

Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik
Universität Stuttgart

RESEARCH

Adalbert Wolany

Untersuchungen zur impulsgetrennten Aufladung an einem Vierzylinder-Ottomotor



 Springer Vieweg

The Springer Vieweg logo features a stylized chess knight (horse) facing left, positioned above the text 'Springer Vieweg' in a serif font.

Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart

Herausgegeben von

M. Bargende, Stuttgart, Deutschland

H.-C. Reuss, Stuttgart, Deutschland

J. Wiedemann, Stuttgart, Deutschland

Das Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK) an der Universität Stuttgart erforscht, entwickelt, appliziert und erprobt, in enger Zusammenarbeit mit der Industrie, Elemente bzw. Technologien aus dem Bereich moderner Fahrzeugkonzepte. Das Institut gliedert sich in die drei Bereiche Kraftfahrwesen, Fahrzeugantriebe und Kraftfahrzeug-Mechatronik. Aufgabe dieser Bereiche ist die Ausarbeitung des Themengebietes im Prüfstandsbetrieb, in Theorie und Simulation.

Schwerpunkte des Kraftfahrwesens sind hierbei die Aerodynamik, Akustik (NVH), Fahrdynamik und Fahrermodellierung, Leichtbau, Sicherheit, Kraftübertragung sowie Energie und Thermomanagement – auch in Verbindung mit hybriden und batterieelektrischen Fahrzeugkonzepten.

Der Bereich Fahrzeugantriebe widmet sich den Themen Brennverfahrensentwicklung einschließlich Regelungs- und Steuerungskonzeptionen bei zugleich minimierten Emissionen, komplexe Abgasnachbehandlung, Aufladesysteme und -strategien, Hybridsysteme und Betriebsstrategien sowie mechanisch-akustischen Fragestellungen.

Themen der Kraftfahrzeug-Mechatronik sind die Antriebsstrangregelung/Hybride, Elektromobilität, Bordnetz und Energiemanagement, Funktions- und Softwareentwicklung sowie Test und Diagnose.

Die Erfüllung dieser Aufgaben wird prüfstandsseitig neben vielem anderen unterstützt durch 19 Motorenprüfstände, zwei Rollenprüfstände, einen 1:1-Fahrsimulator, einen Antriebsstrangprüfstand, einen Thermowindkanal sowie einen 1:1-Aeroakustikwindkanal.

Die wissenschaftliche Reihe „Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart“ präsentiert über die am Institut entstandenen Promotionen die hervorragenden Arbeitsergebnisse der Forschungstätigkeiten am IVK.

Herausgegeben von

Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende
Lehrstuhl Fahrzeugantriebe,
Institut für Verbrennungsmotoren und
Kraftfahrwesen, Universität Stuttgart
Stuttgart, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. Jochen Wiedemann
Lehrstuhl Kraftfahrwesen,
Institut für Verbrennungsmotoren und
Kraftfahrwesen, Universität Stuttgart
Stuttgart, Deutschland

Prof. Dr.-Ing. Hans-Christian Reuss
Lehrstuhl Kraftfahrzeugmechatronik,
Institut für Verbrennungsmotoren und
Kraftfahrwesen, Universität Stuttgart
Stuttgart, Deutschland

Adalbert Wolany

Untersuchungen zur impulsgetrennten Aufladung an einem Vierzylinder-Ottomotor

 Springer Vieweg

Adalbert Wolany
Stuttgart, Deutschland

Zugl.: Dissertation Universität Stuttgart, 2015

D93

Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart
ISBN 978-3-658-15975-7 ISBN 978-3-658-15976-4 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-658-15976-4

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

Springer Vieweg

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2016

Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die nicht ausdrücklich vom Urheberrechtsgesetz zugelassen ist, bedarf der vorherigen Zustimmung des Verlags. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Bearbeitungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Der Verlag, die Autoren und die Herausgeber gehen davon aus, dass die Angaben und Informationen in diesem Werk zum Zeitpunkt der Veröffentlichung vollständig und korrekt sind. Weder der Verlag noch die Autoren oder die Herausgeber übernehmen, ausdrücklich oder implizit, Gewähr für den Inhalt des Werkes, etwaige Fehler oder Äußerungen.

Gedruckt auf säurefreiem und chlorfrei gebleichtem Papier

Springer Vieweg ist Teil von Springer Nature

Die eingetragene Gesellschaft ist Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH

Die Anschrift der Gesellschaft ist: Abraham-Lincoln-Str. 46, 65189 Wiesbaden, Germany

Deus é fiel

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK) der Universität Stuttgart unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Bargende.

Mein herzlicher Dank gilt den Herren Prof. Dr.-Ing. M. Bargende und Dipl.-Ing. Hans-Jürgen Berner für die hervorragende wissenschaftliche und persönliche Betreuung während der Durchführung dieser Arbeit. Herrn Prof. Dr. techn. C. Beidl danke ich für sein Interesse an meiner Arbeit und die Übernahme des Koreferats.

