Dieses Vorgehen ist insofern gerechtfertigt, da nach [44] keine wesentlichen Unterschiede bei den Zylinderwandtemperaturen in dem definierten Parameterraum der Skalierungsgrößen zu erwarten sind.

Die externe AGR-Strecke wird als kombinierte Hoch–/Niederdruck–Strecke ausgeführt. Damit ist unter allen Betriebsbedingungen ein ausreichend hohes Druckgefälle gewährleistet. Zudem werden so die Druck– und Temperaturverhältnisse vor der Drosselklappe nicht beeinflusst, was die Vergleichbarkeit mit dem Betrieb ohne AGR oder unter Abmagerung unterstützt.

Als geometrische Referenz wird das Motormodell mit Werten bedatet, die in etwa im Mittel des zu untersuchenden Parameterraums liegen und für viele ausgeführte Ottomotoren typisch sind (vgl. Abb. 3.2 S. 22). Die wichtigsten Daten hierzu fasst Tab. 4.1 zusammen.

Sämtliche Parametervariationen werden im Drehzahl–Last–Bereich von  $n = 1000 \text{ 1/min}$  bis  $4000 \text{ 1/min}$  und  $\lambda_l = 0,3$  bis  $1,6$  durchgeführt. Damit sind nahezu alle verbrauchsrelevanten Betriebspunkte eines Ottomotors im realen Betrieb abgedeckt, sowie auch der Vollastbereich aktueller Turbomotoren. Als repräsentativer Betriebspunkt für Teillastuntersuchungen wird in dieser Arbeit eine Drehzahl von  $n = 1500 \text{ 1/min}$  und ein Liefergrad von  $\lambda_l = 0,4$  festgelegt.

Zylinderhubvolumen $V_h$	[cm <sup>3</sup> ]	450
Hub–Bohrungs–Verhältnis $s/d$	[-]	1,00
Verdichtungsverhältnis $\epsilon$	[-]	10,5
Gesamthubvolumen $V_H$	[dm <sup>3</sup> ]	1,35
Zylinderzahl $z$	[-]	3
Bohrung $d$	[mm]	83,1
Hub $s$	[mm]	83,1
Brennraumhöhe $h_B$	[mm]	8,7
Pleuellänge $l_P$	[mm]	142,2
Auslasspreizung	[°KW]	102
Einlasspreizung	[°KW]	108

**Tabelle 4.1:** Referenzdaten des Ladungswechsel– und Prozessmodells

Abweichend zum typischen Referenzpunkt bei  $n = 2000$  1/min und  $p_{me} = 2$  bar wird damit den aktuellen Trends des Downsizings und Downspeedings Rechnung getragen.

### 4.3.2 Ähnlichkeitsgesetze

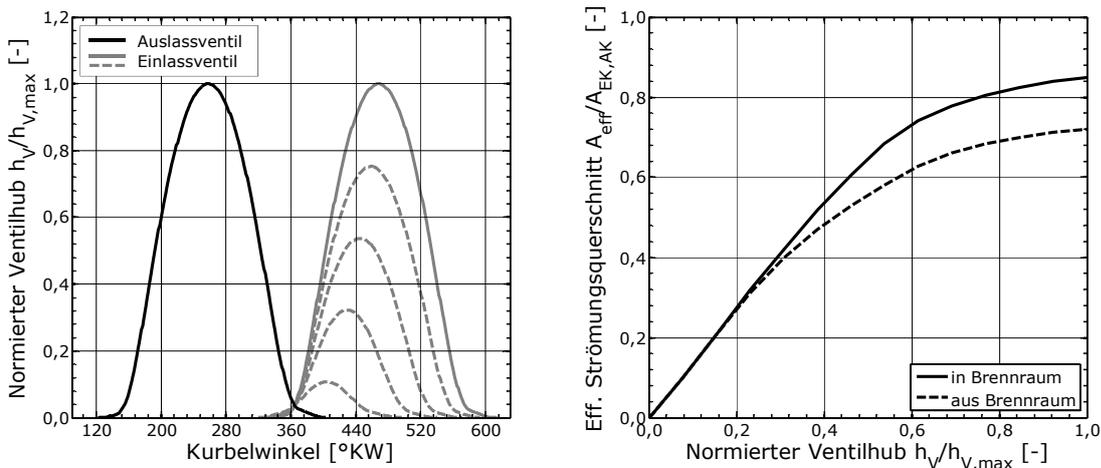
Wie schon bei der Substituierung der reibrelevanten Konstruktionsgrößen wird auch für die Skalierung des Ladungswechsel– und Prozessmodells der Bohrungsdurchmesser  $d$  als zentrale geometrische Basisgröße herangezogen. Ausgehend von den in [15, 44, 95] gemachten Annahmen wird die Auslegung aktueller Ottomotoren mit 4–Ventil–Brennraum analysiert [17] und mit Hilfe einschlägiger Konstruktionsrichtlinien [51, 68, 97] entsprechende Korrelationen daraus abgeleitet. Eine Zusammenfassung hierzu stellt Tab. 4.2 dar.

Mit dem Ziel ähnlicher Ladungswechselforgänge werden neben den konstanten Ventilsteuerzeiten auch gleiche Ventilsteuerbreiten festgelegt. Unter der Annahme des zum Ventildurchmesser proportionalen maximalen Ventilhubes kann damit nach [15] von einem gleichen Durchströmverhalten in Ein– und Auslasskanal ausgegangen werden. Die in Abb. 4.13 dargestellten Referenzverläufe leiten sich von einem ausgeführten Motor der BMW AG ab (Motor 2). Im Falle einer ungedrosselten Lastregelung werden die Einlassventilhubkurven für den vollvariablen Ventiltrieb über den jeweils maximalen Ventilhub normiert. Die Einlasspreizung wird zudem mit abnehmendem Ventilhub kontinuierlich reduziert, so dass sich eine ähnliche Ventilüberschneidungsphase ergibt. Außerdem wird über externe AGR der Restgasanteil auf das Niveau des gedrosselten Betriebes eingestellt.

Die Abbildung des Abgasturboladers erfolgt über Herstellerkennfelder für Turbine und Verdichter, wobei die Reibung des Turboladerlaufzeuges vernachlässigt wird. Beispielhaft zeigt Abb. 4.14 das zugrundegelegte Kennfeld des Verdichters. Die Auslegung des ausgewählten Referenzturboladers entspricht der Kombination mit Motor 7 in einer parallelen Twin–Anordnung. Demnach arbeitet ein Turbolader mit jeweils drei Zylindern mit insgesamt 1,5 dm<sup>3</sup> Hubraum zusammen, was sehr nahe im Bereich des Referenzmotormodells liegt (vgl. Tab. 4.1). Die Anpassung des Turboladers an unterschiedliche Hubräume wird rein über eine Skalierung des Massenstroms dargestellt. Damit sind vergleichbare Turbinen– und Verdichtereffizienzen

Einlassseite		
Ventildurchmesser $d_{EV}$	[mm]	$0,4071 \cdot d - 1,5123$
Maximaler Ventilhub $h_{EV,max}$	[mm]	$0,2521 \cdot d_{EV} + 1,1286$
Kanaldurchmesser $d_{EK}$	[mm]	$0,8837 \cdot d_{EV}$
Sammlervolumen $V_S$	[cm <sup>3</sup> ]	$f(V_H)$
Drosselklappendurchmesser $d_{DK}$	[mm]	$f(V_H)$
Ansaugsystem stromaufwärts		konstant
Auslassseite		
Ventildurchmesser $d_{AV}$	[mm]	$0,7861 \cdot d_{EV} + 2,9083$
Maximaler Ventilhub $h_{AV,max}$	[mm]	$0,2838 \cdot d_{AV} + 0,7298$
Kanaldurchmesser $d_{AK}$	[mm]	$0,8150 \cdot d_{AV}$
Abgaskrümmervolumen $V_{AGK}$	[cm <sup>3</sup> ]	$f(V_H)$
Katalysatorvolumen $V_{KAT}$	[cm <sup>3</sup> ]	$f(V_H)$
Abgassystem stromabwärts		konstant
Brennraumhöhe $h_B$	[mm]	$s/(e - 1)$
Pleuellänge $l_P$	[mm]	$(s/2)/(0,2443 \cdot s/d + 0,0477)$

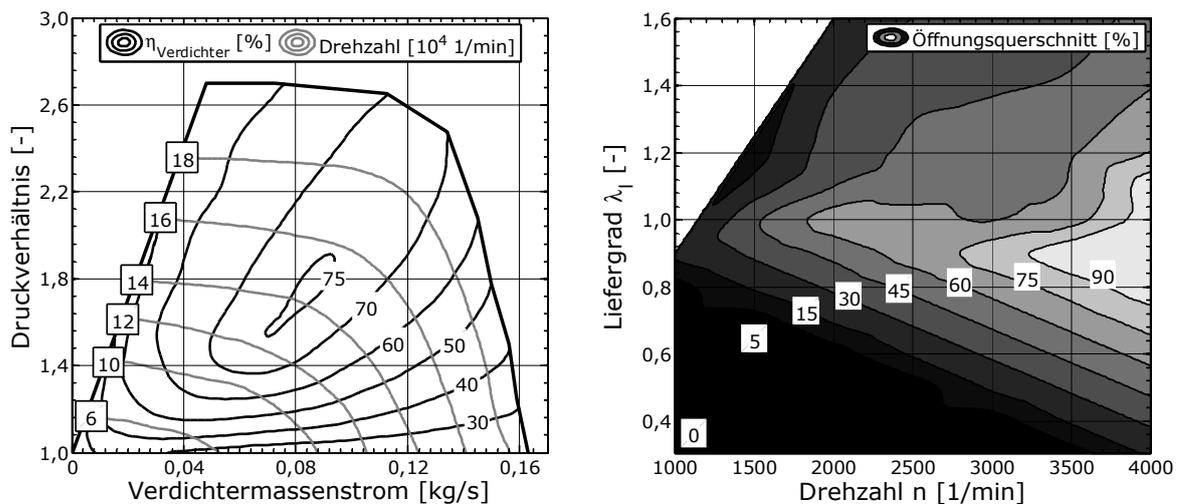
**Tabelle 4.2:** Geometrische Zusammenhänge im Ladungswechsel- und Prozessmodell



**Abbildung 4.13:** Referenzverläufe für Ventilhub (links) und Durchflusskoeffizient (rechts)

bei ähnlichen Motorbetriebspunkten gewährleistet. Theoretisch sind bei kleinen Ladereinheiten Wirkungsgradnachteile infolge thermischer Verluste sowie zunehmender Strömungsverluste zu erwarten [116]. Aufgrund der äußerst limitierten Datenlage, den insbesondere auf der Verdichterseite beschränkten Möglichkeiten der Berechnung sowie den geringen zu erwartenden Auswirkungen, wird dieser Gesichtspunkt jedoch vernachlässigt. Außerdem erfolgt keine Berücksichtigung des veränderten Trägheitsmomentes der Turboladerkomponenten, da dies für stationäre Betrachtungen nicht von Bedeutung ist.

Die Regelung des Waste-Gates kann aus Abb. 4.14 abgelesen werden. Aus den Gründen eines schnellen Ansprechverhaltens bleibt in der Praxis das Waste-Gate im Teillastbereich bei niedrigen Drehzahlen vollständig geschlossen, um den Turbolader auf Drehzahl zu halten. Mit steigender Motordrehzahl und damit zunehmender Abgasenthalpie kann das Waste-Gate



**Abbildung 4.14:** Wirkungsgrad- und Drehzahlkennfeld des Verdichters (links) und Öffnungsquerschnitt des Waste-Gates (rechts, Simulation)

aus Effizienzgründen immer weiter geöffnet werden. Im Lastbereich oberhalb der saugmotorischen Volllast ( $\lambda_l > 0,9$  bis 1,0) übernimmt ausschließlich das Waste-Gate die Lastregelung bei voll geöffneter Drosselklappe und maximalem Ventilhub.

### 4.3.3 Verwendete Modellansätze

Im Folgenden wird eine Auswahl der wichtigsten im Ladungswechsel- und Prozessmodell verwendeten Modellansätze beschrieben. In Kapitel 3 wurde die zentrale Bedeutung von Verbrennung und Wärmeübergang bei der Skalierung der Geometrie- und Betriebsparameter erläutert. Die richtige Abbildung dieser Phänomene ist demnach für die Generierung einer belastbaren Datenbasis essenziell. Gleiches gilt auch für die Modellierung der am Klopfen beteiligten Effekte.

#### Verbrennung:

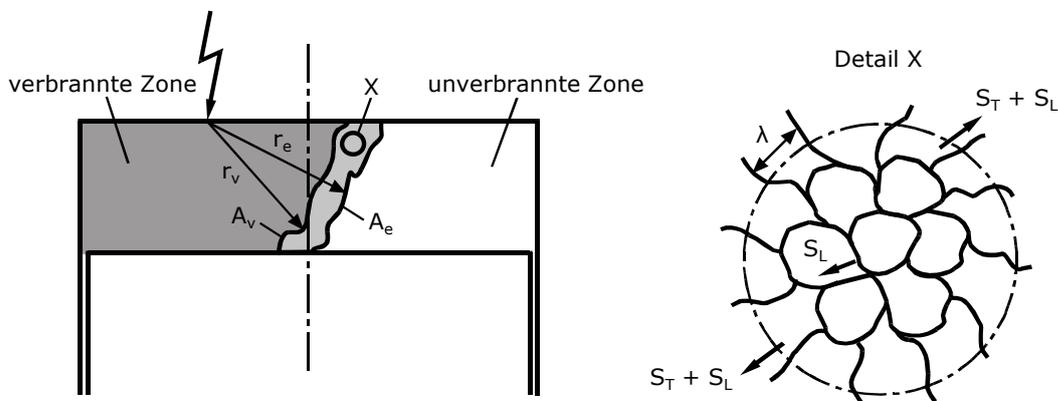
Die richtige Beschreibung des Energieumsatzes ist zentraler Baustein bei der Analyse des Motorprozesses. Bei der entwicklungsbegleitenden Ladungswechsel- und Prozessrechnung ist eine Vorgabe des Brennverlaufes über sogenannte Vibe-Parameter üblich, welche die in Abb. 2.1 auf S. 8 definierten Eigenschaften eines Brennverlaufes eindeutig festlegen. Denn schon in einer frühen Phase der Motorenentwicklung können aus Druckverlaufsanalysen (DVA) eines Vorgängermotors oder eines ersten Prototypen charakteristische Brennverläufe ermittelt werden. Mit den Methoden der Brennverlaufsumrechnung nach [27] und [132] kann damit sogar der komplette Betriebsbereich eines Motors analysiert werden, sowie der Einfluss von Zündwinkel und Restgasanteil auf den Brennverlauf berücksichtigt werden.

Geometrische Einflüsse (Brennraumform,  $V_h$ ,  $s/d$ ,  $\epsilon$ ) auf den Verbrennungsfortschritt können damit jedoch nicht abgebildet werden. Weder für die Veränderung des Turbulenzniveaus, noch für die Veränderung der maximalen Flammenwege oder der effektiven Flammenoberfläche existieren entsprechende Übertragungsfunktionen. Bezüglich der veränderten Turbulenzgrößen wäre die Ableitung einer Drehzahl-Korrelation hin zu einer Funktion abhängig der

mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  denkbar, da der Drehzahleinfluss auf die Verbrennung im Wesentlichen auf turbulenzgetriebene Phänomene zurückzuführen ist. Unter der Annahme, dass gleiche Kolbengeschwindigkeiten auch ähnliche Turbulenzniveaus ergeben, die wiederum zu ähnlichen Brenngeschwindigkeiten führen, wäre so unter Berücksichtigung der jeweiligen Brennraumgröße eine vereinfachte geometrische Skalierung von Brennverläufen möglich. Vor dem Hintergrund der äußerst vagen und vereinfachenden Grundannahmen eignet sich diese Methodik aber nur zur Ableitung prinzipieller Aussagen bzw. als Argumentationsbasis.

Eine wesentlich bessere Abbildung der physikalischen, chemischen und geometrischen Gegebenheiten im Brennraum erlauben jedoch prädiktive Verbrennungsmodelle. Insbesondere Modelle nach der weit verbreiteten „Entrainment–Theorie“ eignen sich aufgrund ihres quasidimensionalen Grundansatzes für geometrische Untersuchungen. Verschiedene Arbeiten zeigen deren Potenzial, Brennverläufe unter wechselnden Randbedingungen richtig voranzurechnen [37, 49, 88, 92, 101, 129]. Auch das in *GT–Power* implementierte prädiktive Verbrennungsmodell basiert auf den von Blizard und Keck [16] erarbeiteten Theorien und erlaubt, umfangreiche Parametervariationen bezüglich Ladungszustand und –zusammensetzung sowie Brennraumgeometrie auch aus Verbrennungssicht richtig zu berechnen.

Aufgrund der weitreichenden Anwendung dieses Verbrennungsmodells innerhalb dieser Arbeit werden in Anlehnung an [82, 129] die wesentlichen Zusammenhänge erläutert, welche in Abb. 4.15 nachvollzogen werden können.



**Abbildung 4.15:** Schematische Darstellung des Entrainment-Modells (abgeleitet aus [96])

Die grundlegende Annahme dieses Modells ist die Darstellung der Verbrennung über zwei getrennt ablaufende Vorgänge. Der erste Prozess beschreibt die Erfassung des unverbrannten Gemisches durch die Flamme:

$$dm_e = \rho_u \cdot A_e \cdot (S_T + S_L) \quad (4.34)$$

Der zweite Prozess beschreibt die Verbrennung des erfassten Gemisches  $m_e$  in der Flamme:

$$dm_v = \frac{m_e - m_v}{\tau} \quad (4.35)$$

$$\begin{aligned} \text{mit } \tau &= \frac{\lambda}{S_L} && \text{charakteristische Brennzeit} \\ \lambda &= \frac{C_\lambda \cdot L_T}{\sqrt{Re_T}} && \text{Taylor-Länge} \\ Re_T &= \frac{\rho_u \cdot u' \cdot L_T}{\eta_{T,u}} && \text{turbulente Reynolds-Zahl} \end{aligned}$$

Maßgeblich für einen schnellen Verbrennungsablauf sind demnach eine große Flammenoberfläche  $A_e$  und eine hohe laminare sowie turbulente Flammengeschwindigkeit. Zerklüftete, unkompakte Brennräume, die das ungestörte Ausbreiten der kugelförmigen Flammenoberfläche beeinträchtigen, verlangsamen daher die Verbrennung.

Die laminare Flammengeschwindigkeit  $S_L$  stellt eine kraftstoffspezifische Größe dar und wird neben Druck und Temperatur vor allem von der Ladungszusammensetzung bestimmt. Der weit verbreitete Ansatz nach [58] erlaubt die Verknüpfung der beteiligten Einflussfaktoren:

$$S_L = S_{L,0} \cdot \left( \frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \cdot \left( \frac{p}{p_0} \right)^\beta \quad (4.36)$$

$$\text{mit } S_{L,0} = B_m + B_\phi \cdot (\phi - \phi_m)^2 \cdot \left( 1 - 2,06 \cdot y_R^{DEM-0,77} \right)$$

Beeinflusst die laminare Flammengeschwindigkeit vor allem den Verlauf der Entflammungsphase, so wird der Fortschritt der Umsetzungsphase vor allem durch die Höhe der turbulenten Flammengeschwindigkeit  $S_T$  bestimmt. Diese weist deutlich höhere Werte als die laminare Flammengeschwindigkeit auf und hängt maßgeblich von der Turbulenz und damit von den Strömungsverhältnissen im Brennraum ab. Die zentrale Beschreibungsgröße hierfür stellt die Turbulenzintensität  $u'$  dar.

$$S_T = C_s \cdot u' \cdot \left( 1 - \frac{1}{1 + C_k \cdot r_e^2 / L_T^2} \right) \quad (4.37)$$

$$\text{mit } C_k = \frac{C'_k}{1 + 6 \cdot H} \cdot \left( 1 - e^{-4,81 \cdot r^2} \right) \cdot (1,228 + 0,385 \cdot r)$$

$$H = 2 \cdot \frac{L_F}{S_L} \cdot \left( \frac{\rho_u}{\rho_v} \cdot \frac{S_T + S_L}{r_e} - \frac{1}{3 \cdot \rho_v} \cdot \frac{d\rho_v}{dt} \right)$$

$$r = \frac{L_T \cdot \rho_v \cdot S_L}{\eta_{T,v}} \approx \frac{L_T}{L_F}$$

Der Übergang von der Entflammungsphase zur Umsetzungsphase wird durch die Größen  $r$  und  $H$  beschrieben, welche ein Maß für die Flammenkernentwicklung sowie die Streckung der Flamme darstellen. Denn das Verbrennungsmodell geht davon aus, dass sich die Flamme zunächst laminar ausbreitet und erst mit zunehmendem Flammenradius und verstärkter Faltung der Flammenoberfläche die turbulente Flammengeschwindigkeit dominiert.

Zusammenfassend stehen dem Anwender neben den Parametern zur Beschreibung der laminaren Flammengeschwindigkeit, drei Konstanten ( $C_\lambda$ ,  $C_s$ ,  $C'_k$ ) zur Verfügung, um das Verbrennungsmodell für jede Phase des Brennverlaufes zu kalibrieren.

**Wandwarmenubergang:**

Beim Ottomotor erfolgt der gaseitige Warmenubergang im Brennraum vorwiegend durch erzwungene Konvektion. Der Energietransport ist dabei durch turbulenten Stofftransport und durch Wärmeleitung in der Grenzschicht bestimmt. Der Warmenubergang wird damit im Wesentlichen durch die Ladungsbewegung sowie den Temperaturgradienten des Arbeitsgases an den Brennraumwänden beeinflusst. Eine Warmenubertragung durch Strahlung ist von untergeordneter Bedeutung, da im Gegensatz zum Dieselmotor nur in geringem Maße Rußpartikel entstehen. Zur Beschreibung eignen sich daher Modelle auf Basis des Newtonschen Ansatzes. Demnach wird die Wandwärmestromdichte  $\dot{q}_W$  über das Produkt eines Warmenubergangskoeffizienten  $\alpha$  und der Differenz zwischen der örtlich gemittelten Gastemperatur  $T$  und der Wandtemperatur  $T_W$  berechnet.

$$\dot{q}_W(\phi) = \alpha(\phi) \cdot (T(\phi) - T_W) \tag{4.38}$$

Der zeitlich veränderliche Warmenubergangskoeffizient  $\alpha(\phi)$  hängt von einer Reihe von Parametern wie Druck, Temperatur und Strömungsgeschwindigkeit ab. Dessen Bestimmung war und ist nach wie vor Gegenstand intensiver Untersuchungen. Eine weite Verbreitung fanden dimensionslose Ansätze nach der ahnlichkeitstheorie, deren Basis ein Ansatz nach Nusselt [93] bildet. Unter Einbeziehung temperaturabhängiger Polynomansätze gelangte Woschni [135] zu einer der bekanntesten Korrelation zur Berechnung des Warmenubergangskoeffizienten:

$$\alpha = 130 \cdot d^{-0,2} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,53} \cdot \left( C_1 \cdot c_m + C_2 \cdot V_h \cdot \frac{T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_s) \right)^{0,8} \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right] \tag{4.39}$$

Zur Verbesserung von Genauigkeit und Allgemeingültigkeit erfolgten im Zuge neuer Erkenntnisse diverse Veränderungen und Erweiterungen an diesem Ansatz. Insbesondere die Wahl der charakteristischen Länge und die Definition der charakteristischen Geschwindigkeit wurden mehrfach überdacht.

Als Schwachpunkt der Ansätze diesen Typs bleibt jedoch anzumerken, dass nur ein mittlerer Warmenubergangskoeffizient für den gesamten Brennraum berechnet wird. Eine räumliche Unterteilung des Brennraums findet nicht statt, was jedoch für die Analyse von in Größe und Form verschiedener Brennraume notwendig ist. Denn für den Warmenubergang ist mit auch entscheidend, ob die Brennraumwand von verbranntem oder unverbranntem Gemisch benetzt wird.

Als zielführende Alternative für eine geometrische Skalierung bietet sich daher der ebenfalls in *GT-Power* implementierte quasidimensionale Ansatz nach [80, 82] an. Darin wird der Newtonsche Ansatz aus Gl. 4.38 nicht nur zeitlich sondern auch räumlich aufgelöst, wodurch die Beschreibung des Warmenubergangs für verschiedene Zonen des Brennraumes möglich wird. Zudem werden die Phänomene des konvektiven Warmenubergangs über die Colburn-Analogie beschrieben, welche einen Zusammenhang zwischen Wärmeaustausch und Reibungswiderstand herstellt:

$$\alpha = \frac{c_f}{2} \cdot \rho \cdot v_{eff} \cdot c_p \cdot Pr^{-2/3} \tag{4.40}$$

$$\text{mit } c_f = C \cdot \left( \rho \cdot v_{eff} \cdot \frac{\delta}{\eta} \right)^{-1/4} \quad \text{Reibungskoeffizient}$$

$$v_{eff} = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + 2 \cdot k} \quad \text{effektive Geschwindigkeit}$$

Dies erlaubt eine flexible Anbindung des Wärmeübergangskoeffizienten an lokale Temperatur- und Strömungsverhältnisse. Von entscheidender Bedeutung bleibt daher die Beschreibung der über die verschiedenen Bereiche des Brennraumes aufgelösten lokalen Strömungsgeschwindigkeiten.

### **Turbulenz:**

Sowohl das Verbrennungsmodell als auch das Wärmeübergangsmodell benötigt detaillierte Informationen zum Zustand des Strömungsfeldes im Brennraum. *GT-Power* stellt hierfür ein quasidimensionales Gesamtmodell zur Darstellung der Ladungsbewegung sowie ein Turbulenzmodell auf Basis des  $k$ - $\epsilon$ -Ansatzes zu Verfügung. Darin stehen die Turbulenzintensität  $u'$  und die turbulente kinetische Energie  $k$  in folgendem Zusammenhang:

$$u' = \sqrt{\frac{2}{3} \cdot k} \quad (4.41)$$

Nach [96] kann für die turbulente kinetische Energie  $k$  eine Transportgleichung angesetzt werden, welche die Änderung von  $k$  in Abhängigkeit von einem Produktionsterm  $P$ , einem Diffusionsterm  $Df$  und einem Dissipationsterm  $Ds$  beschreibt:

$$\dot{k} = P_k + Df_k - Ds_k \quad (4.42)$$

Der Dissipationsterm  $Ds_k$  wird als Dissipation  $\epsilon$  bezeichnet und gibt den Anteil der turbulenten kinetischen Energie an, welcher in Wärme umgewandelt wird. Hierfür wird eine zweite Transportgleichung aufgestellt:

$$\dot{\epsilon} = P_\epsilon + Df_\epsilon - Ds_\epsilon \quad (4.43)$$

Für die explizite Berechnung der Terme in Gl. 4.42 und 4.43 sowie weiterer Details sei im Rahmen dieser Arbeit auf die Ausführungen in [80] und [81] verwiesen.

### **Brennraumgeometrie:**

Als Brennraumgeometrie wird den quasidimensionalen Modellen ein perfekter Scheibenbrennraum zugrundegelegt, dessen Ausdehnung sehr einfach über die drei Geometrieparameter  $V_h$ ,  $s/d$  und  $\epsilon$  beschrieben werden kann. Die zentrale Zündkerzenlage zeigt in Verbindung mit der in *GT-Power* implementierten Verlagerung des Flammenursprungs eine gute Wiedergabe realer Brennverläufe. Zu spitze Brennverläufe, wie in [49] beschrieben, sind damit nicht zu beobachten.

### **Optimaler Verbrennungsschwerpunkt:**

Das prädiktive Verbrennungsmodell wird in dieser Arbeit auf eine Weise eingesetzt, dass ein Zielwert für den Verbrennungsschwerpunkt  $\phi_{BD,50}$  vorgegeben wird und der Zündzeitpunkt entsprechend eingeregelt wird. Nach [7] kann für die meisten Ottomotoren im gesamten

Kennfeld ein Wert von 8 °KW nach ZOT als verbrauchsoptimal angesehen werden. Es wird darin jedoch ausdrücklich betont, dass dies nur auf kompakte Brennräume zutrifft. Bei kleinen Brennräumen mit kurzem Hub sowie hohem Verdichtungsverhältnis kann in Anbetracht des definierten Parameterraumes jedoch nicht mehr von kompakten Brennräumen gesprochen werden. Ausgewählte Simulationsrechnungen für Brennräume an den Randbereichen des Parameterraumes zeigen, dass die Lage des optimalen Verbrennungsschwerpunktes deutlich variiert. Es zeigt sich die Tendenz, dass der optimale Verbrennungsschwerpunkt umso später liegt, je größer das Oberflächen–Volumen–Verhältnis des Brennraums ist und je niedriger Drehzahl und Last liegen. Die zentrale Bedeutung des Niveaus der Wandwärmeverluste in diesem Zusammenhang ist bereits in [7] abzulesen und wird in [125] bestätigt. Mathematisch kann dies auf der Basis von Simulationsergebnissen wie folgt formuliert werden:

$$\phi_{BD,50,opt} = (531,2 + 2077 \cdot \xi_{OV}) \cdot n^{-0,662} + (14,7 - 2,47 \cdot \xi_{OV}) \cdot \lambda_l^{-0,076} - 14 \quad (4.44)$$

### Unvollkommene Verbrennung:

Kleine, unkompakte Brennräume sind nicht nur bezüglich Verbrennung und Wärmeverluste benachteiligt, sondern weisen auch tendenziell erhöhte HC–Emissionen auf [15, 67]. Insbesondere die anteilig großen Totvolumina (Feuersteg, Ventiltaschen, Dichtflächen) bewirken einen Anstieg der unverbrannten Kraftstoffbestandteile aufgrund der Flammenauslöschung in diesen Bereichen. Für eine detaillierte Übersicht der beteiligten Wirkmechanismen sei an dieser Stelle auf [19] verwiesen. In der darin beschriebenen Arbeit konnten außerdem nachweisbare Wirkungsgradeinbußen bei hohen HC–Emissionen festgestellt werden. Vor dem Hintergrund der großen Variationsbreite der zu untersuchenden Brennräume ist dieser Effekt unbedingt bei der Modellierung zu berücksichtigen.

*GT–Power* bietet hierfür einen einfachen reaktionskinetischen Ansatz an, um die Mechanismen der Flammenauslöschung in den Totvolumina zu berücksichtigen [43]. Für die Variation der geometrischen Skalierungsgrößen können hiermit plausible Tendenzen berechnet werden. Bei höheren Verdünnungsgraden gelangt dieser Ansatz jedoch an seine Grenzen, weshalb bei der Variation von  $\lambda$  und  $y_R$  auf eine Modellierung der unvollkommenen Verbrennung verzichtet wird. Aufgrund des geringen Einflusses ist dies aber an dieser Stelle auch gerechtfertigt (vgl. [132]).

### Klopfen:

Aufgrund seiner Komplexität war und ist die Modellierung des Klopfphänomens Gegenstand intensiver Untersuchungen. Die Grundproblematik besteht darin, dass der ottomotorische Arbeitsprozess in Realität deutlichen Zyklenschwankungen unterworfen ist. Schwankungen im Turbulenzniveau und Toleranzen im Zünd– und Einspritzsystem sorgen für Druck– und Temperaturspitzen, welche klopfende Arbeitsspiele hervorrufen können, obwohl im Mittel kein Klopfen zu erwarten wäre. Darüber hinaus können lokal sehr heiße Stellen Selbstzündungsvorgänge auslösen, die den mittleren Temperaturen im Brennraum nach zu schließen ebenfalls nicht zu erwarten wären. Die Beurteilung des Klopfphänomens innerhalb der null– bzw. quasidimensionalen Prozessrechnung ist daher nach wie vor äußerst anspruchsvoll.

Mit Hilfe empirischer Modellansätze, welche die wesentlichen Einflussparameter Druck, Temperatur und Kraftstoffeigenschaften (z. B. Oktanzahl) berücksichtigen, können aber dennoch

zufriedenstellende Resultate erzielt werden. Nach den Theorien von [76] kann ein phänomenologischer Ansatz entwickelt werden, der die Vorgänge im Endgas durch eine mittlere Reaktionsgeschwindigkeit  $\tau$  beschreibt. Diese kann nach [29] über folgende Arrhenius-Beziehung ausgedrückt werden.

$$\tau = C_1 \cdot \left( \frac{ROZ}{100} \right)^{C_2} \cdot p^{-C_3} \cdot e^{(C_4/T)} \quad [\text{s}] \quad (4.45)$$

Deren Integration ab Einlass schließt (ES) erlaubt eine Bewertung der Druck-Temperatur-Historie im Brennraum, welche ein Maß für die Radikalbildung im Endgas darstellt. Erreicht die Konzentration an Radikalen einen kritischen Grenzwert ( $T = 1$ ), so kann von einer Selbstzündung ausgegangen werden.

$$T = \int_{ES}^{t_k} \frac{1}{\tau} \cdot dt = 1 \quad (4.46)$$

Der Ansatz nach [29] hat für die Abschätzung der Klopfintensität eine weite Verbreitung gefunden und ist in ähnlicher Form auch in *GT-Power* verfügbar. In vielen Arbeiten wurde Gl. 4.45 aufgegriffen und die Koeffizienten  $C_i$  entsprechend der vorhandenen Datenbasis angepasst. Einen Überblick dazu gibt Tab. 4.3.

Referenz	$C_1 \cdot 10^{-3}$	$C_2$	$C_3$	$C_4$
Douaud 1978 [29]	17,68	3,402	1,7	3800
Franzke 1981 [41]	–	0	1,5	14000
Belli 1990 [12]	0,25	0	1,367	6317
Wayne 1998 [130]	0,389	7,202	1,15	5200
Worret 2002 [134]	2,37	0	1,299	4179
Elmqvist 2003 [34]	21	0	1,7	3800
Elmqvist 2006 [33]	7,1	0	1,7	3296
Grill 2006 [50]	3,04	3,402	1,267	4080
GT-Power 2010 <sup>2</sup> [43]	18,09	3,402	1,7	3800

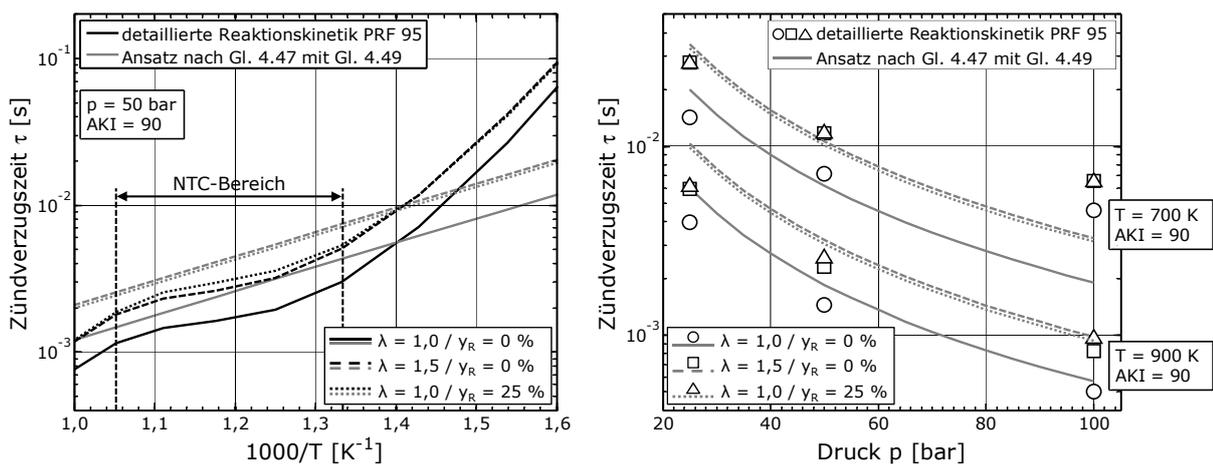
**Tabelle 4.3:** Verschiedene Koeffizienten zur Berechnung der Zündverzugszeit  $\tau$  aus der Literatur

Aufgrund der stark unterschiedlichen Randbedingungen und den verschiedenen Detailanforderungen zeigt sich eine dementsprechend hohe Streubreite in den gefundenen Werten, wobei in jeder Referenz von mindestens zufriedenstellenden Resultaten berichtet wird. Ausgehend von der Formulierung in *GT-Power* wird daher zunächst der Vorschlag von [34] aufgegriffen und eigenen Referenzdaten gegenübergestellt. Für stöchiometrische Betriebspunkte mit geringen Restgasmengen können auf Anhieb die positiven Ergebnisse bestätigt werden, weshalb diese Formulierung auch im weiteren Verlauf ohne eine detaillierte Validierung verwendet wird. Der Basis-Ansatz aus *GT-Power* kann mit einem Vorfaktor von  $P = 1,67$  in die Empfehlung aus [34] überführt werden. Bezüglich der Ergebnisgüte ist dabei zu beachten, dass der Fokus in dieser Arbeit nicht darauf liegt, den Klopfzeitpunkt genau vorzuberechnen, sondern auf der Kontrolle, ob bei bestimmten Randbedingungen eine klopfende Verbrennung zu erwarten ist.

<sup>2</sup> ROZ als Anti Knock Index definiert:  $AKI = (ROZ+MOZ)/2$

Bei der Berechnung des integralen Zündverzuges  $T$  ist insbesondere auch die Definition der Zeit  $t_k$  entscheidend, zu der das Kriterium aus Gl. 4.46 erfüllt sein muss. Hierfür kann der Zusammenhang zwischen Klopfintensität und der bei Klopfbeginn noch vorhandenen unverbrannten Kraftstoffmasse herangezogen werden. Die minimale Menge an verbliebenem Kraftstoff zum Zeitpunkt  $t_k$  wird in Anbetracht der großen Streubreite an verfügbaren Literaturangaben zum Massenumsatz bei Klopfbeginn ebenso in Anlehnung an [33, 34] auf 10 % festgelegt. Darunter kann angenommen werden, dass die Energiefreisetzung einer Selbstzündung zu gering ist, um schwerwiegende Druckwellen auszulösen.

Für Betriebspunkte mit Luftüberschuss oder erhöhten AGR-Raten kann die Klopfintensität mit dem gewählten Ansatz jedoch nicht plausibel wiedergegeben werden. Denn wie bereits in den Abschnitten 3.3 und 3.4 beschrieben, beeinflusst ein erhöhter Anteil an Luft bzw. Restgas die reaktionskinetischen Vorgänge im Endgas maßgeblich. Messungen als auch detaillierte Berechnungen der Reaktionskinetik zeigen, dass die Zündverzugszeit durch die Inertisierung deutlich verlängert wird. Abb. 4.16 zeigt hierzu ein Berechnungsbeispiel für den Ersatzkraftstoff PRF 95.



**Abbildung 4.16:** Berechnetes Arrheniusdiagramm der Zündverzugszeit für PRF 95 in Abhängigkeit von Temperatur und Druck bei Variation von Luftverhältnis  $\lambda$  und Restgasanteil  $y_R$  (abgeleitet aus [103], dazu gegenübergestellt die Berechnung mittels Gl. 4.47)

Zunächst wird vor allem der große Einfluss von Temperatur und Druck auf das Klopfphänomen deutlich. Denn mit steigendem Temperatur- und Druckniveau nimmt die Zündverzugszeit überproportional ab. Doch vor allem im sogenannten NTC-Bereich (Negative Temperature Coefficient), der durch einen abgeschwächten Temperatureinfluss gekennzeichnet ist und für motorische Bedingungen im Endgasbereich ( $T_u \leq 1000$  K) höchst relevant ist, führt eine Verdünnung des Gemisches zu einer signifikanten Verlangsamung der Reaktionsgeschwindigkeit. Für eine zuverlässige Abschätzung der Klopfintensität in verdünnten Betriebspunkten ist demnach eine Berücksichtigung dieser Zusammenhänge unerlässlich.

In Anlehnung an die Berechnung der laminaren Flammgeschwindigkeit  $S_L$  in Abhängigkeit von Luftverhältnis und Restgasanteil (vgl. Gl. 4.36 S. 73) wird der konstante Vorfaktor  $P$  in eine Funktion  $P(\lambda, y_R)$  überführt. Für ein solches Vorgehen sind jedoch kaum konkrete Vorschläge in der Literatur verfügbar. In [92] wird zwar eine Empfehlung für eine Berücksichtigung des Luftverhältnis gemacht. Diese widerspricht aber den Tendenzen die durch die veränderte

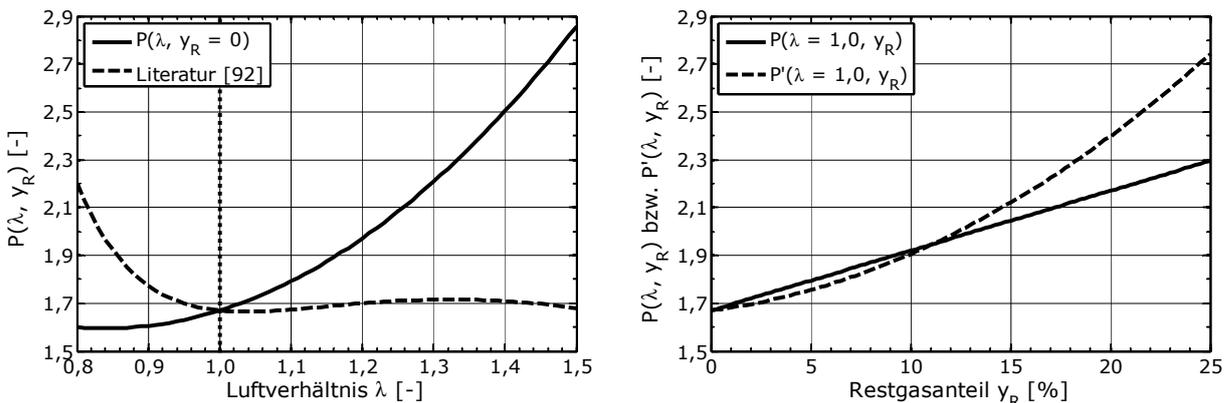
Reaktionskinetik zu erwarten sind. Alternativ werden daher die sehr ausführlichen Angaben aus [23] zur Substitution der Vollastanfetzung mittels Luftüberschuss bzw. externer AGR herangezogen, um durch eine Nachrechnung der dort publizierten Ergebnisse die Funktion  $P(\lambda, y_R)$  zu formulieren. Als Ergebnis kann daraus folgender Ansatz abgeleitet werden:

$$\tau = 18,09 \cdot 10^{-3} \cdot P(\lambda, y_R) \cdot \left( \frac{AKI}{100} \right)^{3,402} \cdot p^{-1,7} \cdot e^{(3800/T_u)} \quad (4.47)$$

$$P(\lambda, y_R) = 2,89 \cdot \lambda^2 - 4,85 \cdot \lambda + 2,50 \cdot y_R + 3,63 \quad \text{oder} \quad (4.48)$$

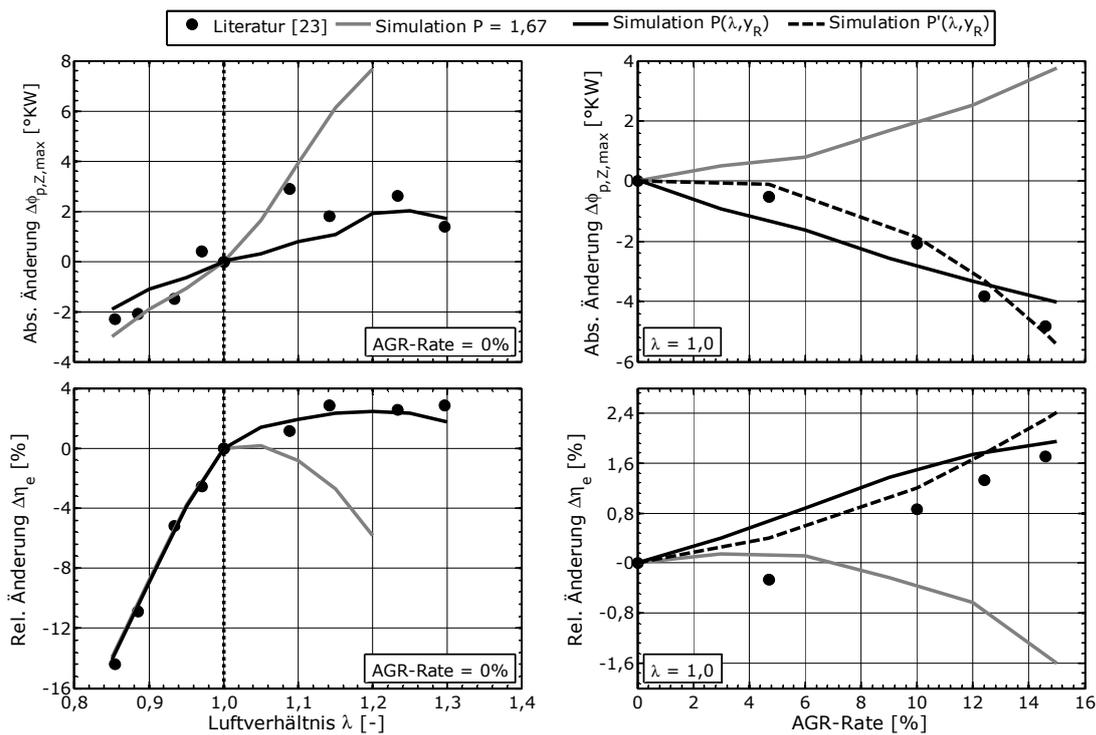
$$P'(\lambda, y_R) = 2,89 \cdot \lambda^2 - 4,85 \cdot \lambda + 12,81 \cdot y_R^2 + 1,079 \cdot y_R + 3,63 \quad (4.49)$$

Der Vergleich des doppelt quadratischen Ansatzes  $P'(\lambda, y_R)$  mit der detaillierten Berechnung der Reaktionskinetik in Abb. 4.16 zeigt eine gute Wiedergabe der zu erwartenden Tendenz im relevanten Temperaturbereich. Auch absolut kann sowohl bei niedrigen Drücken und Temperaturen (Brennbeginn/-ende), als auch bei hohen Drücken und Temperaturen (Umsetzungsphase), eine zufriedenstellende Beschreibung der Zündverzugszeit erzielt werden. Abb. 4.17 stellt die Funktion  $P(\lambda, y_R)$  bzw.  $P'(\lambda, y_R)$  grafisch dar und stellt sie dem Vorschlag aus [92] gegenüber. Die gegensätzliche Interpretation des Einflusses des Luftverhältnis ist darin offensichtlich.



**Abbildung 4.17:** Vorfaktor  $P(\lambda, y_R)$  bzw.  $P'(\lambda, y_R)$  zur Berechnung der Zündverzugszeit  $\tau$  bei Variation des Luftverhältnis  $\lambda$  und des Restgasanteils  $y_R$

Abschließend kann in Abb. 4.18 der erzielte Mehrwert für Betrachtungen an der Klopfgrenze durch eine Integration des Luftverhältnis und des Restgasanteils in die Berechnung des integralen Zündverzuges nachvollzogen werden. Im Vergleich mit den Ergebnissen aus [23] kann die Veränderung von effektivem Wirkungsgrad und Spitzendrucklage, welche ein Indikator für die Lage des Verbrennungsschwerpunktes darstellt, sowohl qualitativ als auch quantitativ richtig wiedergegeben werden. Bezüglich der Variation des Restgasanteils ist mit dem quadratischen Ansatz eine bessere Übereinstimmung erzielbar, da bei geringen AGR-Raten die klopfhemmende Wirkung mit der linearen Formulierung überschätzt wird. In Anbetracht des etablierten linearen Ansatzes in Gl. 4.36 zur Berechnung der laminaren Flammgeschwindigkeit, sowie aufgrund der Vernachlässigung vieler anderer Randbedingungen die an der Klopfgrenze eine wichtige Rolle spielen (lokale Wandtemperatur, Gemischinhomogenität, Brennraumgestaltung), wird die lineare Formulierung als ausreichend bewertet und für die Simulation aller klopfgefährdeten Betriebspunkte im Rahmen dieser Arbeit verwendet.



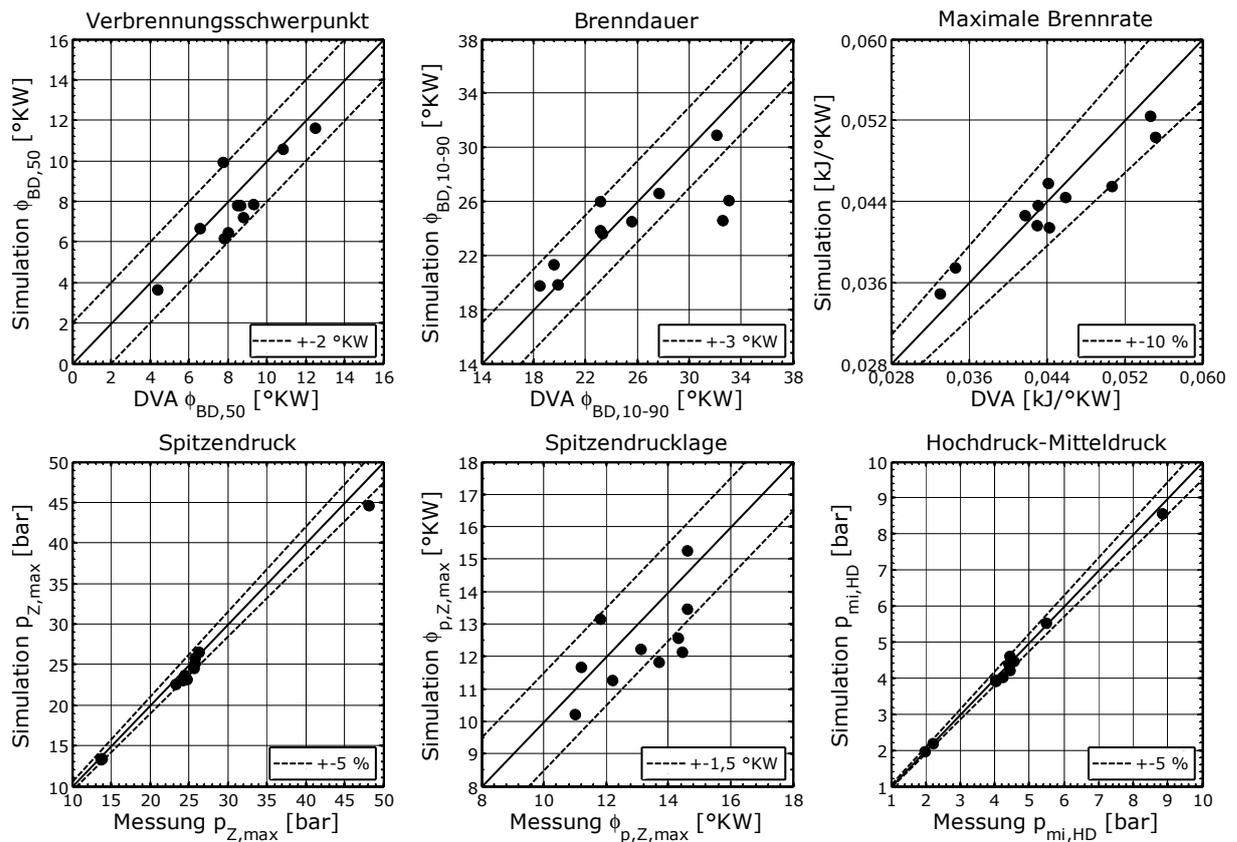
**Abbildung 4.18:** Änderung des eff. Wirkungsgrades und der Spitzendrucklage bei Variation des Luftverhältnis  $\lambda$  (links) und der ext. AGR-Rate (rechts) an der Klopfgrenze ( $n = 4000$  1/min,  $p_{me} = 19$  bar, ROZ = 98)

### 4.3.4 Verifikation und Plausibilisierung

Bedingt durch die weite Verbreitung sowie aufgrund der häufigen Verwendung in vielen veröffentlichten Studien, besitzen die Modellpakete von *GT-Power* neben einer gewissen Grund-Validierung auch ein hohes Maß an Allgemeingültigkeit. Auch ohne der Durchführung einer expliziten Verifikation mit anwendungsspezifischen Referenzdaten kann daher von plausiblen Simulationsergebnissen ausgegangen werden. Für die in Abschnitt 4.3.3 beschriebenen Modellansätze trifft dies jedoch nur bedingt zu, da hierfür nur wenige Erfahrungswerte zur Verfügung stehen. Auf die Belastbarkeit der quasidimensionalen Ansätze für Verbrennung, Wärmeübergang und Turbulenz wird daher im Folgenden etwas näher eingegangen.

