

# TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Institut für Energietechnik

Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen

## **CO<sub>2</sub>-optimierter Antrieb eines Kleinfahrzeuges**

Sebastian Wohlgemuth

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen

Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

**Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)**

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Veit Senner

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister  
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber,  
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Die Dissertation wurde am 08.02.2016 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 17.06.2016 angenommen.



„Im Nachhinein stellt sich etwas Anderes als die bessere Alternative heraus.“  
(M.)



# Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am LEHRSTUHL FÜR VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN der TU MÜNCHEN im Motorenlabor im idyllischen Kapuzinerhölzl.

Mein erster Dank gilt Prof. Dr. -Ing. Georg Wachtmeister für die Möglichkeit, ein lehrstuhleigenes Forschungsprojekt zu bearbeiten. Weiterhin danke ich ihm für die Betreuung und Förderung während meiner Zeit am Institut sowie die Freiheit bei der Projektbearbeitung. Prof. Dr. -Ing. Hermann Rottengruber von der OTTO-VON-GUERICKE-UNIVERSITÄT MAGDEBURG danke ich für die Übernahme des Koreferats und Prof. Dr. -Ing. Veit Senner für den Vorsitz bei der mündlichen Prüfung.

Besonders möchte ich mich auch bei den Herren Christian Hatz, Dr. Simon Thierfelder und Peter Prinz-Hufnagel von der MOTORENFABRIK HATZ für die unkomplizierte und schnelle Versorgung mit Ersatz- und Prototypenteilen für den verwendeten Versuchsmotor bedanken. Herrn Peter Kloft von der Firma HYDAC danke ich für die Zusammenarbeit bei der Entwicklung des Hybridsystems und die zur Verfügung gestellten Hydraulik-Komponenten. Mein besonderer Dank gilt Herrn Peter Fledersbacher von der SA CHARGING SOLUTIONS AG für die Leihgabe des Abgasturboladers mit den zugehörigen Kennfeldern sowie für die außerordentlich wertvolle fachliche Unterstützung und die Diskussionen zur Aufladung. Weiterhin danke ich den Herren Stephan Wanner und Stefan Cölsch von der Firma HANDTMANN für die Daten und Versuchsteile des Spiralladers. Die Versuche zur Abgasnachbehandlung wurden durch die Firma CLARIANT, vertreten durch Herrn Dr. Frank Klose, ermöglicht, wofür ich mich ebenfalls bedanken möchte.

Herrn Christian Hödl danke ich für die Unterstützung bei allen Belangen des Motorprüfstands, für die Vermittlertätigkeit zwischen den gegenüberliegenden Gebäuden und natürlich für die Organisation der wöchentlichen Boltzveranstaltung und der #LMSB-KART-WM. Bei Frau Marita Weiler und Frau Sonja Zeilhofer möchte ich mich für die gute Zusammenarbeit während meiner Zeit am Lehrstuhl bedanken, wohl wissend, dass ohne ihre Unterstützung vieles deutlich schwieriger oder schlichtweg unmöglich gewesen wäre. Ganz besonders bedanke ich mich bei Dr. Gregor Habersbrunner, ohne dessen Vorarbeit und Unterstützung das Projekt nicht möglich gewesen wäre und bei Dr. Simon Thierfelder für die Diskussionen während unserer gemeinsamen Zeit am LVK. Gewissermaßen tragen beide durchaus eine nicht zu unterschätzende Verantwortung für die im vorliegenden Dokument niedergeschriebenen Geschehnisse.

Bei Laura Baumgartner bedanke ich mich besonders für die gemeinsame Entwicklung der Vorkammer-Zündsysteme. Ein Hoch auf die CFD und den 2G40, dass die beiden unsere Programmier- bzw. Schraubattacken mitgemacht und weitgehend unversehrt überlebt haben. Quietschen ist kein Motorschaden. Vielen Dank an Thomas Zimmer für Messtechnik, Datenerfassung und die wirklich wichtigen Gespräche, Benedikt von Imhoff für perfekt

funktionierende Prüfstandstechnik, LABVIEW-Support und Fortführung des Reihensechser-Klangs, Philipp Seidenspinner für Schweißhilfe und den Nordschleifen-Trip, Laura Baumgartner für die Optimierung sämtlicher Paper, das IEEE-Geschenk und die Versorgung mit Reparaturaufträgen, Fabian Backes, dem Admin der Herzen, für freundlichen Umgangston und Karneval, Johann 'Hans' Peer für Konstruktionsberatung und Schützenhilfe, nicht nur im Umgang mit CATIA, Richard Stegmann für die erste und Sebastian Zirngibl für die letzte Abschlussarbeit. Meinen Studenten danke ich ebenfalls für ihren jeweiligen Beitrag zum Forschungsprojekt.