Das dieser Dissertation zugrunde liegende Forschungsvorhaben wurde von der Adam Opel AG finanziell gefördert und in jeglicher Hinsicht unterstützt. Der großen Unterstützung gebührt stellvertretend Herrn A. Königstein und Herrn Dr.-Ing. C. Glahn mein Dank.

Ein großer Dank gilt allen Kolleginnen und Kollegen des IVK und des FKFS für die Unterstützung und die stets sehr gute Zusammenarbeit, den nur mit der Hilfe großer Schweißer-, Schrauber-, EDV- und sonstiger wichtiger Talente war diese Aufgabe zu bewerkstelligen. Besonders gilt mein Dank Herrn T. Günther für zahlreiche interessante und gewinnbringende Diskussionen zur Luftpfad- und Abgasturboladermodellierung. Auch gilt allen Studenten und studentischen Hilfskräften ein besonderer Dank für die großartige Unterstützung, so dass jeder im Rahmen seiner jeweiligen Arbeit zum Gelingen des gesamten Forschungsvorhabens beigetragen hat.

Besonders herzlich möchte ich meinen Eltern danken, die mich stets unterstützt haben und mir den Weg meiner Ausbildung erst durch ihre mutige Entscheidung ermöglichten.

Stuttgart

Adalbert Wolany

Abstract

A major trend for fuel consumption and CO_2 -emission reduction is turbocharging in combination with downsizing. Direct Injection for gasoline engines enables further operation modes such as scavenging. Scavenging improves transient performance of the turbo charger and the combustion engine at low engine speed (low-end-torque). It therefore helps to solve the trade-off between the demand for high specific engine power at low specific fuel consumption and simultaneous high dynamic torque buildup.

For scavenging the combustion chamber during the gas exchange, a temporary positive pressure gradient between the intake and the exhaust pressure is required. Furthermore, a system with variable valve timing is necessary to enable a valve overlap. On a single-scroll turbocharged four cylinder engine, the positive pressure gradient is not realized by the spatial separation of the exhaust manifold (twin-scroll), but by the use of suitable short exhaust valve opening times.

The investigations have been conducted on a exhaust gas turbocharged four-cylinder spark-ignition engine. The combustion engine was measured stationary and transient in various configurations on a highly dynamic test bench. Furthermore the wastegate-movement caused by the exhaust pressure pulses was measured by means of a laser-optical measurement method. The broad database was used for calibration of the 1D simulation model as well as the combustion model which was used in the numerical investigations (GT-POWER V.7.1 and FKFS User Cylinder V.11.0). The database was also used for a new approach of modeling the wastegate in the 1D flow simulation.

In order to avoid any influence of the following firing cylinder onto the ongoing scavenging process, the valve opening time has to be shorter than $180^\circ CA$. Such a short valve opening time has a strong influence on the gas exchange at both, the low-end-torque and at maximum engine power.

This thesis shows, that scavenging can also be conducted successfully with exhaust valve opening times larger than $180^\circ CA$. Short exhaust valve opening durations and late valve timings cause a phenomenon - a repeated compression of the burned cylinder charge after the piston reaches its bottom dead center - referred to as "recompression" in this work. By means of an energetic analysis (available technical work capacity) of the scavenging gas exchange, the energetic contribution of the recompression to the boost pressure generation has been examined

A short valve opening time increases fuel consumption at high air-mass flow due to higher gas exchange work. In this paper two different variable exhaust valve train systems in combination with a part-scroll-separation exhaust manifold are compared. The valve opening duration can be increased by utilizing either a two-step-system or a system capable of offsetting the valve timing. Both systems combined with a part-scroll-separation exhaust manifold, show high potential for reducing the fuel consumption up to 10 %.

The pulse charging principle also uses the kinetic energy of the exhaust gas flow for turbine power generation. For an energetic analysis of exhaust manifolds 3D CFD-simulations (ANSYS CFX V14.0) are conducted. The flow quality of the exhaust manifold is then evaluated quantitatively using a method, which takes the entire usable energy content of the fluid into account at the exhaust manifold exit.

The high exhaust gas pressure pulses cause an unwanted oscillating movement of the wastegate flap, which will be demonstrated experimentally in this thesis. In order to make this oscillating behavior detectable in the 1D flow simulation the mechanical elements and the flow characteristics of the wastegate were modeled and linked to the flow simulation. In steady state and transient calculations this new modeling approach shows its predictive properties by a corresponding effect on the torque buildup and thus offers an additional simulation tool.

Kurzfassung

Zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und damit einhergehend des CO_2 -Ausstoßes, hat sich bei heutigen PKW-Ottomotoren die Abgasturboaufladung in Kombination mit einer Verkleinerung des Motorhubraums (Downsizing) als eine Schlüsseltechnologie etabliert. Der rasante Vormarsch der Aufladung im Bereich des Ottomotors ist eng an die Einführung der Direkteinspritzung gekoppelt, welche weitere Betriebsarten wie z.B. den spülenden Ladungswechsel ermöglicht.