#### Verbrennung:

Zur Abstimmung und Verifikation des prädiktiven Verbrennungsmodells werden stichpunktartig für verschiedene Vergleichsmotoren (Motor 1, 3, 4, 7) Druckverlaufsanalysen unter wechselnden Betriebsrandbedingungen (Drehzahl, Last, Restgasanteil) durchgeführt und daraus repräsentative Brennverläufe gewonnen. Zur Bestimmung des Wärmeübergangs wird dabei der Ansatz nach Woschni [135] verwendet. Unter Anpassung des Referenzmodells an die Geometrie des jeweiligen Vergleichsmotors werden die Betriebspunkte mit Hilfe der quasidimensionalen Modelle nachgerechnet. Als Randbedingungen werden hierfür gleicher Verbrennungsschwerpunkt (+2 °KW) sowie gleicher Kraftstoff- bzw. Luftmassenstrom vorausgesetzt. Die nach einer Optimierung der Koeffizienten des Verbrennungsmodells erzielten Ergebnisse stellt Abb. 4.19 dar.



**Abbildung 4.19:** Vergleich von Druckverlaufsanalyse und Simulation anhand charakteristischer Prozessgrößen ( $\dot{m}_{KS,DVA} = \dot{m}_{KS,Sim}$ , Messdaten der Vergleichsmotoren 1, 3, 4, 7)

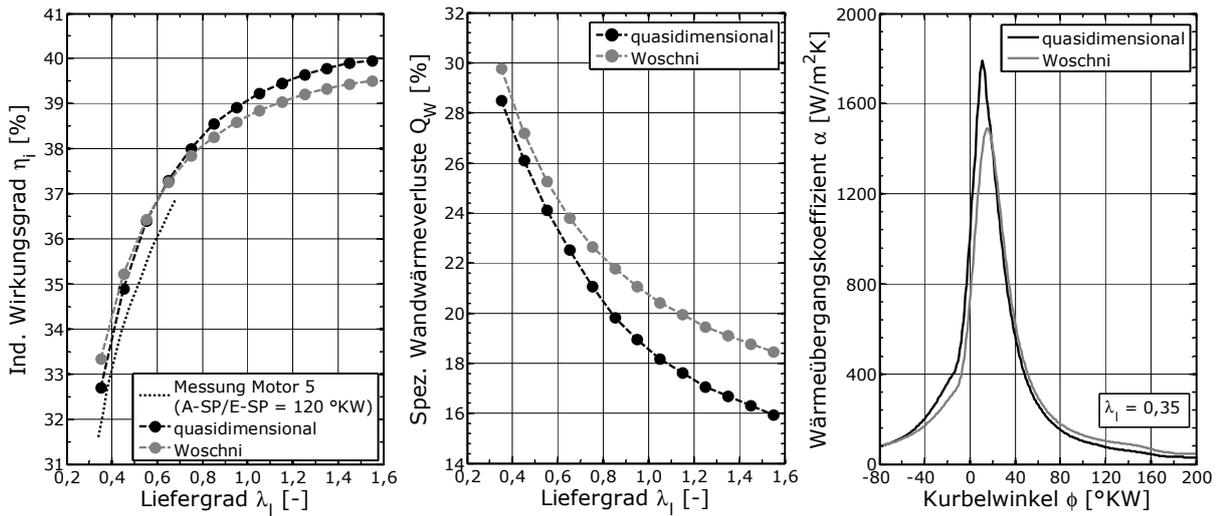
Für die im Rahmen dieser Arbeit gestellten Anforderungen an Genauigkeit und flexibler Anwendbarkeit können mit einem konstanten Koeffizientensatz zufriedenstellende Resultate erzielt werden. Die im weiteren Verlauf für alle Parametervariationen zugrundegelegte Abstimmung des Verbrennungsmodells ist in Tab. 4.4 abgebildet. Aussagen in [129] sowie umfangreiche Erfahrungen bei der BMW AG [89] bestätigen, dass weite Betriebsbereiche von Motoren mit einem einzigen Satz an Koeffizienten berechnet werden können.

Parameter in <i>GT-Power</i>	Koeffizient im Entrainment-Modell	vorgegebener Wert	verwendeter Wert
Maximum Laminar Speed	$B_m$	30,5 cm/s	30,5 cm/s
Laminar Speed Roll-off Value	$B_\phi$	-54,9 cm/s	-54,9 cm/s
Equiv. Ratio at Max. Speed	$\phi_m$	1,21	1,21
Dilution Exponent Multiplier	DEM	1,0	1,2
Flame Kernel Growth Multiplier	$C'_k$	1,0	0,9
Turbulent Flame Speed Multiplier	$C_s$	1,0	0,65
Taylor Length Scale Multiplier	$C_\lambda$	1,0	1,0
Initial Spark Size	$2r_{\phi=ZZP}$	k. A.	1 mm

**Tabelle 4.4:** Koeffizienten des Verbrennungsmodells

**Wärmeübergang:**

Durch die gute Übereinstimmung der Simulationsergebnisse mit den Werten aus der Druckverlaufsanalyse kann prinzipiell mit einer ähnlichen Berechnung des Wärmeübergangs mit Hilfe des quasidimensionalen Ansatzes im Vergleich zum Ansatz nach Woschni [135] ausgegangen werden. Abb. 4.20 veranschaulicht hierzu die Ergebnisse eines simulierten Lastschnitts bei  $n = 2000$  1/min mit beiden Wärmeübergangsmodellen.



**Abbildung 4.20:** Einfluss des Wärmeübergangsmodells auf ind. Wirkungsgrad  $\eta_i$ , Wandwärmeverluste  $Q_W$  und Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  (Simulation mit Referenzgeometrie,  $\phi_{BD,50} = \text{opt.}$ ,  $n = 2000$  1/min)

Der Vergleich zeigt, dass mit beiden Ansätzen ähnliche Ergebnisse erzielt werden können, die bezüglich des Verlaufs des Teillastwirkungsgrades auch gut mit den Messergebnissen übereinstimmen. Wie bereits in [82] beschrieben, berechnet das quasidimensionale Modell tendenziell spitzere Verläufe des Wärmeübergangskoeffizienten. Trotz geringerer Werte bei den spezifischen Wandwärmeverlusten in der Energiebilanz, können so aufgrund des höheren Gleichraumgrades höhere Wirkungsgradeinbußen entstehen. Denn je näher am OT die Wärme aus dem Brennraum entweicht, desto größer ist der Wirkungsgradverlust.

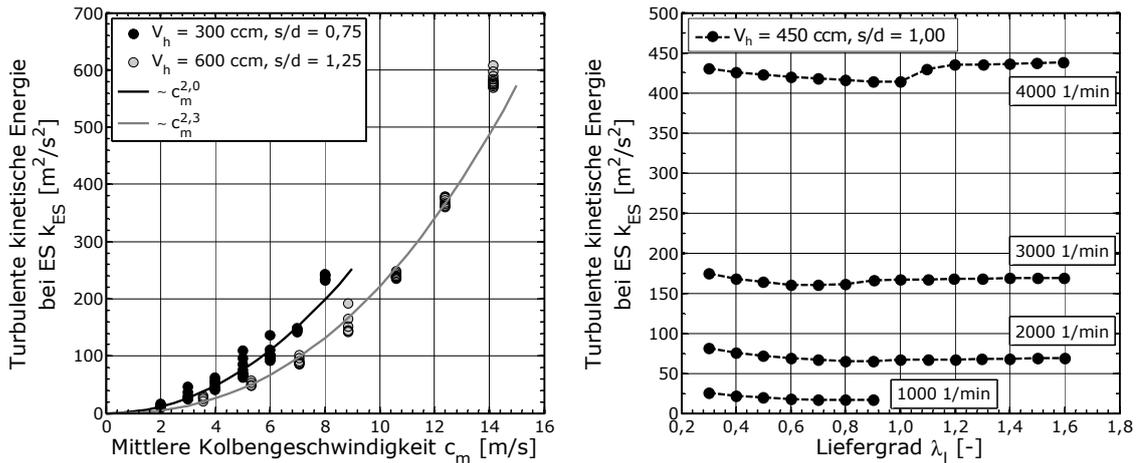
**Turbulenz:**

Zur Lösung der Transportgleichungen des  $k-\epsilon$ -Modells (Gl. 4.42, 4.43) wird für die turbulente kinetische Energie  $k$  ein Startwert bei ES benötigt. Dieser kann aus der quasidimensionalen Beschreibung des Strömungsfeldes heraus berechnet werden. Nach [80] stellt dabei die Einströmgeschwindigkeit am Ventilsitz eine wesentliche Größe dar, welche proportional mit der mittleren Kolbengeschwindigkeit ansteigt.

Ohne verfügbare Beschreibung des Strömungsfeldes wird  $k_{ES}$  in vielen Arbeiten alternativ mit Hilfe eines Ansatzes in Anlehnung an [92] abgeschätzt. Darin erfolgt eine Skalierung der Turbulenzgrößen über Einlassgeschwindigkeit und -geometrie.

$$k_{ES} \sim \left( \frac{c_m \cdot d^2 \cdot \lambda_l}{d_{EV} \cdot h_{EV}} \right)^2 \tag{4.50}$$

Berechnungen mit Hilfe des quasidimensionalen Strömungsmodells zeigen nach Abb. 4.21 ebenfalls eine in etwa quadratische Abhängigkeit der turbulenten kinetischen Energie von der Kolbengeschwindigkeit. Eine Abhängigkeit von der Zylinderfüllung, wie in Gl. 4.50 enthalten, zeigt sich allerdings nicht. Diese Beobachtung wird unter anderem in [50, 88] mit Verweis auf CFD-Rechnungen bestätigt. Als Begründung kann angeführt werden, dass die turbulente kinetische Energie eine spezifische Größe darstellt und daher nicht von der Zylinderfüllung abhängen kann.



**Abbildung 4.21:** Einfluss der Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  bzw. Drehzahl  $n$  und des Liefergrad  $\lambda_l$  auf die turbulente kinetische Energie bei ES  $k_{ES}$  (Simulation)

Damit kann auch bezüglich der Turbulenz im Rahmen verfügbarer Referenzangaben von einer plausiblen Modellierung der relevanten Phänomene ausgegangen werden. Inwieweit die quasidimensionalen Ansätze für Verbrennung, Wärmeübergang und Turbulenz auch bei der umfangreichen Variation der Skalierungsgrößen zu belastbaren Ergebnissen führen, wird in den folgenden Abschnitten beschrieben.

Abschließend stellt Abb. 4.22 vergleichende Ergebnisse am Teillastreferenzpunkt ( $n = 1500 \text{ 1/min}$ ,  $\lambda_l = 0,4$ ) für verschiedene Motorkonzepte dar.

Die Verlustteilung gemäß dem Vorgehen aus Abschnitt 2.2 zeigt aufgrund der gewählten Modellierungstiefe keinerlei Einfluss durch die Art der Gemischbildung (PFI, DI). Der Wechsel zu einem turboaufgeladenen Motorkonzept bewirkt in diesem Betriebspunkt nur minimale Wirkungsgradnachteile, da der erhöhte Abgasgedruck erst bei wesentlich höheren Abgasmassenströmen zu deutlich größeren Ladungswechselverlusten führt. Der relative Wirkungsgradvorteil einer ungedrosselten Lastregelung liegt unter der Voraussetzung ähnlicher Restgasmengen mit 5,1 % in etwa in dem Bereich, der für die Strategie frühes ES in diesem Betriebsbereich anzusetzen ist. Neben einer deutlichen Reduktion der Ladungswechselverluste bewirkt das Schließen der Einlassventile vor UT zudem eine Temperaturabsenkung im Brennraum. Damit stellen sich während der Verdichtungsphase günstigere thermodynamische Stoffwerte ein, die eine leichte Anhebung des vollkommenen Wirkungsgrades ermöglichen.

Abweichend vom Referenzbetriebspunkt können im gesamten betrachteten Teillastbereich vergleichbare Aussagen abgeleitet werden. Vor dem Hintergrund der energetischen Betrachtung des Motorprozesses kann damit von einer plausiblen Berechnung der wesentlichen Unterschiede zwischen den einzelnen Motorkonzepten ausgegangen werden. Auf die

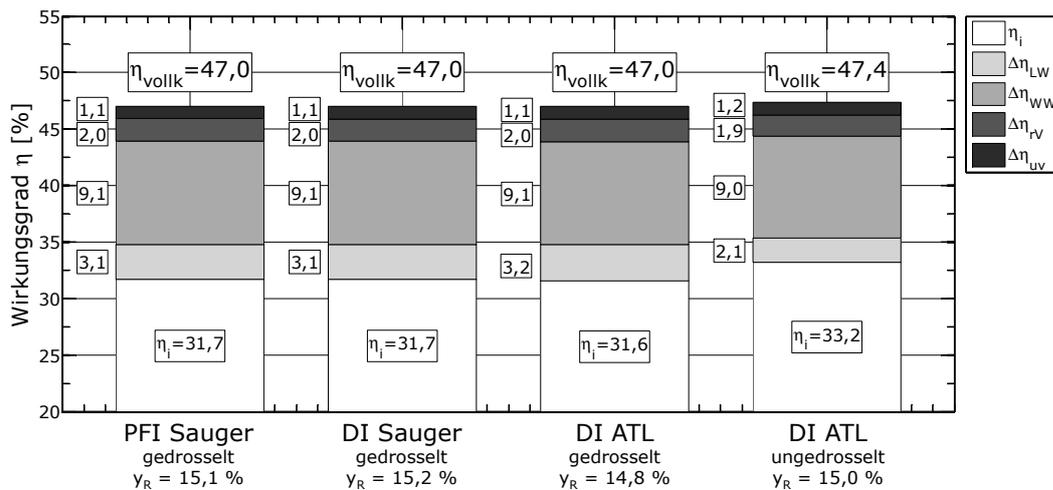


Abbildung 4.22: Verlustteilung für verschiedene Motorkonzepte am Referenzbetriebspunkt (Simulation)

Besonderheiten im aufgeladenen Lastbereich, in dem vor allem die Vermeidung der klopfenden Verbrennung oberste Priorität hat, wird weiter in Abschnitt 4.7 eingegangen.

## 4.4 Skalierung geometrischer Motorparameter

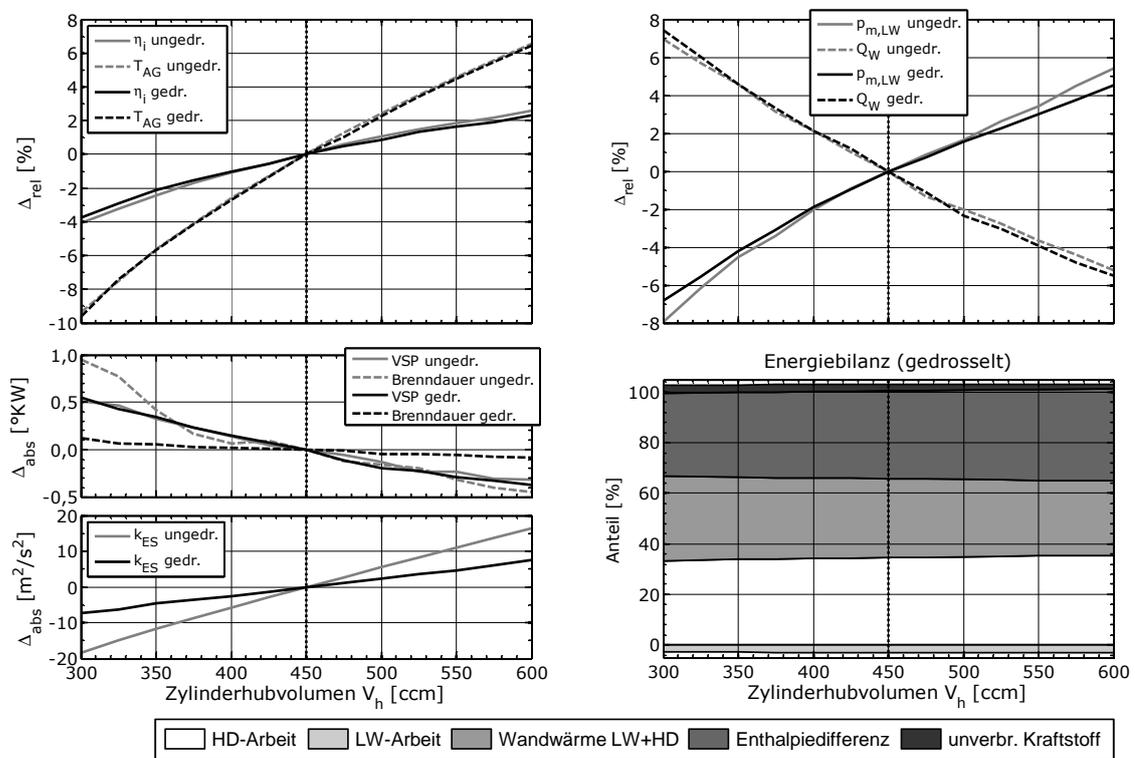
In diesem Abschnitt wird die Analyse der Wechselwirkungen zwischen den geometrischen Skalierungsgrößen und den motorischen Betriebsgrößen beschrieben, wie sie für die anschließende Ableitung der Skalierfunktionen notwendig ist. Mit Hilfe des skalierbaren Ladungswechsel- und Prozessmodells wird hierfür zunächst für jede Skalierungsgröße deren Einfluss auf den Motorprozess am Referenzbetriebspunkt untersucht. Neben einer reinen Betrachtung von gemittelten Prozessgrößen sowie einer zusammenfassenden Betrachtung der Energiebilanz werden zudem die Veränderungen von verbrennungs- und wandwärme-relevanten Parametern ausgewertet. In Verbindung mit einer detaillierten Verlustanalyse, welche eine wirkungsgradbehaftete Bewertung der veränderten Energiebilanz ermöglicht, wird damit ein grundlegendes Verständnis über die Auswirkungen einer geometrischen Skalierung eines Ottomotors geschaffen. Anschließend erfolgt die Untersuchung im gesamten Kennfeldbereich unter der Vorgabe eines idealen Verbrennungsschwerpunktes, wodurch der überlagerte Einfluss von Drehzahl und Last auf die Skalierung beispielhaft durch die Veränderung von Wirkungsgrad  $\eta_i$  und Abgastemperatur  $T_{AG}$  beschrieben wird. Die Auswirkungen einer geometrischen Skalierung auf das Klopfphänomen werden weiter in Abschnitt 4.7 behandelt.

Die Bandbreite der einzelnen Geometrievariationen werden ausgehend von den in Abschnitt 3.2.1 gemachten Beobachtungen auf  $300 \text{ ccm} < V_h < 600 \text{ ccm}$ ,  $0,75 < s/d < 1,25$  und  $8 < \epsilon < 16$  festgelegt und damit bezüglich  $V_h$  und  $s/d$  etwas eingeschränkt. Denn dadurch erhöht sich die Gültigkeit der zugrundegelegten Randbedingungen und Ähnlichkeitsbeziehungen deutlich, wobei immer noch mehr als 90 % der heutigen Ottomotoren abgedeckt werden.

Neben der separaten Variation einer jeden Skalierungsgröße werden im letzten Teil dieses Abschnittes auch die Effekte von Quereinflüssen zwischen den einzelnen Skalierungsgrößen geprüft, da diese besonders bei Geometrievariationen zu erwarten sind (vgl. Abschnitt 3.2.3).

#### 4.4.1 Zylinderhubvolumen

Die Ergebnisse einer Variation des Zylinderhubvolumens am Referenzbetriebspunkt zeigt Abb. 4.23 anhand des Verlaufs verschiedener Betriebsgrößen. Die Darstellung der Energiebilanz orientiert sich dabei an der Übersicht aus Abb. 2.7 auf S. 17. Qualitativ können die in Abschnitt 3.2.3 erwähnten Aussagen von [15, 44, 95] bestätigt werden. Wie allgemein anerkannt zeigen großvolumige Zylindereinheiten deutliche Wirkungsgradvorteile aufgrund abnehmender Wandwärmeverluste. Dabei zeigt sich insgesamt ein leicht degressiver Verlauf.

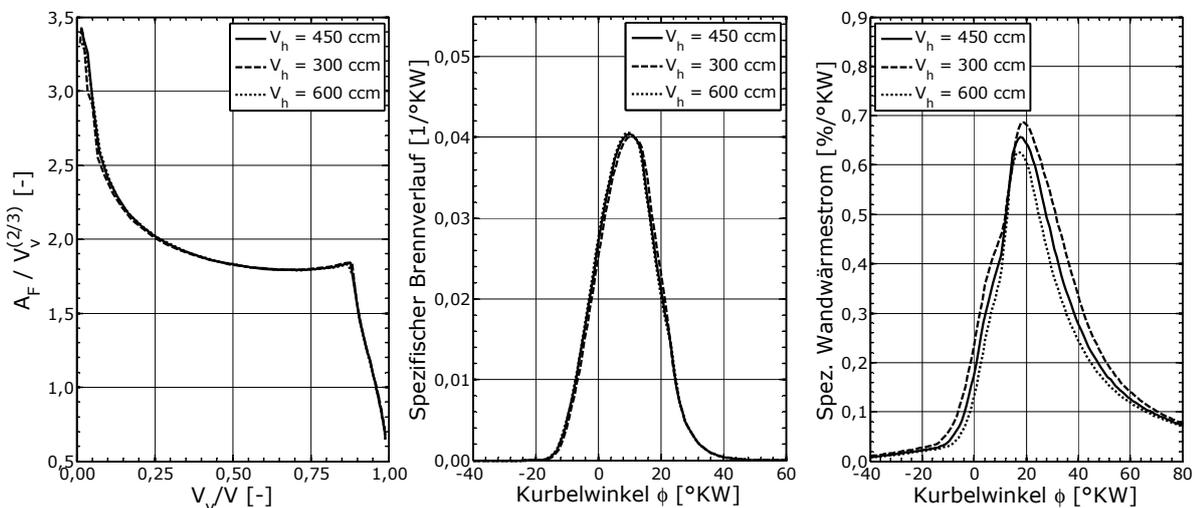


**Abbildung 4.23:** Einfluss des Zylinderhubvolumens  $V_h$  auf motorische Betriebsgrößen und die Energiebilanz bei gedrosselter und ungedrosselter Lastregelung (Simulation am Referenzbetriebspunkt)

Die erhöhte Wärmemenge im Brennraum kann jedoch nicht voll in mechanische Arbeit umgesetzt werden, wodurch es zu einem signifikanten Anstieg der Abgastemperatur kommt. Dazu trägt außerdem das insgesamt kleinere Oberflächen–Volumen–Verhältnis entlang des Auslass– und Abgastraktes bis zum Vergleichspunkt vor Katalysator bei. Trotz der gleichen Drosselung bei identischem Liefergrad steigen die Ladungswechselverluste mit größerem Zylinderhubvolumen. Dies kann durch die erhöhten Strömungsgeschwindigkeiten im Ansaugbereich infolge der höheren mittleren Kolbengeschwindigkeit bei großen Motoren begründet werden.

Insgesamt kann in diesem Zusammenhang kein bedeutender Unterschied zwischen einer gedrosselten und einer ungedrosselten Lastregelung festgestellt werden, da die Wirkungsweisen der Skalierung und der Lastregelung nahezu unabhängig voneinander sind.

Quantitativ liegen die Wirkungsgradveränderungen jedoch leicht unter den Werten vergleichbarer Studien. Eine mögliche Ursache kann darin begründet liegen, dass das quasidimensionale Verbrennungsmodell keine wesentlich kürzere Brenndauer für einen großvolumigen Brennraum berechnet. Ausgedrückt durch den Wert der turbulenten kinetischen Energie bei ES  $k_{ES}$  steigt das Turbulenzniveau zwar, so dass einerseits größere absolute Brenngeschwindigkeiten berechnet werden. Andererseits sind jedoch längere Flammenwege in einem großen Brennraum zurückzulegen. Zusammen mit den ähnlichen Verläufen der spezifischen Flammenoberfläche, welche sich aufgrund der geometrischen Ähnlichkeit der Brennräume einstellen, ergeben sich nahezu identische Brennverläufe für alle Zylinderhubvolumen (vgl. Abb. 4.24).



**Abbildung 4.24:** Einfluss des Zylinderhubvolumens  $V_h$  auf die spez. Flammenoberfläche, den Brennverlauf und den spez. Wandwärmestrom (Simulation am Referenzbetriebspunkt, gedrosselt)

Als zentrale Wechselwirkung bei einer Variation des Zylinderhubvolumens bleibt demnach die Beeinflussung der Wandwärmeverluste festzuhalten. Wie in Abb. 4.24 dargestellt, bleibt der spezifische Wandwärmestrom des größten Motors, trotz der früheren Verbrennungslage, während der gesamten Verbrennung am geringsten. Auch in der Form der Verlustteilung wird dieser Zusammenhang offensichtlich (vgl. Abb. 4.25). Darin zeigen sich auch die Nachteile der kleinen Brennräume bezüglich unverbrannter Kraftstoffanteile. Ein Effekt der mit dem gewählten Modellansatz plausibel berechnet werden kann.

Wie in Abb. 4.26 dargestellt ist im Kennfeldbereich der dominierende Einfluss der Wandwärmeverluste bezüglich des indizierten Wirkungsgrades ebenfalls deutlich erkennbar.

Im Bereich niedriger Drehzahl und Last ist der Anteil der Wandwärmeverluste an der motorischen Verlustbilanz am größten. Die Wirkungsgradunterschiede zwischen verschiedenen Zylinderhubvolumen sind demnach entsprechend hoch. In diesen Betriebspunkten ist außerdem der Anteil an unverbranntem Kraftstoff am größten, so dass dort die Nachteile kleiner Brennräume maximal sind. Mit steigender Drehzahl und Last nehmen die

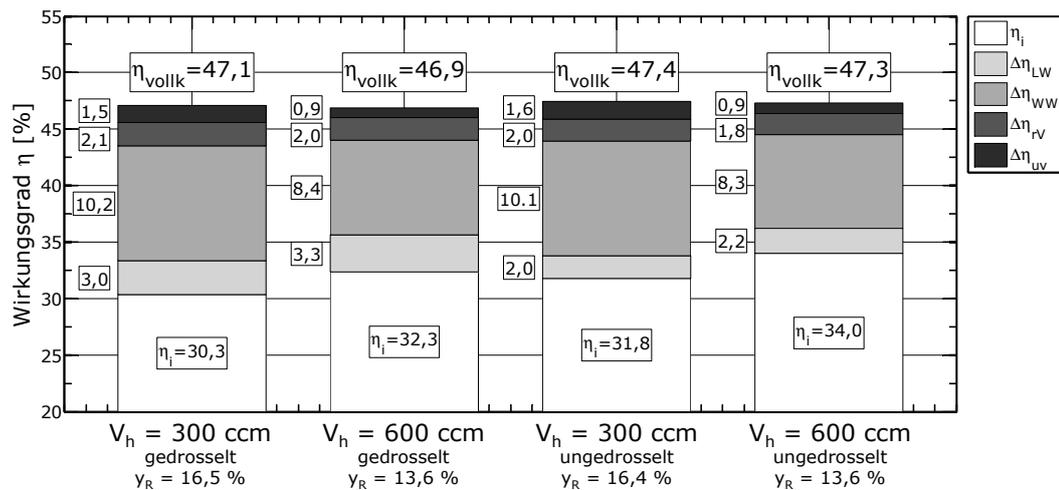


Abbildung 4.25: Verlustteilung für verschiedene Zylinderhubvolumen  $V_h$  bei gedrosselter und ungedrosselter Lastregelung am Referenzbetriebspunkt (Simulation)

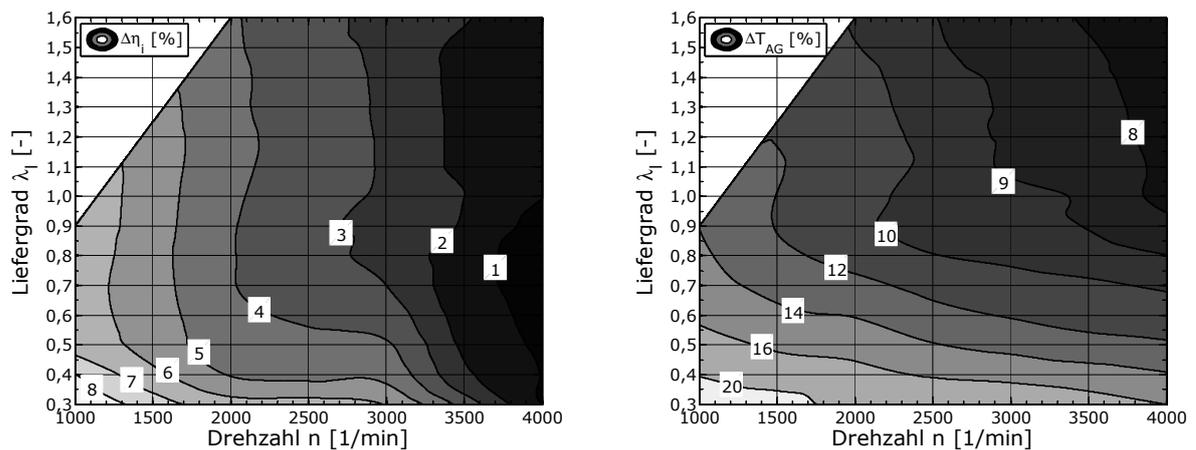


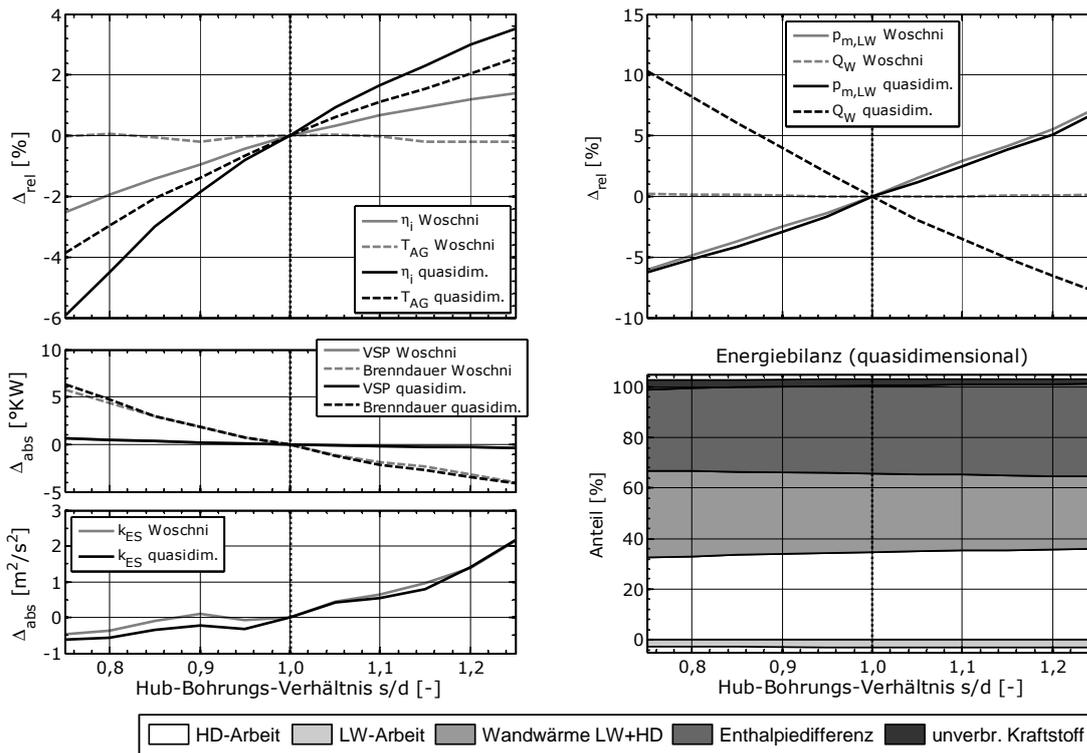
Abbildung 4.26: Rel. Veränderung des ind. Wirkungsgrades  $\eta_i$  (links) und der Abgastemperatur  $T_{AG}$  (rechts) bei Erhöhung des Zylinderhubvolumens von  $V_h = 300$  ccm auf  $V_h = 600$  ccm (Simulation, gedrosselt)

Wandwärmeverluste stetig ab, wodurch sich kleine und große Zylinder im Wirkungsgrad annähern. Zusätzlich nehmen die Ladungswechselverluste mit wachsender Drehzahl bei größeren Zylindern überproportional zu, so dass ab etwa 4000 1/min kaum mehr ein Wirkungsgradvorteil für große Zylinderhubvolumen vorhanden ist. Aufgrund dieser Tendenz kann bei sehr hohen Drehzahlen auch ein Wirkungsgradnachteil für große Zylinderhubvolumen entstehen.

Bezüglich der Abgastemperaturen stellt sich ein vergleichbares Bild ein, wobei der Lasteinfluss deutlich stärker ausgeprägt ist. Durch die prozentuale Angabe der Unterschiede liegt bei der Betrachtung der Abgastemperatur, aufgrund der großen Spreizung der vorkommenden Werte (300 °C bis 900 °C), ein starker Basiseffekt vor. Dieser überlagert die thermodynamischen Effekte, so dass bei maximalen Abgastemperaturen auch ein minimaler Unterschied zwischen der Abgastemperatur von kleinen und großen Zylinderhubvolumen erkennbar ist.

### 4.4.2 Hub-Bohrungs-Verhältnis

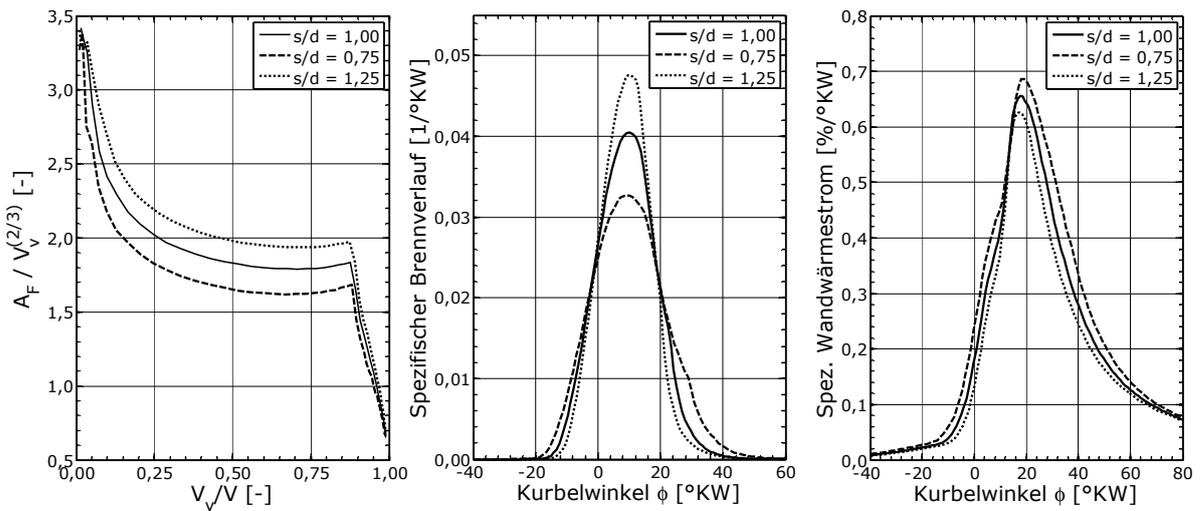
Wie bereits in Abschnitt 3.2.3.1 erläutert, kann gemäß der Untersuchungen nach [15, 37, 95] ein signifikanter Verbrauchsvorteil für langhubige Motoren ausgewiesen werden. In der Simulation kann dies durch eine Variation des Hub-Bohrungs-Verhältnis am Referenzbetriebspunkt auch bestätigt werden, wobei wiederum ein degressiver Verlauf festzustellen ist. (vgl. Abb. 4.27).



**Abbildung 4.27:** Einfluss des Hub-Bohrungs-Verhältnis  $s/d$  auf motorische Betriebsgrößen und die Energiebilanz bei Verwendung verschiedener Wärmeübergangsmodelle (Simulation am Referenzbetriebspunkt)

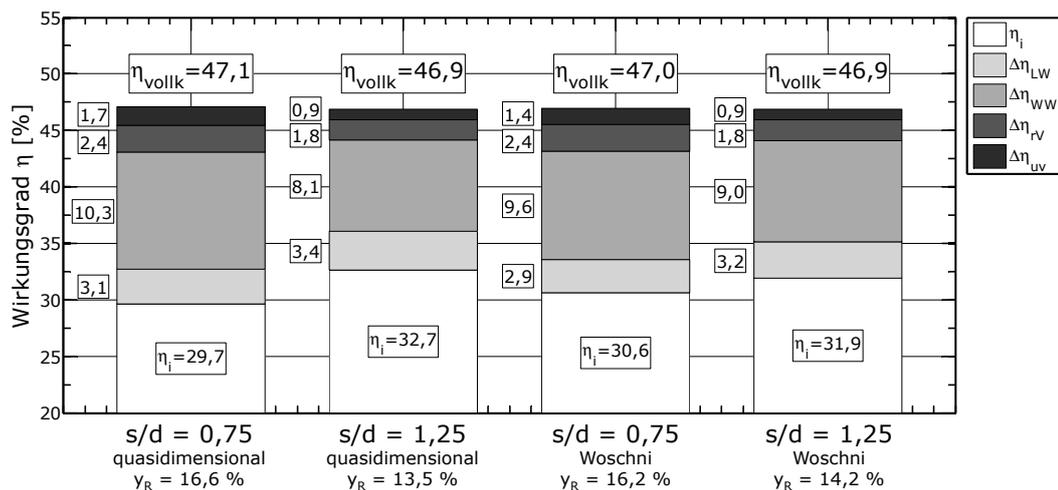
Unter Verwendung des empirischen Wärmeübergangsmodells nach Woschni [135] werden bei konstanter Kalibrierung jedoch zu geringe Wirkungsgradunterschiede zwischen kurz- und langhubigen Motoren ermittelt. Dies liegt daran, dass dieses Wärmeübergangsmodell keinen deutlichen Rückgang der Wandwärmeverluste für Langhuber berechnet, so wie es allgemein anerkannt ist. Der leichte Wirkungsgradgewinn mit steigendem Hub-Bohrungs-Verhältnis kann daher vor allem auf die deutlich kürzere Brenndauer zurückgeführt werden. Ein steigendes Turbulenzniveau sowie eine größere spezifische Flammenoberfläche während des gesamten Verbrennungsablaufes sorgen aufgrund des kompakteren Brennraums bei langhubigen Motoren für einen wesentlich schnelleren Brennverlauf (vgl. Abb. 4.28).

Eine größere Flammenoberfläche bedeutet im Umkehrschluss gleichzeitig, dass auch der Anteil der Brennraumwände, welche durch heiße Gase aus der verbrannten Zone benetzt werden, geringer ist. Dieser Effekt hat deutlich geringere Wandwärmeverluste zur Folge, aber kann nur mit einem quasidimensionalen Modellansatz abgebildet werden. Der in Abb. 4.27 dargestellte Vergleich mit dem Ansatz nach Woschni [135] zeigt daher, dass die



**Abbildung 4.28:** Einfluss des Hub–Bohrungs–Verhältnis  $s/d$  auf die spez. Flammenoberfläche, den Brennverlauf und den spez. Wandwärmestrom (Simulation am Referenzbetriebspunkt, quasidim. Wärmeübergangsmodell)

geometriebasierten Ansätze nach Morel [80, 82] einen Rückgang der Wandwärmeverluste mit steigendem Hub–Bohrungs–Verhältnis berechnen. Die Steigerung des indizierten Wirkungsgrades ist damit bedeutend höher und liegt auch quantitativ auf dem Niveau vergleichbarer Untersuchungen. Analog zur Variation des Zylinderhubvolumens bewirkt auch in diesem Zusammenhang ein Reduktion der Wandwärmeverluste einen Anstieg der Abgastemperatur. Aufgrund der kleinen Querschnitte entlang des Auslass– und Abgastraktes fällt dieser im Vergleich zu großvolumigen Zylindern bei langhubigen Motoren jedoch deutlich geringer aus.

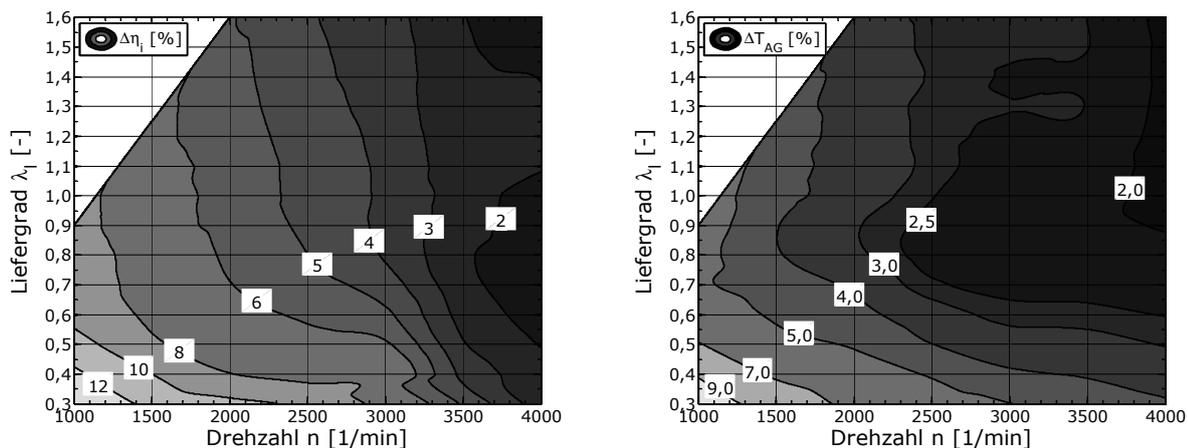


**Abbildung 4.29:** Verlustteilung für verschiedene Hub–Bohrungs–Verhältnisse  $s/d$  bei Verwendung verschiedener Wärmeübergangsmodelle am Referenzbetriebspunkt (Simulation)

Wie dominierend der Einfluss der Wandwärmeverluste auch bei einer Skalierung des Hub–Bohrungs–Verhältnis ist, zeigt wiederum die in Abb. 4.29 dargestellte Verlustteilung. Analog zur Verlustteilung bei verschiedenen Zylinderhubvolumen werden darin auch die leichten Veränderungen bei den Ladungswechselverlusten und den Verlusten durch unverbrannten

Kraftstoff deutlich, welche auf dieselben Effekte zurückzuführen sind.

Die Ähnlichkeit der Wechselwirkungen bei einer Skalierung von Zylinderhubvolumen und Hub–Bohrungs–Verhältnis setzt sich auch im Kennfeldbereich fort, so dass sich in Analogie zu Abb. 4.26 vergleichbare Tendenzen ergeben (vgl. Abb. 4.30). Bezüglich Wirkungsgrad und Abgastemperatur zeigen sich die größten Unterschiede zwischen Lang– und Kurzhubern vor allem bei niedrigen Drehzahlen und Lasten. Mit steigender Last und besonders Drehzahl nähern sich die Motoren an, so dass bei sehr hohen Drehzahlen auch Kurzhuber Wirkungsgradvorteile haben können.

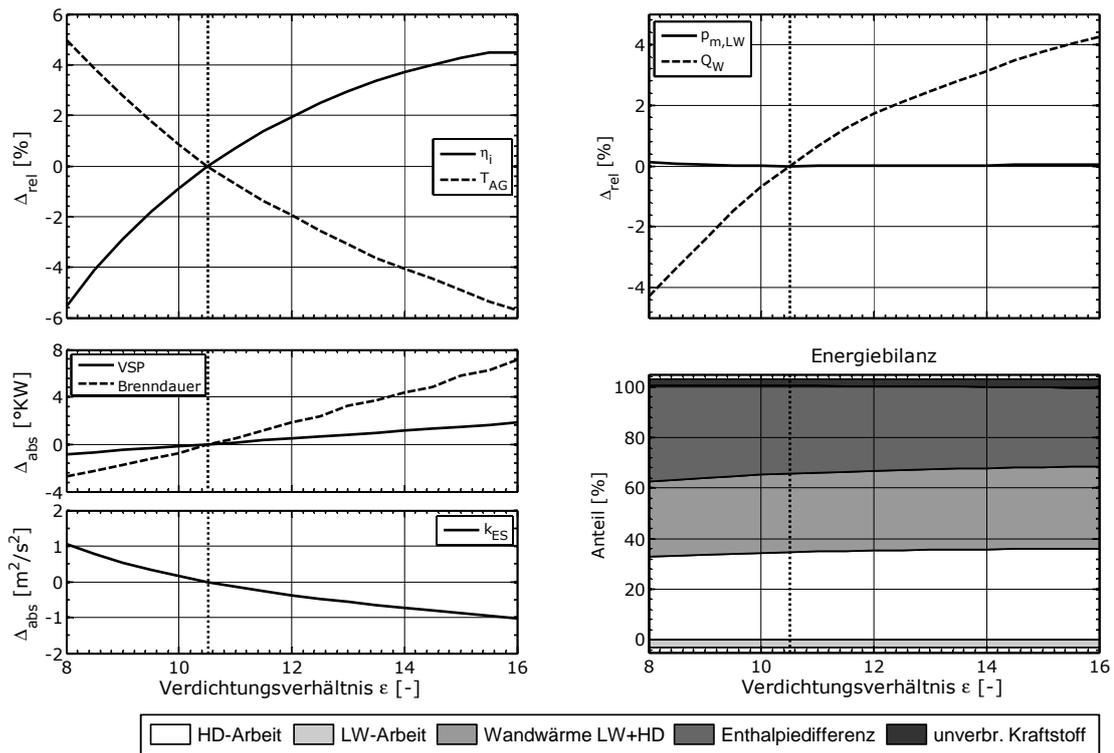


**Abbildung 4.30:** Rel. Veränderung des ind. Wirkungsgrades  $\eta_i$  (links) und der Abgastemperatur  $T_{AG}$  (rechts) bei Erhöhung des Hub–Bohrungs–Verhältnis von  $s/d = 0,75$  auf  $s/d = 1,25$  (Simulation, quasidim. Wärmeübergangsmodell)

### 4.4.3 Verdichtungsverhältnis

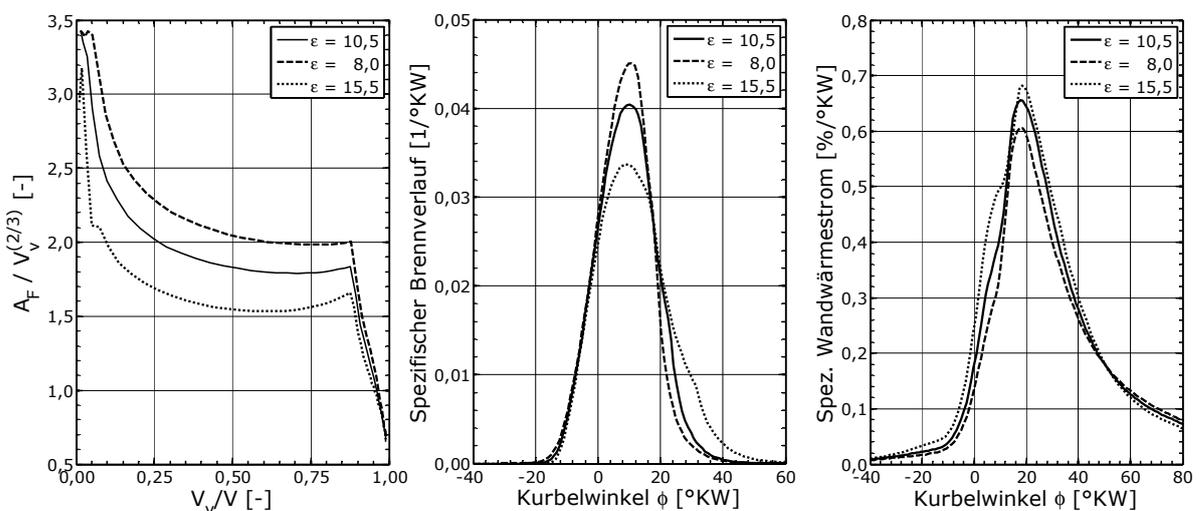
Die Erhöhung des Verdichtungsverhältnis als Maßnahme zur Verbrauchssenkung kann bereits aus der Analyse des Gleichraumprozesses abgeleitet werden (vgl. Abschnitt 2.2). Doch wie bereits gezeigt wurde, kann nur ein geringer Teil dieses theoretischen Potenzials in eine Steigerung des indizierten Wirkungsgrades umgesetzt werden. Als dominierende Ursache in der Teillast können die steigenden Wandwärmeverluste durch eine Variation des Verdichtungsverhältnis am Referenzbetriebspunkt eindeutig bestätigt werden. Die in Abb. 4.31 dargestellten Resultate zeigen eine abnehmende Wirkungsgradsteigerung bei höheren Verdichtungsverhältnissen, wie sie bereits beim theoretischen Vergleichsprozess zu erkennen ist. Nahezu gespiegelt dazu nimmt die Abgastemperatur aufgrund der höheren Wandwärmeverluste und des größeren Expansionsgrades stetig ab.