Meiner Kollegin und meinen Kollegen danke ich herzlich für die schöne Zeit am Lehrstuhl, was neben den ganzen hoch wissenschaftlichen Themen nicht untergehen darf. Hervorzuheben seien an dieser Stelle noch die Mitglieder der „07:42 Uhr Kaffeerunde“, die verlässlich für einen soliden Start in den Tag gesorgt haben. Den Freunden von über die eigenen Fähigkeiten hinaus motorisierten Modellautos danke ich für die regelmäßige vollständige Zerstörung der gesamten Fahrzeugflotte. Obwohl dieser Zustand der Motorisierung zum Teil auch auf die 1:1-Fahrzeuggröße zutrifft, konnte hier glücklicherweise bei den gemütlichen Sonntagsausfahrten aufgrund ausreichender Übung nichts PASSIEREN.

Bei Dr. Martin Werner bedanke ich mich für das ganz besondere und mitunter mischreibungsbehaftete Büroklima in meinem Startbüro. Es durfte geschrien werden. Anschließend konnte ich zu Dr. Johann Wloka in ein luxuriöses Zweierbüro aufsteigen, wohingegen seine sportliche Liebe mittlerweile abgestiegen ist. Bei ihm möchte ich mich für die schöne Zeit bedanken und ihm zurück geben, dass unsere Differenzen nun wohl doch gar nicht so groß sind, da ich ihm beipflichten kann, dass der Stern des Südens über allem schwebt. Aufgrund der unterdurchschnittlichen Haltbarkeit meiner Mitbewohner konnte ich mein Büro noch mit Sebastian Rösler teilen. Herzlichen Dank für die schöne gemeinsame Zeit im Autobüro. Unvergessen bleiben nicht zuletzt unsere USA-Reise sowie die defektiöse Probefahrt.

Kfz-Meister Bernhard Herdegen danke ich für die Vermittlung der relevanten Praxis, die für den Ingenieursberuf enorm hilfreich ist und die Grundlage meiner Ausbildung darstellt.

Der größte Dank gilt meinen Eltern, die mir meine Ausbildung und Promotion erst möglich gemacht haben. Auch wenn sie die Überzeugung, dass ich beruflich auf dem richtigen Weg bin, manchmal möglicherweise nicht bedingungslos mit mir teilen, bin ich mir sicher, durch ihre langjährige und mühevollen Vorarbeit mittlerweile zumindest im Ansatz richtige Entscheidungen treffen und meinen Weg gehen zu können. Tina, dir danke ich ganz herzlich für deine Unterstützung, deine endlose Geduld und dein Verständnis für Rennsport und automobilen Wahnsinn.

Sebastian Wohlgemuth

München, im Februar 2016

## Kurzfassung

Für zukunftsfähige Mobilitätskonzepte sind ein geringer Treibhausgas- und Schadstoffausstoß darzustellen und es ist neben den Emissionen auf einen schonenden Ressourceneinsatz im Antriebsstrang zu achten. Im Hinblick auf den Einsatz im Kleinwagensegment sind zudem die Systemkosten des Antriebssystems gering zu halten. Weiterhin ist die Frage nach einem geeigneten Kraftstoff für nachhaltige Mobilität zu beantworten.

Im vorliegenden Forschungsprojekt wird ein Antriebskonzept für den Stadt- und Pendelverkehr entwickelt, welches diese Fragestellung aufgreift. Dabei wird ein Zweizylinder-Motor mit einem hydraulischen Hybridsystem kombiniert. Für den Verbrennungsmotor wird ein überstöchiometrisches Erdgasbrennverfahren entwickelt, wobei die Brennraumgeometrie, das Zündsystem, das Aufladekonzept sowie die Abgasnachbehandlung betrachtet werden. Auf den unterschiedlichen Teilgebieten werden Konzepte entwickelt und in Simulationen sowie am Prüfstand untersucht.