Die aktive Spülung des Brennraums verbessert das Ansprechverhalten von Turbine und Motor bei niedriger Motordrehzahl (Low-End-Torque) und trägt damit zur Entspannung im Zielkonflikt der Forderung nach einer hohen spezifischen Leistung bei geringem spezifischem Verbrauch und gleichzeitiger hoher Agilität im Drehmomentaufbau bei. Voraussetzung für eine aktive Spülung des Brennraums ist ein temporäres, positives Druckgefälle während einer Überschneidung der Ventilsteuerzeiten im Ladungswechsel. Die Umsetzung eines solchen positiven Spülgefälles an einem Vierzylinder-Motor mit einer einflutigen Aufladung erfolgt nicht durch eine räumliche Trennung der Abgasstrangleitungen sondern aufgrund einer zeitlichen Separation mit Hilfe geeigneter Auslassventilöffnungsdauern.

Als Grundlage für die Untersuchungen dient ein abgasturboaufgeladener Vierzylinder-Ottomotor mit Direkteinspritzung. Das Aggregat wurde in verschiedenen Konfigurationen auf einem hochdynamischen Prüfstand stationär und instationär vermessen. Zusätzlich wurde die durch Abgasdruckpulse angeregte Wastegate-Bewegung kurbelwinkelaufgelöst mittels laseroptischer Messmethoden aufgezeichnet. Die breite Datenbasis diente zur Kalibrierung des in den numerischen Untersuchungen verwendeten 1D-Strömungsmodells samt Verbrennungsmodell (Software: GT-POWER V.7.1 und FKFS-User-Cylinder V.11.0) sowie für eine neuartige Modellierung des Wastegates.

Um eine Auswirkung des Zündfolgezylinders auf den sich im Ladungswechsel befindlichen Zylinder gänzlich zu vermeiden, muss theoretisch eine Auslassöffnungsdauer kleiner als der Zündabstand realisiert werden, der bei einem Vierzylinder-Motor 180°KW beträgt. Eine solch kurze Auslassöffnungsdauer hat erhebliche Auswirkungen auf den Ladungswechsel, sowohl im Bereich des Low-End-Torque als auch im Nennleistungsbereich.

Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen, dass ein spülender Ladungswechsel auch mit Öffnungsdauern größer als 180°KW zielführend umgesetzt werden kann. Bei kurzen Auslassöffnungsdauern und späten Auslasssteuerzeiten tritt zwangsläufig ein Phänomen - die nochmalige Verdichtung der umgesetzten Zylinderladung nach dem unteren Totpunkt - auf, welches hier als Rekompresseion bezeichnet wird. Anhand charakteristischer Motorgrößen und einer energetischen Betrachtung der nutzbaren technischen Arbeitsfähigkeit des Abgases wird der spülende Ladungswechsel analysiert und der Beitrag der Rekompresseion zum Ladedruckaufbau aufgezeigt.

Weiterhin erhöht eine kurze Auslassöffnungsdauer bei höheren Luftmassendrucksätzen im Nennleistungsbereich die verbrauchssteigende Ladungswechselarbeit. Die hier durchgeführten numerischen Untersuchungen vergleichen zwei verschiedene Auslassnocken-Umschaltssysteme in Kombination mit einer erweiterten Flutentrennung in die Turbinenvolute hinein. Zum einen wird durch einen schaltbaren Ventilhub und zum anderen unter Erhaltung des Hubs durch versetzte Steuerzeiten die Auslassöffnungsdauer verlängert. Beide Ventiltriebsvariabilitäten zeigen in Kombination mit einer verlängerten Teilflutentrennung, welche den Einfluss der Zündfolgedruckwelle zeitlich verschiebt und damit die Restgasrate reduziert, deutliche Potentiale zur Verbrauchssenkung von bis zu 10 % auf.