Neben erhöhten Wandwärmeverlusten und der dadurch späteren optimalen Lage des Verbrennungsschwerpunktes, bewirkt eine Verdichtungserhöhung auch eine signifikante Verlängerung der Brenndauer. Aufgrund des höheren Druck– und Temperaturniveaus im Brennraum herrschen zwar bessere Bedingungen während der Entflammungsphase. Wie die Analyse der spezifischen Flammenoberfläche in Abb. 4.32 jedoch zeigt, führt die zunehmende Verkleinerung des Brennraums zu kleineren Flammenoberflächen und damit zu einer Verlangsamung des Brennverlaufs während der Umsetzungs– und Nachbrennphase. Dieser Sachverhalt



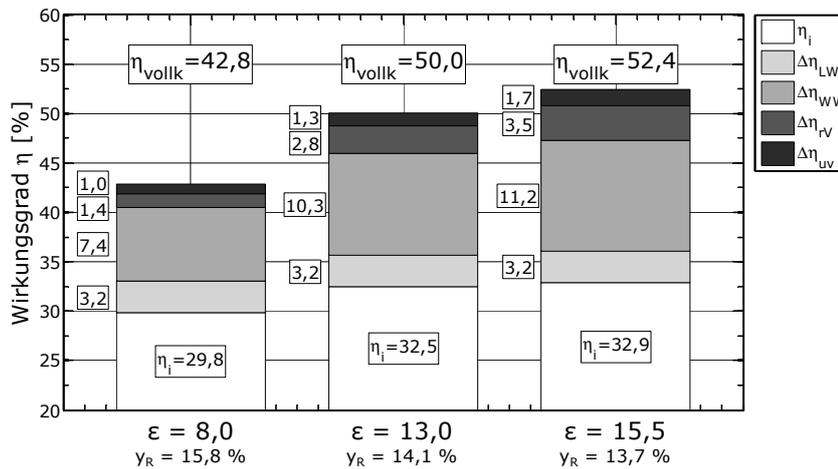
**Abbildung 4.31:** Einfluss des Verdichtungsverhältnisses  $\epsilon$  auf motorische Betriebsgrößen und die Energiebilanz (Simulation am Referenzbetriebspunkt)

wird nicht nur in [5, 6] erwähnt, sondern kann auch über stichpunktartig durchgeführte Druckverlaufsanalysen bestätigt werden. In der Darstellung der spezifischen Wandwärmeströme zeigt Abb. 4.32 außerdem die hohen Wandwärmeverluste in OT-Nähe bei Motoren mit angehobenem Verdichtungsverhältnis. Diese machen sich aufgrund des hohen Gleichraumgrades besonders negativ in der Wirkungsgradbilanz bemerkbar.



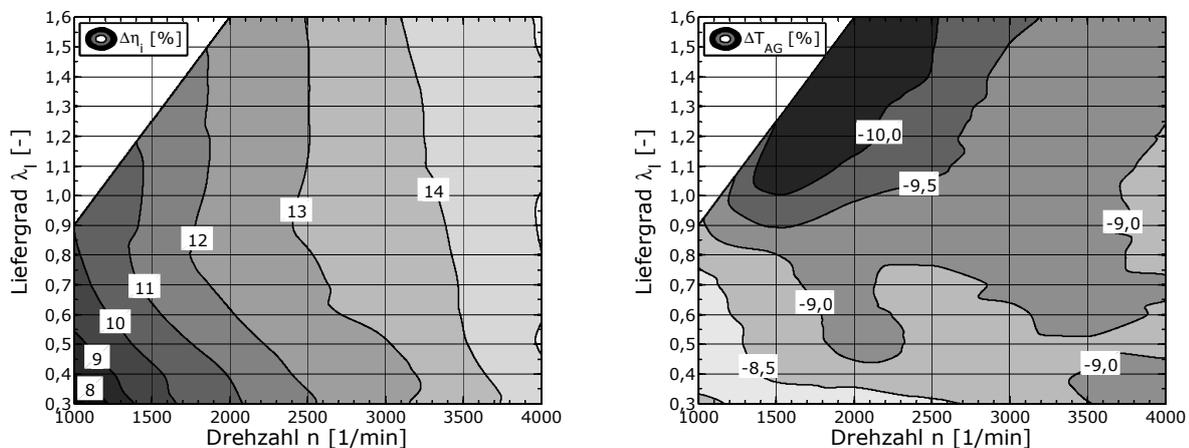
**Abbildung 4.32:** Einfluss des Verdichtungsverhältnisses  $\epsilon$  auf die spez. Flammenoberfläche, den Brennverlauf und den spez. Wandwärmestrom (Simulation am Referenzbetriebspunkt)

Die detaillierte Verlustteilung für verschiedene Verdichtungsverhältnisse zeigt, dass der Verlustanteil durch reale Verbrennung keineswegs zu vernachlässigen ist und insbesondere bei hohen Verdichtungsverhältnissen einen beachtlichen Beitrag in der Verlustkette liefert (vgl. Abb. 4.33). Zudem kann man von einem leichten Anstieg der unverbrannten Kraftstoffanteile ausgehen, da die Abnahme der Flammenoberfläche auch wiederum ein Indiz für eine stärkere Benetzung der Brennraumwand ist.



**Abbildung 4.33:** Verlustteilung für verschiedene Verdichtungsverhältnisse  $\epsilon$  am Referenzbetriebspunkt (Simulation)

Ausgehend von der erneut dominanten Rolle der Wandwärmeverluste kann wiederum ein charakteristischer Verlauf der Wirkungsgradänderung im Kennfeldbereich festgestellt werden (vgl. Abb. 4.34). Im Vergleich zu den beiden vorangegangenen Abschnitten ist die Tendenz bezüglich Wirkungsgrad im Falle einer Skalierung des Verdichtungsverhältnis jedoch invers. Das heißt in Betriebspunkten mit hohen Wandwärmeverlusten, also bei niedrigen Drehzahlen und Lasten, bewirkt eine Verdichtungserhöhung nur eine geringe Wirkungsgradverbesserung. Erst mit einem Anstieg von Drehzahl und Last wirkt sich unter der Voraussetzung einer idealen Verbrennungslage eine Verdichtungserhöhung immer positiver aus.

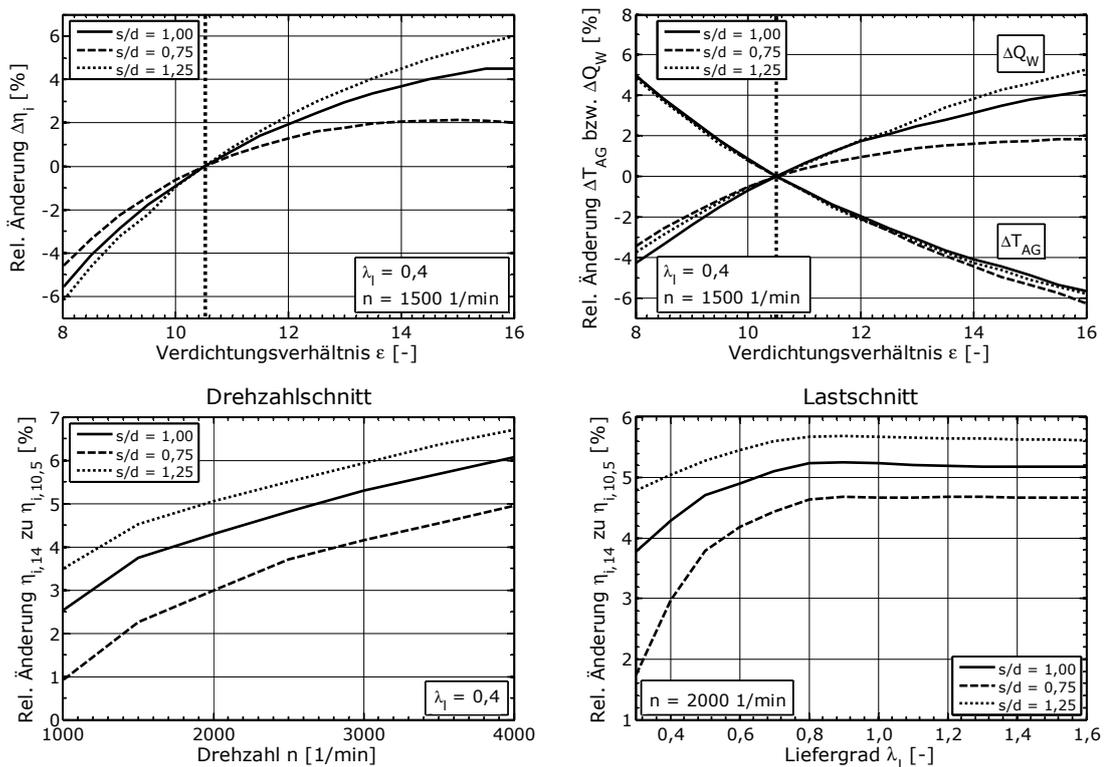


**Abbildung 4.34:** Rel. Veränderl. des ind. Wirkungsgrades  $\eta_i$  (links) und der Abgastemperatur  $T_{AG}$  (rechts) bei Erhöhung des Verdichtungsverhältnis von  $\epsilon = 8$  auf  $\epsilon = 14$  (Simulation)

Bezüglich des Abfalls der Abgastemperatur stellt sich im Kennfeld keine klare Tendenz über Drehzahl und Last ein. Vielmehr überlagern sich die thermodynamischen Effekte mit dem Basiseffekt aus der relativen Betrachtung, so dass sich nur eine äußerst geringe Spreizung der Werte von etwa 1,5 % ergibt. In erster Näherung kann damit von einem betriebspunkt-unabhängigen Einfluss der Verdichtungsänderung auf die Abgastemperatur ausgegangen werden.

#### 4.4.4 Wechselwirkungen zwischen geometrischen Motorparametern

Als wesentliche Schlussfolgerung aus den Resultaten der vorangegangenen Abschnitte bleibt festzuhalten, dass die Wandwärmeverluste bei der Skalierung der ausgewählten Geometrieparameter eine zentrale Rolle einnehmen. Ausgehend von den in [15, 85] gemachten Aussagen muss daher mit starken Quereinflüssen zwischen den einzelnen Geometrieparametern gerechnet werden, die bei deren Skalierung unbedingt berücksichtigt werden müssen. Aufbauend auf die separate Variation eines jeden Geometrieparameters am Referenzbetriebspunkt werden daher weiterführende Variationen aus einer Kombination aller Geometrieparameter durchgeführt. Daraus zeigt Abb. 4.35 beispielhaft die Simulationsergebnisse einer Variation des Verdichtungsverhältnis bei verschiedenen Hub-Bohrungs-Verhältnissen.



**Abbildung 4.35:** Einfluss des Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  auf motorische Betriebsgrößen bei verschiedenen Hub-Bohrungs-Verhältnissen (Simulation am Referenzbetriebspunkt sowie Drehzahl- und Lastschnitt)

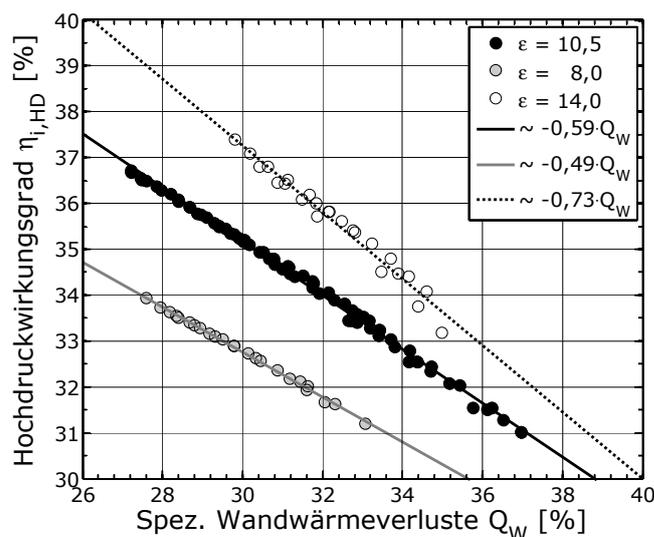
Es zeigt sich deutlich, dass eine Verdichtungserhöhung beim thermodynamisch günstigeren Brennraum des Langhubers zu einer höheren relativen Wirkungsgradsteigerung führt als beim Kurzhuber. Und dies obwohl der absolute Basiswirkungsgrad des langhubigen Motors

im Referenzbetriebspunkt schon deutlich höher ist. Die Steigerung der Wandwärmeverluste ist bei einem Hub-Bohrungs-Verhältnis von  $s/d = 1,25$  zwar tendenziell größer. Aufgrund des nach wie vor geringeren absoluten Niveaus kann ausgehend vom Gleichraumprozess ein höherer Wirkungsgradgewinn erzielt werden. Wegen der ähnlichen Tendenz der Änderung von Wirkungsgrad und Wandwärmeverlusten ist bezüglich der Abgastemperatur kein bedeutender Quereinfluss erkennbar. Die Kennfeldschnitte in Drehzahl- und Lastrichtung verdeutlichen zudem, dass der Quereinfluss besonders bei niedriger Drehzahl und Last ins Gewicht fällt. Also in Betriebspunkten in denen das Niveau der Wandwärmeverluste wiederum hoch ist.

Ein ähnliches Bild wie in Abb. 4.35 stellt sich auch bei einer Variation des Verdichtungsverhältnis bei verschiedenen Zylinderhubvolumen dar. Als Fazit kann daher die Aussage aus Abschnitt 3.2.3.2 bestätigt werden, dass jeder Einfluss, der zu einer Reduktion der Wandwärmeverluste führt, die Möglichkeiten einer Wirkungsgradsteigerung durch Verdichtungserhöhung verstärkt.

Umgekehrt schwächt ein Einfluss, welcher die Wandwärmeverluste reduziert, die Wirkungsgradänderung infolge einer Variation des Zylinderhubvolumens bzw. des Hub-Bohrungs-Verhältnis ab. Demnach wirkt sich beispielsweise eine Änderung des Zylinderhubvolumens am wenigsten bei einem hohen Hub-Bohrungs-Verhältnis und einem niedrigen Verdichtungsverhältnis auf den Verbrauch aus.

Durch eine Betrachtung des Hochdruckwirkungsgrades in Abhängigkeit der spezifischen Wandwärmeverluste für alle am Referenzbetriebspunkt durchgeführten Variationen der Geometrieparameter kann der grundlegende Einfluss der Wandwärmeverluste auf den Motorprozess noch einmal verdeutlicht werden. Wie in Abb. 4.36 dargestellt, ergeben sich für jedes Niveau des Verdichtungsverhältnis klare lineare Zusammenhänge. Der Gradient ist dabei umso steiler, je größer das Verdichtungsverhältnis ist. Denn wie bereits festgestellt, bewirkt eine Verdichtungserhöhung eine umso kleinere Wirkungsgradsteigerung, je höher das Niveau der Wandwärmeverluste ist.



**Abbildung 4.36:** Einfluss der spez. Wandwärmeverluste  $Q_W$  auf den Hochdruckwirkungsgrad  $\eta_{i,HD}$  bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen (Simulation am Referenzbetriebspunkt)

## 4.5 Skalierung motorischer Betriebsparameter

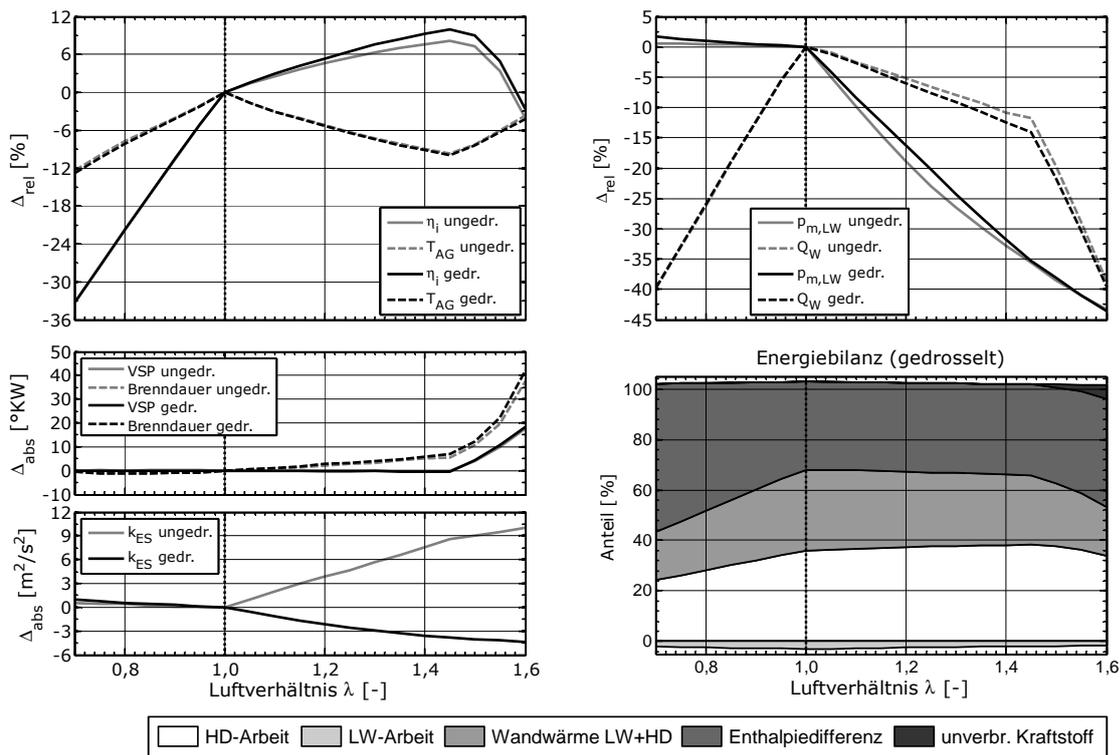
Im Folgenden wird die Untersuchung der Wechselwirkungen zwischen den motorischen Skalierungsgrößen und den motorischen Betriebsgrößen beschrieben. Die Vorstellung der erzielten Resultate orientiert sich dabei an dem Vorgehen aus Abschnitt 4.4. Daher werden neben der separaten Variation von Luftverhältnis  $\lambda$  und Restgasanteil  $y_R$  auch wiederum die Wechselwirkungen untereinander analysiert. Die Bandbreite der einzelnen Variationen werden auf einen thermodynamisch sinnvollen Bereich von  $0,7 < \lambda < 1,6$  und  $y_R < 25\%$  festgelegt. Bezüglich des Restgasanteils wird dabei genauer auf die Art der Restgassteuerung (intern, extern oder kombiniert) eingegangen, da sie entscheidend auf die Wirkung der veränderten Restgasmenge Einfluss nimmt und damit auch auf die Ableitung der Skalierfunktionen.

### 4.5.1 Luftverhältnis

Ausgehend von einem stöchiometrischen Betrieb am Referenzbetriebspunkt wird das Gemisch sowohl angefettet als auch deutlich abgemagert. Im Falle der Anfettung wird dabei eine konstante Luftmenge pro Arbeitsspiel angenommen und damit wie auch bei den bereits beschriebenen Variationen ein konstanter Liefergrad als Vergleichswert bezüglich der Last festgelegt. Im Falle der Abmagerung wird hingegen eine konstante Kraftstoffmenge zugrundegelegt, wodurch mit steigendem Luftverhältnis auch der Liefergrad zunimmt. Als Vergleichswert wird daher der in Abschnitt 2.1 definierte normierte Liefergrad  $\lambda'_l$  herangezogen. Obwohl die Anfettung im Teillastbereich in keinerlei Hinsicht eine zielführende motorische Maßnahme darstellt, wird der unterstöchiometrische Betrieb trotzdem auch am Referenzbetriebspunkt analysiert. Denn die Tendenzen am Referenzbetriebspunkt gelten unter der Voraussetzung eines idealen Verbrennungsschwerpunktes stellvertretend auch für andere Betriebspunkte, in denen heutige Ottomotoren sehr wohl unter Anfettung betrieben werden. Abb. 4.37 fasst die erzielten Simulationsergebnisse sowohl für gedrosselte als auch ungedrosselte Lastregelung grafisch zusammen.

Unabhängig von der Lastregelung führt eine Anfettung zu einem drastischen Wirkungsgradabfall, welcher annähernd linear verläuft. In erster Näherung kann einen Gradient von etwa  $-10\%$  bis  $-11\%$  pro  $0,1$   $\lambda$ -Einheiten angenommen werden. Durch die zusätzlich eingebrachte Kraftstoffmenge sinkt infolge der höheren Wärmekapazität und der größeren Verdampfungsenthalpie das Temperaturniveau im Brennraum. Dementsprechend sinken auch die Abgastemperatur sowie die Wandwärmeverluste. Die durch die Anfettung leicht beschleunigte Verbrennung wirkt diesen Tendenzen nur unwesentlich entgegen.

In Richtung magerer Luftverhältnisse ist gemäß der bereits in Abschnitt 3.3.1 gemachten Aussagen ein signifikanter Wirkungsgradanstieg erreichbar. Eine Verbesserung von  $9\%$  bei  $\lambda = 1,4$  liegt in etwa im Bereich verfügbarer Messergebnisse (vgl. Abb. 3.14 S. 40). Neben einem gesteigerten vollkommenen Wirkungsgrad trägt vor allem die Entdrosselung zu einer Verbrauchssenkung bei. Erkennbar ist dieser Effekt am deutlich sinkenden Ladungswechselmitteldruck. Daher ist das Potenzial zur Wirkungsgradsteigerung bei ungedrosselter Lastregelung auch etwas abgeschwächt, da das Niveau der Ladungswechselperluste bereits im stöchiometrischen Betrieb bedeutend niedriger ist.



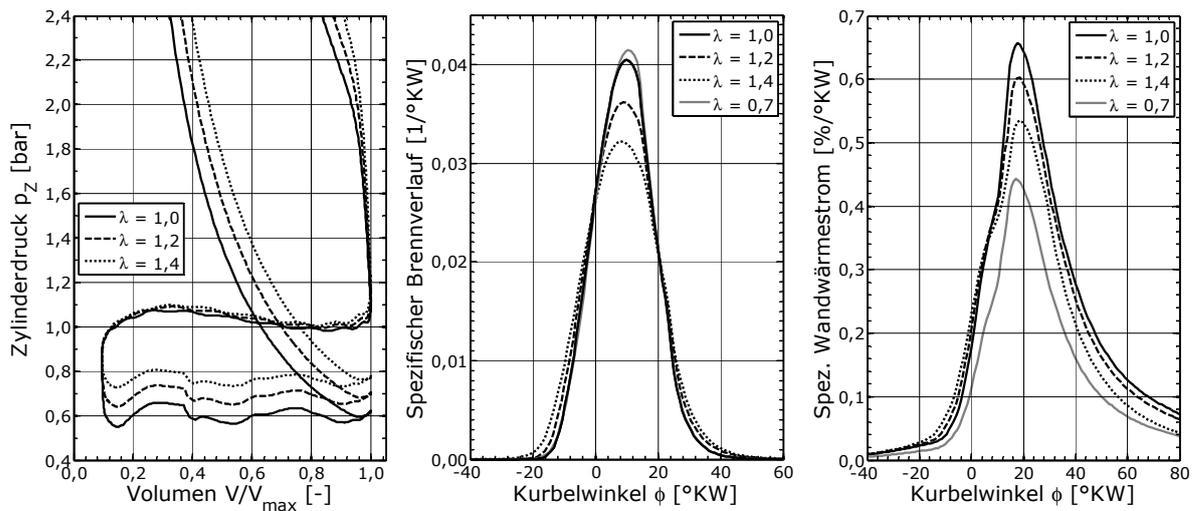
**Abbildung 4.37:** Einfluss des Luftverhältnis  $\lambda$  auf motorische Betriebsgrößen und die Energiebilanz bei gedrosselter und ungedrosselter Lastregelung (Simulation am Referenzbetriebspunkt)

Je nach Auslegung eines Motors sind der Abmagerung aufgrund der zunehmenden Brenndauer jedoch Grenzen gesetzt. Ab einem charakteristischen Verdünnungslimit verlängert sich die Entflammungsphase so stark, dass auch bei maximaler Vorzündung der optimale Verbrennungsschwerpunkt nicht mehr darstellbar ist. Damit sinkt der Wirkungsgrad, da die starke Zunahme der Verbrennungsverluste die Vorteile der Entdrosselung überkompensiert. Ebenso bewirkt das Erreichen der Abmagerungsgrenze eine Unstetigkeit im Verlauf der Abgastemperatur und der Wandwärmeverluste.

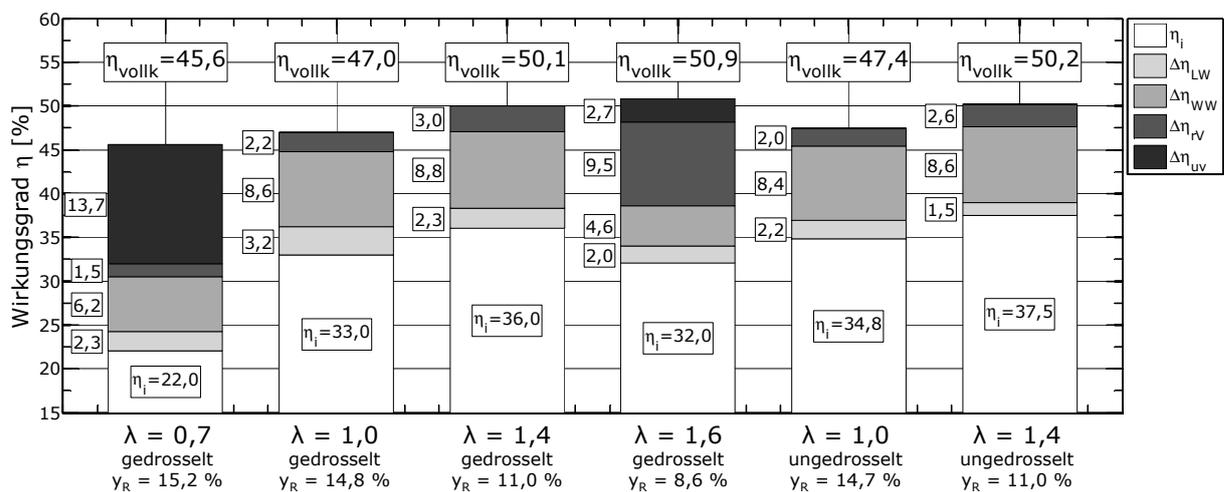
Insgesamt können die wichtigsten Effekte im Bereich der Abmagerungsgrenze durch das gewählte Verbrennungsmodell plausibel wiedergegeben werden. Neben der Grundausslegung eines Motors hängt die Abmagerungsgrenze aber noch von vielen weiteren Faktoren ab (Zündsystem, Ansaugkanalauslegung, Gemischbildung, etc.), die im Rahmen dieser Studie nicht berücksichtigt werden können. Quantitative Aussagen über die Lage der Abmagerungsgrenze in Abhängigkeit der Skalierungsparameter können daher nicht gemacht werden. Für die Ableitung der Skalierfunktionen werden daher nur die Betriebspunkte bis zum Wirkungsgradmaximum bei optimalem Verbrennungsschwerpunkt verwendet.

Zusammenfassend kann der Einfluss einer Variation des Luftverhältnis auf Ladungswechsel, Verbrennungsablauf und Wandwärmestrom in der Darstellung von Abb. 4.38 noch einmal nachvollzogen werden.

Ebenso gibt die Verlustteilung wiederum Aufschluss darüber, wie sich die Veränderungen aus der energetischen Betrachtung wirklich im Motorprozess auswirken (vgl. Abb. 4.39).



**Abbildung 4.38:** Einfluss des Luftverhältnis  $\lambda$  auf die Ladungswechselschleife, den Brennverlauf und den spez. Wandwärmestrom (Simulation am Referenzbetriebspunkt, gedrosselt)

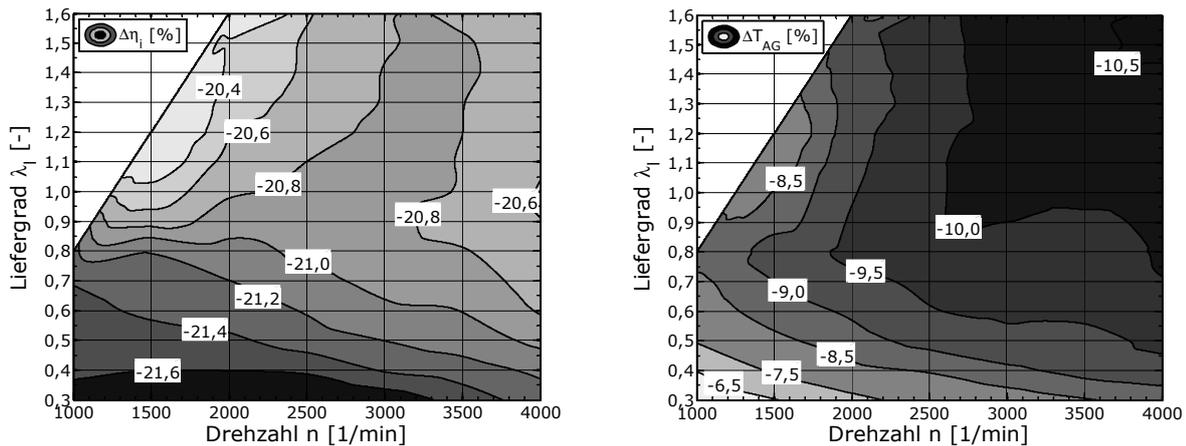


**Abbildung 4.39:** Verlustteilung für verschiedene Luftverhältnisse  $\lambda$  bei gedrosselter und ungedrosselter Lastregelung am Referenzbetriebspunkt (Simulation)

Dabei wird im unterstöchiometrischen Betrieb die zusätzliche Kraftstoffmasse, die aufgrund des fehlenden Sauerstoffs nicht umgesetzt wird, den Verlusten durch unverbrannte Kraftstoffanteile zugeschrieben. Ausgehend von einem relativ hohen vollkommenen Wirkungsgrad bei vollständiger Umsetzung wird dieser Verlustanteil deshalb entsprechend hoch. Außerdem wird ein solcher Verlustanteil für den Betriebspunkt jenseits der Abmagerungsgrenze ausgewiesen ( $\lambda = 1,6$ ), obwohl die Variation der motorischen Skalierungsgrößen ohne den Modellansatz für unvollkommene Verbrennung erfolgt. Dies kann damit begründet werden, dass die Brenndauer so lange ist und der Verbrennungsschwerpunkt so spät liegt, so dass keine vollständige Umsetzung bis zum Öffnen der Auslassventile erfolgen kann. Entsprechend hoch sind daher auch die Verluste durch reale Verbrennung. Auf den ersten Blick widersprüchlich zur Energiebilanz mögen die mit der Abmagerung steigenden Wandwärmeverluste erscheinen. Dies liegt jedoch in der Methodik der Verlustteilung begründet, welche die einzelnen Verlustanteile immer auf die Basis des mit zunehmender Abmagerung

steigenden vollkommenen Wirkungsgrades bezieht.

Unter der Voraussetzung einer idealen Verbrennungslage wirkt sich im Falle einer Anfettung die zusätzlich eingebrachte Kraftstoffmenge im gesamten Kennfeldbereich dominierend auf die Veränderung des Verbrauchs aus (vgl. Abb. 4.40). Nahezu unabhängig von den sich mit Drehzahl und Last ändernden thermodynamischen Randbedingungen kann der bereits am Referenzbetriebspunkt abgeleitete Gradient der Wirkungsgradreduktion angenommen werden.

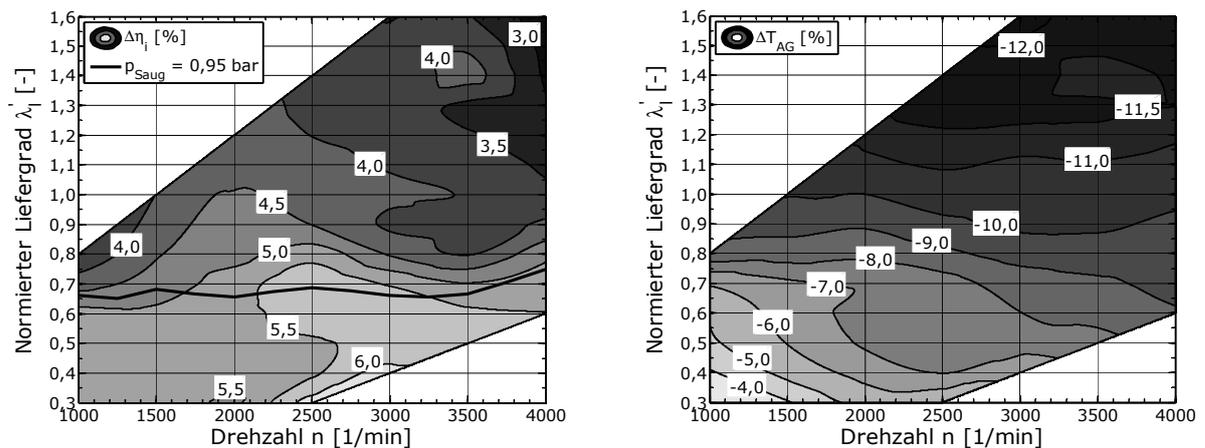


**Abbildung 4.40:** Rel. Veränderung des ind. Wirkungsgrades  $\eta_i$  (links) und der Abgastemperatur  $T_{AG}$  (rechts) bei Reduktion des Luftverhältnis von  $\lambda = 1,0$  auf  $\lambda = 0,8$  (Simulation, gedrosselt)

Bezüglich der Abgastemperatur ist jedoch eine deutliche Betriebspunktabhängigkeit erkennbar. Denn insbesondere in hohen Drehzahlen und Lasten und damit im Bereich der heißesten Abgastemperaturen ist der Kühleffekt infolge der Anfettung am stärksten. Ausschließlich bei niedriger Drehzahl und sehr hoher Last wird diese Tendenz von den in diesem Kennfeldbereich auftretenden Spülvorgängen während des Ladungswechsels überlagert. Denn durch diese Spülung des Brennraums, welche auch als „Scavenging“ bezeichnet wird, erhöht sich der Luftdurchsatz durch den Motor und damit auch die thermisch relevante Wärmekapazität pro Arbeitsspiel.

Im Falle der Abmagerung muss der Einfluss des Luftverhältnis auf den Verbrauch differenzierter betrachtet werden. Bei der Betrachtung am Referenzbetriebspunkt konnte die Reduktion der Ladungswechselperluste als ein wesentlicher Effekt identifiziert werden. Diese Entdrosselung ist jedoch nur unterhalb der Saugvolllast wirksam. Ist in der Sauganlage in etwa Umgebungsdruck erreicht, entfällt dieses Potenzial bei einer Abmagerung. Wie in Abb. 4.41 erkennbar, kann daher eine Grenzlinie gezogen werden, ab welcher der Motor als „entdrosselt“ angenommen werden kann.

Darunter kann ein einheitlicher Einfluss der Abmagerung auf den indizierten Wirkungsgrad ermittelt werden, welcher etwas mit der Drehzahl und damit steigenden Ladungswechselverlusten zunimmt. Betriebspunkte bei hohen Drehzahlen und sehr niedriger Last sind bei diesem Vergleich ausgenommen, da dort aufgrund der zunehmenden Dauer der Entflammungsphase kein idealer Verbrennungsschwerpunkt mehr dargestellt werden kann. Oberhalb der Grenzlinie nimmt die Wirkungsgradverbesserung mit zunehmender Drehzahl und Last



**Abbildung 4.41:** Rel. Veränderung des ind. Wirkungsgrades  $\eta_i$  (links) und der Abgastemperatur  $T_{AG}$  (rechts) bei Erhöhung des Luftverhältnis von  $\lambda = 1,0$  auf  $\lambda = 1,2$  (Simulation, gedrosselt)

etwas ab, da die für eine Abmagerung notwendige Luftmenge nur durch einen gesteigerten Saugrohrdruck in den Brennraum gebracht werden kann. Unter vergleichbaren Randbedingungen ist die erzielbare Volllast bei geringen Drehzahlen daher auch gegenüber dem stöchiometrischen Betrieb reduziert. Die Konsequenz aus der damit erhöhten Turboladerarbeit ist ein Anstieg des Abgasgedrucks. Zwar kann durch den erhöhten Massenstrom durch Verdichter und Turbine der Turboladerwirkungsgrad angehoben werden. Dies wirkt sich aber nur bei niedrigen Drehzahlen merklich aus, so dass die Steigerung des indizierten Wirkungsgrades bei hoher Drehzahl und Last minimal wird.

Die Auswirkung einer Abmagerung auf die Abgastemperatur kann dagegen wieder als sehr eindeutig beschrieben werden. Ist in der Teillast sowohl eine Drehzahl- als auch eine Lastabhängigkeit bezüglich der zunehmenden Temperaturabsenkung erkennbar, dominiert im aufgeladenen Kennfeldbereich klar der Lasteinfluss. Dies kann vor allem auf die Lastregelung oberhalb der Saugvolllast mittels Waste-Gate zurückgeführt werden. Infolge der Abmagerung wird bei gleichem normierten Liefergrad das Waste-Gate immer mehr geschlossen, wodurch ein größerer Teil des Abgasmassenstroms durch die Turbine geleitet und dabei abgekühlt wird.

### 4.5.2 Restgasgehalt

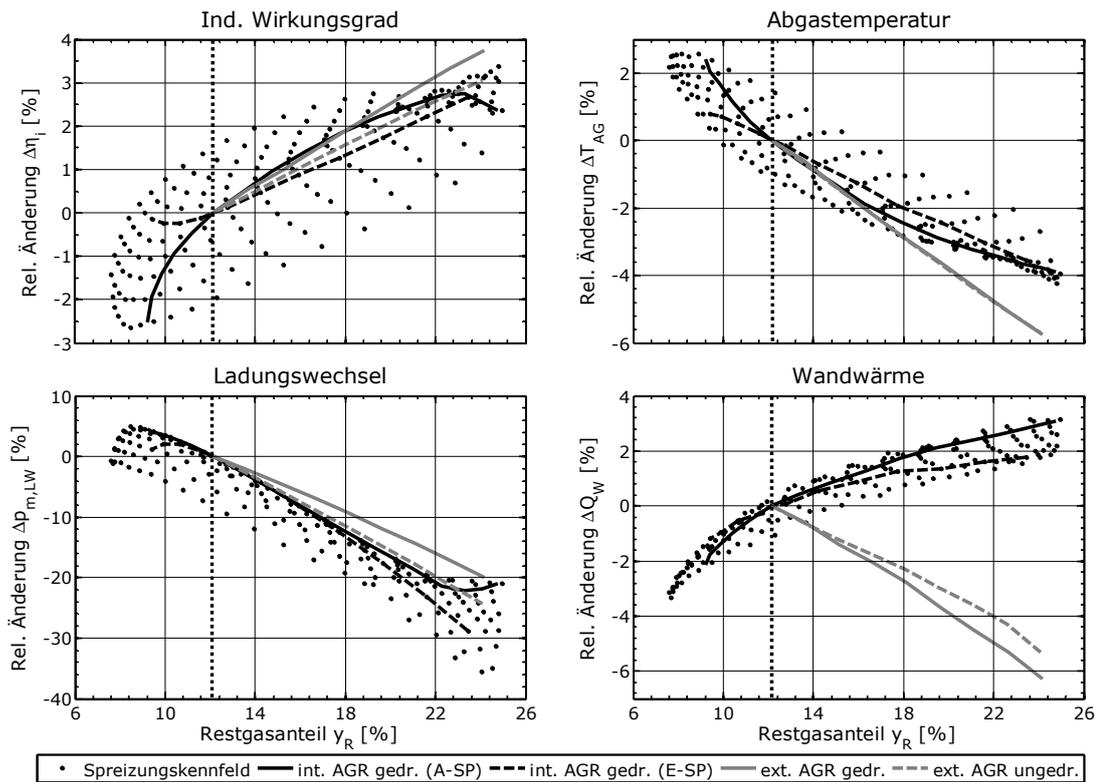
Anhand ausgewählter Literaturangaben wurde bereits in Abschnitt 3.3.2 die Motivation und die Wirkungsweise einer Erhöhung des Restgasanteils ausführlich erläutert. Eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs mit Hilfe der Erhöhung des Restgasanteils beruht dabei vor allem auf einer Reduktion der Ladungswechselperluste im Teillastbereich sowie einer Anhebung des vollkommenen Wirkungsgrades. Die Wirkungsweise ist damit mit der einer Erhöhung des Luftverhältnis zu vergleichen. Im Falle einer Verdünnung mit Restgas hängt die effektive Wirkung der Gemischverdünnung jedoch entscheidend von der Art der Restgassteuerung ab und mit welcher Temperatur das Restgas dabei zugeführt wird. Bei der internen AGR wird der Restgasanteil indirekt über die Dauer und Lage der Ventilüberschneidung eingestellt,

indem die Spreizung von Ein- und Auslassventil variiert wird. Aufgrund der konstanten Ventilsteuerbreite werden dadurch aber auch die Zeitpunkte von AÖ und ES verändert und damit der Ladungswechsel maßgeblich beeinflusst. Auf diese Weise wird die reine Wirkung eines veränderten Restgasanteils durch diese sekundären Effekte stark überlagert, was sich sowohl negativ als auch positiv auf den Verbrauch auswirken kann. Zudem ist der Effekt der thermischen Entdrosselung bei der internen AGR sehr stark ausgeprägt, da sich das zurückgehaltene Restgas nur leicht abkühlt und so zu einer erheblichen Reduktion der Ladungsdichte führt. Bei der externen AGR liegt das Restgas hingegen auf einem deutlich niedrigeren Temperaturniveau, auch wenn die Rückführung vom Abgaskrümmner in den Sammler auf kürzestem Weg und ohne Kühlung erfolgt. Darüber hinaus erfolgt die Restgassteuerung unabhängig von den Ventilsteuerzeiten, wodurch kaum sekundäre Effekte wie bei der internen AGR auftreten. Bei der externen AGR kann damit von klareren Zusammenhängen zwischen Restgasanteil und motorischen Betriebsgrößen ausgegangen werden.

Vor diesem Hintergrund werden die verschiedenen Arten der Restgassteuerung zunächst am Referenzbetriebspunkt verglichen, um das Ausmaß der beschriebenen Effekte zu analysieren. Bezüglich der internen AGR wird sowohl ein komplettes Spreizungskennfeld durchfahren, als auch der Restgasanteil über eine reine Reduktion der Auslass- bzw. Einlassspreizung erhöht. Bei der externen AGR erfolgt die Zuführung des Restgases mit einer vorgegebenen Temperatur von 160 °C (vgl. Abb. 4.12 S. 68). Zudem wird für die externe AGR ein Vergleich zwischen gedrosselter und ungedrosselter Lastregelung angestellt.

Die erzielten Ergebnisse bezüglich der Änderung von Wirkungsgrad, Abgastemperatur, Ladungswechselmitteldruck und Wandwärmeverluste sind zusammen in Abb. 4.42 dargestellt. Abweichend zu den in Tabelle 4.1 definierten Referenzbedingungen ist darin eine etwas größere Auslassspreizung von  $A-SP = 110 \text{ °KW}$  als Referenz zugrundegelegt, wodurch sich ein geringerer Basis-Restgasanteil einstellt. Damit kann im Falle der externen AGR ein größerer Variationsbereich durchfahren werden, der die Tendenzen der motorischen Betriebsgrößen besser darstellt. Denn wie auch bei der Erhöhung des Luftverhältnis existiert bei der Verdünnung mit Restgas eine Grenze, ab der die Verbrennungsverluste überhand nehmen. Diese kann unter den gegebenen Randbedingungen und je nach Art der Restgassteuerung mit  $y_R = 24 \text{ %}$  bis  $25 \text{ %}$  ermittelt werden.

Mit Ausnahme der Wandwärmeverluste, stellen sich für alle Arten der Restgassteuerung ähnliche Tendenzen mit steigendem Restgasanteil ein. Bei der Variation im Spreizungskennfeld zeigt sich jedoch, dass infolge der sekundären Effekte ein Streubereich vorliegt, welcher eine ähnliche Ausdehnung wie der eigentliche Restgaseinfluss haben kann. Diese Überlagerung ist auch bei der reinen Variation der Auslass- und Einlassspreizung deutlich erkennbar. Obwohl das Verdünnungslimit bei etwa 23 % Restgasanteil noch nicht erreicht ist, kommt es mit steigender Restgasmenge und einer kleinen Auslassspreizung zu einer Abnahme des Wirkungsgrades. Dies kann mit den ab diesem Punkt zunehmenden Ladungswechselverlusten begründet werden. Denn für jeden Betriebspunkt im Motorkennfeld gibt es einen idealen Zeitpunkt für AÖ, bei dem der beste Kompromiss aus minimalen Expansions- und Ladungswechselverlusten (UT-UT) erzielt wird. Im Fall einer solch geringen Auslassspreizung und dem damit späten AÖ, bleibt auch bei der geringen Drehzahl von  $n = 1500 \text{ 1/min}$  zu wenig Zeit für den Druckabfall vor UT. Zwar sind die Expansionsverluste entsprechend gering, die Ladungswechselverluste steigen aber überproportional an. Ähnlich verhält es sich im Bereich

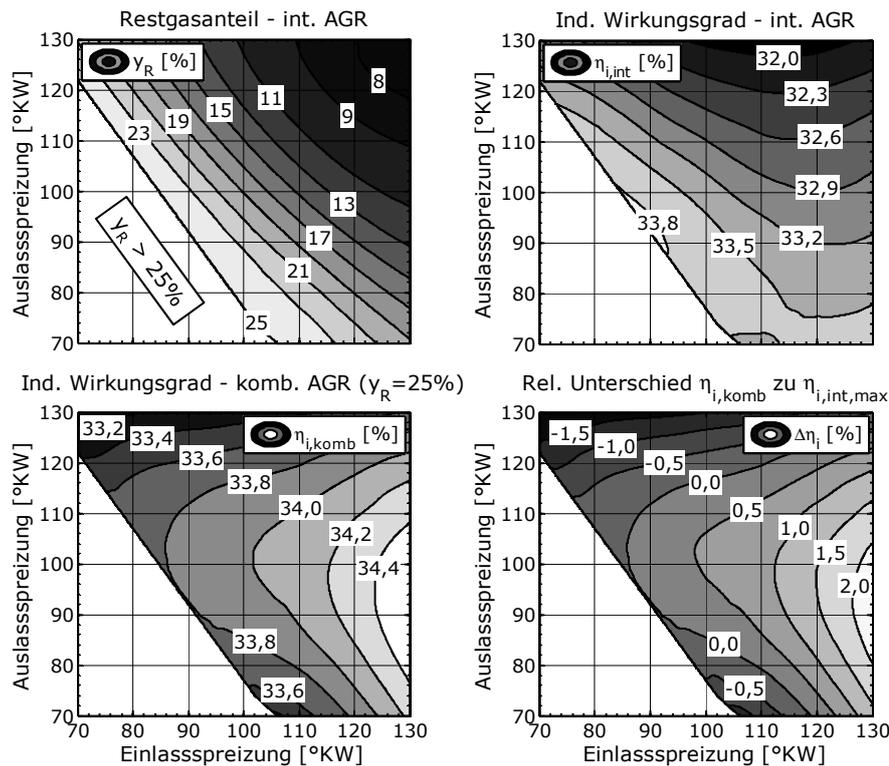


**Abbildung 4.42:** Einfluss des Restgasanteils  $y_R$  auf ind. Wirkungsgrad, Abgastemperatur, Ladungswechsel- und Wandwärmeverluste bei verschiedenen Arten der Restgassteuerung (Simulation am Referenzbetriebspunkt, Referenz: A-SP = 110 °KW, E-SP = 108 °KW)

großer Einlassspreizungen und damit spätem ES. Trotz eines abnehmenden Restgasanteils fällt dort der Wirkungsgrad nur geringfügig ab. Die Ursache liegt in der nur geringen Zunahme der Ladungswechselverluste. Denn durch das sehr späte ES nach UT wird bereits angesaugtes Gemisch wieder in den Einlasskanal zurückgeschoben und damit das Druckniveau im Ansaugtrakt signifikant angehoben.

Dieses Wechselspiel zwischen Restgasanteil und Ventilsteuerzeiten findet sich im gesamten Spreizungskennfeld wieder, weshalb die Ergebnisse noch einmal für das vollständige Phasensteller-Diagramm im oberen Teil von Abb. 4.43 dargestellt sind. Darin ist auch deutlich der bereits in Abschnitt 3.3.2 erwähnte „Atkinson-Effekt“ erkennbar, der bei sehr großen Einlassspreizungen und damit spätem Zeitpunkt für ES zu einer Wirkungsgradverbesserung bei sinkendem Restgasanteil führt.

Ebenso kann im unteren Teil von Abb. 4.43 die besondere Bedeutung von AÖ und ES noch einmal hervorgehoben werden. Durch eine kombinierte AGR kann der Restgaseinfluss eliminiert werden, indem die Restgasmenge infolge interner AGR durch eine zusätzliche externe AGR auf einen konstanten Gesamt-Restgasanteil von  $y_R = 25\%$  aufgefüllt wird. Deutlich wird, dass die optimale Auslassspreizung in diesem Betriebspunkt im Bereich zwischen 95 °KW und 105 °KW liegt. Außerdem kann mit einer maximalen Einlassspreizung ein deutlicher Wirkungsgradgewinn gegenüber der reinen internen AGR erzielt werden, welcher am Referenzbetriebspunkt mit bis zu 2 % zu beziffern ist.

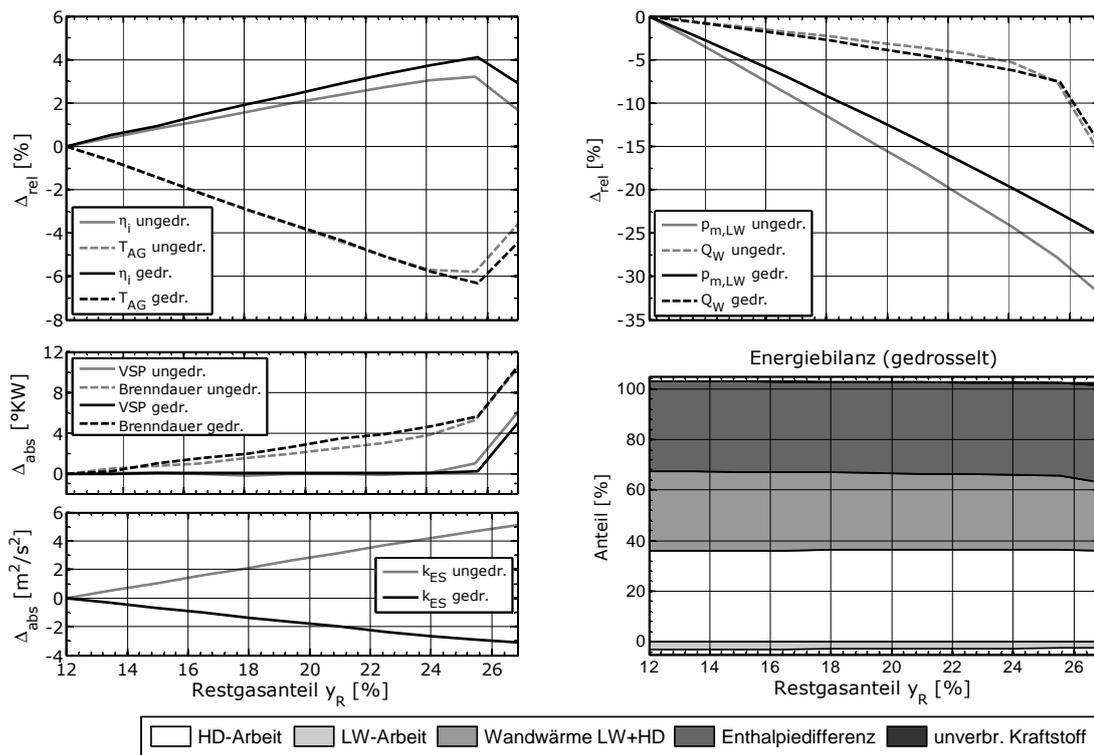


**Abbildung 4.43:** Restgasanteil  $y_R$  und ind. Wirkungsgrad  $\eta_i$  im Phasensteller-Diagramm bei interner und kombinierter AGR (Simulation am Referenzbetriebspunkt)

Als Fazit ist festzuhalten, dass bei der Analyse der internen Restgassteuerung komplexe Wechselwirkungen zu berücksichtigen sind und der reine Effekt eines erhöhten Restgasanteils stark davon überlagert wird. Skalierfunktionen auf Basis der internen AGR abzuleiten ist daher nicht zielführend, zudem der Restgasanteil im Brennraum nur mit erhöhtem Aufwand zu bestimmen ist. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit erfolgt daher eine Beschränkung auf die externe AGR, bei der die Wechselwirkungen deutlich einfacher zu beschreiben sind. Außerdem kann die externe Restgasmenge mit wesentlich geringerem Aufwand ermittelt werden, so dass sich die externe AGR besser für die Ableitung als auch die Anwendung von Skalierfunktionen eignet. Darüber hinaus stellt die externe AGR bei homogen betriebenen Ottomotoren eine relativ neue Technologie dar, weshalb der Mehrwert von Skalierfunktionen hierfür als besonders hoch zu bewerten ist.