Beim Prinzip der Stoßaufladung wird auch der kinetische Energieanteil des strömenden Abgases auf der Turbine zur Leistungserzeugung genutzt. Für eine energetische Bewertung von Abgaskrümmern werden 3D CFD-Simulationen (ANSYS CFX V14.0) durchgeführt. Die Strömungsgüte der Abgaskrümmern wird dann anhand einer vorgestellten Methode, welche den gesamten nutzbaren Energieinhalt des Fluids am Krümmerausstritt berücksichtigt, quantitativ beurteilt. Die hohen Abgasdruckpulse der Stoßaufladung rufen eine unerwünschte Schwingungsanregung der Wastegate-Klappe hervor, die hier experimentell nachgewiesen werden konnte. Um dieses Verhalten in der 1D-Strömungssimulation erfassbar zu machen, wurden die mechanischen Elemente und die strömungstechnischen Eigenschaften des Wastegates modelliert und mit der 1D-Strömungssimulation gekoppelt. In stationären und instationären Berechnungen zeigt dieser Modellierungsansatz seine prädiktiven Eigenschaften durch die Darstellung von Auswirkungen auf den Drehmomentaufbau und stellt somit eine Erweiterung der Simulationswerkzeuge dar.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	VII
Abstract	IX
Kurzfassung	XI
Nomenklatur	XV
Abbildungsverzeichnis	XIX
Tabellenverzeichnis	XXVII
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik abgasturboaufgeladener Ottomotoren	5
2.1 Ottomotorische Prozessführung	5
2.1.1 Thermodynamische Grundlagen ottomotorischer Verbrennung	5
2.1.2 Prinzip der Benzin-Direkteinspritzung	6
2.2 Abgasturboaufladung	7
2.2.1 Grundlagen der Abgasturboaufladung	7
2.2.2 Varianten der Abgasturboaufladung	10
2.2.3 Ladedruckregelung in der Abgasturboaufladung	11
2.2.4 Prinzip des spülenden Ladungswechsels (Scavenging)	12
2.3 Grenzen der Aufladung im ottomotorischen Betrieb	15
3 Problemstellung und Zielsetzung	19
4 Methoden der Untersuchungen	27
4.1 Prüfstandsuntersuchungen	27
4.1.1 Versuchsaggregat	27
4.1.2 Motorenprüfstand	28
4.2 0D/1D-Motorsimulation	29
4.2.1 Ladungswechselsimulation	30
4.2.2 Quasidimensionales Verbrennungsmodell	31
4.2.3 Aufladung	32
4.2.4 Ladedruckregelung - Modellierung eines masse- und reibungs- behafteten, schwingfähigen Wastegates	45
4.2.5 Validierung des Simulationsmodells	52

4.3	3D CFD-Simulation	57
4.3.1	Grundlagen zur numerischen Simulation turbulenter Strömung	57
4.3.2	Modellaufbau und Randbedingungen	59
4.3.3	Modellanalyse	62
5	Ergebnisse	65
5.1	Krümmerbewertung	65
5.1.1	CFD Untersuchungen zur Krümmerbewertung	65
5.1.2	Vollständige und schaltbare Flutentrennung	71
5.1.3	Monovolute und Teilflutentrennung	76
5.2	Auslassventilvariabilitäten	81
5.2.1	Spülender Ladungswechsel am einflutigen Laderkonzept	83
5.2.2	Rekompression - Instationärer Motorbetrieb	103
5.2.3	Zweistufiger Auslasshub	120
5.2.4	Versetzte Auslassphase	127
5.2.5	Gegenüberstellung der untersuchten Konzepte	135
5.3	Wastegate Untersuchungen	138
5.3.1	Stationärer Motorbetrieb	138
5.3.2	Instationärer Motorbetrieb	142
6	Zusammenfassung	149
	Literaturverzeichnis	155
	Anhang	165

Nomenklatur

Abkürzungen

As	Auslass-schließt
ASP	Arbeitsspiel
ATL	Abgasturbolader
AV	Auslassventil
Aö	Auslass-öffnet
ca.	circa
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
DE	Direkt-Einspritzung
engl.	englisch
Es	Einlass-schließt
EV	Einlassventil
Eö	Einlass-öffnet
FEM	Finite-Elemente-Methode
ff.	folgenden
FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen
GOT	Gaswechsel oberer Totpunkt
GUT	Gaswechsel unterer Totpunkt
H	Höhe
KW	Kurbelwinkel
LK	Länge des Kanals
LKW	Lastkraftwagen
n	nach
norm	normiert
SRE	Saugrohreinspritzung
SWP	Schwerpunktlage
T	Tiefe
TH	Turbinenhalsquerschnitt
vgl.	vergleiche
VTG	Variable Turbinengeometrie
WG	Wastegate

Tiefgestellte Indizes

1	Messstelle vor Verdichter
2	Messstelle Saugrohr
3	Messstelle Turbineneintritt
4	Messstelle Turbinenausritt
A	Auslass
amb	ambient
ASP	Arbeitsspiel
ATL	Abgasturbolader
B	Brennstoff
D	Drehmoment
dia	diabat
e	effektiv
F	Flut
Fl	Flansch
HD	Hochdruck
i	indiziert, innen
is	isentrop
K	Krümmmer
KE	Krümmereintritt
L	Luft
LW	Ladungswechsel
m	mittel
max	maximal
mech	mechanisch
min	minimal
Mot	Motor
n	nach
p	Druck
R	Reibung
red	reduziert
RG	Restgas
S	Saugrohr
s	statisch
T	Turbine
t	total
th	theoretisch
U	Umgebung
UT	Unterer Totpunkt
V	Verdichter
v	vor
Vol	Volute
WG	Wastegate
WW	Wandwärme

Z, Zyl Zylinder

Lateinische Symbole

\dot{H}_t	kW	Technischer Arbeitsfähigkeitsstrom
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
a_{AV}	m/s	Auslassventilbeschleunigung
$A_{e,A}$	mm ²	effektiver Strömungsquerschnitt Auslass
$A_{e,E}$	mm ²	effektiver Strömungsquerschnitt Einlass
$A_{e,red}$	mm ²	effektiver reduzierter Strömungsquerschnitt
A_{HR}	mm ²	hydraulische Ringspaltfläche
A_F	mm ²	Überströmfläche
b_e	g/kWh	spezifischer Kraftstoffverbrauch
c_D	-	Durchflusskoeffizient
c_{Feder}	N/m	Federsteifigkeit
c_p	J/kg	spezifische Wärmekapazität für konstanten Druck
d	mm	Durchmesser
d_{HR}	mm	hydraulische Ringspaltdurchmesser
d_{TS}	mm	Trennsteg Innendurchmesser
d_T	mm	Turbinenrad Außendurchmesser
F	N	Kraft
F_0	N	Federvorspannung
F_α	-	Asymmetriefaktor
F_c	N	Federkraft
F_d	N	Dämpfungskraft
F_N	N	Normalkraft
g	m/s	Erdbeschleunigung
H_u	MJ	unterer Heizwert
$h_{t,V}$	J/kg	spezifischer technischer Arbeitsfähigkeitsverlust
h_t	J/kg	spezifische technische Arbeitsfähigkeit
H_t	kW	Technische Arbeitsfähigkeit
K_{LIP}	-	Kennwert der Leistungsintegral-Performance
l	mm	Länge
L_{st}	-	stöchiometrisches Luftverhältnis
LI	kJ/l	Leistungsintegral
m	kg	Masse
M_D	Nm	Drehmoment
n	min ⁻¹	Drehzahl
p	bar	Druck
P	kW	Leistung
p_m	bar	Mitteldruck
R	J/kg/K	individuelle Gaskonstante
r_1, r_2	mm	Hebellänge

T	K, °C	Temperatur
V	mm ³	Volumen
v_{AV}	mm/rad	Auslassventilgeschwindigkeit
V_c	cm ³	Zylinderkompressionsvolumen
V_h	cm ³	Zylinderhubvolumen
V_H	cm ³	Motorhubvolumen
x	-	Masseanteil
x_{WG}	mm	Verstellweg der Wastegate-Regelstange

Griechische Symbole

α_{WG}	°	Wastegate-Öffnungswinkel
η	-	Wirkungsgrad
η_e	-	effektiver Motorwirkungsgrad
η_{th}	-	thermischer Wirkungsgrad
η_v	-	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors
κ	-	Isentropenexponent
λ	-	Luftverhältnis
λ_a	-	Luftaufwand
λ_l	-	Liefergrad
Π_T	-	Turbinendruckverhältnis
Π_V	-	Verdichterdruckverhältnis
ρ	kg/m ³	Dichte
Σ	-	Summe
ε	-	Verdichtungsverhältnis
φ	°	Kurbelwinkel

Abbildungsverzeichnis

2.1	Prinzip des spülenden Ladungswechsels einer einflutigen Aufladung	14
2.2	Drucksignal einer Vorentflammung und eines klopfendes Arbeitsspiels	17
3.1	Vergleich zwischen dem idealen und dem effektiven Drehmomentaufbau eines abgasturboaufgeladenen Motors	20
3.2	Der Vergleich des spülenden Ladungswechsels bei 1750 min^{-1} zwischen einem flutengetrennten (links) und einem einflutigen (rechts) Aufladekonzept bei identischer Auslassöffnungsdauer von 207°KW zeigt ein starkes Rückströmen beim einflutigen Konzept	22
3.3	Zielkonflikte und Parameter der Untersuchungen	24
4.1	Validierung der Verbrennungs- und Klopfmodellierung in der stationären Vollast am einflutigen Abgasturbolader	32
4.2	Ausgleichsfunktion zur Anpassung des isentropen Wirkungsgrads	36
4.3	Gegenüberstellung der Datenbasis des Turbinenwirkungsgrads und des angepassten isentropen Turbinenwirkungsgrads (Turbinenhalsquerschnitt $7,5 \text{ cm}^2$)	37
4.4	Übersprechen zwischen den Fluten einer asymmetrischen Zwillingsstromturbine a) Überströmen von Flut zwei auf Flut eins und Anstellwinkel der schräg gestellten Flut eins b) Höheres Überströmen von Flut eins auf Flut zwei c) Ringspaltfläche und hydraulische Ringspaltfläche für den neuen Ansatz zur Abbildung des Übersprechens in der 1D-Strömungssimulation	40
4.5	a) Anordnung zweier Überströmquerschnitte stromaufwärts oberhalb der Voluten b) Geometrische Definition für Volutenmodellierung (vgl. auch [ASUP12]) c) Schematischer Verlauf des Abgasdrucks vor der Turbine und der sich daraus ergebenden Beziehung für die Überströmflächen zur Abbildung des Übersprechens zwischen den Fluten einer asymmetrischen Zwillingsstromturbine in der 1D-Strömungssimulation	42
4.6	Validierung des asymmetrischen hydraulischen Ringspaltflächenansatzes zur Abbildung des Übersprechens zwischen den Fluten einer asymmetrischen Zwillingsstromturbine im Low-End-Torque bei 1500 min^{-1} (oben) und im Nennleistungsbereich bei 5000 min^{-1} (unten)	44
4.7	a) Schematische Darstellung des Wastegates mit Druckdose und der zeitaufgelösten Positionsmessung mittels laseroptischer Wegmessung b) Wastegate und Regelstange freigeschnitten	47