Aufbauend zu den bereits in Abb. 4.42 dargestellten Ergebnissen werden daher in Analogie zu den vorangegangenen Abschnitten die Auswirkungen der externen AGR auf die motorischen Betriebsgrößen beschrieben. Abb. 4.44 stellt hierfür die Resultate am Referenzbetriebspunkt noch einmal detaillierter dar und stellt die gedrosselte Lastregelung der ungedrosselten gegenüber.

Unabhängig von der Lastregelung sind vor allem die sinkenden Ladungswechselverluste für den Wirkungsgradgewinn verantwortlich. Doch wie auch schon bei der Erhöhung des Luftverhältnis ist dieses Potenzial bei der ungedrosselten Lastregelung etwas abgeschwächt. Ebenso verhalten sich die anderen Tendenzen aufgrund vergleichbarer Effekte ähnlich zur Abmagerung. Beispielsweise bewirkt die Vorgabe der Rückführtemperatur auf vergleichsweise kühle 160 °C ebenfalls eine Abnahme der Wandwärmeverluste. Bei höheren Rückführtemperaturen

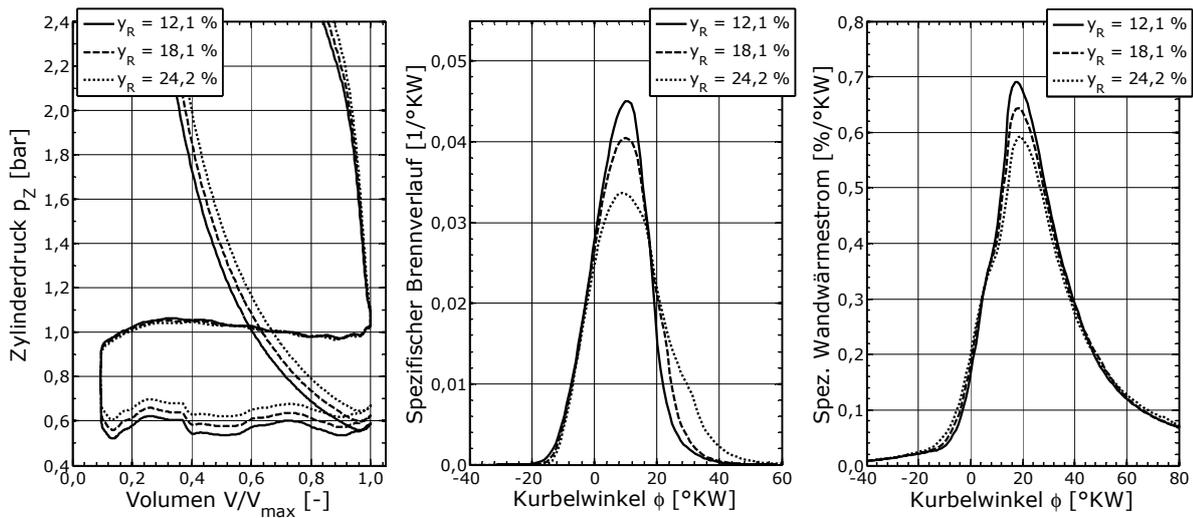


**Abbildung 4.44:** Einfluss des Restgasanteils  $y_R$  bei externer Restgassteuerung auf motorische Betriebsgrößen und die Energiebilanz bei gedrosselter und ungedrosselter Lastregelung (Simulation am Referenzbetriebspunkt,  $A\text{-SP} = 110 \text{ °KW}$ ,  $E\text{-SP} = 108 \text{ °KW}$ )

ist eine Abschwächung bzw. Umkehr dieser Tendenz, sowie insgesamt eine Annäherung an das Verhalten bei interner AGR anzunehmen (vgl. Abb. 4.42). Der Effekt der thermischen Entdrosselung würde zunehmen, so dass ein stärkerer Abfall der Ladungswechselverluste und damit eine leicht höhere Wirkungsgradzunahme zu erwarten wäre. In gleicher Weise wie bei der Abmagerung mit Luft divergieren auch die Verläufe der turbulenten kinetischen Energie  $k_{ES}$  bei gedrosselter und ungedrosselter Lastregelung. Bei ungedrosselter Lastregelung verlängert sich mit zunehmender Verdünnung die Einlassdauer infolge des variablen Ventilhubes. ES verschiebt sich damit mehr in Richtung spät, so dass insgesamt mehr Turbulenz während des Ansaugvorganges generiert werden kann. Insgesamt liegen die Veränderungen von Wirkungsgrad und Abgastemperatur im Bereich vergleichbarer Messungen (vgl. Abb. 3.18 S. 44) und können damit als valide angenommen werden.

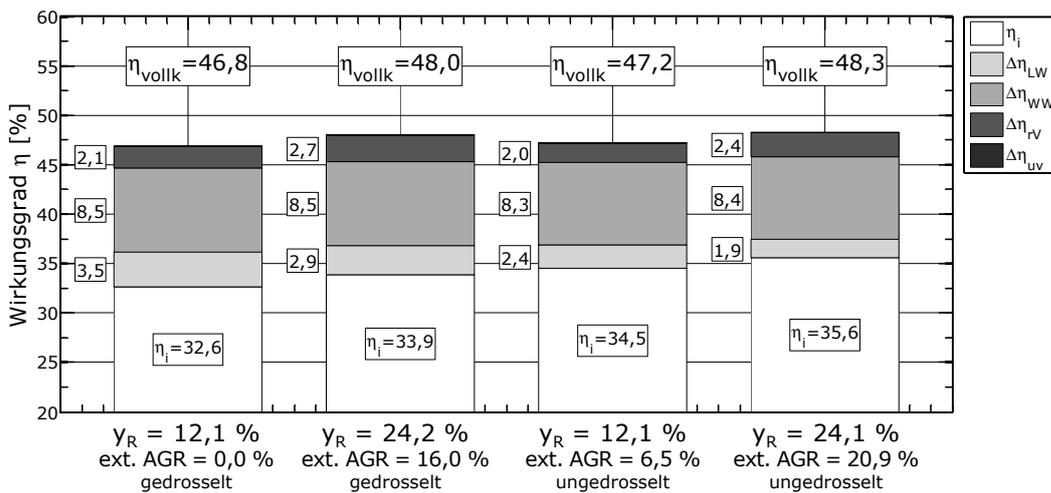
Die detailliert aufgelöste Darstellung in Abb. 4.45 fasst noch einmal die wichtigsten Einflüsse bei einer Variation des Restgasanteils zusammen. Im Vergleich zur Erhöhung des Luftverhältnis wird darin nochmals das trotz der thermischen Entdrosselung geringere Potenzial zur Reduktion der Ladungswechselverluste deutlich. Denn insbesondere durch die stark verschleppte Verbrennung ist das Restgaslimit bereits bei wesentlich geringeren Verdünnungsgraden erreicht.

Wie die Verlustteilung in Abb. 4.46 zeigt, ist damit auch das Potenzial zur Anhebung des vollkommenen Wirkungsgrades beschränkt. Da sich am betrachteten Referenzbetriebspunkt die erhöhten Verluste durch reale Verbrennung nahezu mit den geringeren Ladungswechselverlusten aufheben, entspricht die effektive Wirkungsgradsteigerung fast genau dem Gewinn



**Abbildung 4.45:** Einfluss des Restgasanteils  $y_R$  bei externer Restgassteuerung auf die Ladungswechselschleife, den Brennverlauf und den spez. Wandwärmestrom (Simulation am Referenzbetriebspunkt, A-SP = 110 °KW, E-SP = 108 °KW, gedrosselt)

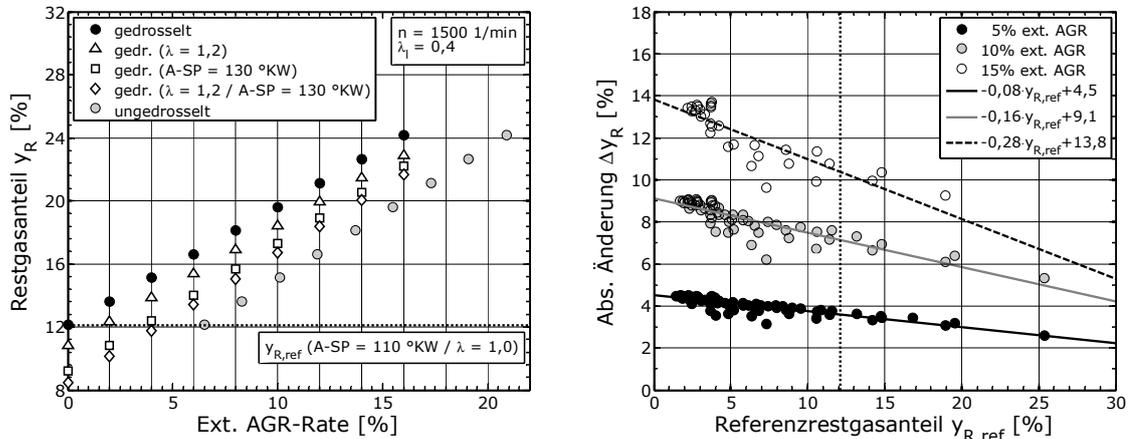
an Wirkungsgrad beim Gleichraumprozess. Zudem darf bei einer exakten Analyse des Motorprozesses die über externe AGR in den Brennraum eingebrachte Restgasmenge nicht einfach auf den Basis-Restgasanteil aufaddiert werden. Denn wie auch bei der Anhebung des Luftverhältnis (vgl. Abb. 4.39) verändert die Entdrosselung die Druckverhältnisse während der Ventilüberschneidung. Durch den höheren Druck im Saugrohr strömt weniger Restgas bei EÖ vor OT in den Einlasskanal bzw. wird weniger Restgas bei AS nach OT aus dem Auslasskanal in den Brennraum zurückgesaugt. Das Ergebnis ist ein wesentlich geringerer interner Restgasanteil.



**Abbildung 4.46:** Verlustteilung für verschiedene Restgasanteile  $y_R$  bei gedrosselter und unge-drosselter Lastregelung am Referenzbetriebspunkt (Simulation, A-SP = 110 °KW, E-SP = 108 °KW)

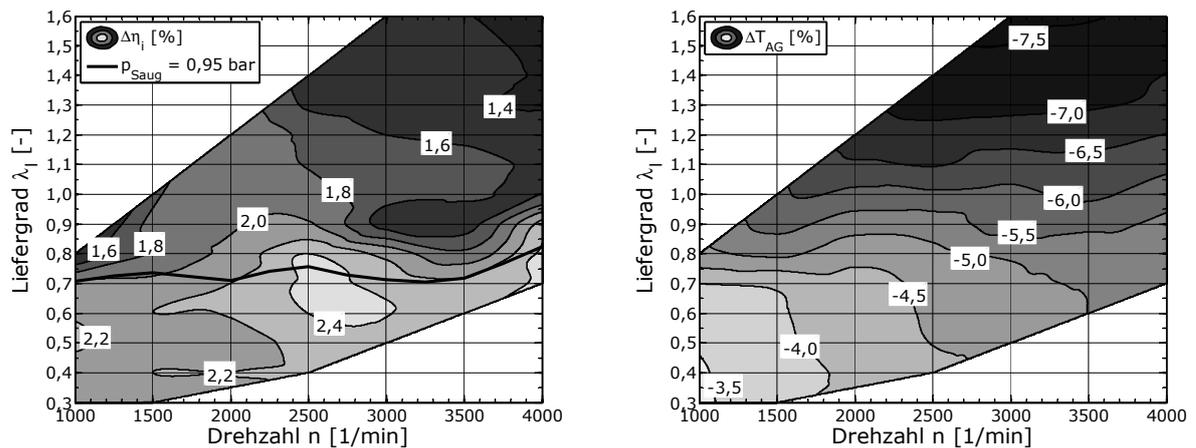
Abb. 4.47 stellt diesen Sachverhalt sowohl für den Referenzbetriebspunkt als auch für den gesamten betrachteten Kennfeldbereich dar. Soll demnach eine bestimmte Anhebung des Restgasanteils eingestellt werden, so muss unter allen Umständen immer eine höhere

Restgasmenge über externe AGR zugeführt werden. Dies gilt insbesondere für Betriebspunkte in niedrigen Lastbereichen, die eine starke Drosselung infolge der quantitativen Lastregelung erfordern. Aber auch bei der drosselfreien Lastregelung tritt dieser Effekt in einer nur leicht abgeschwächten Form auf.



**Abbildung 4.47:** Abhängigkeit des Restgasanteils  $y_R$  von der externen AGR-Rate am Referenzbetriebspunkt bei gedrosselter und ungedrosselter Lastregelung (links) sowie im gesamten Kennfeldbereich bei gedrosselter Lastregelung (rechts, Simulation)

Vor diesem Hintergrund muss bei der Betrachtung der Auswirkungen einer konstanten externen AGR-Rate auf Wirkungsgrad und Abgastemperatur berücksichtigt werden, dass im unteren Teil des Kennfeldes eine geringere Erhöhung des Restgasanteils zu erwarten ist. Wie in Abb. 4.48 dargestellt, setzt sich dabei im gesamten Kennfeld die Analogie zur Variation des Luftverhältnis weiter fort.



**Abbildung 4.48:** Rel. Veränderung des ind. Wirkungsgrades  $\eta_i$  (links) und der Abgastemperatur  $T_{AG}$  (rechts) bei Erhöhung des Restgasanteils  $y_R$  mittels externer AGR von 10 % (Simulation, gedrosselt)

Demnach kann bezüglich des Wirkungsgradgewinns wiederum eine Grenzlinie entlang der saugmotorischen Vollast gezogen werden. Darunter dominiert die Reduktion der Ladungswechselverluste, wodurch sich eine von Drehzahl und Last nahezu unabhängige Verbrauchseinsparung einstellt. Ebenso kann bei hohen Drehzahlen und niedriger

Last kein optimaler Verbrennungsschwerpunkt eingestellt werden, weshalb diese Betriebspunkte erneut vom Vergleich ausgenommen werden. Oberhalb der Grenzlinien nimmt die Wirkungsgradverbesserung mit zunehmender Drehzahl und Last kontinuierlich ab, da die externe AGR einen erhöhten Saugrohrdruck bei zunehmendem Verdichtermassenstrom erfordert. Dieser kann nur durch eine gesteigerte Turboladerarbeit dargestellt werden, wodurch ein Anstieg des Abgasgedrucks unvermeidlich ist. In Verbindung mit der infolge der kühleren Abgastemperatur geringeren Abgasenthalpie kann damit auch nur eine niedrigere maximale Füllung realisiert werden.

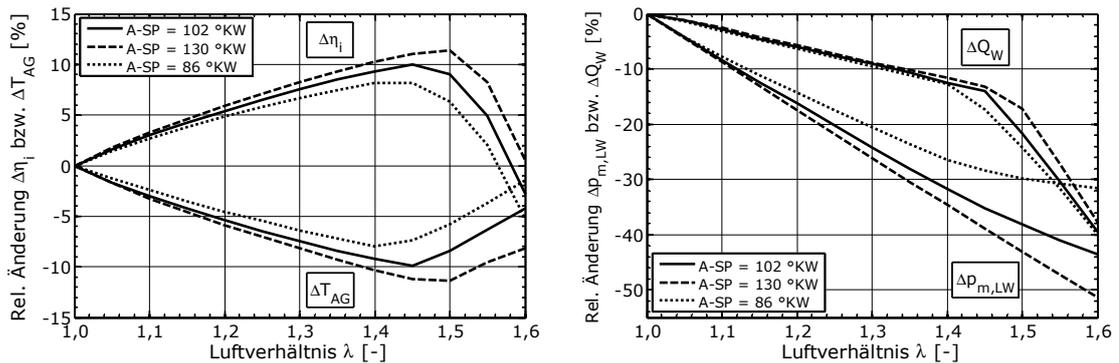
Der Verlauf der Abgastemperaturabsenkung ist bei einem geringeren Absolutniveau ebenfalls sehr ähnlich zu dem einer Abmagerung (vgl. Abb. 4.41 S. 99). Aufgrund der gleichen beteiligten Effekte ist die verstärkte Abnahme mit steigender Drehzahl und Last damit auch analog zu begründen. Eine Überlagerung dieser Tendenzen infolge der mit steigender Leistung zunehmenden Abgastemperatur ist im Rahmen dieser Analyse nicht gegeben, da die Rückführtemperatur mit 160 °C nach AGR-Kühler vorgegeben ist (vgl. Abb. 4.12 S. 68).

### 4.5.3 Wechselwirkungen zwischen motorischen Betriebsparametern

Sind es bei den geometrischen Motorparametern vor allem die Wandwärmeverluste, die den Einfluss auf die motorischen Betriebsgrößen dominieren und damit für deutliche Quereinflüsse verantwortlich sind, so müssen im Falle der motorischen Betriebsgrößen die dominanten Effekte etwas differenzierter betrachtet werden. Denn wie die Verlustteilungen in Abb. 4.39 und 4.46 gezeigt haben, sorgt neben den reduzierten Ladungswechselverlusten vor allem der gesteigerte vollkommene Wirkungsgrad für eine Verbrauchsreduktion bei angehobenem Luftverhältnis bzw. Restgasanteil. Darüber hinaus ist dieses Verbrauchspotenzial in beiden Fällen durch die Verlangsamung der Verbrennung klar begrenzt. Gemäß Gl. 4.36 (S. 73) kann der Einfluss einer Verdünnung mit Luft bzw. Restgas auf die Brenngeschwindigkeit als unabhängig voneinander bewertet werden. Damit kann dieser Effekt bei der Abschätzung von Wechselwirkungen ausgeschlossen werden. Ebenso sind nach [58] im definierten Variationsbereich nur minimale wechselseitige Abhängigkeiten bezüglich des Isentropenexponenten  $\kappa$  und damit des vollkommenen Wirkungsgrades zu erwarten. Dadurch kann die kombinierte Variation von Luftverhältnis und Restgasanteil im Wesentlichen auf die Betrachtung der veränderten Ladungswechselverluste reduziert werden. Das Ergebnis einer solchen Variation am Referenzbetriebspunkt zeigt Abb. 4.49.

Ähnlich dem Vergleich von gedrosselter und ungedrosselter Lastregelung zeigt sich wie zu erwarten eine reduzierte Abnahme der Ladungswechselverluste bei einer bereits angehobenen Entdrosselung. Dies wird insbesondere bei Annäherung an die vollständige Entdrosselung ( $\lambda > 1,4$ ) deutlich. Dementsprechend ist der relative Wirkungsgradgewinn infolge einer Abmagerung bei bereits erhöhtem Restgasanteil (eingestellt über A-SP) signifikant reduziert. Zudem wird die Abmagerungsgrenze durch den zusätzlichen Restgasanteil tendenziell früher erreicht.

Auch oberhalb der vollständigen Entdrosselung zeigt sich eine Abschwächung der relativen Wirkungsgradsteigerung bei einem erhöhten Restgasanteil. Denn mit zunehmender Ladungsverdünnung steigen bei konstantem normierten Liefergrad die Verdichterarbeit und damit auch die Ladungswechselverluste überproportional an.

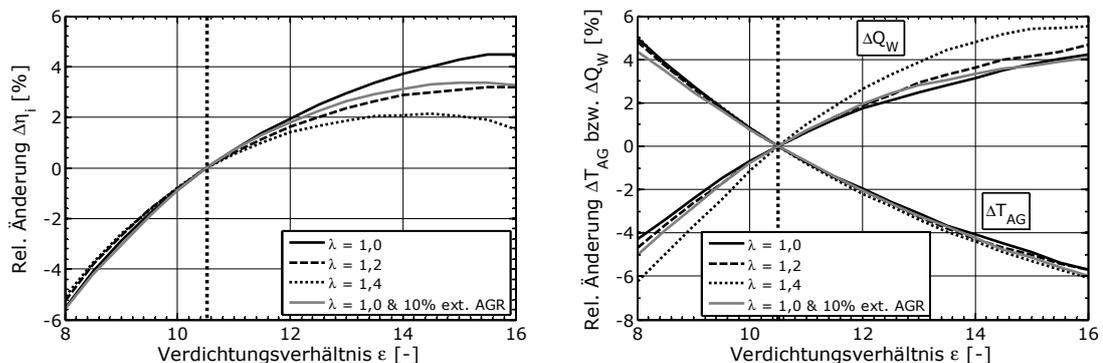


**Abbildung 4.49:** Einfluss des Luftverhältnisses  $\lambda$  auf motorische Betriebsgrößen bei variierendem Restgasanteil  $y_R$  (Simulation am Referenzbetriebspunkt, Restgasanteil durch Reduktion der A-SP angehoben)

Bei einer inversen Betrachtung, also einer Variation des Restgasanteils bei erhöhtem Basis-Luftverhältnis, können analoge Beobachtungen gemacht werden. Insgesamt wird die abnehmende relative Änderung des Wirkungsgrades infolge größerer absoluter Basiswerte durch die beschriebenen Effekte verstärkt. Dies steht im Gegensatz zu den in Abschnitt 4.4.4 gemachten Aussagen bezüglich der Wechselwirkungen bei geometrischen Motorparametern.

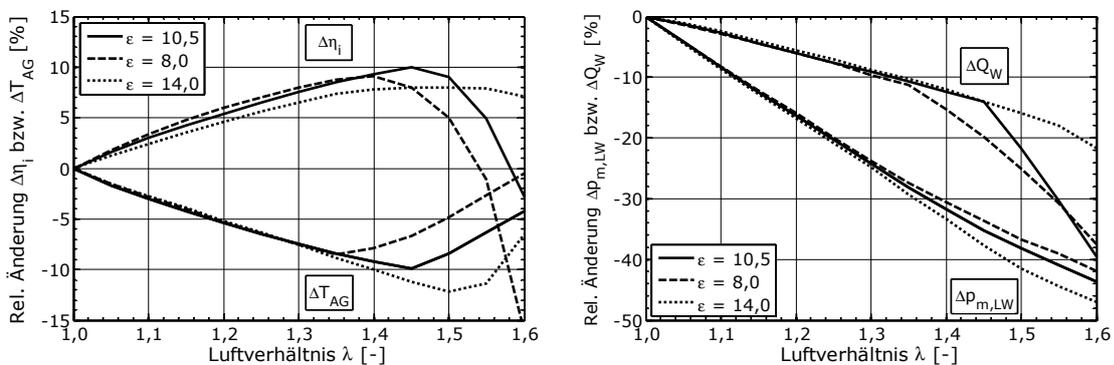
## 4.6 Wechselwirkungen zwischen Geometrie- und Betriebsparametern

Der Vollständigkeit halber werden auch verschiedene Kombinationen aus der gleichzeitigen Variation von Geometrie- und Betriebsparametern untersucht und auf vorhandene Wechselwirkungen hin geprüft. Aufgrund der Tatsache, dass der dominierende Effekt einer Parametergruppe jeweils nur eine untergeordnete Rolle bei der Variation der anderen Parametergruppe spielt, sind jedoch kaum weitere Quereinflüsse zu erwarten. Dies kann durch Simulationen am Referenzbetriebspunkt auch bestätigt werden. Stellvertretend hierfür zeigt Abb. 4.50 die Ergebnisse einer Variation des Verdichtungsverhältnis bei steigendem Luftverhältnis bzw. Restgasanteil.



**Abbildung 4.50:** Einfluss des Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  auf motorische Betriebsgrößen bei verschiedenen Luftverhältnissen  $\lambda$  und AGR-Raten (Simulation am Referenzbetriebspunkt)

Zwar ist eine deutliche Abnahme der relativen Wirkungsgradsteigerung mit zunehmender Verdünnung festzustellen. Diese kann jedoch infolge des mit dem Verdünnungsgrad wachsenden Basiswirkungsgrades auf den Basiseffekt zurückgeführt werden. Insbesondere deshalb, weil bei den anderen motorischen Betriebsgrößen ( $Q_W$ ,  $T_{AG}$ ) keinerlei Unterschiede erkennbar sind. Im Vergleich zu thermodynamisch günstigen Brennräumen (großes  $V_h$  bzw.  $s/d$ ) führen die durch eine Verdünnung reduzierten Wandwärmeverluste nicht zu einem erhöhten Verbrauchspotenzial bei einer Anhebung des Verdichtungsverhältnisses. Der deutlich veränderte Trend der Wandwärmeverluste bei starker Abmagerung ( $\lambda = 1,4$ ) kann durch die Nähe zur Abmagerungsgrenze erklärt werden, welche in Abb. 4.51 für verschiedene Verdichtungsverhältnisse ablesbar ist.



**Abbildung 4.51:** Einfluss des Luftverhältnis  $\lambda$  auf motorische Betriebsgrößen bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen  $\epsilon$  (Simulation am Referenzbetriebspunkt)

Hohe Drücke und Temperaturen in hochverdichteten Brennräumen sorgen für bessere Zündbedingungen im Teillastbereich und damit für eine Verschiebung der Abmagerungsgrenze hin zu einem höheren Luftverhältnis bzw. Restgasanteil. Gleiches gilt für langhubige Motoren, die durch ihre kurzen Flammenwege und dem hohen Turbulenzniveau prädestiniert für Magerkonzepte und Brennverfahren mit hohem Restgasanteil sind. Solange aber ein optimaler Verbrennungsschwerpunkt eingestellt werden kann, wird die relative Wirkungsgradänderung durch Verdünnung nur marginal von veränderten Geometrieparametern beeinflusst.

Insgesamt konnte in den Abschnitten 4.3 bis 4.6 mit Hilfe der Ladungswechsel- und Prozessrechnung ein vertieftes Verständnis über die Einflüsse der ausgewählten Geometrie- und Betriebsparameter auf den Arbeitsprozess eines Ottomotors erlangt werden. Durch die gezielte Wahl der Modellierungstiefe konnten die wesentlichen thermodynamischen Effekte sowohl am Referenzbetriebspunkt, als auch in einem weiten Kennfeldbereich herausgearbeitet und analysiert werden. Damit ist die zentrale Grundlage zur Ableitung charakteristischer Skalierfunktionen geschaffen, mit Hilfe derer die Schritte 3 und 4 der in Abschnitt 4.1 formulierten Skalierungsmethodik vollzogen werden können. Definitionsgemäß erfordern diese Schritte die vorherige Umrechnung der Referenzdaten auf eine ideale Lage des Verbrennungsschwerpunktes. Die hierfür notwendigen Zusammenhänge werden in folgendem Abschnitt detailliert erarbeitet.

## 4.7 Einfluss des Klopfphänomens auf die Skalierung von Motorparametern

Die Klopfintensität eines Motors wird von einer Vielzahl von Randbedingungen beeinflusst, die im Wesentlichen in konstruktive Größen und Betriebsparameter unterschieden werden können. Ein Überblick darüber wurde bereits in Abschnitt 3.4.1 gegeben. Es ist ersichtlich, dass neben den Betriebsparametern Drehzahl und Last, sowie den Kraftstoffeigenschaften, jede der ausgewählten Skalierungsgrößen einen mehr oder weniger starken Einfluss auf die an der Klopfgrenze realisierbare Schwerpunktlage der Verbrennung hat. Für die Umrechnung eines beliebigen Betriebspunktes auf eine ideale Verbrennungslage und der daraus resultierenden Wirkungsgradsteigerung bzw. Abgastemperaturabsenkung muss dieser Einfluss für jede Skalierungsgröße möglichst genau bekannt sein und beschrieben werden. Mit Hilfe der schon in Abschnitt 3.4.2 erwähnten Literaturangaben wäre eine solche Abschätzung in erster Näherung und mit geringem Aufwand möglich. In [25] wäre sogar ein mathematischer Ansatz verfügbar, der einen Großteil der notwendigen Zusammenhänge im Detail beschreibt. Insbesondere die Abschätzung des Zündzeitpunktes an der Klopfgrenze stellt sich jedoch als unzureichend heraus, um die Verhältnisse bei heutigen Ottomotoren vollständig zu beschreiben.

Es wird daher das Vorgehen beschränkt, alle relevanten Zusammenhänge ebenfalls mit Hilfe der Ladungswechsel- und Prozessrechnung grundlegend zu erarbeiten und die gefundenen Tendenzen anschließend mit den Aussagen aus der Literatur sowie verfügbaren Messdaten zu verifizieren. Hierfür wird eine Auswahl der Simulationen, deren Ergebnisse in den Abschnitten 4.4 und 4.5 vorgestellt wurden, vergleichend mit dem erweiterten Klopfmodell neu berechnet. Zusätzlich zur Untersuchung im gesamten Kennfeldbereich, der Variation aller Skalierungsgrößen sowie der Berücksichtigung der Kraftstoffeigenschaften (Oktanzahl), wird der Vergleich zwischen verschiedenen Gemischbildungsarten (PFI, DI) angestellt. Zudem erfolgt eine Variation der Ladelufttemperatur, die insbesondere bei aufgeladenen Motoren einen äußerst klopfrelevanten Einflussfaktor darstellt. Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Parametern werden an dieser Stelle nicht berücksichtigt. Auf diese Weise können sehr einfache Zusammenhänge abgeleitet werden, die aber eine ausreichend genaue Abschätzung der Klopfgrenze erlauben.

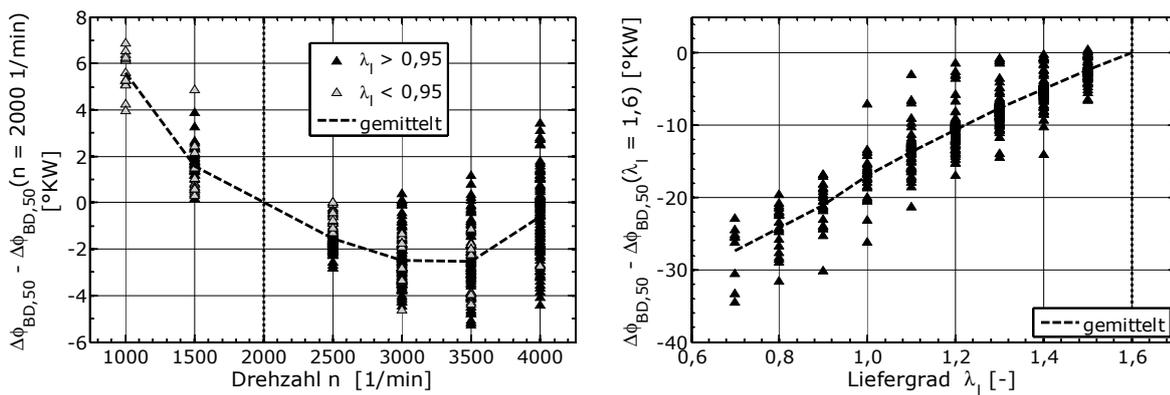
Im Folgenden werden die erzielten Ergebnisse graphisch dargestellt und kurz erläutert. Dabei erfolgt jeweils eine Bezugnahme auf einen Referenzwert des Variationsparameters, um eine anschauliche Darstellung zu gewährleisten. Der Trend der Schwerpunktverschiebung wird über eine Mittelwertbildung an jeder Stützstelle abgeleitet, so dass auch bei den teilweise großen Streubreiten eine grundlegende Tendenz erkennbar wird.

### 4.7.1 Variation von klopfrelevanten Motorparametern

#### Drehzahl und Last:

Wie Abb. 4.52 zeigt, kann das erhöhte Klopfisiko bei niedriger Drehzahl und hoher Last in der Simulation erwartungsgemäß bestätigt werden. Hohe Drücke und Temperaturen im Brennraum machen in Verbindung mit der langen Dauer eines Arbeitsspiels besonders bei niedrigen Drehzahlen eine starke Verschleppung der Verbrennung notwendig. Mit zunehmender

Drehzahl nimmt die Klopfintensität kontinuierlich ab, um dann in Richtung der Nenndrehzahl wieder zuzunehmen. Hierfür können vor allem die steigenden Wandtemperaturen im Brennraum verantwortlich gemacht werden (vgl. Gl. 4.33 S. 68), die zu einer stärkeren Aufheizung des Gemisches in der unverbrannten Zone führen. Zwischen saugmotorischem und aufgeladenem Kennfeldbereich kann dabei kein prinzipieller Unterschied festgestellt werden. Bezüglich des Liefergrades zeigt sich ein mit sinkender Last linear abfallender Trend, der in Anbetracht des hohen Absolutniveaus eine geringe Streuung aufweist. Im Mittel kann ein Gradient von etwa 3 °KW pro 0,1  $\lambda_l$ -Einheiten abgeleitet werden.



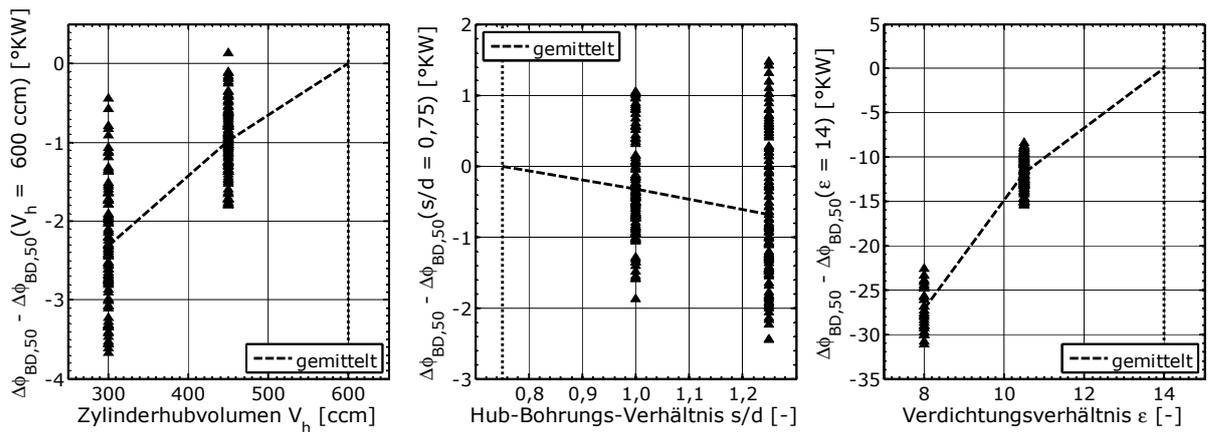
**Abbildung 4.52:** Einfluss von Drehzahl  $n$  und Liefergrad  $\lambda_l$  auf den Verbrennungsschwerpunkt an der Klopfgrenze (Simulation,  $n_{ref} = 2000 \text{ 1/min}$ ,  $\lambda_{l,ref} = 1,6$ )

### Zylinderhubvolumen, Hub-Bohrungs-Verhältnis und Verdichtungsverhältnis:

Der Vorteil im Bezug auf eine unkontrollierte Verbrennung von kleinen und kompakten Brennräumen, die durch kurze Flammenwege charakterisiert sind, kann ebenfalls mit Hilfe der Simulation nachgewiesen werden (vgl. Abb. 4.53). Wenngleich auch das Niveau im definierten Parameterraum von Zylinderhubvolumen und Hub-Bohrungs-Verhältnis als äußerst gering zu bewerten ist und zudem ein großer Streubereich festzustellen ist. An dieser Stelle wären noch tiefgreifendere Untersuchungen notwendig, um bestimmte Wechselwirkungen aufzulösen und den Einfluss der Brenndauer und des Wärmeübergangs genauer zu analysieren. Im Falle des Verdichtungsverhältnis ist der Trend jedoch sehr klar. Hohe Verdichtungsverhältnisse und die damit einhergehenden hohen Drücke und Temperaturen im Brennraum erfordern eine drastische Spätverlagerung der Verbrennung an der Klopfgrenze. Zusammen mit dem Liefergrad kann daher das Verdichtungsverhältnis als die dominierenden Faktoren auf die Klopfintensität ausgewiesen werden. Vergleichbar mit der Wirkungsgradsteigerung bei wachsendem Verdichtungsverhältnis, zeigt sich bei niedrigen Verdichtungsverhältnissen ein steilerer Gradient als bei hohen.

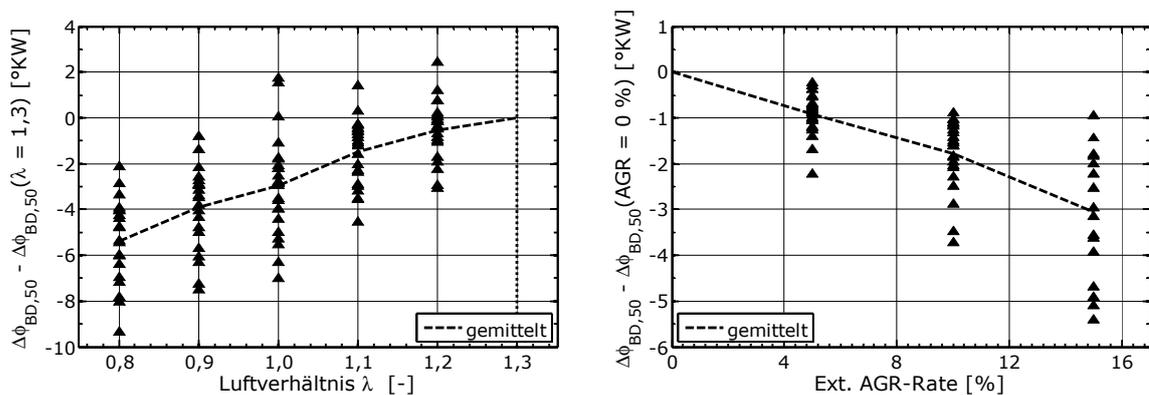
### Luftverhältnis und AGR-Rate:

In Abschnitt 3.4.1 wurde bereits erwähnt, dass der Einfluss von Luftverhältnis und Restgasanteil auf das Klopfen als uneindeutig in der Literatur beschrieben wird. Die Ursache hierfür liegt in der starken Abhängigkeit von den gesetzten Randbedingungen begründet. Unter den im Rahmen dieser Arbeit definierten Prämissen (norm. Liefergrad  $\lambda_l' = \text{konst}$ , vgl. Gl. 2.7 S. 9) erfordert eine zunehmende Abmagerung an der Klopfgrenze eine stärkere Verlagerung der Verbrennung in Richtung spät. Denn durch den größeren absoluten Liefergrad wird das



**Abbildung 4.53:** Einfluss von Zylinderhubvolumen  $V_h$ , Hub-Bohrungs-Verhältnis  $s/d$  und Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  auf den Verbrennungsschwerpunkt an der Klopfgrenze (Simulation,  $V_{h,ref} = 600 \text{ ccm}$ ,  $s/d_{ref} = 0,75$ ,  $\epsilon_{ref} = 14$ )

Verlangsamen der Reaktionskinetik durch das höhere Druck- und Temperaturniveau im Brennraum überkompensiert. Betriebspunkte mit Kraftstoffüberschuss profitieren dagegen von dem durch die Wärmekapazität und die Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffes erzielten Kühleffekt sowie der schnelleren Verbrennung. Im Falle eines durch gekühlte externe AGR geregelten Restgasanteils wird auch bei konstanter Füllung eine mit zunehmender Verdünnung abnehmende Klopfneigung bestätigt. Ein Ergebnis, das erst durch die Modifikation der etablierten Klopfmodelle erreicht werden kann. Eine Verifizierung dieser in Abb. 4.54 dargestellten Tendenzen wurde bereits bei der Herleitung des erweiterten Klopfansatzes vollzogen (vgl. Abschnitt 4.3.3).

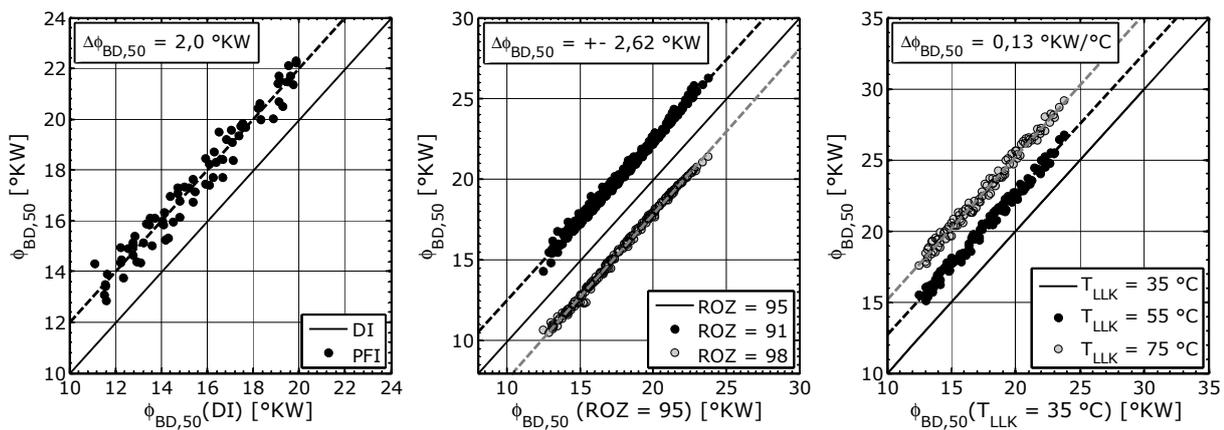


**Abbildung 4.54:** Einfluss von Luftverhältnis  $\lambda$  und ext. AGR-Rate auf den Verbrennungsschwerpunkt an der Klopfgrenze (Simulation,  $\lambda_{ref} = 1,3$ ,  $\text{AGR}_{ref} = 0 \%$ )

**Gemischbildung, Oktanzahl und Ladelufttemperatur:**

Bezüglich des Einflusses der Art der Gemischbildung auf das Klopfen existiert die weit verbreitete Faustregel, dass beim Wechsel von PFI auf DI das Verdichtungsverhältnis von Ottomotoren um etwa 1,0  $\epsilon$ -Einheiten bei vergleichbarer Klopfneigung angehoben werden kann [69]. Die klopfhemmende Wirkung der direkten Einspritzung liegt hauptsächlich in der Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffes begründet, die dem Brennraum Wärme entzieht

und damit das Temperaturniveau im Brennraum effektiv senkt. Unter den gewählten Simulationsrandbedingungen sowie dem verwendeten Referenzkraftstoff (Daten siehe Tab. A.4 S. 154) ergibt sich im Mittel ein um  $2\text{ °KW}$  früherer Verbrennungsschwerpunkt bei direkter Einspritzung (vgl. Abb. 4.55). Vergleicht man diese Aussage mit der rechten Darstellung in Abb. 4.53, so zeigt sich zumindest für hohe Verdichtungsverhältnisse eine gute Übereinstimmung. Für niedrige Verdichtungsverhältnisse dagegen kann die Simulation die Faustregel nicht bestätigen.



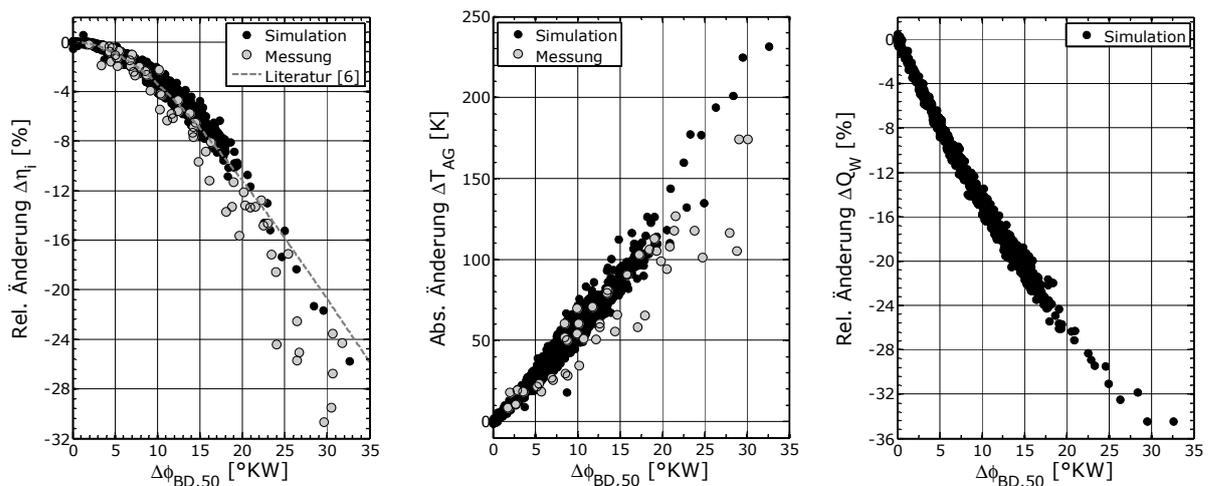
**Abbildung 4.55:** Einfluss von Gemischbildung, Oktanzahl und Ladelufttemperatur auf den Verbrennungsschwerpunkt an der Klopfgrenze (Simulation)

Eine weitere Faustregel schlägt vor, dass bei einer Verdichtungserhöhung um  $1,0\ \epsilon$ -Einheiten eine Erhöhung der Oktanzahl um etwa fünf Einheiten notwendig ist, um das ursprüngliche Klopfverhalten beizubehalten. Bei Variation der Oktanzahl in der Simulation zeigt sich, dass mit einer Veränderung des Verbrennungsschwerpunktes von etwa  $0,6\text{ °KW}$  bis  $0,9\text{ °KW}$  pro ROZ zu rechnen ist. In Verbindung mit den Ergebnissen zum Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Klopfgrenze stellt sich damit ein Zusammenhang von etwa  $3,9\text{ ROZ}$  bis  $7,5\text{ ROZ}$  pro  $\epsilon$  ein. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass auch in diesem Zusammenhang der wesentliche Trend durch die Simulation erfasst wird.

Eine effiziente Kühlung der verdichteten Ladeluft ist bei aufgeladenen Motoren essenziell, um das Leistungspotenzial einer Aufladung voll auszuschöpfen und dabei den Verbrauch in hohen Lasten nicht zu stark ansteigen zu lassen. Nicht nur, dass bei hohen Ladelufttemperaturen sehr wirkungsgradungünstige Verbrennungslagen eingestellt werden müssen, trägt dabei zum Verbrauchsanstieg bei, sondern insbesondere auch der erhöhte Anfettungsbedarf aufgrund des steigenden Abgastemperaturniveaus. Um diese gekoppelten Effekte auch bei der Skalierung berücksichtigen zu können, wird abschließend eine Variation der nach dem Ladeluftkühler vorgegebenen Temperatur in hohen Lastregionen durchgeführt. Daraus ergibt sich im Mittel ein Zusammenhang zwischen Ladelufttemperatur und Schwerpunktlage von etwa  $0,13\text{ °KW pro }^{\circ}\text{C}$ . Im Vergleich zu den in [134] gemachten Angaben von  $0,11\text{ °KW}$  bis  $0,20\text{ °KW pro }^{\circ}\text{C}$  kann daher wiederum von der Plausibilität der Simulationsergebnisse ausgegangen werden.

### 4.7.2 Einfluss der verschleppten Verbrennung auf motorische Betriebsgrößen

Aufbauend auf die Variation der als klopfrelevant identifizierten Motorparameter können die Resultate nun dazu herangezogen werden, um den Einfluss der verschleppten Verbrennung auf den Motorprozess zu analysieren und die Auswirkungen auf einzelne motorische Betriebsgrößen zu beschreiben. Der Vergleich der Simulationsergebnisse unter idealen Verbrennungsbedingungen mit den Resultaten an der Klopfgrenze erlaubt es, die in Abb. 4.56 dargestellten Tendenzen abzuleiten.



**Abbildung 4.56:** Einfluss der verschleppten Verbrennung an der Klopfgrenze auf ind. Wirkungsgrad  $\eta_i$ , Abgastemperatur  $T_{AG}$  und Wandwärmeverluste  $Q_W$

Die zentrale Bedeutung der Verbrennungslage auf den Motorprozess wurde bereits in Abschnitt 2.2 im Rahmen der Beschreibung der Verlustteilung eingehend erläutert. Deshalb wird an dieser Stelle nur mehr auf die Auswirkungen auf Wirkungsgrad, Abgastemperatur und Wandwärmeverluste eingegangen, wie sie für die Ableitung der in Schritt 2 und 5 notwendigen Umrechnungsfunktionen notwendig sind. Wie zu erwarten, stellt sich mit wachsender Entfernung des Verbrennungsschwerpunktes von seiner optimalen Position der typische parabolische Wirkungsgradabfall ein. Die Übereinstimmung mit Messungen am Vergleichsmotor 7 sowie den Angaben in [6] kann bis zu sehr späten Schwerpunktlagen als zufriedenstellend bewertet werden. Im Vergleich zu einer Abhängigkeit gegenüber einer Verschiebung des Zündzeitpunktes kann ebenso der Streubereich sehr eng gehalten werden.

Die absolute Steigerung der Abgastemperatur zeigt einen annähernd linearen Verlauf mit einem mittleren Gradienten von etwa  $5,9 \text{ K}/^{\circ}KW$ , welcher im Bereich der in [54] gemachten Angaben liegt. Die Übereinstimmung mit verfügbaren Messergebnissen ist ebenfalls für die im Rahmen dieser Arbeit gestellten Anforderungen ausreichend.

Bezüglich der Abnahme der Wandwärmeverluste mit späterem Verbrennungsschwerpunkt sind aufgrund des deutlich erhöhten Analyseaufwandes zu deren Bestimmung weder Messergebnisse noch detaillierte Literaturangaben verfügbar. Die Auswertung gegenüber dem Zündzeitpunkt erweist sich aufgrund der starken Streuung auch an dieser Stelle als ungeeignet. Daher liefern verfügbare Informationen hierzu keinen entscheidenden Mehrwert. In der

Simulation kann in Abhängigkeit des Verbrennungsschwerpunktes eine relative Änderung von etwa 1,4 %/°KW ermittelt. Trotz fehlender Vergleichswerte kann dieser Wert aufgrund der motorischen Energiebilanz aber als plausibel angenommen werden, da die Auswirkungen auf Wirkungsgrad und Abgastemperatur bereits als verifiziert gelten.

# Kapitel 5

## Formulierung von Skalierfunktionen

Bei der abschließenden Formulierung der Skalierfunktionen gilt es, die durch die Variation der Skalierungsgrößen gewonnenen Erkenntnisse in konkrete analytische Funktionen zu überführen. Es ist daher essenziell einen geeigneten Funktionstyp zu finden, der die in den Abschnitten 4.4 bis 4.7 beschriebenen Tendenzen möglichst exakt beschreibt und gleichzeitig die im Rahmen dieser Arbeit gestellten Anforderungen erfüllt. Zu Beginn dieses Abschnittes werden diese Anforderungen deshalb kurz beschrieben. Vor dem Hintergrund der Anwendung vor allem in frühen Entwicklungsphasen wird darauf aufbauend die Herleitung des allgemeinen Funktionentyps beschrieben. Dabei wird auch eine Abgrenzung zu möglichen alternativen Vorgehensweisen durchgeführt. Anschließend erfolgt die Anpassung der Koeffizienten des allgemeinen Ansatzes bezüglich der Einflüsse einer jeden Skalierungsgröße auf die motorischen Betriebsgrößen. Ausgehend von der Definition des energetischen Motormodells (vgl. Abb. 4.1 S. 50) ist hierfür eine Skalierung bezüglich des indizierten Wirkungsgrades und der Abgastemperatur ausreichend. Die Qualität des Datenfittings wird jeweils unter der Angabe des mittleren Fehlers in der Form von sogenannten True–Predicted–Diagrammen dargestellt. In ähnlicher Weise werden auch die gefundenen Ansätze zur Berücksichtigung des Klopfphänomens vorgestellt. Abschließend werden die aufgestellten Skalierfunktionen anhand ausgewählter Anwendungsbeispiele verifiziert und auf Plausibilität geprüft.