4.8	a) Messwerte der mechanischen Übersetzung zwischen dem Verstellweg x_{WG} der Regelstange und dem Öffnungswinkel α_{WG} des Wastegates b) Fließbankmessdaten des Durchflussbeiwerts c_D in Abhängigkeit des Öffnungswinkels c) Validierung des Zusammenhangs von Öffnungswinkel und Dosendruck - Vergleich zwischen den Herstellerangaben, den Messwerten und den Simulationsergebnissen	50
4.9	Validierung des Wastegate-Modells - Vergleich der Messung mit der Simulation einer Auslass Steuerzeitvariation	51
4.10	Modellvalidierung in der stationären Volllast am einflutigen Abgasturbolader	53
4.11	Modellvalidierung der Abgasdruckdynamik am einflutigen Abgasturbolader	54
4.12	Modellvalidierung einer Lastaufschaltung am einflutigen Abgasturbolader	56
4.13	Freie Geometrieparameter der in 3D-CFD Simulation untersuchten Abgaskrümmen	60
4.14	Übersicht der in der 3D CFD-Simulation untersuchten vier-in-eins-Krümmervarianten	60
5.1	Berechnung der spezifischen technischen Arbeit	66
5.2	CFD-Berechnung der spezifischen technischen Arbeitsfähigkeit der Krümmervariante drei im Low-End-Torque bei 1500 min^{-1}	69
5.3	Vergleich der technischen Arbeitsfähigkeit am Krümmerflansch der vier untersuchten Abgaskrümmen zeigt im Low-End-Torque bei 1500 min^{-1} einen maximalen Wert bei Krümmervariante drei	70
5.4	Vergleich des kinetischen Anteils der technischen Arbeitsfähigkeit der vier untersuchten Abgaskrümmen zeigt im Low-End-Torque bei 1500 min^{-1} einen maximalen Wert bei Krümmervariante drei	70
5.5	Schematische Darstellung einer über ein Stellventil schaltbaren Flutentrennung einer Zwillingsstromturbine (Stoß-/Stauumschaltung)	72
5.6	Leistungs- und Verbrauchspotential einer schaltbaren Flutentrennung (Stoß- Stauumschaltung) im Nennleistungspunkt bei 5500 min^{-1} (AV 207°KW , Turbinenhalsquerschnitt $7,8 \text{ cm}^2$)	73
5.7	Einfluss des Überströmquerschnitts auf die Abgasdruck-, Turbinenwirkungsgrad- und Massstromdynamik in der Zwillingsstromturbine (AV 207°KW , Turbinenhalsquerschnitt $7,8 \text{ cm}^2$)	75
5.8	Verlängerte Teilflutentrennung in die Volute hinein, um insgesamt 65 mm, 95 mm und 125 mm	77
5.9	Einfluss der Länge der Teilflutentrennung in der Volute auf die Abgasdruckdynamik am Auslassventil des ausschiebenden Zylinders im Nennleistungspunkt bei 5500 min^{-1} und einem begrenzten Abgasdruck von $p_3 = 3,25 \text{ bar}$	78
5.10	Einfluss der Länge der Teilflutentrennung im Nennleistungspunkt bei 5500 min^{-1}	79