### 5.1 Entwicklung geeigneter Funktionsansätze

Aus der Sicht eines Konzeptingenieurs können die Anforderungen an geeignete Skalierfunktionen im Hinblick auf den Entwurf und die Bewertung zukünftiger Antriebsstränge gemäß der Übersicht in Abb. 5.1 differenziert werden.

Zunächst sollten die Funktionen vor allem flexibel einsetzbar sein, um verschiedenste Fragestellungen beantworten zu können. Dabei ist ein einfacher sowie handlicher Aufbau äußerst förderlich, damit erste Abschätzungen ohne großen zeitlichen Aufwand oder sogar auf dem Papier getroffen werden können. Die Nachvollziehbarkeit und die Transparenz nicht nur der Herleitung, sondern auch der Anwendung der Skalierfunktionen, hat ebenso höchste Priorität. Denn der Anwender sollte die Funktionen auch möglichst einfach in bestehende Umgebungen zur Erstellung und Bearbeitung von Motorkennfeldern integrieren können.

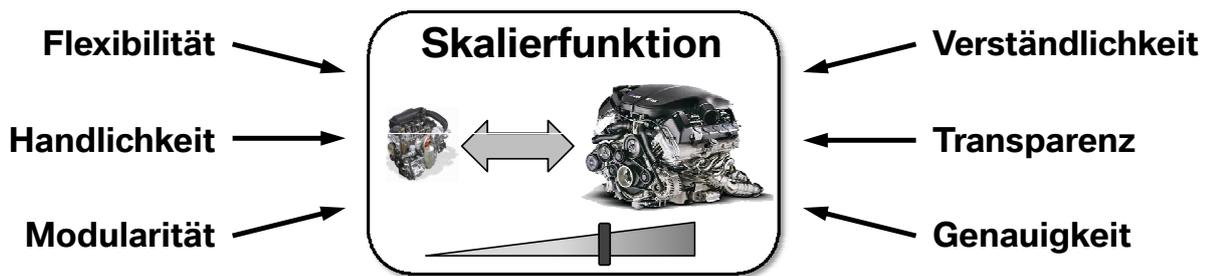


Abbildung 5.1: Anforderungen für die Formulierung von Skalierfunktionen [60]

Ein modularer Aufbau nicht nur der Skalierungsmethodik, sondern auch der Funktionen selbst, ermöglicht es dem Anwender, bestimmte Bausteine in der Skalierungskette durch eigene Ansätze zu substituieren. Dadurch besteht zudem die Möglichkeit, mit einer eigenen Datenbasis die Funktionen neu zu kalibrieren oder sogar strukturell anzupassen. Dies kann dann unter Umständen erforderlich sein, wenn die Skalierfunktionen die realen Gegebenheiten nicht genau genug beschreiben. Vor allem sollte die Wahl der Referenzdaten auf das Skalierungsergebnis möglichst wenig Einfluss haben. Ebenso darf die Skalierungsreihenfolge bei der Variation mehrerer Skalierungsgrößen nicht entscheidend sein. Eine möglichst unabhängige Abbildung der Einflussfaktoren ist hierfür notwendig, damit eine multiplikative Verknüpfung der einzelnen Skalierungsschritte zulässig ist. Auch sollten beim Verlassen des untersuchten Parameterraumes die Tendenzen nach wie vor plausibel wiedergegeben werden. Dies ist insbesondere bei der Extrapolation in die Betriebsbereiche eines Motors wichtig, in denen die Betriebscharakteristik in frühen Entwicklungsstadien nur unzureichend bekannt ist. Darüber hinaus muss dem Anwender nicht nur die grundlegende Vorgehensweise bekannt sein, sondern alle konkreten Funktionen im Detail vorliegen, damit die Weiterverwendbarkeit der vorgeschlagenen Methodik gewährleistet ist.

Alternativ zu konkreten analytischen Funktionen werden in der Praxis häufig sogenannte „Künstliche Neuronale Netze“ verwendet, um komplexe physikalische Zusammenhänge zu beschreiben. Dies ist besonders dann der Fall, wenn die Zusammenhänge zwischen den Ein- und Ausgangsgrößen eines technischen Systems unbekannt, nur unzureichend verstanden oder von untergeordnetem Interesse sind. Doch gerade durch diesen Blackbox-Charakter werden viele der in Abb. 5.1 zusammengefassten Kriterien nicht erfüllt. Neuronale Netze sind demnach für das Skalierungsvorhaben im Rahmen dieser Arbeit ungeeignet, zumal die Zusammenhänge zwischen den Skalierungsgrößen und den motorischen Betriebsgrößen mit Hilfe der Ladungswechsel- und Prozessrechnung im Detail analysiert werden konnten. Aufgrund der Einfachheit der gefundenen Tendenzen wäre demnach eine Beschreibung über lineare und quadratische Funktionen möglich. Polynome zweiten Grades würden jedoch eine starke Abhängigkeit von den gewählten Referenzwerten aufweisen. Zudem ist die Extrapolation außerhalb des gesicherten Parameterraumes nur eingeschränkt zulässig. Inspiriert durch die weit verbreiteten Übertragungsfunktionen zur Umrechnung von Ersatzbrennverläufen (vgl. [27, 132]), wird deshalb ein Quotientenansatz gewählt, der unter allen Umständen bei Referenzbedingungen einen Skalierungsfaktor von eins sicherstellt ( $f_{Skal}(x_{Skal} = x_{ref}) = 1$ ).

Abhängig von der Komplexität des zu beschreibenden Zusammenhangs (Betriebspunktabhängigkeit, Wechselwirkungen) werden drei verschiedene Funktionentypen aufgestellt. Darin steht  $x_{ref}$  für den Referenzwert der Skalierungsgröße und  $x_{Skal}$  für deren Zielwert.

**Basisfunktion:**

$$f_{Skal} = \frac{a + b \cdot x_{Skal}^c}{a + b \cdot x_{ref}^c} \quad (5.1)$$

Die Basisfunktion ist ausreichend, wenn der Einfluss der Skalierungsgröße auf Wirkungsgrad bzw. Abgastemperatur nicht vom Betriebspunkt (Drehzahl, Last) des Motors abhängt und nicht entscheidend mit dem Niveau anderer Skalierungsgrößen verknüpft ist.

**Beschreibung einer Betriebspunktabhängigkeit:**

$$f_{Skal} = \frac{a + f(n, \lambda_l, T_{AG,ref}) \cdot x_{Skal}^c}{a + f(n, \lambda_l, T_{AG,ref}) \cdot x_{ref}^c} \quad (5.2)$$

Die Betriebspunktabhängigkeit einer Skalierung kann dadurch berücksichtigt werden, indem der konstante Koeffizient  $b$  durch das Polynom  $f(n, \lambda_l, T_{AG,ref})$  ersetzt wird. In vielen Fällen hat sich dabei eine Beschreibung der Betriebspunktabhängigkeit über die Referenz-Abgastemperatur anstelle von Drehzahl und Last als zielführender erwiesen.

**Beschreibung von Wechselwirkungen:**

$$f_{Skal} = \left( \frac{a + f(n, \lambda_l, T_{AG,ref}) \cdot x_{Skal}^c}{a + f(n, \lambda_l, T_{AG,ref}) \cdot x_{ref}^c} \right)^{\sum_{i=1}^n (x_{q,i} - x_{q0,i}) \cdot d_i + 1} \quad (5.3)$$

Insbesondere bei den geometrischen Skalierungsgrößen konnten starke Wechselwirkungen festgestellt werden, die den Tendenzen infolge eines reinen Basiseffektes entgegengesetzt gerichtet sind. Mathematisch können diese Effekte durch den zusätzlichen Exponenten beschrieben werden. Darin steht  $x_q$  für das Niveau auf dem skaliert wird und  $x_{q0}$  für das entsprechende Basisniveau. Bezüglich der geometrischen Skalierungsgrößen wird dieses Basisniveau auf die im Ladungswechsel- und Prozessmodell vereinbarten Referenzwerte festgelegt ( $V_{h,q0} = 450$  ccm,  $s/d_{q0} = 1,0$ ,  $\epsilon_{q0} = 10,5$ ). Nimmt der Exponent einen Wert größer als eins an, wird der Einfluss der jeweiligen Skalierung verstärkt. Bei einem Wert kleiner als eins wird der Einfluss entsprechend abgeschwächt. Bezüglich der motorischen Skalierungsgrößen werden die beobachteten Wechselwirkungen bei der Formulierung der Skalierfunktionen nicht weiter berücksichtigt, da diese vom Niveau meistens geringer sind als bei den Geometrieparametern sowie immer die gleiche Tendenz aufweisen wie der Basiseffekt. Analog dazu wird mit den Unterschieden zwischen gedrosselter und ungedrosselter Lastregelung verfahren und deshalb für Motoren mit variablem Ventilhub keine expliziten Skalierfunktionen aufgestellt.

**Multiplikative Überlagerung:**

$$\eta_{i,Skal} = \eta_{i,ref} \cdot \prod_k f_{Skal,\eta,k}(x_{Skal,k}, x_{ref,k}) \quad (5.4)$$

$$T_{AG,Skal} = T_{AG,ref} \cdot \prod_k f_{Skal,T_{AG},k}(x_{Skal,k}, x_{ref,k}) \quad (5.5)$$

mit  $k$  aus  $\{V_h, s/d, \epsilon, \lambda, y_R\}$

Die eigentliche Skalierung bezüglich Wirkungsgrad und Abgastemperatur erfolgt durch die multiplikative Überlagerung eines jeden Skalierungsschrittes. Die Referenzwerte  $\eta_{i,ref}$  bzw.  $T_{AG,ref}$  stehen in der Regel zur Verfügung oder können mit geringem Aufwand ermittelt werden.

Zur Bestimmung eines optimalen Satzes an Koeffizienten werden für jede Skalierungsgröße die in den Abschnitten 4.4 bis 4.5 beschriebenen Parametervariationen ausgewertet und bezüglich der Referenzkonfiguration (vgl. Tab. 4.1 S. 69) verglichen. Auf die so ermittelten relativen Unterschiede werden die oben beschriebenen Funktionen nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate angepasst. Dabei wird zunächst immer von der einfachen Basisfunktion ausgegangen und nur im Bedarfsfall der Betriebspunktterm bzw. der Wechselwirkungsterm mit einbezogen. Als minimales Ziel wird für jede Optimierung der Koeffizienten ein mittlerer Fehler von kleiner als 0,5 % angestrebt.

## 5.2 Geometrische Motorparameter

Im Folgenden werden die gefundenen Skalierfunktionen für die geometrischen Skalierungsgrößen vorgestellt und die entsprechenden Koeffizienten jeweils tabellarisch zusammengefasst. In den True–Predicted–Diagrammen kann die Qualität des Datenfittings nachvollzogen werden.

### 5.2.1 Zylinderhubvolumen

Sowohl bezüglich Wirkungsgrad, als auch für die Skalierung der Abgastemperatur muss im Falle des Zylinderhubvolumens die ausführlichste Form der Basisfunktion verwendet werden, um die Genauigkeitsanforderung zu erfüllen. Zur Beschreibung der Betriebspunktabhängigkeit der Skalierung der Abgastemperatur hat sich die Referenz–Abgastemperatur als die passendere Vergleichsgröße herausgestellt.

$$f_{Skal,\eta_i} = \left( \frac{a + f(n, \lambda_l) \cdot V_{h,Skal}^c}{a + f(n, \lambda_l) \cdot V_{h,ref}^c} \right)^{(s/d - s/d_0) \cdot d_{s/d} + (\epsilon - \epsilon_0) \cdot d_\epsilon + 1} \quad (5.6)$$

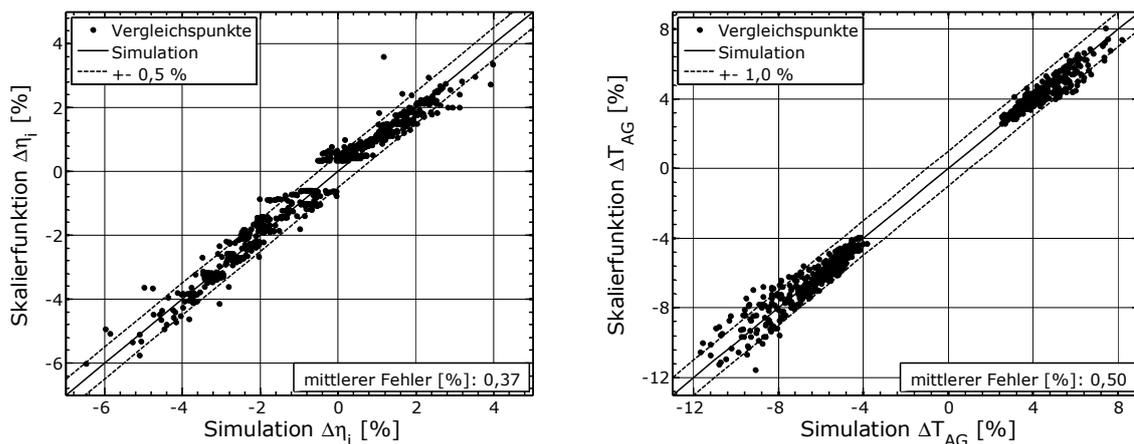
$$f_{Skal,T_{AG}} = \left( \frac{a + f(T_{AG,ref}) \cdot V_{h,Skal}^c}{a + f(T_{AG,ref}) \cdot V_{h,ref}^c} \right)^{(s/d - s/d_0) \cdot d_{s/d} + (\epsilon - \epsilon_0) \cdot d_\epsilon + 1} \quad (5.7)$$

Abb. 5.2 ist zu entnehmen, dass mit Ausnahme von wenigen Betriebspunkten, die in der Simulation festgestellte relative Wirkungsgradänderung gut durch die Skalierfunktion wiedergegeben werden kann. Nur bei Vergleichspunkten um den Nullpunkt herum ist mit etwas größeren Abweichungen zu rechnen. Diese Punkte liegen jedoch im Bereich hoher Motordrehzahlen (vgl. Abb. 4.26 S. 87) und sind deshalb bei Verbrauchsbewertungen nur von untergeordneter Relevanz. Bei der Abbildung der starken Temperaturabsenkung infolge kleiner Zylinderhubvolumen, die vor allem bei niedrigen Drehzahlen und Lasten auftritt, weist

$f_{Skal,\eta_i}$	$a$		12,92
	$f(n, \lambda_l)$	$28,75 \cdot 10^{-3} \cdot n - 0,440 \cdot \lambda_l^{-3,794}$	-137,5
	$c$		-0,725
	$d_{s/d}$		-0,687
	$d_\epsilon$		$65,31 \cdot 10^{-3}$
$f_{Skal,T_{AG}}$	$a$		72,42
	$f(T_{AG,ref})$	$7,225 \cdot 10^{-5} \cdot T_{AG,ref}^{2,030}$	-242,1
	$c$		-0,285
	$d_{s/d}$		$-23,51 \cdot 10^{-3}$
	$d_\epsilon$		$-26,59 \cdot 10^{-3}$

**Tabelle 5.1:** Koeffizienten zur Skalierung des Zylinderhubvolumens  $V_h$ 

die Skalierfunktion jedoch Schwächen auf. Der maximale mittlere Fehler kann aber dennoch knapp erreicht werden.


**Abbildung 5.2:** Vergleich von Simulation und Skalierfunktion bezüglich ind. Wirkungsgrad  $\eta_i$  und Abgastemperatur  $T_{AG}$  bei der Variation des Zylinderhubvolumens  $V_h$ 

### 5.2.2 Hub–Bohrungs–Verhältnis

Aufgrund der ähnlichen Effekte wie bei der Skalierung des Zylinderhubvolumens, ergeben sich für eine Variation des Hub–Bohrungs–Verhältnis auch vergleichbare Skalierfunktionen. Die Koeffizienten für den ausführlichsten Funktionentyp sind in Tab. 5.2 zusammengefasst.

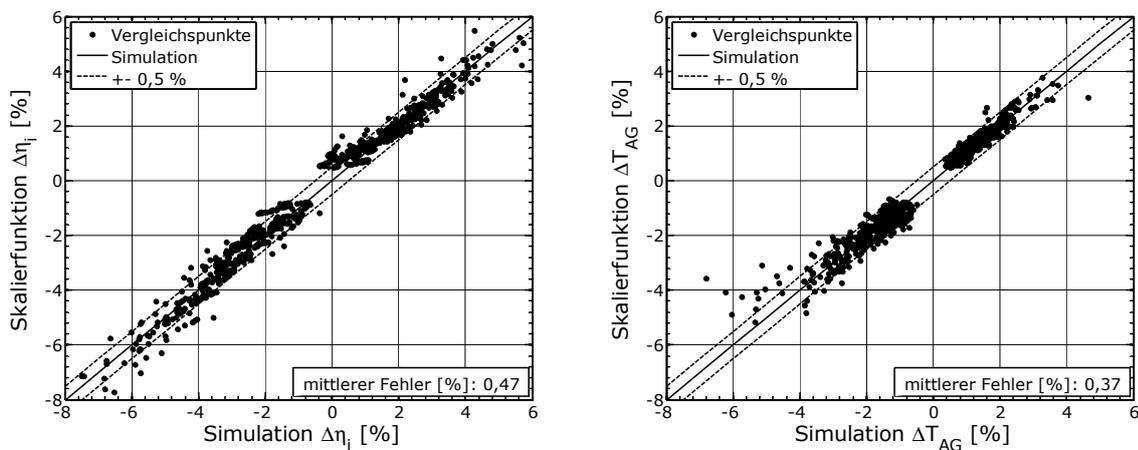
$$f_{Skal,\eta_i} = \left( \frac{a + f(n, \lambda_l) \cdot s / d_{Skal}^c}{a + f(n, \lambda_l) \cdot s / d_{ref}^c} \right)^{(V_h - V_{h,0}) \cdot d_{V_h} + (\epsilon - \epsilon_0) \cdot d_\epsilon + 1} \quad (5.8)$$

$$f_{Skal,T_{AG}} = \left( \frac{a + f(T_{AG,ref}) \cdot s / d_{Skal}^c}{a + f(T_{AG,ref}) \cdot s / d_{ref}^c} \right)^{(V_h - V_{h,0}) \cdot d_{V_h} + (\epsilon - \epsilon_0) \cdot d_\epsilon + 1} \quad (5.9)$$

$f_{Skal,\eta_i}$	$a$		726,8
	$f(n, \lambda_l)$	$0,152 \cdot n^{0,812} - 3,623 \cdot \lambda_l^{-2,483}$	-150,5
	$c$		-0,845
	$d_{V_h}$		$-81,87 \cdot 10^{-5}$
	$d_\epsilon$		$63,45 \cdot 10^{-3}$
$f_{Skal,T_{AG}}$	$a$		441,3
	$f(T_{AG,ref})$	$6,283 \cdot 10^{-3} \cdot T_{AG,ref}^{1,458}$	-245,7
	$c$		-0,282
	$d_{V_h}$		$17,49 \cdot 10^{-5}$
	$d_\epsilon$		$-51,66 \cdot 10^{-3}$

**Tabelle 5.2:** Koeffizienten zur Skalierung des Hub–Bohrungs–Verhältnis  $s/d$

Wie Abb. 5.3 zeigt, wird analog zum Zylinderhubvolumen auch eine ähnliche Qualität des Datenfittings erzielt. Die sehr niedrigen Abgastemperaturen von stark kurzhubigen Motoren im Bereich geringer Drehzahlen und Lasten können daher auch nur bedingt wiedergegeben werden.



**Abbildung 5.3:** Vergleich von Simulation und Skalierfunktion bezüglich ind. Wirkungsgrad  $\eta_i$  und Abgastemperatur  $T_{AG}$  bei der Variation des Hub–Bohrungs–Verhältnis  $s/d$

### 5.2.3 Verdichtungsverhältnis

Die Auswirkungen von Wechselwirkungen sind bei der Skalierung des Verdichtungsverhältnis ähnlich stark ausgeprägt wie bei den anderen beiden geometrischen Skalierungsgrößen. Die Skalierfunktion bezüglich Wirkungsgrad hat daher ebenfalls die ausführlichste Form. Bezüglich der Abgastemperatur konnte weder eine klare Betriebspunktabhängigkeit (vgl. Abb. 4.34 S. 92) noch bedeutende Wechselwirkungen gegenüber anderen Geometrieparametern festgestellt werden. Die Funktion zur Skalierung der Abgastemperatur kann deshalb sehr einfach formuliert werden.

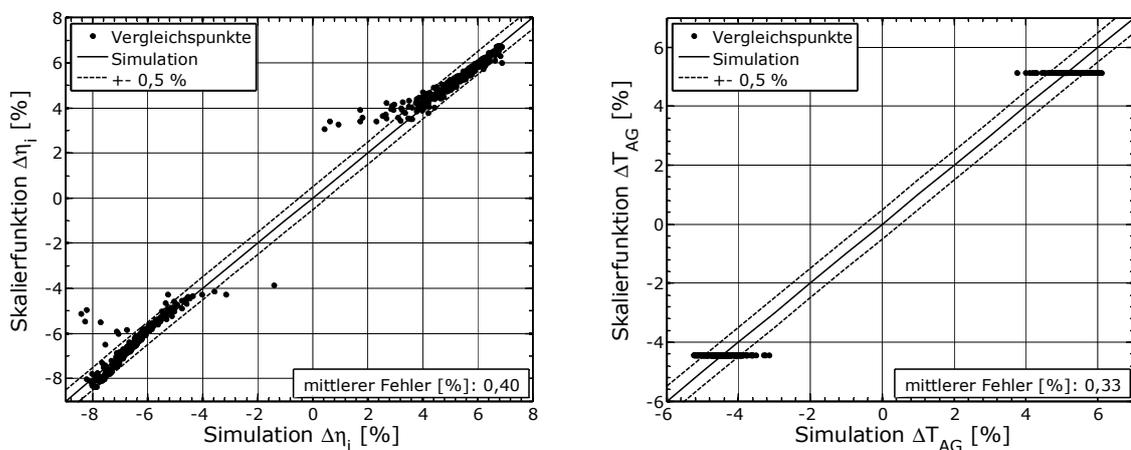
$$f_{Skal,\eta_i} = \left( \frac{a + f(n, \lambda_l) \cdot \epsilon_{Skal}^c}{a + f(n, \lambda_l) \cdot \epsilon_{ref}^c} \right)^{(V_h - V_{h,0}) \cdot d_{V_h} + (s/d - s/d_0) \cdot d_{s/d} + 1} \quad (5.10)$$

$$f_{Skal,T_{AG}} = \frac{a + b \cdot \epsilon_{Skal}^c}{a + b \cdot \epsilon_{ref}^c} \quad (5.11)$$

$f_{Skal,\eta_i}$	$a$	6,049
	$f(n, \lambda_l)$	$-138,9 \cdot n^{16,87 \cdot 10^{-3}} + 0,140 \cdot \lambda_l^{-1,771} + 147,3$
	$c$	-0,997
	$d_{V_h}$	$43,95 \cdot 10^{-5}$
$f_{Skal,T_{AG}}$	$a$	1
	$b$	1,677
	$c$	-0,701

**Tabelle 5.3:** Koeffizienten zur Skalierung des Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$

Wie aus Abb. 5.4 ersichtlich, kann hinsichtlich des Wirkungsgrades die Mehrzahl der Vergleichspunkte exakt durch die Skalierfunktion beschrieben werden. Ausschließlich die sehr geringe Verbrauchsreduktion bei thermodynamisch ungünstigen Brennräumen (kleines  $V_h$  bzw.  $s/d$ ) wird durch die Skalierfunktion deutlich überschätzt. Falls dieser Grenzbereich des Parameterraumes für bestimmte Betrachtungen sehr relevant ist, sollte eine Anpassung der vorgeschlagenen Koeffizienten angestrebt werden. Die Beschreibung der relativen Änderung der Abgastemperatur wird im Mittel gut durch die Funktion umgesetzt. Der einfache Ansatz ist daher im Rahmen der gestellten Anforderungen gerechtfertigt.



**Abbildung 5.4:** Vergleich von Simulation und Skalierfunktion bezüglich ind. Wirkungsgrad  $\eta_i$  und Abgastemperatur  $T_{AG}$  bei der Variation des Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$

## 5.3 Motorische Betriebsparameter

Analog zur Beschreibung der geometrischen Skalierfunktionen erfolgt an dieser Stelle die Darstellung der Skalierfunktionen hinsichtlich Luftverhältnis und Restgasanteil. Aufgrund der besonderen Bedeutung des Entdrosselungseffektes bei der Skalierung der motorischen Betriebsparameter, ist bei der Formulierung der Skalierfunktionen stets eine Unterscheidung zwischen saugmotorischem und aufgeladenem Betriebsbereich erforderlich. Denn der Wirkungsgradvorteil durch den höheren Saugrohrdruck in der Teillast, schlägt in den höheren Lastregionen zu einem Nachteil um.

### 5.3.1 Luftverhältnis

Neben der Differenzierung des Lastbereiches im Falle  $\lambda > 1,0$ , ist bei der Skalierung des Luftverhältnis auch eine Einteilung in den über- und den unterstöchiometrischen Bereich vorzunehmen. Denn wie in Abschnitt 4.5.1 festgestellt, ist ausgehend von einem fetten Betriebspunkt keine stetige Beschreibung der Veränderung von Wirkungsgrad und Abgastemperatur bei zunehmender Abmagerung möglich. Insgesamt sind für eine vollständige Beschreibung einer Skalierung des Luftverhältnis demnach drei separate Sätze von Koeffizienten notwendig. In Tab. 5.4 sind diese zusammengefasst. Es ist ersichtlich, dass die Funktionen möglichst einfach gehalten sind und nur wenn es die Komplexität der Zusammenhänge erfordert, eine Betriebspunktabhängigkeit eingeführt wird.

$$f_{Skal,\eta_i} = \frac{a + b \cdot \lambda_{Skal}^c}{a + b \cdot \lambda_{ref}^c} \quad (5.12)$$

$$f_{Skal,T_{AG}} = \frac{a + b \cdot \lambda_{Skal}^c}{a + b \cdot \lambda_{ref}^c} \quad (5.13)$$

		$\lambda < 1,0$	$\lambda > 1,0$	
			saugmotorisch	aufgeladen
$f_{Skal,\eta_i}$	$a$	1,161	-18,97	-2,487
	$b$	-0,993	2,890	$1,506 \cdot 10^{-8} \cdot n + 5,618 \cdot 10^{-5} \cdot \lambda_l + 2,488$
	$c$	-0,156	-2,046	$1,468 \cdot 10^{-5}$
		$\lambda < 1,0$	$\lambda > 1,0$	
$f_{Skal,T_{AG}}$	$a$	-1,523		1
	$b$	$-2,966 \cdot 10^{-3} \cdot T_{AG,ref} + 1,203$		$-1,980 \cdot 10^{-5} \cdot n - 0,114 \cdot \lambda_l - 0,147$
	$c$	0,832		0,997

**Tabelle 5.4:** Koeffizienten zur Skalierung des Luftverhältnis  $\lambda$

Der Vergleich von Simulation und Skalierfunktion in Abb. 5.5 zeigt, dass für jede der unterschiedenen Gruppen eine gute Übereinstimmung erzielt wird und der maximale mittlere Fehler eingehalten werden kann. Etwas größere Abweichungen sind ausschließlich bei der Beschreibung der Abgastemperatur für magere Luftverhältnisse erkennbar.

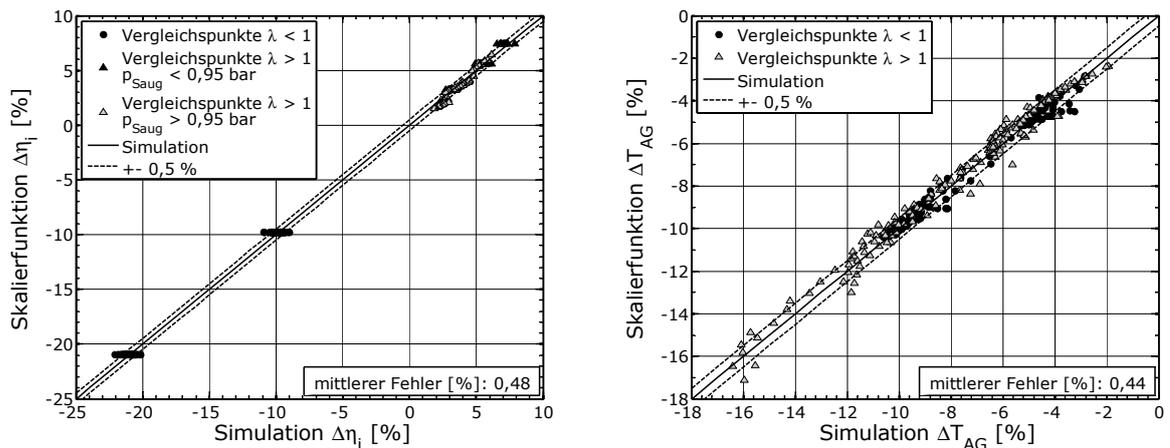


Abbildung 5.5: Vergleich von Simulation und Skalierfunktion bezüglich ind. Wirkungsgrad  $\eta_i$  und Abgastemperatur  $T_{AG}$  bei der Variation des Luftverhältnis  $\lambda$

### 5.3.2 Restgasgehalt

Ebenso wie für das Luftverhältnis erfordert die Skalierung des Restgasanteils eine Unterscheidung des Lastbereiches, um die Wirkung einer Entdrosselung richtig zu beschreiben. Zudem wird aufgrund der in Abschnitt 4.5.2 genannten Gründe keine allgemeinen Funktionen für die Skalierung des Restgasanteils formuliert. Stattdessen erfolgt eine Beschränkung auf die Regelung des Restgasanteils über die externe AGR-Rate. Hierfür können die in der Simulation gefundenen Zusammenhänge hervorragend mit dem entwickelten Skalierungsansatz abgedeckt werden. Die entsprechenden Koeffizienten fasst Tab. 5.5 zusammen.

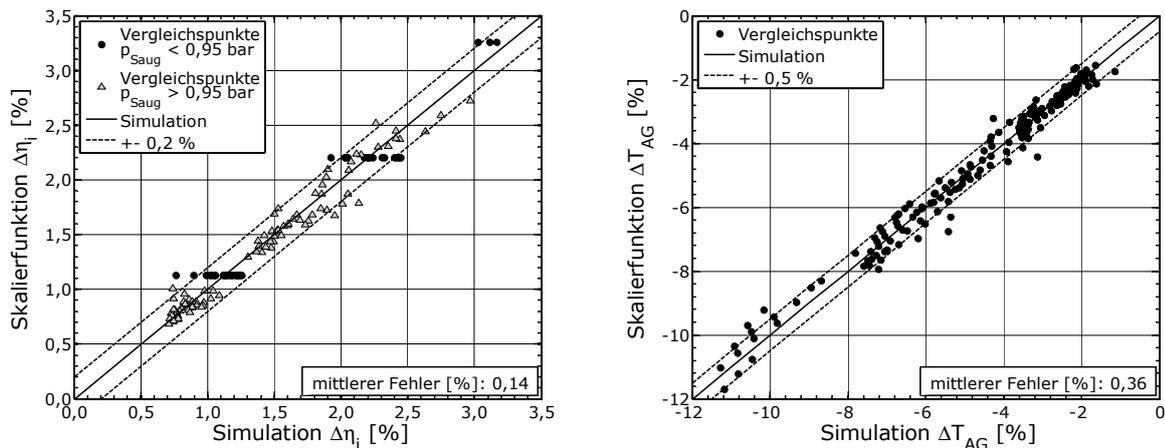
$$f_{Skal,\eta_i} = \frac{a + b \cdot AGR_{Skal}^c}{a + b \cdot AGR_{ref}^c} \tag{5.14}$$

$$f_{Skal,T_{AG}} = \frac{a + b \cdot AGR_{Skal}^c}{a + b \cdot AGR_{ref}^c} \tag{5.15}$$

		saugmotorisch		aufgeladen
$f_{Skal,\eta_i}$	$a$		1	1
	$b$	0,203	$7,477 \cdot 10^{-6} \cdot n - 41,96 \cdot 10^{-3} \cdot \lambda_l + 0,205$	0,205
	$c$	0,964		0,922
$f_{Skal,T_{AG}}$	$a$			1
	$b$			$-2,980 \cdot 10^{-5} \cdot n - 0,338 \cdot \lambda_l - 0,228$
	$c$			1,048

Tabelle 5.5: Koeffizienten zur Skalierung der AGR-Rate

Insbesondere die Beschreibung der Wirkungsgradänderung erfolgt sehr exakt (vgl. Abb. 5.6). Aber auch die Abnahme der Abgastemperatur wird bis zu hohen AGR-Raten verlässlich durch die vorgeschlagene Funktion wiedergegeben.



**Abbildung 5.6:** Vergleich von Simulation und Skalierfunktion bezüglich ind. Wirkungsgrad  $\eta_i$  und Abgastemperatur  $T_{AG}$  bei der Variation der AGR-Rate

Zusammenfassend bleibt festzuhalten, dass für alle Skalierungsgrößen die mit Hilfe der Ladungswechsel- und Prozessrechnung ermittelten Tendenzen in einer hohen Qualität durch die entwickelten Skalierfunktionen beschrieben werden können. Ausschließlich in den Randbereichen des untersuchten Parameterraumes, sowie an den Rändern des Motorkennfeldes sind gewisse Abstriche in Kauf zu nehmen.

## 5.4 Funktionsansätze zur Berücksichtigung des Klopfphänomens

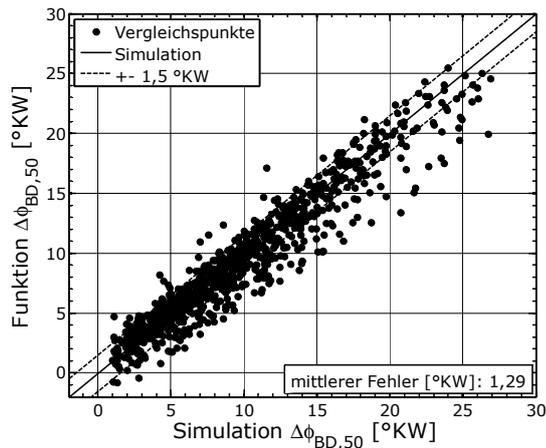
Die Berücksichtigung des Klopfphänomens bei der Skalierung teilt sich im Wesentlichen in die Abschätzung des Verbrennungsschwerpunktes auf, sowie in die Beschreibung, wie sich eine verschleppte Verbrennung auf Wirkungsgrad und Abgastemperatur gegenüber der idealen Schwerpunktlage auswirkt. Bezüglich der Abschätzung der Verbrennungslage an der Klopfgrenze kann aus den in Abschnitt 4.7 vorgestellten Ergebnissen folgender Ansatz abgeleitet werden:

$$\begin{aligned} \Delta\phi_{BD,50} = & -349,3 \cdot n^{19,05 \cdot 10^{-3}} + 31,16 \cdot \lambda_l^{0,831} + 745,8 \cdot ROZ^{-0,196} - 276,5 \cdot e^{-0,331} + \\ & + 47,47 \cdot 10^{-3} \cdot V_h + 58,39 \cdot (s/d)^{-17,08 \cdot 10^{-3}} + 148,6 \cdot \lambda^{0,150} - 0,143 \cdot y_r + \\ & + 0,130 \cdot T_{LLK} + C_{PFI/DI} \end{aligned} \quad (5.16)$$

$$\text{mit } C_{PFI/DI} = \begin{cases} -49,10 & \text{für PFI} \\ -51,10 & \text{für DI} \end{cases} \quad (5.17)$$

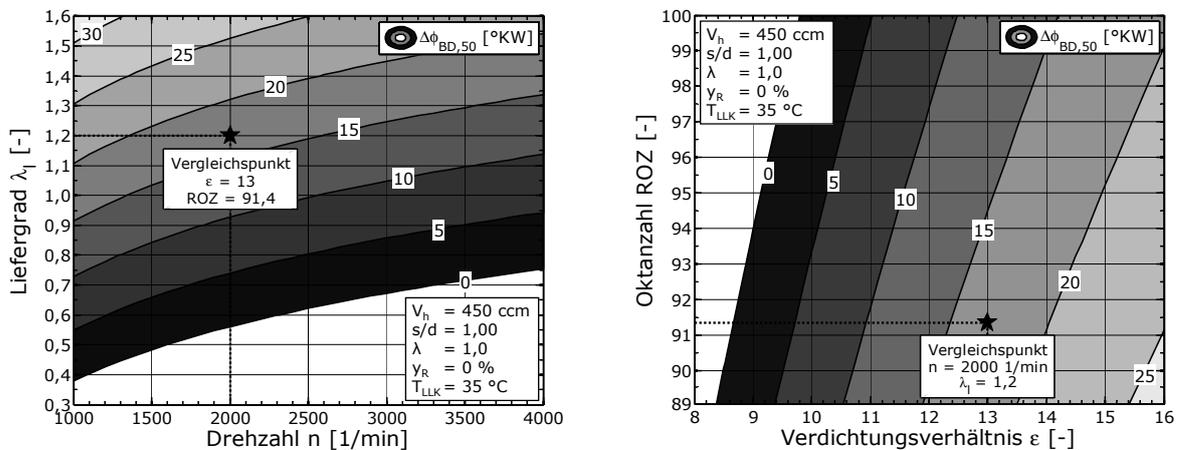
Gl. 5.16 beschreibt für alle als klopfrelevant identifizierten Parameter die zu erwartende Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes an der Klopfgrenze gegenüber dem als ideal definierten (vgl. Gl. 4.44 S. 76). Der Ansatz ist absolut formuliert, so dass keine Referenzwerte hinsichtlich des Verbrennungsschwerpunktes vorhanden sein müssen. Liegen hierzu jedoch

Referenzwerte vor, kann Gl. 5.16 dahingehend umformuliert werden, so dass von dieser gesicherten Basis ausgegangen werden kann. Gegenüber der in der Simulation berechneten Klopfgrenze kann der Verbrennungsschwerpunkt mit dieser Formel im Mittel auf etwa  $1,3 \text{ }^\circ\text{KW}$  genau berechnet werden. Wie aus Abb. 5.7 ersichtlich, ist die relative Abweichung bei geringer Verschleppung jedoch teilweise sehr hoch. Da der Einfluss insbesondere auf den Wirkungsgrad in diesem Bereich aber gering ist, ist dieser Fehler tolerierbar. Insgesamt wird die verschleppte Verbrennung durch die Abschätzformel tendenziell unterschätzt, wobei die absolute Abweichung hin zu sehr späten Verbrennungsschwerpunkten zunimmt.



**Abbildung 5.7:** Vergleich von Simulation und Gl. 5.16 zur Abschätzung der Verschleppung des Verbrennungsschwerpunktes an der Klopfgrenze

Zum besseren Verständnis von Gl. 5.16 veranschaulicht Abb. 5.8 noch einmal die Auswirkung einer Variation der vier klopfrelevantesten Parameter ( $n$ ,  $\lambda_l$ ,  $\epsilon$ ,  $ROZ$ ) auf die Verschleppung der Verbrennung. Wird durch Gl. 5.16 ein  $\Delta\phi_{BD,50} < 0$  berechnet, so kann angenommen werden, dass ein idealer Verbrennungsschwerpunkt einstellbar ist.



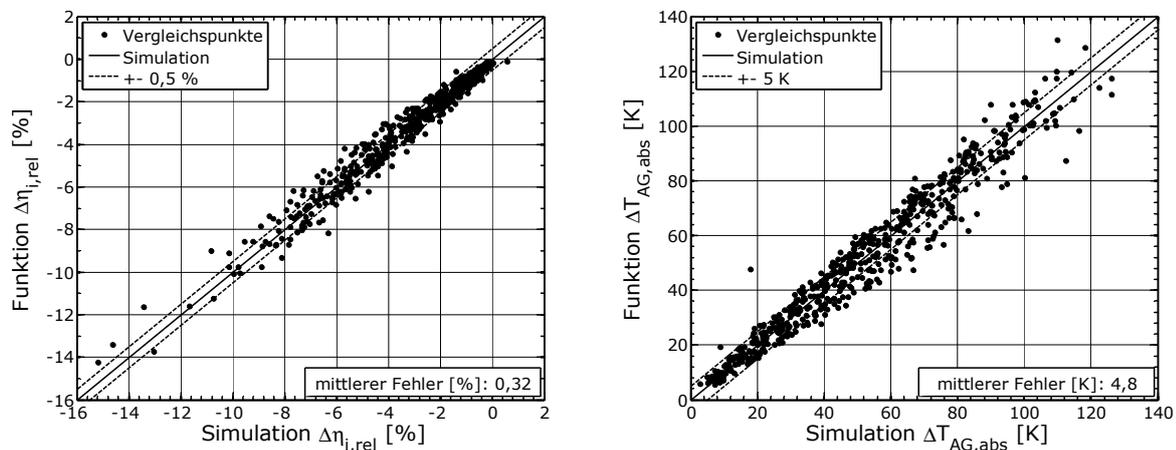
**Abbildung 5.8:** Abschätzung der verschleppten Verbrennung an der Klopfgrenze im Motorkennfeld (links) und bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen und Oktanzahlen (rechts) mit Hilfe der Gl. 5.16

Auf der Basis der abgeschätzten Verbrennungslage ist in einem zweiten Schritt die Auswirkung auf Wirkungsgrad und Abgastemperatur zu berechnen. Hierfür können aus den in Abschnitt 4.7 vorgestellten Ergebnissen folgende Polynome zweiten Grades abgeleitet werden:

$$\Delta\eta_{i,rel} = -23,29 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta\phi_{BD,50}^2 - 67,98 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta\phi_{BD,50} \quad (5.18)$$

$$\Delta T_{AG,abs} = 67,15 \cdot 10^{-3} \cdot \Delta\phi_{BD,50}^2 + 4,875 \cdot \Delta\phi_{BD,50} \quad (5.19)$$

Im Falle der Abgastemperatur stellt sich dabei die absolute Betrachtung als die bessere Alternative gegenüber dem relativen Vergleich heraus. Die True–Predicted–Darstellung in Abb. 5.9 zeigt wiederum die zufriedenstellende Übereinstimmung mit den Simulationsergebnissen, welche tendenziell bei späten Verbrennungslagen abnimmt.



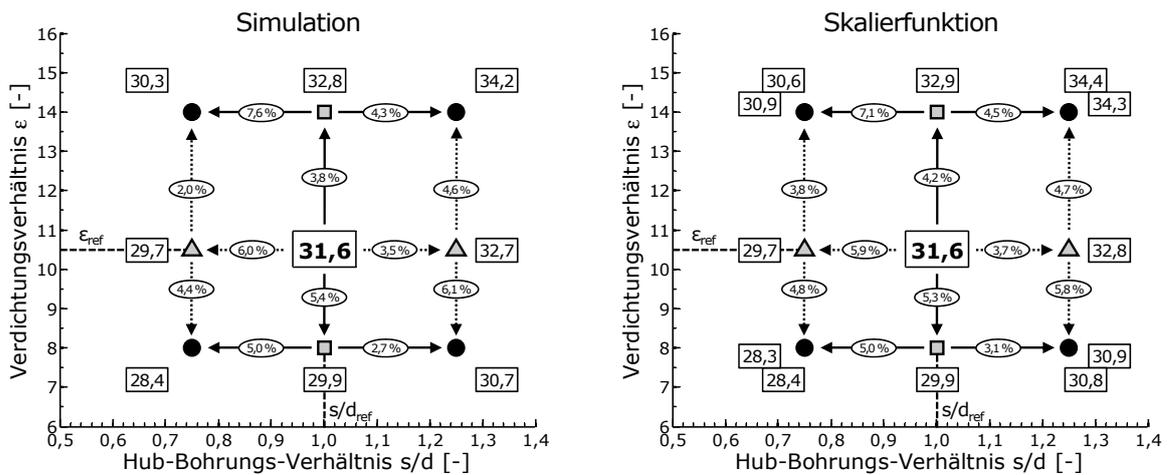
**Abbildung 5.9:** Vergleich von Simulation und Gl. 5.18 bzw. 5.19 zur Abschätzung von ind. Wirkungsgrad  $\eta_i$  und Abgastemperatur  $T_{AG}$  bei verschleppter Verbrennung an der Klopfgrenze

In Verbindung mit den in den Abschnitten 5.1 bis 5.3 aufgestellten Skalierfunktionen ist damit eine vollständige Skalierung auch von hochaufgeladenen Motoren möglich, die abhängig vom jeweiligen Fahrzeugkonzept auch in gesetzlichen Verbrauchszyklen häufig an der Klopfgrenze betrieben werden.

## 5.5 Verifikation, Plausibilisierung und Anwendung,

Im Folgenden wird anhand einiger Skalierungsbeispiele zusätzlich zu den in den vorangegangenen Abschnitten dargestellten True–Predicted–Diagrammen eine weitere stichpunktartige Verifikation gegenüber den Ladungswechsel- und Prozessrechnungen durchgeführt. Neben der detaillierten Plausibilisierung der Skalierfunktionen dient dies außerdem dazu, erste Anwendungsbeispiele aufzuzeigen, die dann in Kapitel 6 noch weiter vertieft werden.

In einem ersten Beispiel wird noch einmal auf die Bedeutung der Wechselwirkungen bei der Skalierung der Geometrieparameter eingegangen. Abb. 5.10 zeigt hierzu einen Vergleich von



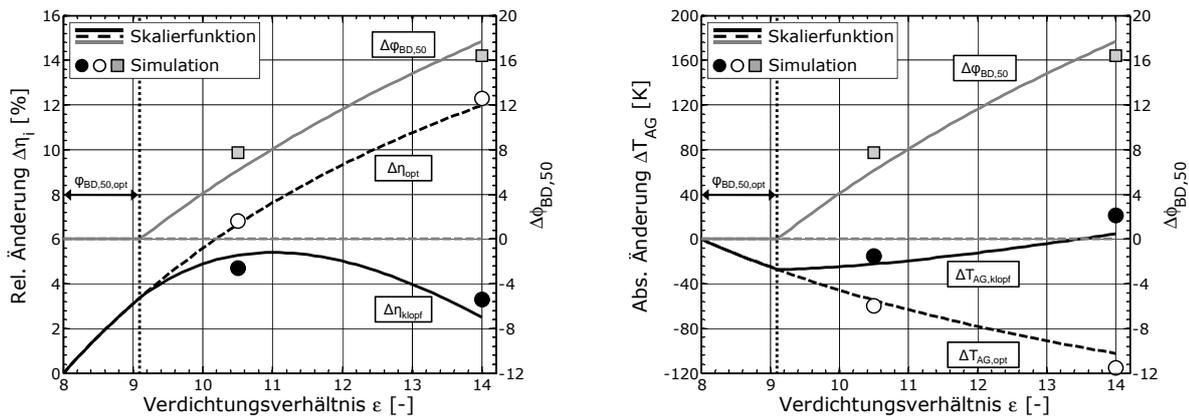
**Abbildung 5.10:** Vergleich von Simulation (links) und Skalierfunktion (rechts) bezüglich ind. Wirkungsgrad  $\eta_i$  bei kombinierter Variation von Hub-Bohrungs-Verhältnis  $s/d$  und Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$ , ausgehend von der Referenzgeometrie (Referenzbetriebspunkt, [59])

Simulation und Skalierfunktion für eine kombinierte Variation von Hub-Bohrungs-Verhältnis und Verdichtungsverhältnis am Referenzbetriebspunkt.

Ausgehend vom Referenzwirkungsgrad der Simulation zeigt sich für jeden Skalierungsschritt eine gute Übereinstimmung, welche mit einer Abweichung von absolut  $\pm 0,1$  % Wirkungsgrad beziffert werden kann. Eine Ausnahme stellt ausschließlich die Anhebung des Verdichtungsverhältnis bei einem minimalen Hub-Bohrungs-Verhältnis dar. Wie bereits in Abschnitt 5.2.3 erwähnt, wird in diesem Grenzbereich des Parameterraumes das Wirkungsgradpotenzial einer Verdichtungserhöhung deutlich überschätzt. Für eine exaktere Auflösung dieses Bereiches müsste der lineare Exponententerm (vgl. Gl. 5.3 S. 117) jedoch deutlich komplexer formuliert werden und um eine zusätzliche Betriebspunktabhängigkeit erweitert werden. Eine gewisse Handlichkeit der Skalierfunktionen wäre dann aber nicht mehr gegeben. Aufgrund dieses Kompromisses zwischen Handlichkeit und Genauigkeit zeigt das Skalierungsergebnis in diesem Bereich auch eine signifikante Abhängigkeit von der Skalierungsreihenfolge. Im restlichen Parameterraum liegt diese Abhängigkeit hingegen wieder im Bereich von maximal 0,1 %. Angesichts der in diesem Beispiel abgedeckten relativen Wirkungsgradänderung von insgesamt  $-10,4$  % bis  $+8,9$  %, kann von einer zufriedenstellenden Abbildung der in der Simulation ermittelten Tendenzen ausgegangen werden.

Das zweite Beispiel behandelt eine Skalierung des Verdichtungsverhältnis in einem klopfgefährdeten Bereich des Motorkennfeldes, wie sie bereits qualitativ in Abb. 3.12 auf S. 37 dargestellt wurde. Ausgehend von einem sehr niedrigen Verdichtungsverhältnis von  $\epsilon = 8$  stellt Abb. 5.11 hierzu die Veränderung von Wirkungsgrad und Abgastemperatur unter idealen Verbrennungsbedingungen sowie an der Klopfgrenze dar.

Unter der Voraussetzung einer idealen Verbrennungslage kann sowohl die Wirkungsgradsteigerung als auch der Abfall der Abgastemperatur exakt durch die Skalierfunktionen bestimmt werden. Mit Hilfe einer Abschätzung des real darstellbaren Verbrennungsschwerpunktes wird davon ausgehend eine Bestimmung der in Wirklichkeit zu erwartenden Trends der



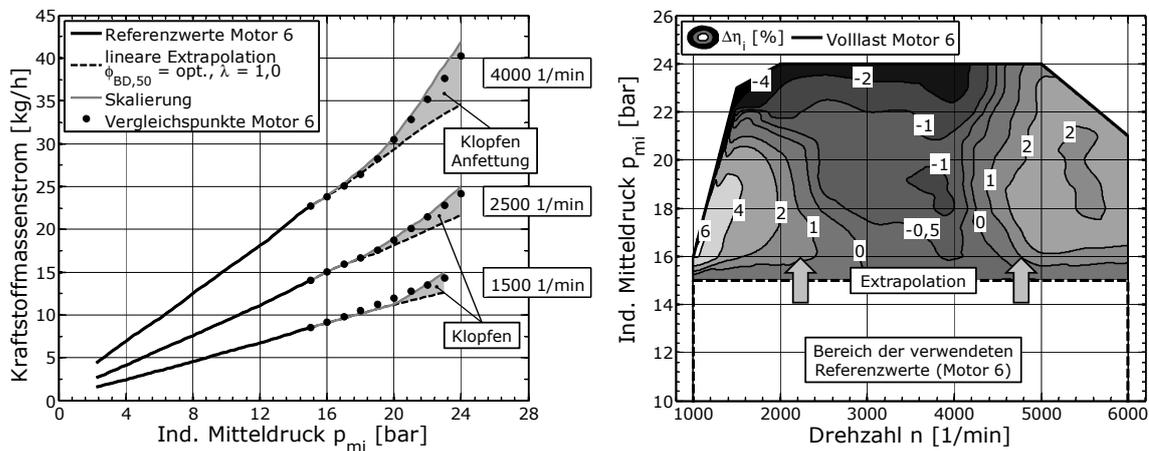
**Abbildung 5.11:** Vergleich von Simulation und Skalierfunktion bezüglich ind. Wirkungsgrad  $\eta_i$  (links) und Abgastemperatur  $T_{AG}$  (rechts) bei Variation des Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  an der Klopfgrenze ( $n = 2000$  1/min,  $\lambda_l = 1,2$ )

motorischen Betriebsgrößen möglich. Gemäß Gl. 5.16 muss in diesem Beispiel ab einem Verdichtungsverhältnis von  $\epsilon > 9$  von einer verschleppten Verbrennung ausgegangen werden. Ab diesem Punkt weicht die Wirkungsgradsteigerung zunehmend von der idealisierten Betrachtung ab, so dass ab einem Verdichtungsverhältnis von  $\epsilon = 11$  ein fallender Wirkungsgrad zu erwarten ist. Denn ausgehend vom thermodynamischen Potenzial des Gleichraumprozesses nehmen die Verluste durch reale Verbrennung überproportional zu. Bei maximalem Verdichtungsverhältnis ist demnach auf der Grundlage von Gl. 5.18 ein Wirkungsgradunterschied von 9 % zu verzeichnen. Analog dazu kehrt sich ab dem Erreichen der Klopfgrenze der Trend der Abgastemperatur um, so dass bei  $\epsilon = 14$  sogar mit einer höheren Abgastemperatur als am Ausgangspunkt zu rechnen ist.

Vergleichend gesehen nimmt die Qualität der Skalierung unter Berücksichtigung der Klopfgrenze aufgrund der schrittweisen Berechnung etwas ab. Denn mit jeder Umrechnung addieren sich die Fehler in der Skalierungskette. Wie dieses Beispiel zeigt, können klopfgefährdete Betriebspunkte dennoch mit hoher Verlässlichkeit skaliert werden, wodurch die Plausibilität der entwickelten Skalierungsmethodik bestätigt wäre. An dieser Stelle sei jedoch darauf hingewiesen, dass die Skalierfunktionen nicht für eine detaillierte Optimierung von bestehenden Motoren bzw. deren Abstimmung oder Applikation gedacht sind. Hierfür wäre die erzielte Detailschärfe zu ungenau. Optimierungen konzeptioneller Art, wie beispielsweise die Abschätzung des Verbrauchspotenzials eines variablen Verdichtungsverhältnis oder einer Substitution der Volllastanfertigung mittels Abmagerung, Hochrestgas oder Hochtemperaturwerkstoffen, sind dagegen sehr wohl möglich.

Insbesondere die Ansätze zur Umrechnung von Referenzbetriebspunkten auf eine ideale Verbrennungslage sowie stöchiometrischen Betrieb eröffnen durch die Linearisierung des Kennfeldes zusätzlich die Möglichkeit, einen verfügbaren Referenzdatensatz exakter zu extrapolieren. Denn für Verbrauchsabschätzungen mittels einer Gesamtfahrzeugsimulation werden möglichst vollständige Motorkennfelder benötigt, welche für jeden angefahrenen Betriebspunkt verlässliche Verbrauchswerte liefern können. Doch vor allem in frühen Entwicklungsphasen ist nur selten ein vollständiger Verbrauchsdatensatz zu einem Motor verfügbar. In solchen Fällen wird in der Regel der sogenannte „Willians–Ansatz“ herangezogen, um

zwischen vermessenen Betriebspunkten zu interpolieren bzw. in nicht untersuchte Bereiche zu extrapolieren. Grundlage dieser Methodik bildet die Annahme eines linearen Zusammenhangs zwischen abgegebener mechanischer Leistung und zugeführter Kraftstoffmenge. Die linke Darstellung in Abb. 5.12 stellt dies beispielhaft für den Vergleichsmotor 6 in drei Lastschnitten dar.



**Abbildung 5.12:** Beispiel einer Extrapolation eines Motorkennfeldes (Motor 6) auf Basis linearisierter Referenzdaten und der Verwendung der Skalierfunktionen ( $\Delta\eta_i$  als rel. Differenz zwischen Skalierung und Messung)

In klopfbegrenzten Bereichen und an Betriebspunkten, an denen von einem stöchiometrischen Luftverhältnis abgewichen wird, führt diese Annahme jedoch zu erheblichen Abweichungen in der Verbrauchsabschätzung bzw. erfordert eine selektive Abgrenzung dieser Bereiche. Ein mit Hilfe des vorgestellten Funktionspaketes auf optimale Verbrennungslage und stöchiometrisches Luftverhältnis linearisiertes Verbrauchskennfeld kann dagegen mit wesentlich geringeren Abweichungen bei gleichzeitig vermindertem Aufwand vervollständigt werden. Ein konkretes Beispiel hierzu zeigt die rechte Darstellung in Abb. 5.12. Ausgehend von einem Referenzdatensatz des Vergleichsmotors 6, welcher auf maximal  $p_{mi} = 15$  bar eingeschränkt wurde, wurde nach einer Linearisierung der Daten in den eigentlichen Volllastbereich des Motors extrapoliert. Nach entsprechender Rückrechnung auf den realen Verbrennungsschwerpunkt sowie den Anfettungsbedarf des Referenzmotors, zeigen sich in weiten Kennfeldbereichen nur geringe Abweichungen von  $\pm 2\%$  gegenüber den vollständigen Referenzdaten. Ausschließlich bei sehr niedrigen Drehzahlen im Bereich hoher Klopfintensität und starker Brennraumpülung, im Grenzbereich der Extrapolation sowie vereinzelt im Anfettungsbereich ist mit größeren Abweichungen zu rechnen.

# Kapitel 6

## Anwendung skalierter Motorkennfelder

Aufbauend zu den in Abschnitt 5.5 kurz vorgestellten Skalierungsbeispielen werden in diesem Kapitel weitere Anwendungsmöglichkeiten für die entwickelte Skalierungsmethodik vorgestellt und der damit erzielbare Mehrwert bei der Bewertung von zukünftigen Antriebskonzepten aufgezeigt. Insbesondere wird die Wirkungsweise verschiedener aussichtsreicher Motortechnologien mit Hilfe der Skalierfunktionen in virtuellen Motorkennfeldern abgebildet. Durch deren Integration in das Motormodell einer Gesamtfahrzeugsimulation wird die detaillierte Bewertung dieser Technologien im Kontext des gesamten Antriebsstranges möglich. Zunächst erfolgt daher eine kurze Beschreibung des Aufbaus und der Modellierungstiefe des verwendeten Gesamtfahrzeugmodells. Da mit diesem Modell nicht nur konventionelle sondern auch elektrifizierte Antriebe berechnet werden können, wird zudem auf die Modellierung der elektrischen Komponenten eingegangen, sowie die wichtigsten Grundzüge einer hybriden Betriebsstrategie erläutert. Anschließend wird ein Referenzfahrzeug definiert, hinsichtlich dessen die Motortechnologien auf Basis ausgewählter Fahrprofile bewertet werden. In einem ersten Schritt werden ausschließlich konventionelle Antriebe betrachtet und die durch motorische Maßnahmen darstellbaren Potenziale zur Verbrauchseinsparung aufgezeigt. In einem zweiten Schritt wird dann untersucht, inwieweit diese Potenziale durch eine zunehmende Elektrifizierung beeinflusst werden. Dabei wird besonders auf die Wechselwirkungen im Antriebsstrang eines Hybridfahrzeugs (HEV) eingegangen und beschrieben, wie durch die Verwendung der vorgestellten Skalierungsmethodik ein deutlich besseres Systemverständnis erzielt werden kann.

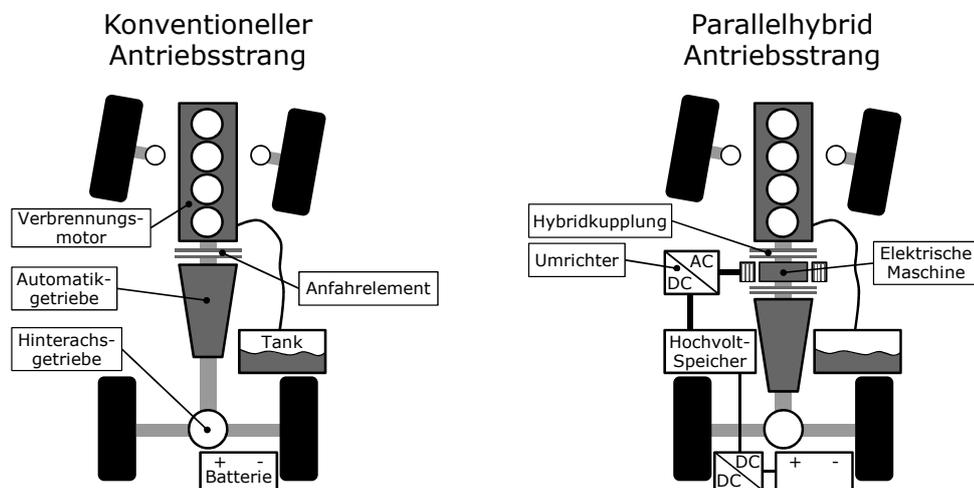
### 6.1 Gesamtfahrzeugsimulation für konventionelle und elektrifizierte Antriebskonzepte

#### 6.1.1 Grundaufbau

Das im Rahmen dieser Arbeit verwendete Gesamtfahrzeugmodell basiert auf Erkenntnissen, die innerhalb des dreijährigen Kooperationsprojektes „Energiemanagement im Kraftfahrzeug“ zwischen verschiedenen Instituten der Technischen Universität München (TUM) und der BMW Group erarbeitet wurden [42, 75]. Mit dem Ziel, verschiedenste Antriebskonzepte

in frühen Entwicklungsphasen flexibel berechnen und analysieren zu können, wurde mit Hilfe der Entwicklungsumgebung *Modelica*<sup>1</sup> / *Dymola*<sup>2</sup> eine umfassende Fahrzeugbibliothek entwickelt, mit der alle verbrauchsrelevanten Energieflüsse in einem Fahrzeug abgebildet werden können. Die Gesamtfahrzeugsimulation (GFS) ist als sogenannte „Vorwärtssimulation“ konzipiert. Vorwärts ist in diesem Zusammenhang als die Richtung der Berechnung von Momenten im Antriebsstrang zu verstehen.

Zur Bewertung sowohl der motorischen Maßnahmen als auch der Elektrifizierung wird innerhalb dieser Arbeit von einem sogenannten „Standardantrieb“ ausgegangen, wie er für viele Fahrzeuge der BMW AG und auch anderer Hersteller im Premiumsegment typisch ist. Gemäß Abb. 6.1 ist diese Antriebstopologie durch einen längs eingebauten Frontmotor gekennzeichnet, der seine Antriebsleistung über Getriebe und Antriebswelle an die Hinterachse abgibt.



**Abbildung 6.1:** Topologien des konventionellen und des elektrifizierten Antriebsstranges

Zur Darstellung verschiedener Elektrifizierungsgrade ist hierfür die Topologie des Parallelhybrid die von den meisten Herstellern favorisierte Lösung. Denn mit nur minimalen Änderungen am bestehenden Antriebsstrang können durch die parallele Integration einer elektrischen Maschine (E-Maschine) zwischen Verbrennungsmotor und Getriebe, sämtliche Hybridausprägungen vom Micro-Hybrid bis zum Full-Hybrid realisiert werden.

Im Folgenden wird die Modellierung der wesentlichen verbrauchsrelevanten Komponenten innerhalb der GFS kurz erläutert. Dabei wird größtenteils auf bereits im Zusammenhang des Projektes „Energiemanagement im Kraftfahrzeug“ veröffentlichte Inhalte verwiesen. Beispielsweise ist in [22, 42, 55, 75] der Aufbau der gesamten GFS sowie deren detaillierte Validierung ausführlich beschrieben.

### 6.1.2 Modellierung mechanischer Komponenten

Auch in stark elektrifizierten Fahrzeugen stellt der Verbrennungsmotor nach wie vor den zentralen Energiewandler dar. Mit dessen Modellierungsgüte steht und fällt demnach die

<sup>1</sup> Seit 1996 entwickelt von der Modelica Association: [www.modelica.org](http://www.modelica.org)

<sup>2</sup> Kommerzielle Software der schwedischen Firma Dynasim: [www.dynasim.com](http://www.dynasim.com)

Verlässlichkeit der GFS hinsichtlich der berechneten Verbrauchsaussagen. Der Aufbau des in dieser Arbeit verwendeten Motormodells orientiert sich an der bereits in Abb. 4.1 auf S. 50 beschriebenen Struktur. Die nur bedingt physikalische Nachbildung des Verbrennungsmotors basiert im Wesentlichen auf der Beschreibung des Betriebsverhaltens über Kennfelder, sowie einer einfachen Abbildung der thermischen Struktur. Wie in [55] vorgestellt, ist mit diesem Kompromiss aus einem möglichst einfachen Modellaufbau und einer vollständigen Abbildung der Kraftstoffenergiebilanz, eine zufriedenstellende Simulation auch des thermischen Verhaltens von Motoren möglich. Damit können in Verbindung mit den Funktionen zur Skalierung der motorischen Kennfelder sowie den im Reibmodell integrierten Ansätzen aus Abschnitt 4.2, verschiedenste Motorkonzepte auch schon im frühen Entwicklungsstadium sehr exakt berechnet werden. Das Gewicht des Motors sowie die sich daraus ergebende Wärmekapazität der gesamten Motorstruktur findet über Korrelationen in Abhängigkeit von Hubvolumen und Bauart Berücksichtigung. Anhaltspunkte hierfür konnten beispielsweise aus [17, 36] entnommen werden.

In Analogie zur Modellierung des Verbrennungsmotors wird sowohl das Verlustverhalten des Automatikgetriebes als auch der Wirkungsgrad des Hinterachsgetriebes nicht ausschließlich über Kennfelder beschrieben, sondern das Warmlaufverhalten ebenfalls mit Hilfe eines einfachen Modells der thermischen Struktur abgebildet.

### 6.1.3 Modellierung elektrischer Komponenten

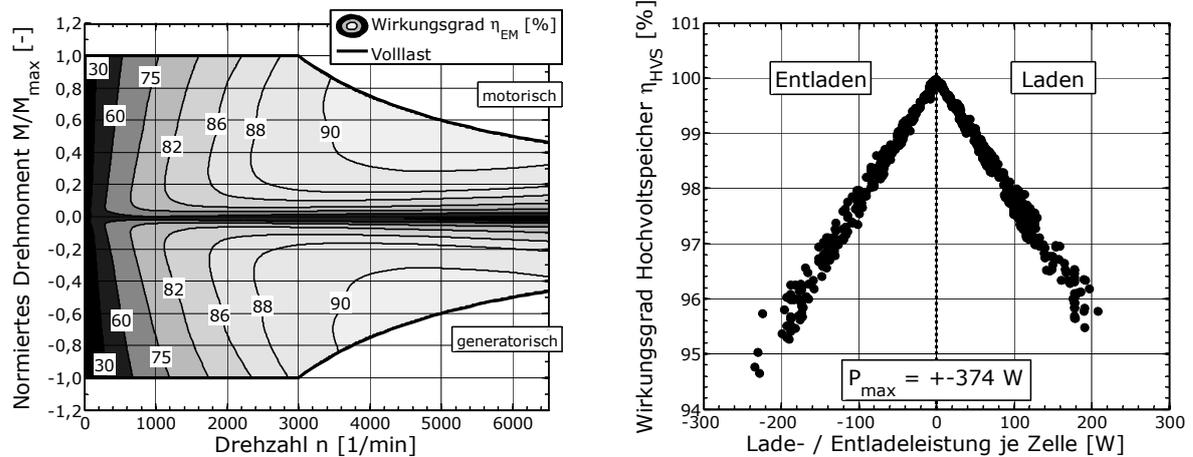
Das Kernstück des Modells der E-Maschine bildet ein Kennfeld der Verlustleistung in Abhängigkeit von Drehzahl, Drehmoment und Spannungslage. Die Daten hierfür basieren auf einer Hybrid-Synchronmaschine der Firma BRUSA<sup>3</sup> mit einem Nennmoment von  $M_n = 85 \text{ Nm}$  und einer Nennleistung von  $P_n = 27 \text{ kW}$  bei  $n = 3000 \text{ 1/min}$ . Ein auf das maximale Motormoment normiertes Wirkungsgradkennfeld dieser Maschine, welches bereits die Verluste des Umrichters enthält, ist in Abb. 6.2 dargestellt. Ausgehend von dieser Referenzmaschine werden mit der Festlegung des Nennmomentes als Skalierungsfaktor, verschiedene Leistungsstufen durch einfaches Strecken und Stauchen dieses Kennfeldes dargestellt. Die Veränderung des Gewichts der E-Maschine wird bei dieser Skalierung mit  $0,42 \text{ kg/Nm}$  angenommen. Ein potenzieller Überlastbetrieb wird innerhalb dieser Arbeit nicht betrachtet.

Der Hochvoltspeicher (HV-Speicher) befähigt in Verbindung mit der E-Maschine das Fahrzeug zur elektrischen Rekuperation kinetischer Energie sowie dem elektrischen Fahren. Die Modellierung des HV-Speichers erfolgt über ein sogenanntes Ersatzschaltbild, welches durch eine intelligente Verschaltung von Widerständen und Kapazitäten das dynamische Betriebsverhalten einer Batteriezelle richtig beschreiben kann. Details zu dieser Art der Modellierung finden sich beispielsweise in [22, 57]. Die Auslegung der Speichergroße erfolgt in dieser Arbeit ausgehend von der maximalen Leistung der E-Maschine durch eine einfache Anpassung der Zellanzahl. Die Bedatung des Ersatzschaltbildes orientiert sich am Datenblatt zu einer Lithium-Ionen-Zelle der Firma Saft<sup>4</sup>. Für diese Zelle ist bei einem Zellgewicht von  $0,34 \text{ kg}$  eine Leistungsdichte von  $1,1 \text{ kW/kg}$  sowie eine Energiedichte von  $70 \text{ Wh/kg}$  angegeben. Durch den Aufbau eines Batteriepaketes aus mehreren Einzelzellen ist eine Gewichtsmehrung um

---

<sup>3</sup>BRUSA Elektronik AG: [www.brusa.biz](http://www.brusa.biz)

<sup>4</sup>The Saft Group: [www.saftbatteries.com](http://www.saftbatteries.com)



**Abbildung 6.2:** Effektives Wirkungsgradkennfeld der E-Maschine inkl. Umrichter (links) und simuliertes Wirkungsgradverhalten des HV-Speichers (rechts)

den Faktor 1,5 anzunehmen, so dass in Abhängigkeit der Speichergöße von einer Masse des HV-Speichers von 1,4 kg/kW auszugehen ist. Auf der Basis dieses Modellansatzes zeigt Abb. 6.2 das zu erwartende Wirkungsgradverhalten des HV-Speichers bei wechselnder Lade- bzw. Entladeleistung.

#### 6.1.4 Verbrauchseinsparung durch Hybridisierung und hybride Betriebsstrategie

Der Grundgedanke bei der Kombination eines verbrennungsmotorischen mit einem elektrischen Antrieb besteht darin, die prinzipbedingten Vorteile eines jeden Energiewandlers voll auszuschöpfen, um in Summe eine größtmögliche Effizienz des hybriden Gesamtantriebes zu erzielen. Bezüglich des Verbrennungsmotors bedeutet dies, dass nach Möglichkeit die wirkungsgradungünstigen Betriebspunkte im Teillastbereich des Motorkennfeldes vermieden werden sollten (vgl. Abschnitt 2.2 und 2.3). Die in einem HEV installierten elektrischen Komponenten eröffnen dabei verschiedene Pfade, um dieses Ziel zu erreichen. Vor diesem Hintergrund können folgende Strategien beim Betrieb eines HEV unterschieden werden:

**Auto-Start-Stopp (ASS):** Das Abschalten des Verbrennungsmotors im Leerlaufbetrieb ermöglicht in den Phasen, in denen keine Antriebsleistung vom Fahrer angefordert wird, Kraftstoff einzusparen.

**Rekuperation:** Eine in den Antriebsstrang integrierte E-Maschine kann beim Bremsen einen Teil der Verzögerungsenergie in Form eines generatorischen Momentes übernehmen. Auf diese Weise wird die kinetische Energie des Fahrzeuges nicht ungenutzt in Wärme dissipiert, sondern in elektrische Energie umgewandelt.

**Lastpunktanhebung:** Durch das Aufbringen eines generatorischen Momentes bei laufendem Verbrennungsmotor kann mit Hilfe der E-Maschine eine Lastpunktanhebung (LPA) der verbrennungsmotorischen Betriebspunkte bewirkt und damit ein Wirkungsgradgewinn erzielt werden.

**Elektrisches Fahren:** Mit zunehmender Leistungsfähigkeit der elektrischen Systeme eröffnet sich in einem HEV die Möglichkeit des emissionsfreien elektrischen Fahrens (E-Fahren).

Die Unterstützung des Verbrennungsmotors durch die E-Maschine in Form von Assist oder Boost wird aus Effizienzgründen im Rahmen dieser Studie, in der die Fahrleistung nicht im Fokus der Untersuchungen steht, nicht betrachtet.

Durch die Kombination zweier vollständiger Antriebsquellen besitzen elektrifizierte Fahrzeuge eine Vielzahl an funktionalen Freiheitsgraden, welche spätestens ab einem Full-Hybrid nicht mehr durch den Fahrer geregelt werden können. Für den energieoptimalen Betrieb eines HEV sind demnach automatisierte Funktionsabläufe notwendig, die in einer hybriden Betriebsstrategie (hBSG) zusammengefasst werden. Im Verlauf des bereits genannten Projektes „Energiemanagement im Kraftfahrzeug“ wurde eine äußerst flexible Betriebsstrategie für Parallelhybride entwickelt, welche auf verschiedenste Elektrifizierungsgrade anwendbar ist und daher auch im Rahmen dieser Arbeit Verwendung findet. Für weitere Details hierzu sei an dieser Stelle auf [21] verwiesen. In Ergänzung dazu werden hinsichtlich der hBSG folgende Vereinbarungen getroffen, die bei der Interpretation der erarbeiteten Ergebnisse zu berücksichtigen sind:

- Jede Fahrt beginnt rein elektrisch
- Rein elektrisches Fahren mit der maximalen Leistung der E-Maschine bis maximal 60 km/h
- ASS ist erst ab einer Motortemperatur von  $T_{Mot} > 40$  °C aktiv
- Die Rekuperation erfolgt bis zur maximalen Leistung der E-Maschine ohne Berücksichtigung der Fahrstabilität
- Jeder Verbrauchszyklus wird mit neutraler Bilanz des HV-Speichers durchfahren ( $SOC_{Start} - SOC_{Ende} < \pm 0,1$  %)

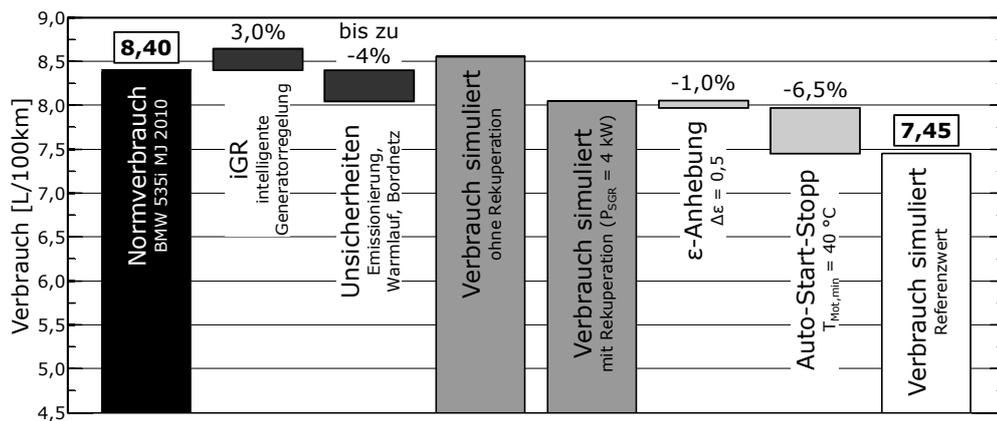
Die mit einem Full-Hybrid darstellbare Verbrauchseinsparung wird in der Literatur mit bis über 30 % angegeben, wobei die Bandbreite der veröffentlichten Einsparpotenziale jedoch sehr hoch ist und diese aufgrund der Vielfältigkeit der Einflussparameter nicht immer nachvollziehbar sind. Denn in Abhängigkeit vom gewählten Basisfahrzeug, dessen Größe und Motorisierung, dem Typ und Grad der Hybridisierung, der hinterlegten Betriebsstrategie und natürlich dem eingesetzten Fahrzyklus werden diese Verbrauchsverbesserungen zum Teil bei weitem nicht erreicht. Die beschriebenen Hybridfunktionen wirken vor allem im Teillastbereich des Motors und bei innerstädtischem Betrieb. Bei Fahrzeugen die für diesem Lastbereich optimiert sind bzw. hauptsächlich außerstädtisch betrieben werden, ist daher mit weit geringeren Verbrauchseinsparungen zu rechnen.

## 6.2 Beschreibung und Verifikation des Referenzfahrzeuges

Zur Bewertung der motorischen Maßnahmen sowie der Elektrifizierung wird für diese Studie das aktuelle Modell des 535i der BMW AG als Referenzfahrzeug herangezogen. Die wichtigsten

Daten zu diesem Fahrzeug sind in Tab. A.2 auf S. 152 zusammengefasst, woraus der hohe technische Standard bezüglich Fahrleistung und Verbrauch hervorgeht. Zu dem in diesem Fahrzeugsegment als hervorragend zu bewertenden Normverbrauch von 8,40 L/100km trägt vor allem das leichte Downsizing in Verbindung mit Direkteinspritzung, variablem Einlassventilhub und doppelt variabler Nockenwellensteuerung, der bedarfsgerechte bzw. elektrifizierte Antrieb der Nebenaggregate sowie das 8-Gang Automatikgetriebe mit großer Spreizung bei. Zudem ist durch eine intelligente Generatorregelung (iGR, [53]) eine effiziente Versorgung des Bordnetzes gewährleistet.

Die Strategie der iGR, mit der eine Verbrauchseinsparung von ca. 3 % erzielbar ist, wurde in der verwendeten GFS jedoch nicht explizit abgebildet. Stattdessen kann dieses Potenzial durch jeweils eine Simulation mit und ohne Rekuperation eingefasst werden. Als weitere Unsicherheiten, welche in der Simulation nicht im Detail wiedergegeben werden können, sind verschiedenste Maßnahmen bezüglich Emissionierung und Warmlauf zu nennen, welche in Summe mit einem Verbrauchsachteil von bis zu 4 % anzurechnen sind. Darüber hinaus kann die Höhe der Bordnetzlast nur abgeschätzt werden. Unter der Annahme einer mittleren Bordnetzlast von 500 W, welche für sämtliche Antriebskonzepte innerhalb dieser Studie beibehalten wird, kann mit Hilfe der GFS die in Abb. 6.3 dargestellte Übereinstimmung mit dem angegebenen Normverbrauch erzielt werden.



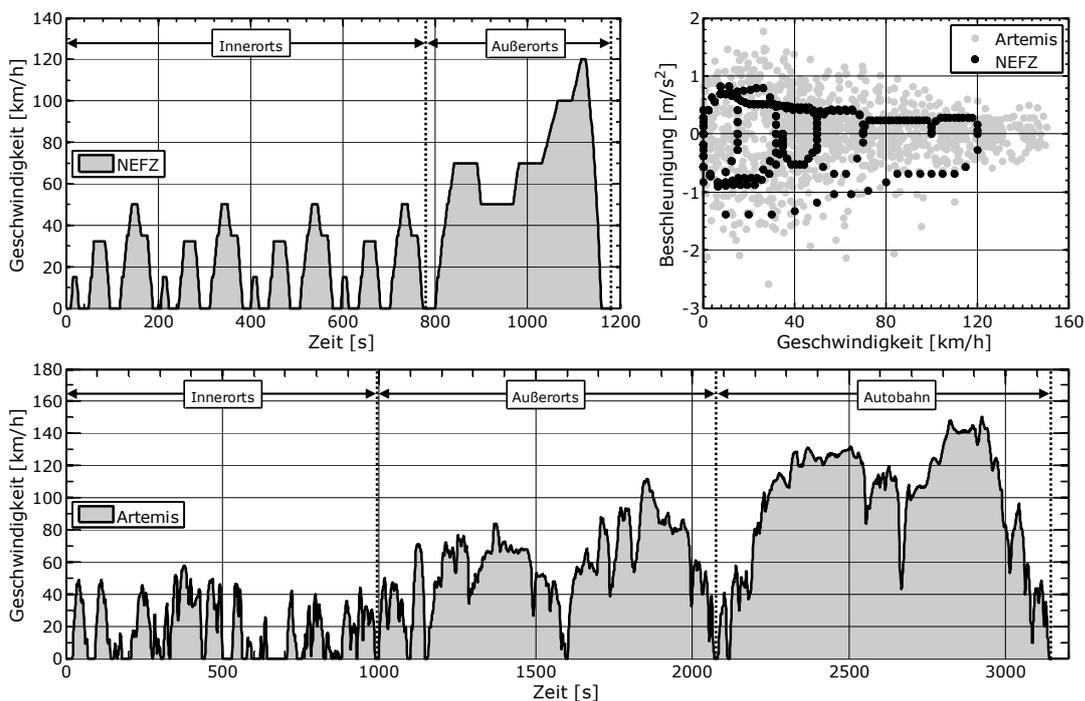
**Abbildung 6.3:** Vergleich zwischen Normverbrauch und simuliertem Verbrauch des BMW 535i sowie die Überleitung zum simulierten Referenzverbrauch inkl.  $\epsilon$ -Anpassung und ASS

Darauf aufbauend erfolgt für die weiteren Untersuchungen eine Anhebung des Verdichtungsverhältnis um 0,5  $\epsilon$ -Einheiten auf  $\epsilon = 10,7$ , welches in Anbetracht der moderaten spezifischen Leistungs- und Drehmomentwerte des Referenzmotors auch anzustreben wäre. Darüber hinaus wird eine ASS-Funktion gewichtsneutral in das Referenzmodell integriert, da sich diese Verbrauchsmaßnahme auch zunehmend in der Oberklasse etabliert. Als Referenzwert für alle weiteren Betrachtungen kann damit ein Verbrauchswert von 7,45 L/100km angenommen werden.

### 6.3 Beschreibung der verwendeten Fahrzyklen

Seit 1996 erfolgt die Bestimmung des Normverbrauchs von Kraftfahrzeugen in der Europäischen Union im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ, [102]). Der synthetische

Geschwindigkeitsverlauf des NEFZ stellt ein Durchschnittsprofil dar, anhand dessen verschiedenste Fahrzeuge miteinander verglichen werden können. Bei Betrachtung der im NEFZ auftretenden Beschleunigungen (vgl. Abb. 6.4) zeigt sich jedoch, dass das Nutzungsprofil realer Kunden nur unzureichend repräsentiert wird. Sowohl die Fahrleistungsanforderungen Innerorts, als auch der Anteil hoher Geschwindigkeiten Außerorts, liegen auf einem äußerst niedrigen Niveau, so dass hohe Verbräuche und Schadstoffemissionen bei starken Beschleunigungen keine Berücksichtigung finden.



**Abbildung 6.4:** Vergleich des Geschwindigkeitsprofils und der Beschleunigungsverteilung von NEFZ [102] und Artemis-Zyklus [20]

Eine mögliche Alternative, um das Einsparpotenzial technischer Maßnahmen realitätsnäher bewerten zu können, stellt der Artemis-Zyklus dar [20]. Wie der Vergleich mit dem NEFZ in Abb. 6.4 zeigt, werden durch die Beschreibung einer realen Fahrt deutlich stärkere Beschleunigungen auf einem höheren Geschwindigkeitsniveau abverlangt. Der Artemis-Zyklus ist bislang nicht gesetzlich verbindlich, wird aber in vielen veröffentlichten Studien herangezogen, um Antriebskonzepte auch kundennah zu beurteilen.

Sämtliche Maßnahmen innerhalb dieser Studie werden daher sowohl anhand des NEFZ als auch gegenüber dem Artemis-Zyklus bewertet. Die Einordnung eines bestimmten Fahrzeuges aufgrund seines Gewichtes in eine sogenannte „Schwungmassenklasse“ erfolgt dabei nicht, um die Auswirkungen von Massenänderungen im Fahrzeug ohne Unstetigkeiten analysieren zu können. Darüber hinaus wird der Artemis-Zyklus als ein kompletter Zyklus durchfahren. Eine separate Betrachtung der drei Teilzyklen wird nicht durchgeführt.

## 6.4 Simulation und Bewertung motorischer Maßnahmen

Trotz des bereits sehr hohen technischen Niveaus stellt der Motor des Referenzfahrzeuges eine geeignete Ausgangsbasis zur Analyse verschiedener motorischer Maßnahmen dar. Beispielsweise der moderate Aufladegrad bietet noch reichlich Spielraum, um erhebliche Verbrauchseinsparungen durch weiteres Downsizing zu erzielen. Im Zuge steigender spezifischer Leistungswerte können zudem Synergieeffekte durch die Integration eines variablen Verdichtungsverhältnis genutzt werden. Beide motorischen Maßnahmen können ausgehend vom Referenzmotor mit Hilfe der entwickelten Skalierfunktionen konzeptionell untersucht werden. Die auf diese Weise erzielbaren Ergebnisse werden im Folgenden detailliert beschrieben.

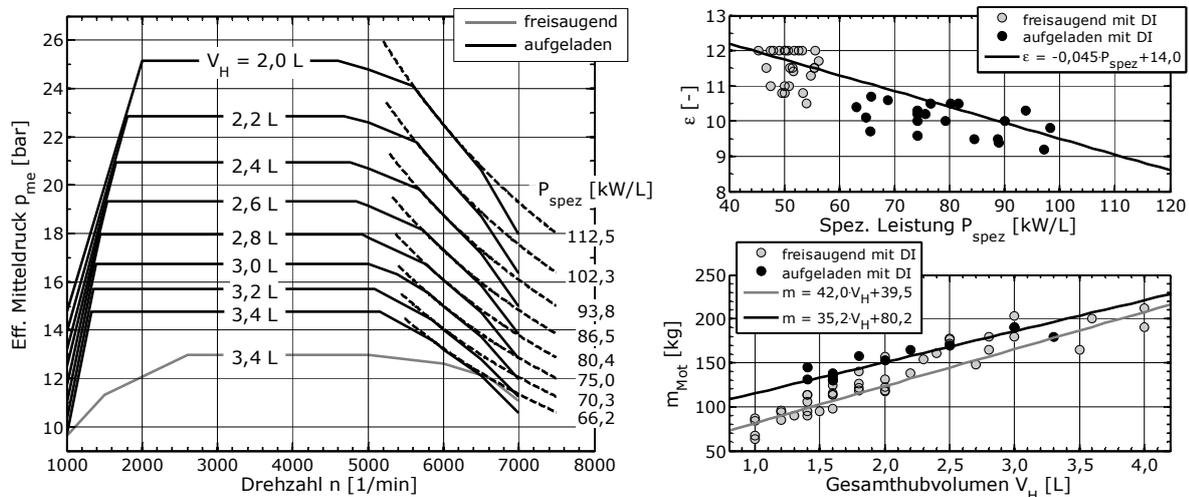
### 6.4.1 Downsizing

Das Downsizing von Ottomotoren hat sich in den letzten Jahren als eine der wichtigsten Technologien zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs etabliert. Bei Downsizinggraden von 50 % gegenüber vergleichbaren Saugmotoren kann im NEFZ ein Verbrauchsvorteil von bis zu 30 % erreicht werden [69]. Die Grundidee des Downsizings besteht darin, durch eine Verkleinerung des Hubvolumens eine Verlagerung der Betriebspunkte in Richtung höherer Mitteldrücke und damit besserer Wirkungsgrade zu erzielen. Ebenso wird durch die Verkleinerung des Motors dessen Gewicht und Reibleistung verringert. Damit aber trotzdem genügend Drehmomentreserven zur Verfügung stehen, muss der Vollast-Mitteldruck jedoch mindestens im Verhältnis der Hubraumreduktion angehoben werden. Downsizing als Verbrauchskonzept erfordert deshalb stets ein leistungsfähiges Aufladesystem sowie weitere, speziell auf den Hochlastbetrieb abgestimmte Maßnahmen [47].

Die Verkleinerung des Hubvolumens kann prinzipiell über zwei Pfade realisiert werden. Neben der Reduktion des Einzelzylinderhubvolumens bei gleicher Zylinderzahl bietet sich als Alternative die Verringerung der Zylinderzahl an. Die erste Option sorgt aufgrund der in den Abschnitten 3.2.3 und 4.4 erläuterten Zusammenhänge jedoch für spürbare Verbrauchsnachteile. Zudem werden durch sehr kleine Zylinderbohrungen die mit vertretbarem Aufwand erzielbaren Aufladegrade stark limitiert [69]. Andererseits stellt die zweite Option speziell in der Oberklasse, wo vielzylindrige Motoren aufgrund ihrer Laufkultur und ihres Akustikverhaltens sehr geschätzt werden, nicht die erste Wahl dar. Das an dieser Stelle folgende Downsizingbeispiel spannt dieses Spannungsfeld weiter auf und diskutiert die Verbrauchsrelevanz bestimmter Randbedingungen.

Ausgehend von der Nennleistung des 3,0 L Referenzmotors von  $P_n = 225$  kW wird ein Hubraumbereich von 3,4 L bis 2,0 L betrachtet. Dies entspricht einer Leistungsdichte von 66,2 kW/L bis 112,5 kW/L. Die geringste Leistungsdichte kann dabei nach dem heutigen Stand der Technik von Saugmotoren mit Direkteinspritzung oder leicht aufgeladenen Turbomotoren dargestellt werden. Auf der anderen Seite ist die Betrachtung höherer Downsizinggrade nicht sinnvoll, da auch in nächster Zeit keine spezifischen Leistungen jenseits der 120 kW/L unter Serienbedingungen zu erwarten sind. Die für die einzelnen Hubraumvarianten zugrundegelegten Vollastkennlinien sind in Abb. 6.5 dargestellt. Daraus ist ebenso die Verringerung des Verdichtungsverhältnis mit zunehmender Leistungsdichte sowie die Abhängigkeit des

Motorgewichtes vom Gesamthubvolumen zu entnehmen.

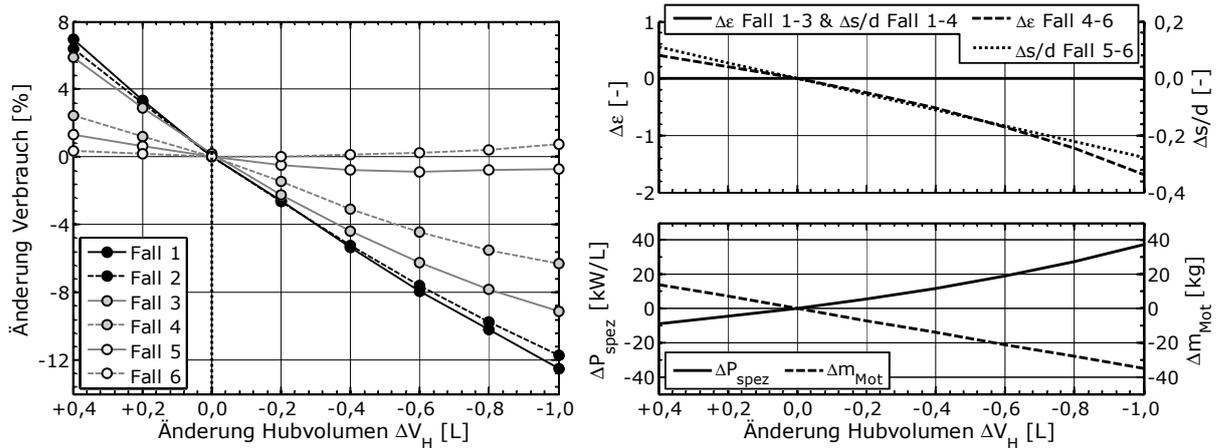


**Abbildung 6.5:** Spezifische Volllastkennlinien für leistungsneutrales Downsizing (links) mit entsprechender Anpassung des Verdichtungsverhältnisses an die spezifische Leistung und Berücksichtigung des Motorgewichtes (rechts, Vergleichsdaten aus [17])

Auf der Basis dieser Grundannahmen werden in der Simulation folgende Fälle unterschieden, welche mit Hilfe der schrittweisen Anwendung der Skalierfunktionen differenziert werden können:

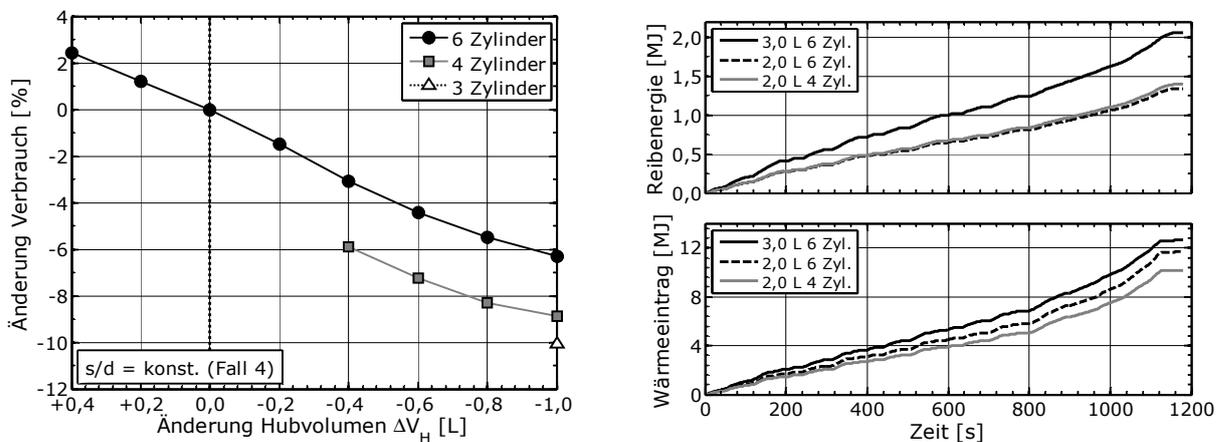
- **Fall 1:** Verwendung der spezifischen Kennfelder des Referenzmotors sowie dessen spezifische Reibleistung für alle Hubraumvarianten
- **Fall 2:** Berücksichtigung der veränderten spezifischen Reibleistung
- **Fall 3:** Berücksichtigung einer  $V_H$ -Skalierung der Referenzkennfelder
- **Fall 4:** Zusätzliche  $\epsilon$ -Skalierung der Referenzkennfelder
- **Fall 5:** Annahme eines annähernd konstanten Bohrungsdurchmessers zur Einhaltung des Zylinderabstandes (zusätzliche  $s/d$ -Skalierung)
- **Fall 6:** Berücksichtigung der veränderten spezifischen Reibleistung durch Änderung des Hub-Bohrungs-Verhältnis

Die im NEFZ auf diese Weise erzielbare Verbrauchseinsparung kann in Abb. 6.6 nachvollzogen werden. Es ist ersichtlich, dass ohne Zylindersprung nur etwa die Hälfte des theoretisch zu erwartenden Verbrauchspotenzials (-12 % für Fall 1) umgesetzt werden kann. Insbesondere die thermodynamischen Nachteile der kleinen Zylinder sowie das reduzierte Verdichtungsverhältnis führen in etwa in gleichen Teilen zu diesem Ergebnis. Unter Einhaltung des Zylinderabstandes des Referenzmotors ist aufgrund des abnehmenden Hub-Bohrungs-Verhältnis sogar keine Verbrauchseinsparung mehr zu erwarten. Downsizing ohne Zylindersprung kann daher als keine zielführende Maßnahme angesehen werden.



**Abbildung 6.6:** Kraftstoffeinsparung im NEFZ durch Downsizing ohne Zylindersprung unter wechselnden Randbedingungen (Fall 1 bis 6)

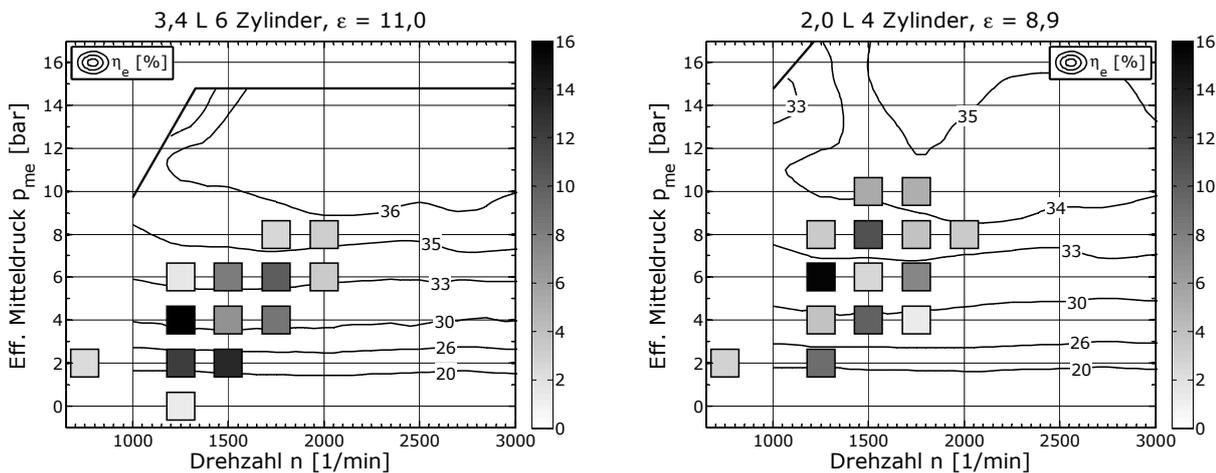
Zur Auflösung dieses Nachteils bietet sich im betrachteten Hubraumbereich ab etwa 2,6 L ein Sprung auf 4 Zylinder an. Wie im linken Teil von Abb. 6.7 dargestellt, bewirkt das Anheben des Einzelzylinderhubvolumens im Mittel eine Verbrauchseinsparung von ca. 3 %. Als weiterer Schritt wäre sogar der Wechsel auf 3 Zylinder denkbar, um das Downsizingpotenzial zu maximieren. In Anbetracht der speziellen Laufkultur eines Dreizylindermotors ist das Ausschöpfen dieser minimalen Wirkungsgradsteigerung jedoch im Einzelfall zu prüfen und anhand weiterer Kriterien zu bewerten.



**Abbildung 6.7:** Einfluss des Downsizings mit und ohne Zylindersprung auf Kraftstoffverbrauch (links) sowie auf die kumulierten Reib- und Wärmeverluste (rechts) im NEFZ

Unabhängig von der Zylinderzahl kann durch die Verkleinerung des Motors eine deutliche Reduktion der Reibleistung erzielt werden. Denn auf der Basis der in dieser Arbeit entwickelten Ansätze zur Abschätzung der Reibungsverluste ist durch einen Zylindersprung mit nur einem minimalen Anstieg der Reibleistung gegenüber dem hubraumgleichen Sechszylindermotor zu rechnen (vgl. Abb. 6.7 re.). Der wesentliche Gewinn eines Zylindersprungs besteht demnach darin, dass der Effekt der Lastpunktverschiebung voll in eine Verbrauchsreduktion umgesetzt werden kann, indem die Wandwärmeverluste infolge der thermodynamisch günstigen Brennräume deutlich zurückgehen. Die Problematik des geringen Verdichtungsverhältnis

besteht jedoch nach wie vor. Wie der Vergleich der Verbrauchsanteile<sup>5</sup> des 3,4 L Motors mit denen des 2,0 L Motors in Abb. 6.8 noch einmal zeigt, werden die spezifischen Lasten zwar durch das Downsizing beträchtlich nach oben verlagert. Infolge des um 2,1  $\epsilon$ -Einheiten abgesenkten Verdichtungsverhältnis ist der dadurch erzielte Wirkungsgradgewinn aber merklich eingeschränkt.



**Abbildung 6.8:** Vergleich der Verbrauchsanteile > 1 % im NEFZ bei  $V_H = 3,4$  L (links) und  $V_H = 2,0$  L (rechts)

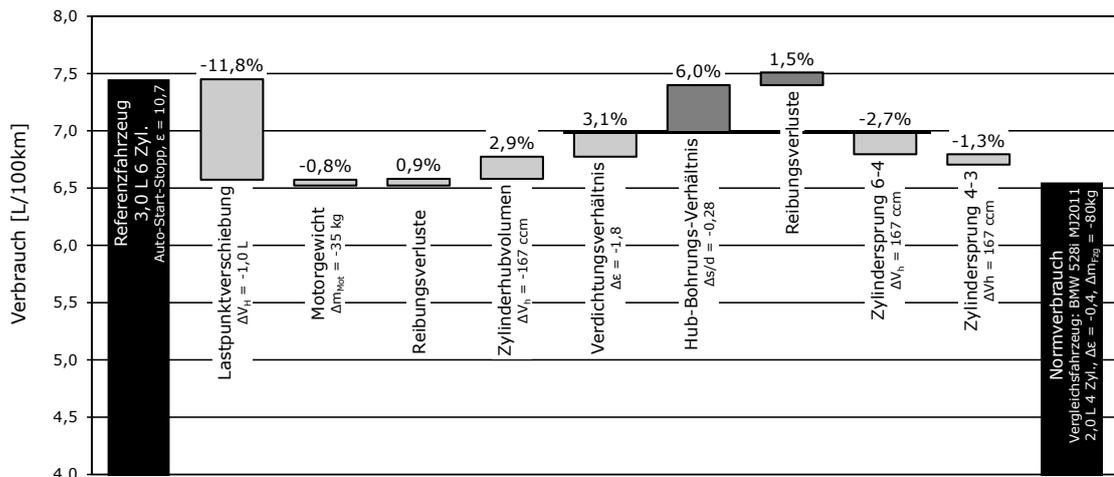
Eine abschließende Überleitungstreppe (vgl. Abb. 6.9) fasst noch einmal alle wichtigen Einflussgrößen zusammen, die bei der verbrauchsspezifischen Bewertung des leistungsneutralen Downsizings von Bedeutung sind. Es kann daraus abgeleitet werden, dass mit Hilfe der Skalierfunktionen für  $V_h$ ,  $s/d$  und  $\epsilon$  sowie den Ansätzen zu Reibleistungsbewertung eine wesentlich differenziertere Beurteilung dieser motorischen Maßnahme in frühen Entwicklungsphasen möglich ist.

Ebenso ist den simulierten Verbrauchswerten in Abb. 6.9 der Normverbrauch eines BMW 528i als Vergleichswert gegenübergestellt. Berücksichtigt man das aufgrund der geringeren Motorleistung hohe Verdichtungsverhältnis von  $\epsilon = 10,3$  und das entsprechend geringere Fahrzeuggewicht, so kann von einer hohen Aussagequalität der prognostizierten Verbrauchswerte ausgegangen werden.