5.11 Zunahme der Phasenverschiebung des Zündfolgeabgasdruckpulses mit der Motordrehzahl (Teilflutentrennung, AV 226 °KW, $p_3 = 3,25$ bar, As 10 °KWnGOT)	80
5.12 Abgeleitete Reihe der Ventilhubverläufe, Geschwindigkeiten und Beschleunigungen	82
5.13 Definition der ein- und auslassseitigen Steuerzeitenvariabilität	83
5.14 Einflüsse des spülenden Ladungswechsels bei 1500 min ⁻¹ und jeweils separater Einlass- bzw. Auslasssteuerzeitvariation (AV 180 °KW, Turbinenhalsquerschnitt 7,5 cm ²)	86
5.15 Auslass-schließt-Variation bei konstantem Einlass-öffnet von -40 °KWnGOT zur weiteren Erhöhung von Spülung und Liefergrad durch die Vergrößerung des Ventilüberschnitts (AV 180 °KW, Turbinenhalsquerschnitt 7,5 cm ²)	88
5.16 Erhöhung von Leistung und Wirkungsgrad der Turbine mit Zunahme des Massendurchsatzes durch Drehzahlerhöhung bzw. Spätverstellung des Auslasssteuerzeit (AV 180 °KW, Turbinenhalsquerschnitt 7,5 cm ²)	89
5.17 Druckverhältnispotential im Verdichterkennfeld generiert durch den spülenden Ladungswechsel bei 1500 min ⁻¹ und 1750 min ⁻¹ (AV 180 °KW, Turbinenhalsquerschnitt 7,5 cm ²)	90
5.18 Einfluss der Auslassöffnungsdauer auf das Low-End-Torque-Verhalten bei 1500 min ⁻¹ und einem positiven Ventilüberschnitt von 80 °KW (Eö -40 °KWnGOT, As 40 °KWnGOT, Turbinenhalsquerschnitt 7,5 cm ²)	92
5.19 Anstieg der Ladungswechselschleife im pV-Diagramm bedingt durch die kürzere Auslassöffnungsdauer bei gleichem Ventilüberschnitt von 80 °KW (Turbinenhalsquerschnitt 7,5 cm ²)	93
5.20 Kürzung der Dauer des positiven Druckgefälles im spülenden Ladungswechsel bedingt durch den mit längerer Auslassöffnungsdauer früher auftretenden Vorauslass des Zündfolgezylinders (Turbinenhalsquerschnitt 7,5 cm ²)	94
5.21 Zunahme der Rückströmung aus dem Auslasstrakt in den Brennraum während des spülenden Ladungswechsels mit steigender Auslassöffnungsdauer (Turbinenhalsquerschnitt 7,5 cm ²)	96
5.22 Teilflutentrennung im Low-End-Torque verschiebt bei 1500 min ⁻¹ den Vorauslassdruckpuls des Zündfolgezylinders um 6 °KW am Auslassventil gegenüber dem vier-in-eins-Krümmern mit Monovolute (AV 193 °KW, Turbinenhalsquerschnitt 7,5 cm ²)	97
5.23 Einfluss des Turbinenhalsquerschnitts (7,5 cm ² und 5 cm ²) auf die Abgasdruckdynamik und das Spülgefälle bei 1500 min ⁻¹ und 80 °KW Ventilüberschnitt (AV 193 °KW)	99
5.24 Druckverhältnispotential im Verdichterkennfeld - Gegenüberstellung zweier Turbinenhalsquerschnitte (7,5 cm ² und 5 cm ²) im spülenden Ladungswechsel bei 1500 min ⁻¹ (AV 193 °KW)	100

5.25	Zunehmende Spätverstellung der Auslass-schließt-Steuerzeit mit längerer Auslassöffnungsdauer zur Erhöhung des Abgasdruckpulses und der Turbinenleistung bei 1750 min^{-1} (Eö -30°KWnGOT , Turbinenhalsquerschnitt $7,5 \text{ cm}^2$)	102
5.26	Vergrößerung der Arbeitsfläche für eine isentrope Expansion durch die Rekompresseion der Zylinderladung	104
5.27	Vergrößerung der Ladungswechselarbeit und damit des Exergieangebots durch die Rekompresseion der Zylinderladung mittels einer Spätverstellung der Auslasssteuerzeit um 40°KWnGOT (AV 180°KW , Turbinenhalsquerschnitt $7,5 \text{ cm}^2$)	105
5.28	Links: Verläufe der Leistungen mit der Spätverstellung der Auslass-schließt-Steuerzeit; Rechts: exemplarisches Flussbild der Leistungen bei As 40°KWnGOT	106
5.29	Anstieg des Zylinderdrucks aufgrund der Verdichtung der Ladung nach dem UT (Rekompresseion), die daraus folgende Zunahme der spezifischen technischen Arbeitsfähigkeit beim Auslass-öffnet-Zeitpunkt und das entsprechende höhere Angebot vor Turbine (AV 180°KW , Turbinenhalsquerschnitt $7,5 \text{ cm}^2$)	108
5.30	Links: Zunahme der technischen Arbeitsfähigkeit mit der Spätverstellung der Auslass-schließt-Steuerzeit; Rechts: exemplarisches Flussbild der technischen Arbeitsfähigkeit und Turbinenleistung bei As 40°KWnGOT	110
5.31	Anstieg der Wirkungsgrade im Auslasstrakt und der Turbine mit zunehmender Spätverstellung des Auslasses (Rekompresseion)	111
5.32	Auf die Kraftstoffleistung P_B bezogene Leistungsbilanz zeigt über der Auslass-schließt-Steuerzeit eine Zunahme des Abgasanteils	112
5.33	Definition der Zeitabschnitte der Leistungsintegrale für den Kennwert der Leistungsintegral-Performance zur quantifizierenden Beurteilung der Lastaufschaltung	114
5.34	Ergebnisse der Leistungsintegrale (0-1,5 s und 0-2,5 s) der Lastaufschaltung in Abhängigkeit der Auslasssteuerzeiten (Eö -40°KWnGOT , Turbinenhalsquerschnitt $7,5 \text{ cm}^2$)	115
5.35	Erreichtes Drehmoment nach 1,5 s (links) und nach 2,5 s (rechts) in der Lastaufschaltung bei 1750 min^{-1} in Abhängigkeit der Auslasssteuerzeiten (Eö -40°KWnGOT , Turbinenhalsquerschnitt $7,5 \text{ cm}^2$)	116
5.36	Kennwert der Leistungsintegral-Performance einer Lastaufschaltung bei 1750 min^{-1} in Abhängigkeit der Ein- und Auslasssteuerzeiten (links) und Vergleich ausgesuchter Drehmomentverläufe (rechts)	117
5.37	Vergleich von drei ausgesuchten Lastsprungapplikationen	119
5.38	Transienter Druckaufbau und Spülgefälle der maximalen K_{LIP} -Applikation im Lastsprung	120
5.39	Potential zur Verbrauchsreduktion in Abhängigkeit der Auslassventilöffnungs-dauer für ein zweistufiges Auslassventilhubsystem einer Monovolute (Eö 0°KWnGOT , As 0°KWnGOT)	122