## 6.4.2 Variables Verdichtungsverhältnis

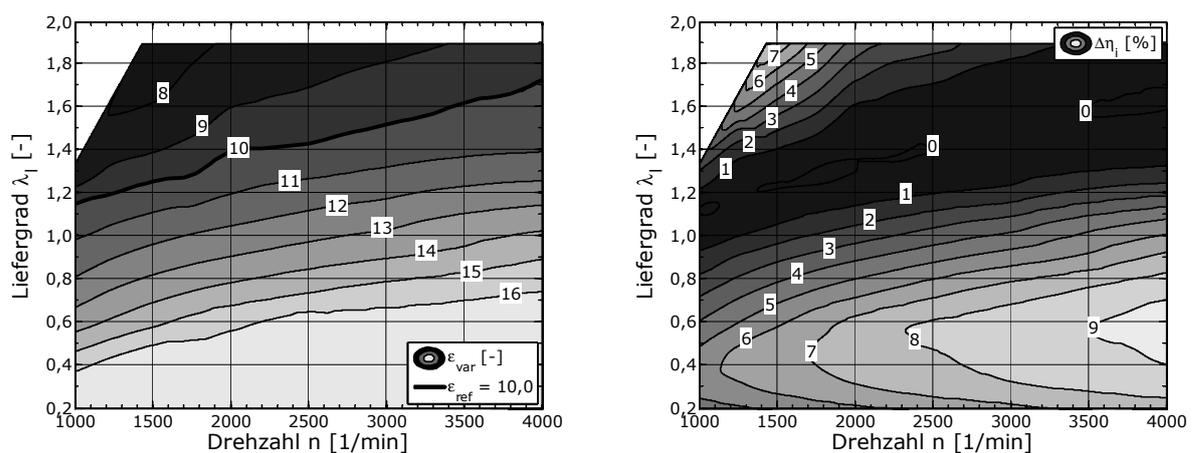
Trotz temperatursenkender Maßnahmen wie Direkteinspritzung, Ladeluftkühlung und Scavenging ist man im Falle hoher spezifischer Drehmomentwerte bei der Wahl eines wirkungsgradgünstigen Verdichtungsverhältnis stark eingeschränkt. Die Klopfgefahr kann zwar stets durch späte Zündzeitpunkte eingedämmt werden. Vorentflammungen, welche vor dem eigentlichen Beginn der kontrollierten Verbrennung auftreten, können mit diesem Vorgehen aber nicht zuverlässig verhindert werden. Neben einer effizienten Kühlung des Brennraums sowie eines optimierten Ladungswechsels bleibt stattdessen nur die Option einer Limitierung

<sup>5</sup> Als Verbrauchsanteil wird die relative Kraftstoffmenge bezeichnet, die bezogen auf den gesamten Kraftstoffverbrauch einer Zyklusfahrt in einem bestimmten Kennfeldbereich verbraucht wird.



**Abbildung 6.9:** Überleitungstreppe zur Analyse der verbrauchsrelevanten Einflussgrößen beim leistungsneutralen Downsizing mit und ohne Zylindersprung im NEFZ sowie Normverbrauch des BMW 528i als Vergleichsfahrzeug (vgl. Tab. A.3 S. 153)

der effektiven Verdichtung. Wie bereits in Abschnitt 3.2.3.2 beschrieben, kann die Schaffung eines zusätzlichen Freiheitsgrades in der Form eines variablen Verdichtungsverhältnis den Trade-Off zwischen stets kontrollierter Verbrennung und hohem Teillastwirkungsgrad auflösen. Ausgehend von einem Motor mit festem Verdichtungsverhältnis kann mit Hilfe der Skalierfunktionen das Verdichtungsverhältnis an jedem Referenzbetriebspunkt optimiert werden und damit das Wirkungsgradpotenzial dieser Technologie abgeschätzt werden. Das Ergebnis eines solchen Vorgehens anhand des Vergleichsmotors 6 zeigt Abb. 6.10. In Anbetracht einer möglichen technischen Umsetzbarkeit wurde dabei ein Rahmen von  $8 < \epsilon_{var} < 16$  für ein stufenlos variables Verdichtungsverhältnis vorgegeben, wie er auch in verschiedenen Studien zu diesem Thema vorgeschlagen wird [70, 73, 98].

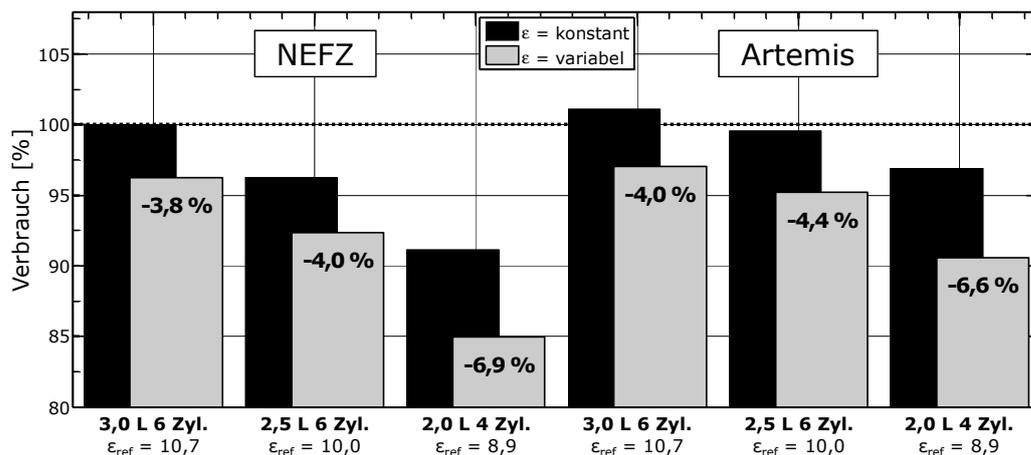


**Abbildung 6.10:** Kennfeld eines mit Hilfe der Skalierfunktionen optimierten variablen Verdichtungsverhältnis (links) mit entsprechender Steigerung des ind. Wirkungsgrades (rechts, Referenz: Motor 6 mit  $\epsilon = 10,0$ )

Wie sich zeigt, ist durch die Einstellung eines sehr hohen Verdichtungsverhältnis im Teillastbereich ein enormer Wirkungsgradgewinn zu erwarten. Denn aufgrund geringer

Brennraumdrücke und –temperaturen ist in dieser Lastregion auch bei hohen Verdichtungsverhältnissen nicht mit Verbrennungsanomalien zu rechnen und damit ein idealer Verbrennungsschwerpunkt einstellbar. Umgekehrt kann im Volllastbereich durch eine Absenkung der geometrischen Verdichtung ein Verbrauchsvorteil erzielt werden, indem wesentlich frühere Zündzeitpunkte an der Klopfgrenze gefahren werden können. Unter Betrachtung des gesamten ausgewählten Kennfeldbereichs sind insgesamt dieselben Tendenzen nicht nur in Lastsondern auch in Drehzahlrichtung wie schon in Abb. 3.13 auf S. 38 abzuleiten. Denn nicht nur die mit steigender Drehzahl abnehmende Klopf tendenz, sondern auch der Rückgang der Wandwärmeverluste begünstigt ein hohes Verdichtungsverhältnis. Dementsprechend steigen auch in der Teillast die Verbrauchsvorteile mit zunehmender Drehzahl.

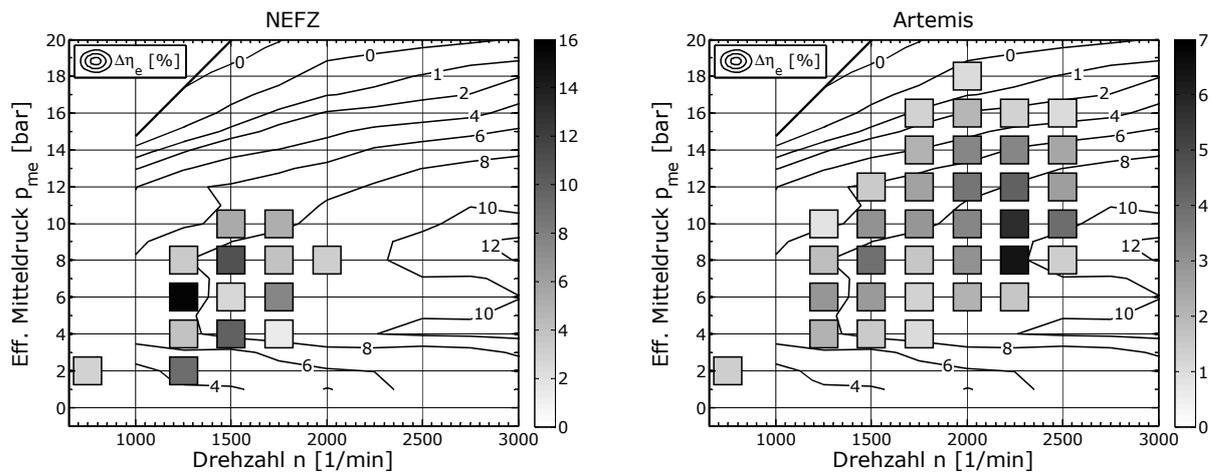
Die Kombination eines variablen Verdichtungsverhältnis mit den verschiedenen Hubraumvarianten aus dem vorangegangenen Downsizingbeispiel ermöglicht nun, das Verbrauchspotenzial dieser Technologie mit Hilfe der GFS unter verschiedenen Randbedingungen zu untersuchen. Die erzielten Resultate für NEFZ und Artemis–Zyklus sind für drei Motorvarianten in Abb. 6.11 zusammengefasst. Eine unter Umständen erhöhte Reibleistung, infolge des variablen Einstellmechanismus, ist darin nicht berücksichtigt.



**Abbildung 6.11:** Kraftstoffeinsparung durch Downsizing in Verbindung mit variablem Verdichtungsverhältnis in NEFZ und Artemis–Zyklus

Wie zu vermuten, steigt die zu erwartende Verbrauchseinsparung mit zunehmendem Downsizinggrad aufgrund der sinkenden Referenzverdichtung. Die Synergieeffekte zwischen starkem Downsizing und variablem Verdichtungsverhältnis sind damit klar ersichtlich. Im Vergleich zwischen NEFZ und Artemis–Zyklus stellt sich außerdem heraus, dass im Gegensatz zur Maßnahme des Downsizings, ein variables Verdichtungsverhältnis auch in einem kundennahen Fahrprofil eine unverändert hohe Verbrauchseinsparung bewirkt. Eine Analyse der jeweiligen Verbrauchsanteile beim 2,0 L Motor liefert hierfür tieferes Verständnis (vgl. Abb. 6.12).

Wie schon in Abb. 6.10 zu sehen war, stellt ein variables Verdichtungsverhältnis keine reine Teillastmaßnahme dar. Der maximale Effekt dieser Technologie stellt sich sogar erst in der oberen Teillast ( $5 \text{ bar} < p_{me} < 12$ ) ein. Und genau dort befinden sich große Anteile der im Artemis–Zyklus vorkommenden Betriebspunkte.



**Abbildung 6.12:** Vergleich der Verbrauchsanteile  $> 1\%$  in NEFZ (links) und Artemis-Zyklus (rechts) bei  $V_H = 2,0\text{ L}$  und variablem Verdichtungsverhältnis (Referenz:  $\epsilon = 8,9$ )

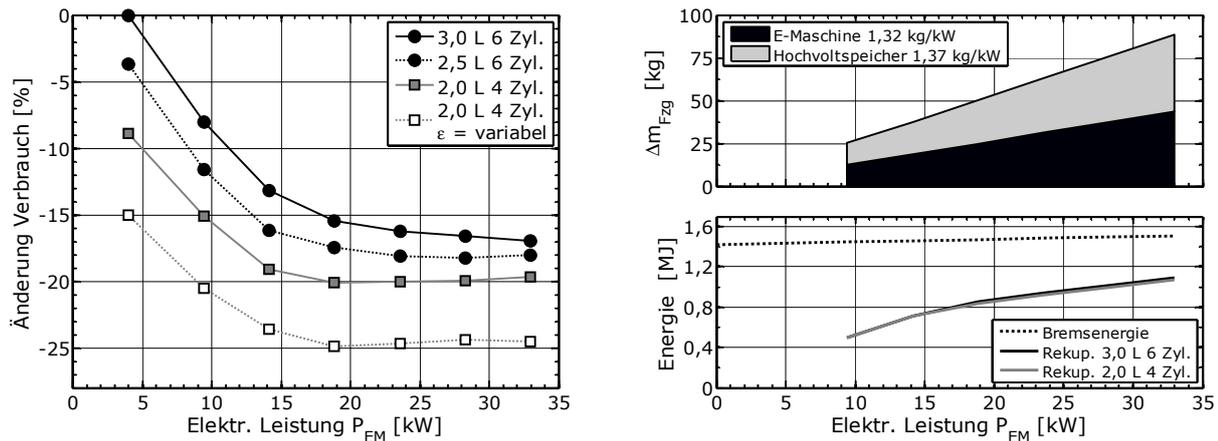
Auch dieses zweite Anwendungsbeispiel hat anschaulich gezeigt, wie die Skalierfunktionen verwendet werden können, um motorische Maßnahmen konzeptionell zu bewerten. An dieser Stelle wären sogar weitere Untersuchungen denkbar, denn ein variables Verdichtungsverhältnis ermöglicht nicht nur eine stärkere Entdrosselung in der Teillast (vgl. Abschnitt 4.6). Auch durch das veränderte Klopfverhalten entstehen Wechselwirkungen bezüglich der maximalen Abgastemperaturen, welche sich wiederum positiv auf den Anfettungsbedarf eines Motors auswirken können. Aus diesen Überlegungen heraus gehen Fragestellungen hervor, die ebenfalls mit Unterstützung durch die Skalierfunktionen beantwortet werden können.

### 6.4.3 Potenzial motorischer Maßnahmen bei verschiedenen Hybridisierungsgraden

Die in den vorangegangenen Abschnitten berechneten Einsparpotenziale, welche beispielsweise durch eine Kombination von Downsizing und variablem Verdichtungsverhältnis umsetzbar sind, liegen im NEFZ mit über 15 % in einem Bereich, der durch eine Elektrifizierung wohl nur in der Form eines Full-Hybrid zu erreichen ist. Die zunehmende Elektrifizierung des Antriebsstranges muss daher stets mit der Abwägung erfolgen, welche Möglichkeiten die Optimierung der konventionellen Antriebskomponenten noch bietet. Aus dieser Ausgangslage heraus muss aber auch darüber nachgedacht werden, inwieweit sich motorische Maßnahmen sinnvoll mit einer Elektrifizierung kombinieren lassen, um letztendlich die Effizienz des Antriebes bei möglichst geringem Kostenaufwand zu maximieren.

Vor diesem Hintergrund werden in diesem Abschnitt die bereits behandelten motorischen Maßnahmen mit verschiedenen Stufen der Elektrifizierung kombiniert und die Auswirkung auf den Kraftstoffverbrauch analysiert. Durch die Abbildung der motorischen Maßnahmen in vollständigen Kennfeldern unterstützt die Skalierungsmethodik vor allem bei der Analyse und der Optimierung der Wechselwirkungen mit der hBSG.

Ausgehend vom Referenzfahrzeug mit einem 4 kW SGR, welches damit auch in die Gruppe der Micro-Hybride eingeordnet werden kann, wird in diesem Beispiel für jede Basismotorisierung die Leistung der E-Maschine stufenweise bis auf 33 kW erhöht. Unabhängig von der Leistungsfähigkeit der elektrischen Komponenten sind alle die in Abschnitt 6.1.4 beschriebenen Funktionen der hBSG aktiv. Die damit im NEFZ erzielbare Kraftstoffeinsparung ist in Abb. 6.13 zusammengefasst. Der Trend entspricht dem typischen Verlauf bei zunehmendem Hybridisierungsgrad<sup>6</sup> [22].



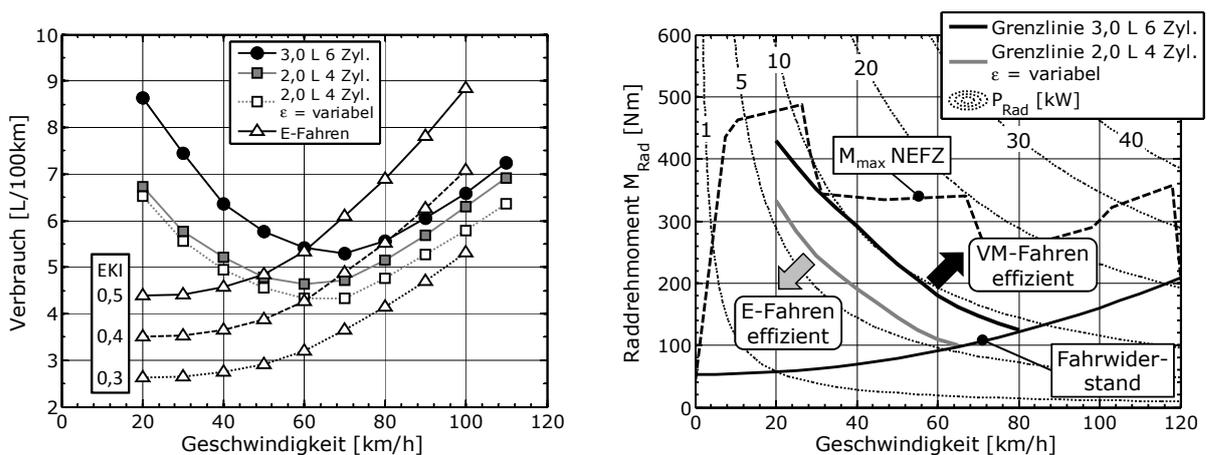
**Abbildung 6.13:** Einfluss einer zunehmenden Elektrifizierung im NEFZ auf Kraftstoffverbrauch, Fahrzeugmasse, Bremsenergie und Rekuperationsenergie für verschiedene Basismotoren

Unabhängig von der Basismotorisierung fällt auf, dass bereits geringe elektrische Leistungen ( $P_{EM} < 15$  kW) ausreichen, um einen signifikanten Einspareffekt zu erzielen. Dies kann vor allem durch die Rekuperation der verfügbaren Bremsenergie ermöglicht werden. Denn wie im rechten Teil von Abb. 6.13 erkennbar, wird schon bei einer solch milden Elektrifizierung der Großteil der theoretisch anfallenden Bremsenergie eingefangen. In dieser Darstellung ist bereits die gesamte elektrische Wirkungskette mit eingerechnet.

Bei weiter steigendem Hybridisierungsgrad ( $P_{EM} > 15$  kW) treten die Vorteile durch E-Fahren und LPA immer mehr in den Vordergrund. Der Wirkungsgradgewinn flacht jedoch zusehends ab, was vor allem auch auf das zunehmende Fahrzeuggewicht infolge der leistungsfähigeren Hybridkomponenten zurückzuführen ist. Zudem tritt dieses Abflachen umso früher und stärker ein, je höher der Downsizinggrad und damit die Effizienz der Basismotorisierung ist. Doch trotz des deutlich geringeren Verbrauchs der Basisvariante mit variablem Verdichtungsverhältnis, bleibt durch diese motorische Maßnahme das Hybridpotenzial dagegen unverändert. Ein tieferes Verständnis zu diesem zunächst unerwarteten Sachverhalt liefert eine Analyse des energetischen Vorteils des E-Fahrens. Hierzu ist im linken Teil von Abb. 6.14 der auf Kraftstoff umgerechnete Energieverbrauch für verschiedene Konstantfahrten bei verbrennungsmotorischem Betrieb (VM-Fahren) und E-Fahren dargestellt.

Für die energetische Bewertung des E-Fahrens auf einer Kraftstoffbasis müssen jedoch die „Kraftstoffkosten“ für die nötige elektrische Energie bekannt sein. Denn ein wesentlicher Teil der elektrischen Energie, die in einem Full-Hybrid verbraucht wird, stammt nicht aus

<sup>6</sup> Als Hybridisierungsgrad wird das Verhältnis der Nennleistungen von E-Maschine und Verbrennungsmotor bezeichnet:  $P_{n,EM}/P_{n,VM}$



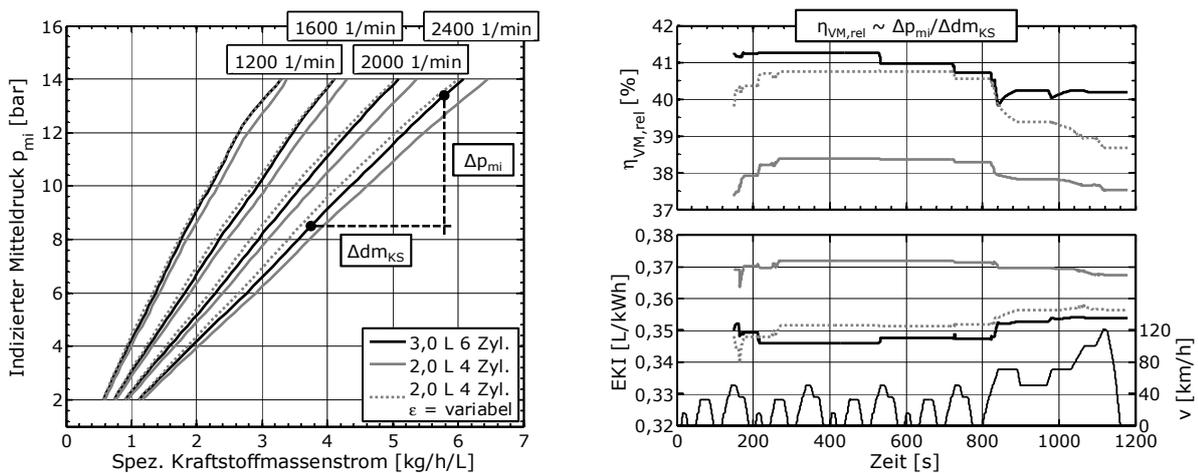
**Abbildung 6.14:** Vergleich des Kraftstoffverbrauchs von VM-Fahren und E-Fahren ( $P_{EM} = 33$  kW) bei Konstantfahrt (links) und erhöhten Radmomenten (rechts,  $EKI = 0,4$  L/kWh)

der Rekuperation, sondern wird durch LPA generiert. In Anlehnung an [40] wird hierfür ein sogenannter Energiekostenindikator (EKI) herangezogen, welcher den differentiellen Volumenstrom zwischen dem Gesamtverbrauch des Motors  $\dot{V}_{KS,LPA}$  und dem Verbrauch durch den Fahrerwunsch  $\dot{V}_{KS,FW}$  ins Verhältnis zur Steigerung des Ladezustands des HV-Speichers setzt. In Abhängigkeit von der Charakteristik des Verbrennungsmotors sowie der Effizienz aller elektrischen Komponenten in der Wirkungsgradkette, liegen typische Werte für den EKI im Bereich von 0,3 L/kWh bis 0,4 L/kWh [40]. Gerechnet vom Kraftstoff bis zum HV-Speicher entspricht dies in etwa einem Wirkungsgrad von 28 % bis 37 %.

Auf der Grundlage dieses Vergleichsmaßstabes zeigt sich nun, dass der Effizienzvorteil des E-Fahrens mit steigender Geschwindigkeit abnimmt und gegenüber den downgesizten Motoren deutlich geringer ausfällt. Je nach Annahme des EKI kann sich Außerorts sogar ein bedeutender Effizienznachteil einstellen, der sich im Falle des Motors mit variablem Verdichtungsverhältnis am deutlichsten zeigt. Wie im rechten Teil von Abb. 6.14 dargestellt, beschränkt sich bei dieser Motorisierung die Wirtschaftlichkeit des E-Fahrens sogar nur auf Fahrleistungen von unter 7 kW. Eine Feststellung die in klarem Widerspruch zu dem großen Hybridpotenzial dieser Variante steht.

Eine Plausibilisierung dieser Ergebnisse ermöglicht jedoch die Analyse der LPA-Phasen, welche das zentrale Bindeglied zwischen Verbrennungsmotor und hBSG darstellen. Aus motorischer Sicht stellt dabei der relative Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors  $\eta_{VM,rel}$  die wichtigste Größe dar. Denn dieser beschreibt den Kraftstoffmehrverbrauch der infolge des aufgebrachtten LPA-Momentes generiert wird. Demnach ist eine LPA umso effizienter, je größer der Wert von  $\eta_{VM,rel}$  ist. Einen Vergleich zwischen den verschiedenen Motorvarianten erlauben hierzu die Darstellungen in Abb. 6.15.

Tendenziell sinkt der relative Wirkungsgrad bei Ottomotoren mit steigender Last infolge der abnehmenden Ladungswechselperluste. Aufgrund der am tiefsten liegenden Betriebspunkte weist demnach der hubraumstärkste Motor die höchsten Werte auf. Doch aufgrund der besonderen Kennfeldcharakteristik des Motors mit variablem Verdichtungsverhältnis, welche durch hohe Teillastwirkungsgrade gekennzeichnet ist, erreicht diese Variante ähnlich hohe



**Abbildung 6.15:** Ind. Mitteldruck über den auf das Hubvolumen bezogenen Kraftstoffmassenstrom (links) sowie der zeitlich gemittelte Verlauf von rel. Wirkungsgrad  $\eta_{VM,rel}$  und EKI für verschiedene Basismotoren bei maximaler Elektrifizierung ( $P_{EM} = 33$  kW) im NEFZ (rechts)

Werte bezüglich  $\eta_{VM,rel}$ . Dies spiegelt sich direkt in einem sehr niedrigen Niveau des EKI wider. Diese hohe LPA-Effizienz kann demnach das gegenüber dem 2,0 L Motor gleichwertige Hybridpotenzial erklären.

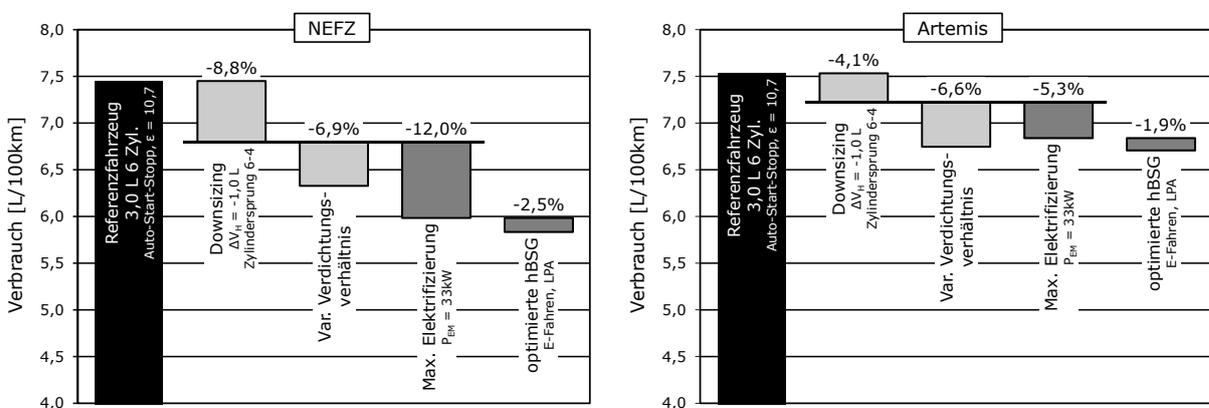
Als Fazit bleibt festzuhalten, dass der Einsatz effizienzsteigernder Maßnahmen am Verbrennungsmotor einen deutlichen Einfluss auf dessen zusätzliches Einsparpotenzial mittels einer Elektrifizierung hat. Wie die behandelten Beispiele gezeigt haben, gilt aber nicht uneingeschränkt der Trend, dass eine verbrauchsgünstigere Basismotorisierung automatisch ein geringeres Hybridpotenzial aufweist. Denn im Falle einer Elektrifizierung kommt es um so mehr darauf an, in welchen Betriebsbereichen des Verbrennungsmotors eine bestimmte Maßnahme wirkt. Eine detaillierte Abbildung der Wirkungsweise im Verbrauchskennfeld ist damit für aussagekräftige Analysen zwingend erforderlich. Aus den erzielten Resultaten geht klar hervor, dass in einer verbrauchsoptimierten hBSG unbedingt eine Leistungsgrenze für reines E-Fahren integriert sein sollte. Ebenso bietet die Höhe des LPA-Momentes eine Möglichkeit den EKI und damit auch den Verbrauch zu minimieren. Weiterführende Untersuchungen in [59, 60] zeigen, dass auf diese Weise in Abhängigkeit der gewählten Basismotorisierung eine zusätzliche Verbrauchseinsparung von bis zu 4 % im NEFZ erzielbar ist.

## 6.5 Schlussbetrachtung

Anhand der beschriebenen Anwendungsbeispiele konnte der Mehrwert der entwickelten Skalierungsmethodik klar aufgezeigt werden. Dieser besteht in erster Linie darin, dass jede beliebige motorische Maßnahme, welche über den Satz an Skalierfunktionen beschrieben werden kann, in vollständigen Motorkennfeldern abgebildet werden kann. Die Vorteile dieser virtuellen Kennfelder kommen vor allem in frühen Entwicklungsphasen zum Tragen. Denn mit einem zunächst geringen Wissensstand über die Wirkung technischer Maßnahmen, können diese hinsichtlich verschiedenster Fahrzeugklassen, Antriebstopologien oder

Fahrprofile detailliert bewertet werden. Insbesondere auch betriebswirtschaftliche sowie produktionstechnische Entscheidungen können durch diesen Vorsprung an Know-How auf einer fundierteren Basis getroffen werden.

Durch die Kombination aller betrachteten motorischen Maßnahmen ist in Verbindung mit einer starken Elektrifizierung für das gewählte Referenzfahrzeug eine Kraftstoffersparnis von nahezu 30 % möglich. Dieser Pfad ist jedoch auch mit dem maximalen technischen sowie finanziellen Aufwand verbunden. Doch in der Form einer stufenweisen Überleitung kann mit Hilfe einzelner Skalierungsschritte für jedes spezifische Fahrzeugprojekt der beste Kompromiss aus minimalem Kraftstoffverbrauch und möglichst geringem Aufwand an Kosten gefunden werden. Aus dieser Überlegung heraus stellt Abb. 6.16 abschließend das Potenzial der motorischen Maßnahmen noch einmal dem einer Elektrifizierung gegenüber.



**Abbildung 6.16:** Vergleich der Kraftstoffeinsparung durch motorische Maßnahmen sowie Elektrifizierung in NEFZ (links) und Artemis-Zyklus (rechts)

Aufgeladene Ottomotoren stellen heutzutage den Stand der Technik dar. Downsizing sollte daher als Basis für weitere technische Entwicklungen angesehen werden. Ab hier muss sich jede weitere motorische Maßnahme mit den Möglichkeiten einer zunehmenden Elektrifizierung messen. Auf der Basis des NEFZ sprechen die Ergebnisse deutlich für eine Maximierung des Hybridisierungsgrades. Unter der Voraussetzung kundennaher Fahrprofile verändern sich die Verhältnisse jedoch deutlich zugunsten der Motortechnologien. Wie die Anwendungsbeispiele gezeigt haben, entstehen durch die Kombination beider Pfade aber auch charakteristische Wechselwirkungen, die sich maßgeblich auf den Kraftstoffverbrauch auswirken. Die Entwicklung zukünftiger Antriebsstränge darf daher nicht mit der Einstellung „entweder oder“ erfolgen, sondern muss sich daran orientieren, wie durch das Nutzen von Synergieeffekten maximale Einsparpotenziale gehoben werden können. Insbesondere beim Auffinden und Optimieren dieser Synergieeffekte kann das Vorgehen einer schrittweisen Skalierung einen wertvollen Beitrag leisten.

# Kapitel 7

## Zusammenfassung und Ausblick

Die Senkung von Kraftstoffverbrauch und CO<sub>2</sub>-Emissionen unter betriebswirtschaftlichen Gesichtspunkten ist und bleibt eine der wesentlichen Herausforderungen für alle Automobilhersteller weltweit. Die Elektrifizierung des Antriebstranges stellt eine attraktive Alternative dar, um der steigenden Nachfrage nach individueller Mobilität gerecht zu werden. Andererseits bietet der konventionelle Verbrennungsmotor noch etliche Möglichkeiten zur Wirkungsgradsteigerung. Um verschiedene Technologien und deren Zusammenspiel analysieren und bewerten zu können, eignen sich Simulationsumgebungen, die eine Abbildung des gesamten Energiemanagements eines Fahrzeugkonzeptes erlauben. Eine möglichst detaillierte aber auch flexible Abbildung der wesentlichen Antriebskomponenten ist hierbei essentiell.

Vor diesem Hintergrund wurde in der vorliegenden Arbeit eine neuartige Methodik vorgestellt, mit der auf der Basis von Skalierfunktionen verschiedenste ottomotorische Maßnahmen in virtuellen Motorkennfeldern abgebildet werden können. Die entwickelten Vorgehensweisen stehen dem Konzeptingenieur als ein hilfreiches Werkzeug für die Auslegung und energetische Bewertung sowohl konventioneller als auch elektrifizierter Antriebsstränge in frühen Entwicklungsphasen zur Verfügung. In Anbetracht aktueller Trends in der Entwicklung von Ottomotoren wurden konkrete geometrische Motorparameter sowie motorische Betriebsparameter ausgewählt, durch welche die Wirkungsweise motorischer Maßnahmen beschrieben werden kann. Die formulierten Skalierfunktionen erlauben es, den Einfluss der ausgewählten Parameter auf den Arbeitsprozess sowie die Energiebilanz von Ottomotoren im Detail abzuschätzen.

Den Ausgangspunkt bildete zunächst ein Überblick über den derzeitigen Entwicklungsstand aktueller Ottomotoren. Diese Analyse erlaubte es zu aller erst, den ausgewählten Parameterraum auf ein technisch sinnvolles Maß einzugrenzen. Darüber hinaus wurde auf der Basis verfügbarer Literatur der Kenntnisstand über die Einflüsse der definierten Motorparameter recherchiert und untersucht, wie diese Zusammenhänge bei der Umsetzung motorischer Maßnahmen aufgegriffen und umgesetzt werden. An dieser Stelle erfolgte eine klare Unterscheidung zwischen mechanischen und thermodynamischen Effekten, sowie eine gesonderte Betrachtung der Verhältnisse bei klopfendem Motorbetrieb. Parallel dazu wurde ebenfalls geprüft, inwieweit der bestehende Kenntnisstand bereits dazu genutzt wurde, um Vorgehensweisen zu formulieren, die eine detaillierte Abschätzung charakteristischer Motoreigenschaften in frühen Entwicklungsphasen ermöglichen. Daraus konnte das Fazit abgeleitet werden,

---

dass derzeit keine ausführlich dokumentierte Methodik vorliegt, mit der eine umfassende aber dennoch einfache Skalierung von Ottomotoren nach dem heutigen Stand der Technik durchführbar ist.

Der vorhandene Wissensstand wurde daher aufgegriffen, um einen neuen Skalierungsansatz aufzustellen, der den Anforderungen nach Genauigkeit, Transparenz, Flexibilität und Handlichkeit bei möglichst einfachem und modularem Aufbau gerecht wird. Als ein wesentlicher Grundstein wurde hierfür die Trennung zwischen Mechanik und Thermodynamik weiter fortgeführt. Denn nicht nur die Ausgangslage, sondern vor allem die jeweils beteiligten Phänomene sind zu verschieden, um durch einen universalen Ansatz abgedeckt zu werden. Bezüglich der mechanischen Skalierung konnte rein durch die Anpassung, Kombination und Erweiterung bereits existierender Reibansätze ein zufriedenstellendes Ergebnis erzielt werden. Damit ist durch die Vorgabe von nur wenigen motorischen Kenngrößen eine robuste Abschätzung der mechanischen Verluste in den einzelnen Reibgruppen eines Motors möglich. Die thermodynamische Skalierung erforderte dagegen zuerst eine intensive Analyse der prozessrelevanten Zusammenhänge mit Hilfe der Ladungswechsel- und Prozessrechnung. Durch den gezielten Einsatz quasidimensionaler Modellansätze sowie der Erweiterung bestehender Formulierungen zur Beschreibung des Klopfphänomens, konnte eine valide Datenbasis erarbeitet werden, die den Zusammenhang zwischen allen Skalierungsgrößen und den motorischen Betriebsgrößen herstellt. Somit war die wesentliche Grundlage für den Aufbau eines Satzes von mathematischen Skalierfunktionen geschaffen.

Bei der Formulierung der Skalierfunktionen hat sich gezeigt, dass bereits durch einfache Funktionstypen eine exakte Wiedergabe der simulierten Datenbasis möglich ist. Durch die Darstellung expliziter Skalierungsbeispiele konnte dies auch im Detail aufgezeigt werden. Je nach Komplexität der zu beschreibenden Zusammenhänge wurde bei der Formulierung einer jeden Skalierfunktion abgewogen, ob bestimmte Betriebspunktabhängigkeiten oder Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Motorparametern zu berücksichtigen sind.

Die beschriebenen Anwendungsbeispiele haben in erster Linie den Mehrwert der entwickelten Methodik aufgezeigt und anschaulich dargestellt, wie mit dieser gearbeitet werden sollte und welche Fragestellungen damit beantwortet werden können. Bei der Analyse von motorischen Maßnahmen in konventionellen Antrieben wurde durch die Skalierfunktionen eine deutlich differenziertere Bewertung der Resultate möglich. Denn das schrittweise Vorgehen erlaubte eine gezielte Isolierung der verbrauchsrelevanten Effekte. Bei der Betrachtung der elektrifizierten Antriebe zeigte sich besonders, dass erst durch die vollständige Abbildung motorischer Maßnahmen in skalierten Kennfeldern, die Analyse bestimmter Wechselwirkungen hinsichtlich verschiedenster Kriterien möglich wird. Abhängig von der Charakteristik einer bestimmten Motortechnologie konnten daraus konkrete Vorschläge für eine gezielte Optimierung der hybriden Betriebsstrategie abgeleitet werden. Erst in zweiter Linie sind die ermittelten Einsparpotenziale als ein Vorschlag für die Entwicklung zukünftiger Antriebe zu verstehen. Denn hierfür gingen die Untersuchungen nicht tief genug. Aufgrund der sehr guten Vergleichbarkeit mit den Ergebnissen aus ähnlichen Studien, können die gefundenen Tendenzen aber sehr wohl als Ausgangspunkt für weiterführende Untersuchungen herangezogen werden.

Abschließend betrachtet weist die entwickelte Vorgehensweise dennoch deutliches Potenzial für Verbesserungen auf, denn bestimmte Defizite sind noch offensichtlich. Beispielsweise

erfolgte die Validierung der in der Prozesssimulation verwendeten Modellansätze teilweise nur stichpunktartig und auf der Basis weniger Vergleichswerte. Die gezielte Durchführung von Vergleichsmessungen kann an diesen Stellen die gefundenen Tendenzen untermauern und damit die Allgemeingültigkeit der Skalierfunktionen deutlich erhöhen. Bei der Betrachtung des Klopfphänomens erfolgte zudem keine Berücksichtigung von Wechselwirkungen zwischen den identifizierten Einflussgrößen. Weiterführende Arbeiten in diese Richtung, welche vor allem die Abhängigkeit der klopfrelevanten Parameter von Drehzahl und Last untersuchen, sollten die zum Teil recht großen Streubereiche drastisch eingrenzen können. Die gezielte Erweiterung der Methodik ist durch den modularen und schrittweisen Aufbau jedoch ohne weiteres möglich. Stehen beispielsweise aus eigenen Quellen detailliertere Zusammenhänge zwischen einer Skalierungsgröße und den motorischen Betriebsgrößen zur Verfügung, so können diese für eine Neukalibrierung eines vorgeschlagenen Funktionsansatzes herangezogen werden. Ebenso können auf diese Weise auch zusätzliche Skalierungsgrößen in die Methodik eingebunden werden. Denkbar ist zum Beispiel eine Erweiterung der Skalierungsansätze zur Erhöhung des Luftverhältnis bei geschichteten Brennverfahren. Gleichmaßen wird für eine detaillierte Bewertung hinsichtlich Fahrleistung eine Berücksichtigung des Vollastverhaltens in Abhängigkeit der Skalierungsgrößen sowie weiterer Motorparameter zwingend notwendig. Hierbei ist vor allem eine zuverlässige Beschreibung des Instationärverhaltens von turboaufgeladenen Motoren essenziell.

Die präsentierten Vorgehensweisen sind damit auch als ein Vorschlag zu verstehen, der jederzeit den eigenen Anforderungen nach angepasst werden kann und von dessen Basis aus Erweiterungen integriert werden können, die eine Beantwortung spezifischer Fragestellungen erlauben.

# Anhang

## A.1 Technische Daten der Vergleichsmotoren

Freisaugende Motoren	Motor 1	Motor 2	Motor 3	Motor 4
Bauart	4 Zyl. R	6 Zyl. R	6 Zyl. R	8 Zyl. V
Ventile pro Zylinder	4	4	4	4
Hubraum [cm <sup>3</sup> ]	1598	2996	2996	4799
Hub/Bohrung [mm]	85,8/77,0	88,0/85,0	88,0/85,0	88,3/93,0
Verdichtungsverhältnis [-]	11,0	10,7	12,0	10,5
Einspritztechnik	PFI	PFI	DI	PFI
Ventiltrieb	VVT	VVT	D-VANOS	VVT
Aufgeladene Motoren	Motor 5	Motor 6	Motor 7	Motor 8
Bauart	4 Zyl. R	4 Zyl. R	6 Zyl. R	6 Zyl. R
Ventile pro Zylinder	4	4	4	4
Hubraum [cm <sup>3</sup> ]	1598	1996	2979	2979
Hub/Bohrung [mm]	85,8/77,0	90,1/84,0	89,6/84,0	89,6/84,0
Verdichtungsverhältnis [-]	10,5	10,0	10,2	10,2
Einspritztechnik	DI	DI	DI	DI
Ventiltrieb	D-VANOS	VVT	D-VANOS	VVT
Aufladung	ATL	ATL	Twin-ATL	ATL
Forschungsmotor	Motor 9			
Bauart	1 Zyl. Forschungsmotor			
Ventile pro Zylinder	4			
Hubraum [cm <sup>3</sup> ]	499			
Hub/Bohrung [mm]	90,0/84,0			
Verdichtungsverhältnis [-]	9,0–13,5			
Einspritztechnik	PFI			
Ventiltrieb	D-VANOS			
Aufladung	Druck und Temperatur extern konditioniert			

**Tabelle A.1:** Technische Daten der Vergleichsmotoren

## A.2 Technische Daten des Referenzfahrzeuges

Fahrzeug		
Bezeichnung		BMW 535i MJ2010
DIN–Leergewicht	[kg]	1700
Luftwiderstandsbeiwert	[-]	0,29
Stirnfläche	[m <sup>2</sup> ]	2,35
Reifen		225/55 R17
Rollwiderstandsbeiwert	[-]	0,01–0,02
Motor (entspricht dem Vergleichsmotor 8)		
Bauart		6 Zylinder Reihe
Ventile pro Zylinder		4
Hubraum	[cm <sup>3</sup> ]	2979
Hub/Bohrung	[mm]	89,6/84,0
Verdichtungsverhältnis	[-]	10,2
Einspritztechnik		DI
Ventiltrieb		VVT
Aufladung		ATL mit LLK
Leistung bei Drehzahl	[kW]	225
	[min <sup>-1</sup> ]	5800
Drehmoment bei Drehzahl	[Nm]	400
	[min <sup>-1</sup> ]	1200–5000
Getriebe		
Bezeichnung		ZF 8HP45
Typ		Stufen–Automatik mit Wandler
Gangzahl		8
Übersetzung		
1. Gang/2. Gang/3. Gang/4. Gang	[-]	4,71/3,14/2,11/1,67
5. Gang/6. Gang/7. Gang/8. Gang	[-]	1,29/1,00/0,84/0,67
Endübersetzung	[-]	3,08
Fahrleistung/Verbrauch/Emissionen		
Höchstgeschwindigkeit	[km/h]	250 (abgeregelt)
Beschleunigung 0–100 km/h	[s]	6,1
NEFZ Stadt	[L/100km]	11,9
NEFZ Land	[L/100km]	6,4
NEFZ Gesamt	[L/100km]	8,4
CO <sub>2</sub> Gesamt	[g/km]	195

**Tabelle A.2:** Technische Daten des Referenzfahrzeuges (siehe auch Technical Specifications unter [www.press.bmwgroup.com](http://www.press.bmwgroup.com))

### A.3 Technische Daten des Vergleichsfahrzeuges

Fahrzeug		
Bezeichnung		BMW 528i MJ2011
DIN-Leergewicht	[kg]	1620
Luftwiderstandsbeiwert	[-]	0.29
Stirnfläche	[m <sup>2</sup> ]	2,35
Reifen		225/55 R17
Rollwiderstandsbeiwert	[-]	0,01–0,02
Motor (entspricht dem Vergleichsmotor 6)		
Bauart		4 Zylinder Reihe
Ventile pro Zylinder		4
Hubraum	[cm <sup>3</sup> ]	1997
Hub/Bohrung	[mm]	90,1/84,0
Verdichtungsverhältnis	[-]	10,3
Einspritztechnik		DI
Ventiltrieb		VVT
Aufladung		ATL mit LLK
Leistung bei Drehzahl	[kW]	180
	[min <sup>-1</sup> ]	5000
Drehmoment bei Drehzahl	[Nm]	350
	[min <sup>-1</sup> ]	1250–4800
Getriebe		
Bezeichnung		ZF 8HP45
Typ		Stufen–Automatik mit Wandler
Gangzahl		8
Übersetzung		
1. Gang/2. Gang/3. Gang/4. Gang	[-]	4,71/3,14/2,11/1,67
5. Gang/6. Gang/7. Gang/8. Gang	[-]	1,29/1,00/0,84/0,67
Endübersetzung	[-]	3,23
Fahrleistung/Verbrauch/Emissionen		
Höchstgeschwindigkeit	[km/h]	250 (abgeregelt)
Beschleunigung 0–100 km/h	[s]	6,3
NEFZ Stadt	[L/100km]	8,6
NEFZ Land	[L/100km]	5,3
NEFZ Gesamt	[L/100km]	6,5
CO <sub>2</sub> Gesamt	[g/km]	152

**Tabelle A.3:** Technische Daten des Vergleichsfahrzeuges (siehe auch Technical Specifications unter [www.press.bmwgroup.com](http://www.press.bmwgroup.com))

## A.4 Eigenschaften des Referenzkraftstoffes in der Simulation

Dichte $\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	750
unterer Heizwert $H_u$	[kJ/kg]	42720
mittleres Verhältnis der Atome C:H:O	[-]	7,08:12,6:0,125
stöchiometrischer Luftbedarf $L_{st}$	[-]	14,0
Oktanzahl ROZ	[-]	95
Verdampfungsenthalpie $h_v$ bei 298 K	[kJ/kg]	350

**Tabelle A.4:** Eigenschaften des Referenzkraftstoffes in der Simulation

# Literaturverzeichnis

- [1] AHLERS, K.: *Modellierung der mechanischen Verluste eines Verbrennungsmotors innerhalb eines skalierbaren Motormodells*. Wismar, Hochschule, Masterarbeit, 2009
- [2] ALGER, T.; CHAUVET, T.; DIMITROVA, Z.: Synergies between High EGR Operation and GDI Systems. In: *SAE Technical Paper Series* (2008), Nr. 2008-01-0134
- [3] ALTIN, I.; SEZER, I.; BILGIN, A: Effects of the Stroke/Bore Ratio on the Performance Parameters of a Dual-Spark-Ignition (DSI) Engine. In: *Energy & Fuels* Vol. 22 (2008), Nr. 5
- [4] ARNOLD, M.; ROSS, J.; SPECKENS, F.: Analyse und Optimierung von Ventil- und Steuertrieben in Verbrennungsmotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 54 (1993), Nr. 3
- [5] ATTARD, W. P.; KONIDARIS, S.; HAMORI, F.; TOULSON, E.; WATSON, H. C.: Compression Ratio Effects on Performance, Efficiency, Emissions and Combustion in a Carbureted and PFI Small Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2007), Nr. 2007-01-3623
- [6] AYALA, F. A.; GERTY, M. D.; HEYWOOD, J. B.: Effects of Combustion Phasing, Relative Air-fuel Ratio, Compression Ratio, and Load on SI Engine Efficiency. In: *SAE Technical Paper Series* (2006), Nr. 2006-01-0229
- [7] BARGENDE, M.: Schwerpunkt-Kriterium und automatische Klingelerkennung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 56 (1995), Nr. 10
- [8] BASSHUYSEN, R.: *Ottomotor mit Direkteinspritzung – Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potential*. 2. Auflage. Wiesbaden : Vieweg, 2008
- [9] BASSHUYSEN, R.; SCHÄFER, F.: *Handbuch Verbrennungsmotor*. 1. Auflage. Wiesbaden : Vieweg, 2002
- [10] BEDNARZ, M.: *Vergleich und Optimierung von Ansätzen zur Reibungsberechnung von Verbrennungsmotoren*. München, Technische Universität, Diplomarbeit, 2007
- [11] BEICHTBUCHNER, A.: *Vorausberechnung von Reibung und Kraftstoffverbrauch im Motorwarmlauf*. Graz, Technische Universität, Dissertation, 2008
- [12] BELLI, M.; BOVA, S.; FRAGIACOMO, P.: Model Predictions and Experimental Evidence of Detonation Characteristics in a Spark Ignition I.C.E. In: *International Symposium COMODIA*, Kyoto, 1990, S. 105–109

- [13] BERNHART, W.; VALENTINE-URBSCHAT, M.: Powertrain 2020: Wie Elektrofahrzeuge die Industriestruktur verändern können. In: *17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, Aachen, 2008
- [14] BIANCHI, G. M.; CANTORE, G.; MATTARELLI, E.; GUERRINI, G.; PAPETTI, F.: The Influence of Stroke-To-Bore Ratio and Combustion Chamber Design on Formula One Engines Performance. In: *SAE Technical Paper Series* (1998), Nr. 980126
- [15] BICK, W.: *Einflüsse geometrischer Grunddaten auf den Arbeitsprozess des Ottomotors bei verschiedenen Hub-Bohrungs-Verhältnissen*. Aachen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, Dissertation, 1990
- [16] BLIZARD, N. C.; KECK, J. C.: Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1974), Nr. 740191
- [17] BMW AG: Interne Sammlung von Motorendaten von 2001 bis 2009 – SOKRATES. (Stand 2009)
- [18] BMW AG (Hrsg.): "Wir haben große Veränderungen zu bewältigen" – Interview mit J. Fischer. In: *BMW Group Zeitung* (2010), Nr. 1
- [19] BORRMEISTER, J.; HÜBNER, W.: Einfluss der Brennraumform auf HC-Emissionen und den Verbrennungsablauf. In: *Motortechnische Zeitschrift* 58 (1997), Nr. 7/8
- [20] BOULTER, P.; MCCRAE, I.: ARTEMIS: Assessment and reliability of transport emission models and inventory systems – Final Report. In: *1999-RD.10429*, TRL limited, 2007
- [21] BÜCHERL, D.; HERZOG, H.-G.: Energetische Betrachtung der Lastpunktanhebung als Maßnahme zur Kraftstoffreduktion in Hybridfahrzeugen. In: *ETG-Fachbericht*, Band 113, Elektrisch-mechanische Antriebssysteme, 2008
- [22] BÜCHERL, D.; THANHEISER, A.; HERZOG, H.-G.: Preliminary Design of Electrified Power Trains by Dint of Scalable Simulation Models. In: *10. Stuttgarter Symposium Automobil- und Motorentechnik*, Stuttgart, 2010
- [23] CAIRNS, A.; BLAXILL, H.; IRLAM, G.: Exhaust Gas Recirculation for Improved Part and Full Load Fuel Economy in a Turbocharged Gasoline Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (2006), Nr. 2006-01-0047
- [24] CDIAC (Hrsg.): *Global Change Data and Information Products – Atmospheric Carbon Dioxide*. [http://cdiac.ornl.gov/by\\_new/bysubject.html#atmospheric](http://cdiac.ornl.gov/by_new/bysubject.html#atmospheric), Abruf: 28. Januar 2013
- [25] CHANG, R. T.: *Modeling Study of the Influence of Engine Parameters on Engine Thermal Efficiency and Performance*. Cambridge, Massachusetts Institute of Technology, PhD-Thesis, 1988
- [26] CHON, D. M.; HEYWOOD, J. B.: Performance Scaling of Spark-Ignition Engines: Correlation and Historical Analysis of Production Engine Data. In: *SAE Technical Paper Series* (2000), Nr. 2000-01-0565

- [27] CSALLNER, P.: *Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufes von Ottomotoren bei geänderten Betriebsbedingungen*. München, Technische Universität, Dissertation, 1981
- [28] DERNDINGER, H.; RITTER, H.: Über den Einfluss des Hubbohrungsverhältnisses. In: *Motortechnische Zeitschrift* 27 (1966), Nr. 8
- [29] DOUAUD, A. M.; EYZAT, P.: Four-Octane-Number Method for Predicting the Anti-Knock Behavior of Fuels and Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1978), Nr. 780080
- [30] DUCHAUSSOY, Y.; LEFEBVRE, A.; BONETTO, R.: Dilution Interest on Turbocharged SI Engine Combustion. In: *SAE Technical Paper Series* (2003), Nr. 2003-01-0629
- [31] EBEL, B.: Reibungsverluste von Pkw-Ottomotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 54 (1993), Nr. 6
- [32] EDWARDS, S.; MÜLLER, R.; FELDHAUS, G.; FINKELDEI, T.; NEUBAUER, M.: CO<sub>2</sub>-Minderung bei einem Turbo-DI-Ottomotor durch optimiertes Thermomanagement. In: *Motortechnische Zeitschrift* 69 (2008), Nr. 1
- [33] ELMQVIST, C.: *1-D Simulation of Turbocharged SI Engines – Focusing on a New Gas Exchange System and Knock Prediction*. Stockholm, Royal Institute of Technology, Licentiate-Thesis, 2006
- [34] ELMQVIST, C.; LINDSTRÖM, F.; ANGSTRÖM, H.; GRANDIN, B.; KALGHATGI, G.: Optimizing Engine Concepts by Using a Simple Model for Knock Prediction. In: *SAE Technical Paper Series* (2003), Nr. 2003-01-3123
- [35] ESSER, J.; HOPPE, S.; LINDE, R.; MÜNCHOW, F.: Kompressionskolbenringe in Otto- und Dieselmotoren – Stand der Technik und Ausblick. In: *Motortechnische Zeitschrift* 66 (2005), Nr. 7/8
- [36] FEV Motorenteknik GmbH: Fremdmotorenanalyse. (Stand 2009)
- [37] FILIPI, Z.; ASSANIS, D. N.: On Determining the Optimum Stroke-To-Bore Ratio for a Spark-Ignition Engine of Given Displacement. In: *26. FISITA Congress*, Prague, 1996
- [38] FILIPI, Z. S.; ASSANIS, D. N.: The Effect of Stroke-to-Bore Ratio on Combustion, Heat Transfer and Performance of a Homogeneous-Charge Spark-Ignited Engine of Given Displacement. In: *International Journal of Engine Research* Vol. 1 (2000), Nr. 2
- [39] FISCHER, G.: *Expertenmodell zur Berechnung der Reibungsverluste von Ottomotoren*. Darmstadt, Technische Universität, Dissertation, 2000
- [40] FLECKNER, M.; GÖHRING, M.; SPIEGEL, L.: Neue Strategien zur verbrauchsoptimalen Auslegung der Betriebsführung von Hybridfahrzeugen. In: *18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorenteknik*, Aachen, 2009

- [41] FRANZKE, D.: *Beitrag zur Ermittlung eines Klopfkriteriums der ottomotorischen Verbrennung und zur Vorausberechnung der Klopfgrenze*. München, Technische Universität, Dissertation, 1981
- [42] FREYMAN, R.; HÜBNER, W.; BENDER, K.; BRÖCKER, E.: Energiemanagement – Eine modellbasierte Analyse der Energieströme im Kraftfahrzeug für unterschiedliche Fahrzyklen. In: *1. Automobiltechnisches Kolloquium München*, München, 2009
- [43] GAMMA TECHNOLOGIES (Hrsg.): *GT-Power – User's Manual*. Westmont, 2010
- [44] GAND, B.: *Einfluss des Hub-Bohrungs-Verhältnisses auf den Prozessverlauf des Ottomotors*. Aachen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, Dissertation, 1986
- [45] GEIGER, U.; FRENZEL, U.: Innovative Komponenten zur Reduzierung der CO<sub>2</sub> Emission. In: *20. Internationale AVL Tagung "Motor & Umwelt"*, Graz, 2008
- [46] GERTY, M. D.: *Effects of Operating Conditions, Compression Ratio and Gasoline Reformate on SI Engine Knock Limits*. Cambridge, Massachusetts Institute of Technology, PhD-Thesis, 2005
- [47] GOLLOCH, R.: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren: Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. 1. Auflage. Berlin : Springer, 2005
- [48] GRANDIN, B.; ANGSTRÖM, H.: Replacing Fuel Enrichment in a Turbo Charged SI Engine: Lean Burn or Cooled EGR. In: *SAE Technical Paper Series* (1999), Nr. 1999-01-3505
- [49] GRILL, M.: *Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren*. Stuttgart, Universität, Dissertation, 2006
- [50] GRILL, M.; BILLINGER, T.; BARGENDE, M.: Quasi-Dimensional Modeling of Spark Ignition Engine Combustion with Variable Valve Train. In: *SAE Technical Paper Series* (2006), Nr. 2006-01-1107
- [51] GROHE, H.; RUSS, G.: *Otto- und Dieselmotoren: Arbeitsweise, Aufbau und Berechnung von Zweitakt- und Viertakt-Verbrennungsmotoren*. 14. Auflage. Würzburg : Vogel, 2007
- [52] GROTH, K.: Die Verlagerungsbahn des instationär belasteten Gleitlagers und ihr Nutzen für den Konstrukteur. In: *Zeitschrift Konstruktion* 26 (1974)
- [53] HAFKEMEYER, M.; EL-DWAIK, F.; HEIM, A.; LIEBL, J.; STAUBER, J.; TRAUB, F.: Effiziente Dynamik durch intelligentes Energiemanagement. In: *12. Internationaler Kongress Elektronik im Kraftfahrzeug*, Baden-Baden, 2005
- [54] HALLGREN, B. E.: *Impact of Retarded Spark Timing on Engine Combustion, Hydrocarbon Emissions and Fast Catalyst Light-Off*. Cambridge, Massachusetts Institute of Technology, PhD-Thesis, 2005
- [55] HAUPT, C.; WACHTMEISTER, G.; HÜBNER, W.: Die Gesamtfahrzeugsimulation zur Bewertung konventioneller und hybridisierter Antriebskonzepte unter Berücksichtigung thermischer Aspekte. In: *Wärmemanagement des Kraftfahrzeuges VII*, Berlin, 2010

- [56] HEIL, B.; WEINING, H. K.; KARL, G.; PANTEN, D.; WUNDERLICH, K.: Verbrauch und Emissionen – Reduzierungskonzepte beim Ottomotor. In: *Motortechnische Zeitschrift* 62 (2001), Nr. 11
- [57] HERZOG, H.-G.: *Unterlagen zur Vorlesung Elektrische Energiespeicher*. Fachgebiet Energiewandlungstechnik, TU München, SS 2007
- [58] HEYWOOD, J. B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. 2nd edition. New York : McGraw–Hill, 1989
- [59] HUSS, M.; HÜBNER, W.; WACHTMEISTER, G.: Motorische Skalierfunktionen zur Simulation verschiedener Motorvarianten innerhalb konventioneller und elektrifizierter Antriebsstränge. In: *12. Internationale MTZ–Fachtagung – Virtual Powertrain Creation*, München, 2010
- [60] HUSS, M.; HÜBNER, W.; WACHTMEISTER, G.: Scaling Functions for the Simulation of Different SI–Engine Concepts in Conventional and Electrified Power Trains. In: *11. Stuttgarter Symposium Automobil– und Motorentechnik*, Stuttgart, 2011
- [61] HÜTTEN, H.: 100 Jahre Fahrzeugmotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 47 (1986), Nr. 4
- [62] IEA (Hrsg.): *CO2 Emissions from Fuel Combustion 2010 – Highlights*. <http://www.iea.org/co2highlights>, Abruf: 28. Januar 2013
- [63] INHELDER, J.: *Verbrauchs– und schadstoffoptimiertes Ottomotor–Aufladekonzept*. Zürich, Eidgenössische Technische Hochschule, Dissertation, 1996
- [64] IPCC (Hrsg.): *Climate Change 2007 – The Physical Science Basis; Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC)*. <http://www.ipcc.ch>, Abruf: 28. Januar 2013
- [65] KEHN, U.: *Variables Epsilon – Mittel zur Wirkungsgraderhöhung beim hochaufgeladenen Ottomotor*. Stuttgart, Universität, Dissertation, 2007
- [66] MCKINSEY (Hrsg.): *Roads towards a low–carbon future: Reducing CO2 emissions from passenger vehicles in the global road transportation system*. 2009
- [67] KLAWATSCH, D.: *Probleme kleinvolumiger Ottomotoren hoher Leistung als PKW–Antriebsaggregate und Maßnahmen zu deren Lösung*. Aachen, Rheinisch–Westfälische Technische Hochschule, Dissertation, 1997
- [68] KÖHLER, E.; FLIERL, R.: *Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors*. 5. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2009
- [69] KORTE, V.; FRASER, N.; TAYLOR, J.; DINGELSTADT, R.: Effizientes Downsizing für zukünftige Ottomotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 72 (2011), Nr. 5
- [70] KREUTER, P.; GAND, B.; WEGNER, S.; SCHAFFRATH, U.; WENSING, M.: Der aufgeladene Ottomotor mit variabler Verdichtung: Wirkung und Potentiale. In: *26. Internationales Wiener Motorensymposium*, Wien, 2005

- [71] KREUTER, P.; PETER, U.; KIER, M.; WEGNER, S.; MÜLLER, M.; BEY, R.: Meta Downsizing Konzept – Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen bis auf 75g/km. In: *30. Internationales Wiener Motorensymposium*, Wien, 2009
- [72] LAKE, T; STOKES, J.; MURPHY, R.; OSBORNE, R.; SCHAMEL, A.: Turbocharging Concepts for Downsized DI Gasoline Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (2004), Nr. 2004-01-0036
- [73] LANG, O.; YAPICI, K.; KEMPER, K; PISCHINGER, S.: Downsizing mit variabler Verdichtung – Alternative oder Ergänzung zur Hybridisierung. In: *16. Internationale AVL Tagung "Motor & Umwelt"*, Graz, 2004
- [74] Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, TU München: Interne Sammlung von Motorendaten. (Stand 2010)
- [75] LINDEMANN, U.; HÜBNER, W.: Energiemanagement – Analyse und virtuelle Abbildung der energetischen Zusammenhänge im Fahrzeug. In: *ATZ/MTZ-Konferenz CO<sub>2</sub> – Die Herausforderung für unsere Zukunft*, München, 2007
- [76] LIVENGOOD, J. C.; WU, P. C.: Correlation of Autoignition Phenomenon in Internal Combustion Engines and Rapid Compression Machines. In: *5th Symposium on Combustion*, Pittsburgh, 1955, S. 347–356
- [77] MAHLE GMBH (Hrsg.): *Mahle Kolbenkunde*. Stuttgart, 1984
- [78] MERKER, G.; SCHWARZ, C.; STIESCH, G.; OTTO, F.: *Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. 2. Auflage. Wiesbaden : B. G. Teubner, 2004
- [79] MÖHLENKAMP, H.: *Beitrag zur Berechnung der Lagerbelastungen und Verlagerungsbahnen schnelllaufender Hochleistungs-Dieselmotoren bei verschiedenen Lastpunkten, insbesondere bei Drehzahlrückung*. Hannover, Technische Universität, Dissertation, 1974
- [80] MOREL, T.; KERIBAR, R.: A Model for Predicting Spatially and Time Resolved Convective Heat Transfer in Bowl-in-Piston Combustion Chambers. In: *SAE Technical Paper Series* (1985), Nr. 850204
- [81] MOREL, T.; MANSOUR, N. N.: Modeling of Turbulence in Internal Combustion Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1982), Nr. 820040
- [82] MOREL, T.; RACKMILL, C. I.; KERIBAR, R.; JENNINGS, M. J.: Model for Heat Transfer and Combustion in Spark Ignited Engines and Its Comparison with Experiments. In: *SAE Technical Paper Series* (1988), Nr. 880198
- [83] MÜLLER, H.; ALMSTADT, K.: Die Entflammungsphase im Ottomotor – Dauer und Streuung in Abhängigkeit vom Betriebspunkt. In: *Motortechnische Zeitschrift* 43 (1982), Nr. 4
- [84] MÜLLER, H. K.; NAU, B. S.: *Kolbenringe für Motoren und Verdichter*. <http://www.fachwissen-dichtungstechnik.de>, Abruf: 28. Januar 2013

- [85] MURANAKA, S.: Factors Limiting the Improvement in Thermal Efficiency of SI Engine at Higher Compression Ratio. In: *SAE Technical Paper Series* (1987), Nr. 870548
- [86] N. N.: *Magerbetrieb beim Ottomotor*, VDI-Berichte 578. Düsseldorf : VDI-Verlag, 1985
- [87] NAM, E. K.; SORAB, J.: Friction Reduction Trends in Modern Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (2004), Nr. 2004-01-1456
- [88] NEFISCHER, A.: *Quasidimensionale Modellierung turbulenzgetriebener Phänomene in Ottomotoren*. Graz, Technische Universität, Dissertation, 2009
- [89] NEUMANN, J.; STANCIU, A.; BANISCHEWSKI, B.: Untersuchungen zur Robustheitsreserve bei der Auslegung von Abgasturboladern. In: *2. Tagung: Motorprozesssimulation und Aufladung*, Berlin, 2007
- [90] NITSCHKE, R. G.: *The Effects of Spark Ignition Engine Design Parameters on Performance and Economy: A Modeling Study*. Cambridge, Massachusetts Institute of Technology, PhD-Thesis, 1987
- [91] NOAA (Hrsg.): *Trends in Atmospheric Carbon Dioxide*. <http://www.esrl.noaa.gov/gmd/ccgg/trends/>, Abruf: 28. Januar 2013
- [92] NOSKE, G.: *Ein quasidimensionales Modell zur Beschreibung des ottomotorischen Verbrennungsablaufes*. Karlsruhe, Universität, Dissertation, 1987
- [93] NUSSELT, W.: Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine. In: *VDI-Forschungsheft* (1923), Nr. 264
- [94] PATTON, K. J.; NITSCHKE, R. G.; HEYWOOD, J. B.: Development and Evaluation of a Friction Model for Spark-Ignition Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (1989), Nr. 890836
- [95] PISCHINGER, F.: *Motorische Verbrennung – Abschlussbericht des SFB 224*. RWTH Aachen, 2001
- [96] PISCHINGER, R.; KLELL, M.; SAMS, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 2. Auflage. Wien : Springer Verlag, 2002
- [97] PISCHINGER, S.: *Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren*. Aachen : Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen, 2000
- [98] PISCHINGER, S.; HABERMANN, K.; YAPICI, K.; BAUMGARTEN, H.; KEMPER, H.: Der Weg zum konsequenten Downsizing – Motor mit kontinuierlich variablem Verdichtungsverhältnis in einem Demonstrationsfahrzeug. In: *Motortechnische Zeitschrift* 64 (2003), Nr. 5
- [99] PISCHINGER, S.; SEIBEL, J.: *Untersuchung zur optimierten Auslegung von Ottomotoren in Hybrid-Antriebssträngen – Abschlussbericht über das FVV-Vorhaben Nr. 863*. Frankfurt am Main : Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, 2007

- [100] POTTEAU, S.; LUTZ, P.; LEROUX, S.; MOROZ, S.; TOMAS, E.: Cooled EGR for a Turbo SI Engine to Reduce Knocking and Fuel Consumption. In: *SAE Technical Paper Series* (2007), Nr. 2007-01-3978
- [101] POULOS, S. G.; HEYWOOD, J. B.: The Effect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion. In: *SAE Technical Paper Series* (1983), Nr. 830334
- [102] RAT DER EUROPÄISCHEN GEMEINSCHAFTEN: Richtlinie des Rates vom 20. März 1970 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen. In: *70/220/EWG*
- [103] RÖHL, O.: *Low Temperature Chemistry in Gasoline Compression Ignition Engines*. Aachen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, Dissertation, 2010
- [104] RICCIUS, K.: *Untersuchungen an kurzhubigen Motoren ( $s/D < 1$ ) unter besonderer Berücksichtigung des Einflusses der Reibungs- und Wärmeverluste auf die Leistung, Wirtschaftlichkeit, Oktanzahlbedarf und Lagerbeanspruchung*. Berlin, Technische Universität, Dissertation, 1960
- [105] ROTH, D.; ZHANG, R.; SAUERSTEIN, R.; BECKER, M.: Neue Aspekte bei der Applikation eines Hybrid-AGR-Systems für turboaufgeladene DI-Ottomotoren. In: *18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, Aachen, 2009
- [106] RUSS, S. G.: A Review of the Effect of Engine Operating Conditions on Borderline Knock. In: *SAE Technical Paper Series* (1996), Nr. 960497
- [107] RUSS, S. G.; THIEL, M.; LAVOIE, G. A.: SI Engine Operation with Retarded Ignition: Part 2 – HC Emissions and Oxidation. In: *SAE Technical Paper Series* (1999), Nr. 1999-01-3507
- [108] SANDOVAL, D.; HEYWOOD, J. B.: An Improved Friction Model for Spark-Ignition Engines. In: *SAE Technical Paper Series* (2003), Nr. 2003-01-0725
- [109] SCHARRER, O. F.: *Einflusspotenzial Variabler Ventiltriebe auf die Teillast-Betriebswerte von Saug-Ottomotoren – Eine Studie mit der Motorprozess-Simulation*. Berlin, Technische Universität, Dissertation, 2005
- [110] SCHEELE, M.: *Potentialabschätzung zur Verbesserung des indizierten Wirkungsgrades kleinvolumiger Ottomotoren*. Hannover, Universität, Dissertation, 1999
- [111] SEIBEL, J.: *Optimierte Auslegung von Ottomotoren in Hybrid-Antriebssträngen*. Aachen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, Dissertation, 2008
- [112] SHAW, B. T.: *Modelling and Control of Automotive Coldstart Hydrocarbon Emissions*. Berkeley, University of California, PhD-Thesis, 2002
- [113] SHAYLER, P. J.; CHICK, J.: Generic Functions for Fuel Consumption and Engine-Out Emissions of HC, CO and NO<sub>x</sub> of Spark-Ignition Engines. In: *Institution of Mechanical Engineers. Proceedings. Part D: Journal of Automobile Engineering* 213 (1999), Nr. 4

- [114] SHAYLER P. J.; LEONG, D.: Contributions to Engine Friction During Cold, Low Speed Running and the Dependence on Oil Viscosity. In: *SAE Technical Paper Series* (2005), Nr. 2005-01-1654
- [115] SIEWERT, R. M.: Engine Combustion at Large Bore-to-Stroke Ratios. In: *SAE Technical Paper Series* (1978), Nr. 780968
- [116] SKOPIL, M. A.: *Moderne Turboaufladung*. 2. Auflage. Renningen : Expert, 2007
- [117] SOLFRANK, P.; IHLEMANN, A.; DOMBOS, L.; MEDERER, T.: Chancen zur CO<sub>2</sub>-Reduzierung durch den Einsatz von Wälzlagern im Motor. In: *Motortechnische Zeitschrift* 69 (2008), Nr. 7/8
- [118] SOLTIC, P.: *Part-Load Optimized SI Engine Systems*. Zürich, Eidgenössische Technische Hochschule, Dissertation, 2000
- [119] SPECKENS, F.; HERMSEN, F.; BUCK, J.: Konstruktive Wege zum reibungsarmen Ventiltrieb. In: *Motortechnische Zeitschrift* 59 (1998), Nr. 3
- [120] STEWART, M. C.: *Design and Analysis of a Variable Compression-Ratio Internal-Combustion Engine – The Alvar Engine Concept*. Cambridge, Massachusetts Institute of Technology, Master-Thesis, 1997
- [121] STICHER, G.; RIZOULIS, D.: Das nachhaltige Automobilunternehmen – oder das Comeback des Elektroautos. In: *17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, Aachen, 2008
- [122] TAYLOR, C. F.: *The Internal Combustion Engine in Theory and Practice*. 2nd edition. Cambridge : The MIT Press, 1985
- [123] TIEMANN, C.; ORLOWSKY, K.; STEFFENS, C.; BICK, W.; KALENBORN, M.: Wälzlagerung im Verbrennungsmotor, ein effektiver Weg zur Verbrauchsreduktion. In: *14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, Aachen, 2005
- [124] TIEMANN, C.; STEFFENS, C.; WEDOWSKI, S.; WALTER, R.: Zahnriemen versus Kette – Studie zum CO<sub>2</sub>-Sparpotential im Steuertrieb. In: *Motortechnische Zeitschrift* 70 (2009), Nr. 5
- [125] TSCHÖKE, H.; SCHULTALBERS, M.; GOTTSCHALK, W.; HUTHÖFER, E.; JORDAN, A.: Thermodynamische Optimierungskriterien für die Zündzeitpunktabstimmung moderner Ottomotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 72 (2011), Nr. 1
- [126] UENO, M.: A Quick Warm-Up System During Engine Start-Up Period Using Adaptive Control of Intake Air and Ignition Timing. In: *SAE Technical Paper Series* (2000), Nr. 2000-01-551
- [127] VAHLENSIECK, B.; GRUHLE, W.: Elektrische Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen – Ein methodischer Ansatz zum Übertragen existierender Lösungen. In: *Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen – 2. Fachtagung des VDMA und der Universität Karlsruhe*, Karlsruhe, 2009

- [128] WACHTMEISTER, G.: *Skriptum zur Vorlesung Verbrennungsmotoren*. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, TU München, SS 2007
- [129] WAHIDUZZAMAN, S.; MOREL, T.: Comparison of Measured and Predicted Combustion Characteristics of a Four-Valve SI Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (1993), Nr. 930613
- [130] WAYNE, W.; CLARK, N.; ATKINSON, C.: Numerical Prediction of Knock in a Bi-Fuel Engine. In: *SAE Technical Paper Series* (1998), Nr. 982533
- [131] WEINOWSKI, R.; SEHR, A.; WEDOWSKI, S.; HEUER, S.; HAMM, T.; TIEMANN, C.: Zukünftiges Downsizing bei Ottomotoren – Potentiale und Grenzen von 2- und 3-Zylinder Konzepten. In: *30. Internationales Wiener Motorensymposium*, Wien, 2009
- [132] WITT, A.: *Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten*. Graz, Technische Universität, Dissertation, 1999
- [133] WITTEK, K.: *Variables Verdichtungsverhältnis beim Verbrennungsmotor durch Ausnutzung der im Triebwerk wirksamen Kräfte*. Aachen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, Dissertation, 2006
- [134] WORRET, R.; SPICHER, U.: *Entwicklung eines Kriteriums zur Vorausberechnung der Klopfgrenze – Abschlussbericht zum FVV-Vorhaben Nr. 700*. Frankfurt am Main : Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, 2002
- [135] WOSCHNI, G.: Die Berechnung der Wandwärmeverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* 31 (1970), Nr. 12
- [136] YAPICI, K. I.: *Variables Verdichtungsverhältnis beim Verbrennungsmotor durch exzentrische Kurbelwellenverlagerung*. Aachen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, Dissertation, 2001

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Zunahme der atmosphärischen CO <sub>2</sub> -Konzentration vom Jahr 1000 bis 2011 [24, 91] sowie Meilensteine der Entwicklung von Verbrennungskraftmaschinen	1
1.2	Entwicklung der Produktionszahlen im Automobilbereich (links) und prognostizierte Verbreitung elektrifizierter Fahrzeuge (rechts) anhand verschiedener Studien	2
1.3	Sankey-Diagramm für die allgemeine Aufteilung der Kraftstoffenergie bei Ottomotoren	3
2.1	Definition der drei Phasen der ottomotorischen Verbrennung	8
2.2	Der Brennraum als thermodynamisches System (abgeleitet aus [96])	11
2.3	Der Gleichraumprozess im $pV$ -Diagramm	12
2.4	Thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses nach Gl. 2.20	13
2.5	$pV$ -Diagramme und Verlustteilung	14
2.6	Einfluss von Brenndauer und Wandwärmeverlusten bei optimalem Verbrennungsschwerpunkt ( $V_h = 450$ ccm, $s/d = 1,00$ , $\epsilon = 10,5$ , Simulation mit Wandwärmeeübergang nach [135])	16
2.7	Energiebilanz: Gesamtes Arbeitsspiel (links) bzw. Hochdruck- und Ladungswechselphase getrennt (rechts)	17
2.8	Typisches Kennfeld des eff. Wirkungsgrades $\eta_e$ eines aufgeladenen Ottomotors (Motor 5, vgl. Anhang A.1)	17
3.1	Zeitliche Veränderung ottomotorischer Kenngrößen [61, 74]	21
3.2	Häufigkeitsverteilung von Zylinderhubvolumen $V_h$ , Hub-Bohrungs-Verhältnis $s/d$ und Verdichtungsverhältnis $\epsilon$ bei aktuellen Ottomotoren [17]	22
3.3	Verteilung von Bohrung $d$ und Hub $s$ aktueller Ottomotoren [17]	23
3.4	Maximale Leistungs- und Drehmomentwerte von aktuellen Ottomotoren [17]	24
3.5	Typisches Kennfeld des mech. Wirkungsgrades $\eta_m$ eines aufgeladenen Ottomotors (Motor 5)	24
3.6	Stribeck-Kurve und Reibarten (abgeleitet aus [39, 58])	25

3.7	Temperaturabhängigkeit der dynamischen Viskosität $\eta$ eines typischen Motoröls (SAE 5W-30) . . . . .	27
3.8	Aufteilung der mechanischen Verluste für einen aufgeladenen Ottomotor mit Direkteinspritzung (Motor 5, $T_{OEL} = 90\text{ °C}$ , geschleppt) . . . . .	30
3.9	Relativer Wirkungsgradgewinn bei Vergrößerung des Zylinderhubvolumens von $V_h = 300\text{ ccm}$ auf $V_h = 600\text{ ccm}$ im Teillastkennfeld (abgeleitet aus [95]) . . . . .	34
3.10	Einfluss des Zylinderhubvolumens $V_h$ und des Hub-Bohrungs-Verhältnis $s/d$ auf das Oberflächen-Volumen-Verhältnis $\xi_{OV}$ des Brennraums (nach Gl. 3.8) . . . . .	35
3.11	Qualitative Darstellung der Abhängigkeit der Wirkungsgradänderung bei Verdichtungserhöhung von Drehzahl $n$ , Last $p_{me}$ , Zylinderhubvolumen $V_h$ und Hub-Bohrungs-Verhältnis $s/d$ . . . . .	36
3.12	Qualitative Darstellung des Zielkonflikts zwischen hohem Wirkungsgrad $\eta$ und Klopfvermeidung ( $\lambda_l = \text{konst.}$ ) . . . . .	37
3.13	Wirkungsgradoptimales Verdichtungsverhältnis für einen aufgeladenen Ottomotor (abgeleitet aus [73]) . . . . .	38
3.14	Änderung des eff. Wirkungsgrades $\eta_e$ und der Abgastemperatur $T_{AG}$ verschiedener Ottomotoren in Abhängigkeit vom Luftverhältnis $\lambda$ ( $n = 2000\text{ 1/min}$ , $p_{me} = 2\text{ bar}$ , abgeleitet aus [36], zum Vergleich auch der vollkommene Motor ( $\epsilon_{ref} = 10,5$ )) . . . . .	40
3.15	Zusammenhang zwischen spez. Kraftstoffverbrauch $b_e$ , Abgastemperatur $T_{AG}$ und eff. Mitteldruck $p_{me}$ bei wechselndem Luftverhältnis $\lambda$ . . . . .	41
3.16	Abhängigkeit des Restgasanteiles $y_R$ von der Motorlast bei drosselgesteuerten Ottomotoren (abgeleitet aus [9]) . . . . .	42
3.17	Restgasanteil $y_R$ und eff. Wirkungsgrad $\eta_e$ im Phasensteller-Diagramm ( $n = 2000\text{ 1/min}$ , $p_{me} = 2\text{ bar}$ ) . . . . .	43
3.18	Änderung des eff. Wirkungsgrades $\eta_e$ und der Abgastemperatur $T_{AG}$ verschiedener Ottomotoren in Abhängigkeit der externen AGR-Rate ( $n = 2000\text{ 1/min}$ , $p_{me} = 2\text{ bar}$ , abgeleitet aus [36]) . . . . .	44
4.1	Prinzipdarstellung der Grundstruktur des energetischen Motormodells . . . . .	50
4.2	Methodik zur Skalierung motorischer Reibungsverluste . . . . .	51
4.3	Methodik zur thermodynamischen Skalierung von Motorkennfeldern [59, 60] . . . . .	51
4.4	Abhängigkeit der Haupt- und Pleuellagerdurchmesser von Bohrungsdurchmesser $d$ , spez. Drehmoment $M_{spez}$ und Laufwert $a$ [17] . . . . .	56
4.5	Einfluss von Zylinderhubvolumen $V_h$ , Hub-Bohrungs-Verhältnis $s/d$ und Maximaldrehzahl $n_{max}$ auf die Ventilderauslegung gemäß Gl. 4.22 . . . . .	59
4.6	Einfluss des variablen Ventilhubes auf den Reibmitteldruck des Ventiltriebs (Messung Motor 1, Funktion nach Gl. 4.26) . . . . .	61

4.7	Antriebsverluste von Schmiermittelpumpe (links) und Hochdruckkraftstoffpumpe (rechts, Herstellerangaben) . . . . .	62
4.8	Verifikation der Reibansätze für Kurbelwelle, Kolbengruppe und Ventiltrieb (Messdaten Motor 5) . . . . .	64
4.9	Reibmitteldruck bei Variation von Zylinderzahl $z$ und Zylinderhubvolumen $V_h$ ( $n = 2000$ 1/min, $s/d = 1,0$ , $T_{OEL} = 90$ °C) . . . . .	65
4.10	Reibmitteldruck bei Variation des Hub–Bohrungs–Verhältnis $s/d$ und Zylinderhubvolumen $V_h$ ( $n = 2000$ 1/min, $z = 4$ , $T_{OEL} = 90$ °C) . . . . .	66
4.11	Reibmitteldruck bei Variation geometrischer Grunddaten für konst. mittlere Kolbengeschwindigkeit $c_m = 5,5$ m/s ( $T_{OEL} = 90$ °C) . . . . .	66
4.12	Grundstruktur des Motormodells zur Ladungswechsel– und Prozessrechnung	68
4.13	Referenzverläufe für Ventilhub (links) und Durchflusskoeffizient (rechts) . . .	70
4.14	Wirkungsgrad– und Drehzahlkennfeld des Verdichters (links) und Öffnungsquerschnitt des Waste–Gates (rechts, Simulation) . . . . .	71
4.15	Schematische Darstellung des Entrainment–Modells (abgeleitet aus [96]) . .	72
4.16	Berechnetes Arrheniusdiagramm der Zündverzugszeit für PRF 95 in Abhängigkeit von Temperatur und Druck bei Variation von Luftverhältnis $\lambda$ und Restgasanteil $y_R$ (abgeleitet aus [103], dazu gegenübergestellt die Berechnung mittels Gl. 4.47) . . . . .	78
4.17	Vorfaktor $P(\lambda, y_R)$ bzw. $P'(\lambda, y_R)$ zur Berechnung der Zündverzugszeit $\tau$ bei Variation des Luftverhältnis $\lambda$ und des Restgasanteils $y_R$ . . . . .	79
4.18	Änderung des eff. Wirkungsgrades und der Spitzendrucklage bei Variation des Luftverhältnis $\lambda$ (links) und der ext. AGR–Rate (rechts) an der Klopfgrenze ( $n = 4000$ 1/min, $p_{me} = 19$ bar, ROZ = 98) . . . . .	80
4.19	Vergleich von Druckverlaufsanalyse und Simulation anhand charakteristischer Prozessgrößen ( $\dot{m}_{KS,DVA} = \dot{m}_{KS,Sim}$ , Messdaten der Vergleichsmotoren 1,3,4,7)	81
4.20	Einfluss des Wärmeübergangsmodells auf ind. Wirkungsgrad $\eta_i$ , Wandwärmeverluste $Q_W$ und Wärmeübergangskoeffizient $\alpha$ (Simulation mit Referenzgeometrie, $\phi_{BD,50} = \text{opt.}$ , $n = 2000$ 1/min) . . . . .	82
4.21	Einfluss der Kolbengeschwindigkeit $c_m$ bzw. Drehzahl $n$ und des Liefergrad $\lambda_l$ auf die turbulente kinetische Energie bei ES $k_{ES}$ (Simulation) . . . . .	83
4.22	Verlustteilung für verschiedene Motorkonzepte am Referenzbetriebspunkt (Simulation) . . . . .	84
4.23	Einfluss des Zylinderhubvolumens $V_h$ auf motorische Betriebsgrößen und die Energiebilanz bei gedrosselter und ungedrosselter Lastregelung (Simulation am Referenzbetriebspunkt) . . . . .	85
4.24	Einfluss des Zylinderhubvolumens $V_h$ auf die spez. Flammenoberfläche, den Brennverlauf und den spez. Wandwärmestrom (Simulation am Referenzbetriebspunkt, gedrosselt) . . . . .	86

4.25 Verlustteilung für verschiedene Zylinderhubvolumen $V_h$ bei gedrosselter und ungedrosselter Lastregelung am Referenzbetriebspunkt (Simulation) . . . . .	87
4.26 Rel. Veränderung des ind. Wirkungsgrades $\eta_i$ (links) und der Abgastemperatur $T_{AG}$ (rechts) bei Erhöhung des Zylinderhubvolumens von $V_h = 300$ ccm auf $V_h = 600$ ccm (Simulation, gedrosselt) . . . . .	87
4.27 Einfluss des Hub–Bohrungs–Verhältnis $s/d$ auf motorische Betriebsgrößen und die Energiebilanz bei Verwendung verschiedener Wärmeübergangsmodelle (Simulation am Referenzbetriebspunkt) . . . . .	88
4.28 Einfluss des Hub–Bohrungs–Verhältnis $s/d$ auf die spez. Flammenoberfläche, den Brennverlauf und den spez. Wandwärmestrom (Simulation am Referenzbetriebspunkt, quasidim. Wärmeübergangsmodell) . . . . .	89
4.29 Verlustteilung für verschiedene Hub–Bohrungs–Verhältnisse $s/d$ bei Verwendung verschiedener Wärmeübergangsmodelle am Referenzbetriebspunkt (Simulation) . . . . .	89
4.30 Rel. Veränderung des ind. Wirkungsgrades $\eta_i$ (links) und der Abgastemperatur $T_{AG}$ (rechts) bei Erhöhung des Hub–Bohrungs–Verhältnis von $s/d = 0,75$ auf $s/d = 1,25$ (Simulation, quasidim. Wärmeübergangsmodell) . . . . .	90
4.31 Einfluss des Verdichtungsverhältnis $\epsilon$ auf motorische Betriebsgrößen und die Energiebilanz (Simulation am Referenzbetriebspunkt) . . . . .	91
4.32 Einfluss des Verdichtungsverhältnis $\epsilon$ auf die spez. Flammenoberfläche, den Brennverlauf und den spez. Wandwärmestrom (Simulation am Referenzbetriebspunkt) . . . . .	91
4.33 Verlustteilung für verschiedene Verdichtungsverhältnisse $\epsilon$ am Referenzbetriebspunkt (Simulation) . . . . .	92
4.34 Rel. Veränderung des ind. Wirkungsgrades $\eta_i$ (links) und der Abgastemperatur $T_{AG}$ (rechts) bei Erhöhung des Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 8$ auf $\epsilon = 14$ (Simulation) . . . . .	92
4.35 Einfluss des Verdichtungsverhältnis $\epsilon$ auf motorische Betriebsgrößen bei verschiedenen Hub–Bohrungs–Verhältnissen (Simulation am Referenzbetriebspunkt sowie Drehzahl– und Lastschnitt) . . . . .	93
4.36 Einfluss der spez. Wandwärmeverluste $Q_W$ auf den Hochdruckwirkungsgrad $\eta_{i,HD}$ bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen (Simulation am Referenzbetriebspunkt) . . . . .	94
4.37 Einfluss des Luftverhältnis $\lambda$ auf motorische Betriebsgrößen und die Energiebilanz bei gedrosselter und ungedrosselter Lastregelung (Simulation am Referenzbetriebspunkt) . . . . .	96
4.38 Einfluss des Luftverhältnis $\lambda$ auf die Ladungswechselschleife, den Brennverlauf und den spez. Wandwärmestrom (Simulation am Referenzbetriebspunkt, gedrosselt) . . . . .	97

4.39	Verlustteilung für verschiedene Luftverhältnisse $\lambda$ bei gedrosselter und ungedrosselter Lastregelung am Referenzbetriebspunkt (Simulation) . . . . .	97
4.40	Rel. Veränderung des ind. Wirkungsgrades $\eta_i$ (links) und der Abgastemperatur $T_{AG}$ (rechts) bei Reduktion des Luftverhältnis von $\lambda = 1,0$ auf $\lambda = 0,8$ (Simulation, gedrosselt) . . . . .	98
4.41	Rel. Veränderung des ind. Wirkungsgrades $\eta_i$ (links) und der Abgastemperatur $T_{AG}$ (rechts) bei Erhöhung des Luftverhältnis von $\lambda = 1,0$ auf $\lambda = 1,2$ (Simulation, gedrosselt) . . . . .	99
4.42	Einfluss des Restgasanteils $y_R$ auf ind. Wirkungsgrad, Abgastemperatur, Ladungswechsel- und Wandwärmeverluste bei verschiedenen Arten der Restgassteuerung (Simulation am Referenzbetriebspunkt, Referenz: A-SP = 110 °KW, E-SP = 108 °KW) . . . . .	101
4.43	Restgasanteil $y_R$ und ind. Wirkungsgrad $\eta_i$ im Phasensteller-Diagramm bei interner und kombinierter AGR (Simulation am Referenzbetriebspunkt) . . .	102
4.44	Einfluss des Restgasanteils $y_R$ bei externer Restgassteuerung auf motorische Betriebsgrößen und die Energiebilanz bei gedrosselter und ungedrosselter Lastregelung (Simulation am Referenzbetriebspunkt, A-SP = 110 °KW, E-SP = 108 °KW) . . . . .	103
4.45	Einfluss des Restgasanteils $y_R$ bei externer Restgassteuerung auf die Ladungswechselschleife, den Brennverlauf und den spez. Wandwärmestrom (Simulation am Referenzbetriebspunkt, A-SP = 110 °KW, E-SP = 108 °KW, gedrosselt) . . .	104
4.46	Verlustteilung für verschiedene Restgasanteile $y_R$ bei gedrosselter und ungedrosselter Lastregelung am Referenzbetriebspunkt (Simulation, A-SP = 110 °KW, E-SP = 108 °KW) . . . . .	104
4.47	Abhängigkeit des Restgasanteils $y_R$ von der externen AGR-Rate am Referenzbetriebspunkt bei gedrosselter und ungedrosselter Lastregelung (links) sowie im gesamten Kennfeldbereich bei gedrosselter Lastregelung (rechts, Simulation)	105
4.48	Rel. Veränderung des ind. Wirkungsgrades $\eta_i$ (links) und der Abgastemperatur $T_{AG}$ (rechts) bei Erhöhung des Restgasanteils $y_R$ mittels externer AGR von 10 % (Simulation, gedrosselt) . . . . .	105
4.49	Einfluss des Luftverhältnis $\lambda$ auf motorische Betriebsgrößen bei variierendem Restgasanteil $y_R$ (Simulation am Referenzbetriebspunkt, Restgasanteil durch Reduktion der A-SP angehoben) . . . . .	107
4.50	Einfluss des Verdichtungsverhältnis $\epsilon$ auf motorische Betriebsgrößen bei verschiedenen Luftverhältnissen $\lambda$ und AGR-Raten (Simulation am Referenzbetriebspunkt) . . . . .	107
4.51	Einfluss des Luftverhältnis $\lambda$ auf motorische Betriebsgrößen bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen $\epsilon$ (Simulation am Referenzbetriebspunkt) . . . . .	108
4.52	Einfluss von Drehzahl $n$ und Liefergrad $\lambda_l$ auf den Verbrennungsschwerpunkt an der Klopfgrenze (Simulation, $n_{ref} = 2000$ 1/min, $\lambda_{l,ref} = 1,6$ ) . . . . .	110

4.53 Einfluss von Zylinderhubvolumen $V_h$ , Hub–Bohrungs–Verhältnis $s/d$ und Verdichtungsverhältnis $\epsilon$ auf den Verbrennungsschwerpunkt an der Klopfgrenze (Simulation, $V_{h,ref} = 600$ ccm, $s/d_{ref} = 0,75$ , $\epsilon_{ref} = 14$ ) . . . . .	111
4.54 Einfluss von Luftverhältnis $\lambda$ und ext. AGR–Rate auf den Verbrennungsschwerpunkt an der Klopfgrenze (Simulation, $\lambda_{ref} = 1,3$ , $AGR_{ref} = 0$ %) . . . . .	111
4.55 Einfluss von Gemischbildung, Oktanzahl und Ladelufttemperatur auf den Verbrennungsschwerpunkt an der Klopfgrenze (Simulation) . . . . .	112
4.56 Einfluss der verschleppten Verbrennung an der Klopfgrenze auf ind. Wirkungsgrad $\eta_i$ , Abgastemperatur $T_{AG}$ und Wandwärmeverluste $Q_W$ . . . . .	113
5.1 Anforderungen für die Formulierung von Skalierfunktionen [60] . . . . .	116
5.2 Vergleich von Simulation und Skalierfunktion bezüglich ind. Wirkungsgrad $\eta_i$ und Abgastemperatur $T_{AG}$ bei der Variation des Zylinderhubvolumens $V_h$ . . . . .	119
5.3 Vergleich von Simulation und Skalierfunktion bezüglich ind. Wirkungsgrad $\eta_i$ und Abgastemperatur $T_{AG}$ bei der Variation des Hub–Bohrungs–Verhältnis $s/d$ . . . . .	120
5.4 Vergleich von Simulation und Skalierfunktion bezüglich ind. Wirkungsgrad $\eta_i$ und Abgastemperatur $T_{AG}$ bei der Variation des Verdichtungsverhältnis $\epsilon$ . . . . .	121
5.5 Vergleich von Simulation und Skalierfunktion bezüglich ind. Wirkungsgrad $\eta_i$ und Abgastemperatur $T_{AG}$ bei der Variation des Luftverhältnis $\lambda$ . . . . .	123
5.6 Vergleich von Simulation und Skalierfunktion bezüglich ind. Wirkungsgrad $\eta_i$ und Abgastemperatur $T_{AG}$ bei der Variation der AGR–Rate . . . . .	124
5.7 Vergleich von Simulation und Gl. 5.16 zur Abschätzung der Verschleppung des Verbrennungsschwerpunktes an der Klopfgrenze . . . . .	125
5.8 Abschätzung der verschleppten Verbrennung an der Klopfgrenze im Motorkennfeld (links) und bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen und Oktanzahlen (rechts) mit Hilfe der Gl. 5.16 . . . . .	125
5.9 Vergleich von Simulation und Gl. 5.18 bzw. 5.19 zur Abschätzung von ind. Wirkungsgrad $\eta_i$ und Abgastemperatur $T_{AG}$ bei verschleppter Verbrennung an der Klopfgrenze . . . . .	126
5.10 Vergleich von Simulation (links) und Skalierfunktion (rechts) bezüglich ind. Wirkungsgrad $\eta_i$ bei kombinierter Variation von Hub–Bohrungs–Verhältnis $s/d$ und Verdichtungsverhältnis $\epsilon$ , ausgehend von der Referenzgeometrie (Referenzbetriebspunkt, [59]) . . . . .	127
5.11 Vergleich von Simulation und Skalierfunktion bezüglich ind. Wirkungsgrad $\eta_i$ (links) und Abgastemperatur $T_{AG}$ (rechts) bei Variation des Verdichtungsverhältnis $\epsilon$ an der Klopfgrenze ( $n = 2000$ 1/min, $\lambda_l = 1,2$ ) . . . . .	128
5.12 Beispiel einer Extrapolation eines Motorkennfeldes (Motor 6) auf Basis linearisierter Referenzdaten und der Verwendung der Skalierfunktionen ( $\Delta\eta_i$ als rel. Differenz zwischen Skalierung und Messung) . . . . .	129

6.1	Topologien des konventionellen und des elektrifizierten Antriebsstranges . . .	131
6.2	Effektives Wirkungsgradkennfeld der E-Maschine inkl. Umrichter (links) und simuliertes Wirkungsgradverhalten des HV-Speichers (rechts) . . . . .	133
6.3	Vergleich zwischen Normverbrauch und simuliertem Verbrauch des BMW 535i sowie die Überleitung zum simulierten Referenzverbrauch inkl. $\epsilon$ -Anpassung und ASS . . . . .	135
6.4	Vergleich des Geschwindigkeitsprofils und der Beschleunigungsverteilung von NEFZ [102] und Artemis-Zyklus [20] . . . . .	136
6.5	Spezifische Volllastkennlinien für leistungsneutrales Downsizing (links) mit entsprechender Anpassung des Verdichtungsverhältnis an die spezifische Leis- tung und Berücksichtigung des Motorgewichtes (rechts, Vergleichsdaten aus [17]) . . . . .	138
6.6	Kraftstoffeinsparung im NEFZ durch Downsizing ohne Zylindersprung unter wechselnden Randbedingungen (Fall 1 bis 6) . . . . .	139
6.7	Einfluss des Downsizings mit und ohne Zylindersprung auf Kraftstoffverbrauch (links) sowie auf die kumulierten Reib- und Wärmeverluste (rechts) im NEFZ	139
6.8	Vergleich der Verbrauchsanteile $> 1$ % im NEFZ bei $V_H = 3,4$ L (links) und $V_H = 2,0$ L (rechts) . . . . .	140
6.9	Überleitungstreppe zur Analyse der verbrauchsrelevanten Einflussgrößen beim leistungsneutralen Downsizing mit und ohne Zylindersprung im NEFZ sowie Normverbrauch des BMW 528i als Vergleichsfahrzeug . . . . .	141
6.10	Kennfeld eines mit Hilfe der Skalierfunktionen optimierten variablen Verdich- tungsverhältnis (links) mit entsprechender Steigerung des ind. Wirkungsgrades (rechts, Referenz: Motor 6 mit $\epsilon = 10,0$ ) . . . . .	141
6.11	Kraftstoffeinsparung durch Downsizing in Verbindung mit variablem Verdich- tungsverhältnis in NEFZ und Artemis-Zyklus . . . . .	142
6.12	Vergleich der Verbrauchsanteile $> 1$ % in NEFZ (links) und Artemis-Zyklus (rechts) bei $V_H = 2,0$ L und variablem Verdichtungsverhältnis (Referenz: $\epsilon = 8,9$ )	143
6.13	Einfluss einer zunehmenden Elektrifizierung im NEFZ auf Kraftstoffverbrauch, Fahrzeugmasse, Bremsenergie und Rekuperationsenergie für verschiedene Ba- sismotoren . . . . .	144
6.14	Vergleich des Kraftstoffverbrauchs von VM-Fahren und E-Fahren ( $P_{EM} = 33$ kW) bei Konstantfahrt (links) und erhöhten Radmomenten (rechts, $EKI = 0,4$ L/kWh) . . . . .	145
6.15	Ind. Mitteldruck über den auf das Hubvolumen bezogenen Kraftstoffmas- senstrom (links) sowie der zeitlich gemittelte Verlauf von rel. Wirkungsgrad $\eta_{VM,rel}$ und $EKI$ für verschiedene Basismotoren bei maximaler Elektrifizierung ( $P_{EM} = 33$ kW) im NEFZ (rechts) . . . . .	146
6.16	Vergleich der Kraftstoffeinsparung durch motorische Maßnahmen sowie Elek- trifizierung in NEFZ (links) und Artemis-Zyklus (rechts) . . . . .	147

# Tabellenverzeichnis

4.1	Referenzdaten des Ladungswechsel- und Prozessmodells . . . . .	69
4.2	Geometrische Zusammenhänge im Ladungswechsel- und Prozessmodell . .	70
4.3	Verschiedene Koeffizienten zur Berechnung der Zündverzugszeit $\tau$ aus der Literatur . . . . .	77
4.4	Koeffizienten des Verbrennungsmodells . . . . .	81
5.1	Koeffizienten zur Skalierung des Zylinderhubvolumens $V_h$ . . . . .	119
5.2	Koeffizienten zur Skalierung des Hub-Bohrungs-Verhältnis $s/d$ . . . . .	120
5.3	Koeffizienten zur Skalierung des Verdichtungsverhältnis $\epsilon$ . . . . .	121
5.4	Koeffizienten zur Skalierung des Luftverhältnis $\lambda$ . . . . .	122
5.5	Koeffizienten zur Skalierung der AGR-Rate . . . . .	123
A.1	Technische Daten der Vergleichsmotoren . . . . .	151
A.2	Technische Daten des Referenzfahrzeuges . . . . .	152
A.3	Technische Daten des Vergleichsfahrzeuges . . . . .	153
A.4	Eigenschaften des Referenzkraftstoffes in der Simulation . . . . .	154

# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Name	Michael Huß
Geburtsdatum	19.07.1979
Geburtsort	Fürstenfeldbruck, Deutschland
Eltern	Wilhelm Huß Karoline Huß, geb. Ostermeir
Familienstand	ledig
Nationalität	deutsch

## Schulausbildung

09.1986 - 07.1990	Grundschule, Grafrath
09.1990 - 06.1999	Viscardi Gymnasium, Fürstenfeldbruck
06.1999	Abschluss: Abitur

## Ersatzdienst

08.1999 - 07.2000	Johanniter Unfallhilfe, Puchheim
-------------------	----------------------------------

## Studium

10.2001 - 03.2007	Maschinenwesen, Technische Universität München Vertiefungsrichtung: Fahrzeugtechnik und Systematische Produktentwicklung
03.2007	Abschluss: Diplom Maschinenwesen

## Beruflicher Werdegang

05.2007 - 04.2010	BMW Forschung und Technik GmbH, München
09.2010 - 12.2011	TESIS DYNAware GmbH, München
seit 01.2012	BMW AG, München