5.40	Abgasdruck- und Massenstromdynamik an den Auslassventilen von Zylinder eins zeigt mit der Vergrößerung der Auslassöffnungsdauer eine zunehmende Beeinflussung des ausgeschobenen Massenstroms, der die Restgasrate erhöht (As 5 °KWnGOT)	123
5.41	Abgasdruck- und Massenstromdynamik am Auslassventil von Zylinder eins bei der eine Verschiebung der Druckwelle des Zündfolgezylinders um 22 °KW durch die Teilflutentrennung erreicht wird (AV 226 °KW, As: 10 °KWnGOT)	125
5.42	Gegenüberstellung von Monovolute und Teilflutentrennung zeigt für ein zweistufiges Auslassventilhubsystem größeres Potential zur Verbrauchssenkung durch die Senkung der Restgasrate bei der Teilflutentrennung (Eö 0 °KWnGOT, As 0 °KWnGOT)	126
5.43	Verbrauchspotential durch Optimierung der Auslasssteuerzeit und Reduktion der Restgasrate bewerkstelligt durch die Teilflutentrennung (Turbinehalsquerschnitt 5 cm ²)	127
5.44	Prinzip der versetzten Auslassphase dargestellt an zwei Auslassventilhuben mit je 193 °KW Öffnungsdauer (Bezugshub 0,5 mm) die durch den Versatz der Phase um 33 °KW die gesamte Öffnungsdauer auf 226 °KW vergrößern	128
5.45	Variation der versetzten Auslassphase bei 4000 min ⁻¹ und einem p_{me} von 22 bar zeigt eine deutliche Reduktion der Ladungswechselarbeit mit der Frühverstellung des ersten Auslassventils bei gleichzeitigem Anstieg des spezifischen Verbrauchs bedingt durch den schlechteren Hochdruckwirkungsgrad	129
5.46	Vergleich der Ladungswechselvorgänge zwischen der Basissteuerzeit und der phasenversetzten Frühverstellung des 1. AV um -20 °KW (Monovolute)	131
5.47	Gegenüberstellung der Monovolute und der teilflutengetrennten Abgasführung bei der Variation der versetzten Auslassphase in der Nennleistung zeigt größeres Potential zur Reduktion des spezifischen Verbrauchs bei dem Konzept mit Teilflutentrennung	133
5.48	Vergleich von Zylinderdruck, Abgasdruck und Massenstrom der Monovolute und der Teilflutentrennung bei versetzten Steuerzeiten in der Nennleistung	134
5.49	Vergleich der untersuchten Systeme im Nennleistungspunkt zeigt bei der Variante mit zweistufiger Hubumschaltung und Teilflutentrennung das größte Potential zur Verbrauchssenkung (Bezug: Variante mit Monovolute und AV: 193 °KW)	137
5.50	Der Vergleich des schwingfähigen, massebehafteten Wastegate-Modells mit der Standardbedatung eines Leckagedurchmessers anhand zweier Turbinenhalsquerschnitte 7,5 cm ² und 5 cm ² zeigt einen deutlichen Einfluss der Abgasmassenstromleckage am Wastegate auf das Eckdrehmoment	139