Das Hybridsystem wird gezielt auf die Anforderungen des Antriebsstrangs und des Fahrzeugeinsatzes ausgelegt. Im Mittelpunkt steht dabei eine geringe Systemkomplexität bei gleichzeitiger Darstellung vollumfänglicher Hybridfunktionalitäten wie Start-Stopp, Boost, Rekuperation und Lastpunktverschiebung.

Abschließend wird das Antriebskonzept in einer Gesamtfahrzeugsimulation bewertet. Dabei wird untersucht, inwieweit der präsentierte Fahrzeugantrieb die gesetzlichen Vorgaben und darüber hinaus einen realitätsnahen Fahrzyklus erfüllen kann.

## Abstract

Concepts for future mobility have to focus on low greenhouse gas and pollutant emissions, while ensuring an efficient use of resources. Especially for applications in compact passenger cars, low system costs have to be realized. Furthermore, a suitable fuel for sustainable mobility has to be chosen.

In the presented research project a drivetrain concept for urban and commuter traffic is developed with regard to these aspects. Therefore, a two-cylinder engine is combined with a hydraulic hybrid system. A lean-burn natural gas combustion concept is pursued for the internal combustion engine. The research examines the geometry of the combustion chamber, the ignition system, the charging concept and the exhaust gas aftertreatment. Different concepts and approaches are developed and investigated in simulations and experiments.

The hybrid system is designed with regard to the requirements of the drivetrain and the vehicle operation. One main focus is to present a system with low complexity, realizing the functionalities of a full hybrid system as start-stop, boost, recuperation and operation point shift at the same time.

Finally, the drivetrain concept is evaluated in an entire vehicle simulation. It is analyzed whether the legal requirements as well as a realistic driving cycle can be met by the introduced drivetrain.



# Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	iii
Abbildungsverzeichnis	vii
Tabellenverzeichnis	xi
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation und Zielsetzung . . . . .	1
1.2 Kraftstoff für nachhaltige Mobilität . . . . .	1
1.3 Struktur der Arbeit . . . . .	4
<b>2 Grundlagen und Konzeptentwicklung</b>	<b>5</b>
2.1 Stand der Technik . . . . .	5
2.1.1 Entwicklungstendenzen bei Ottomotoren . . . . .	5
2.1.2 Erdgasfahrzeuge . . . . .	6
2.1.3 Arbeiten in Wissenschaft und Forschung . . . . .	7
2.1.4 Hybridantriebe . . . . .	9
2.2 Antriebsstrangkonzent . . . . .	11
<b>3 Entwicklungswerkzeuge und -methodik</b>	<b>13</b>
3.1 Versuchsmotor . . . . .	13
3.2 Motorprüfstand und Messtechnik . . . . .	14
3.3 Simulations- und Auswertemethodik . . . . .	18
3.3.1 Verbrennungsanalyse . . . . .	18
3.3.2 Motorprozesssimulation . . . . .	20
3.3.3 CFD-Simulation . . . . .	20
3.3.4 Gesamtfahrzeugsimulation . . . . .	23
<b>4 Zweizylinder-Erdgasmotor</b>	<b>25</b>
4.1 Grundlagen der Brennverfahrensentwicklung . . . . .	25
4.1.1 Die überstöchiometrische Verbrennung . . . . .	25
4.1.2 Entflammung und Verbrennung . . . . .	26
4.1.3 Untersuchte Systeme und Lösungsansätze . . . . .	30
4.2 Zylinderinnenströmung . . . . .	31
4.2.1 Einflussmöglichkeiten . . . . .	31
4.2.2 Untersuchung der Brennraumgeometrie . . . . .	33
4.3 Zündsystem . . . . .	46
4.3.1 Stand der Wissenschaft und Forschung . . . . .	47

4.3.2	Vorkammerzündkerze . . . . .	50
4.3.3	Vorkammerzündsystem . . . . .	51
4.4	Aufladekonzept . . . . .	67
4.4.1	Abgasturbolader . . . . .	67
4.4.2	Spirallader . . . . .	74
4.4.3	Vergleich der Aufladekonzepte . . . . .	76
4.5	Abgasnachbehandlung . . . . .	79
4.6	Bewertung der Untersuchungen . . . . .	82
<b>5</b>	<b>Hydraulisches Hybridsystem</b>	<b>85</b>
5.1	Einordnung und Motivation . . . . .	85
5.2	Stand der Technik . . . . .	87
5.3	Systementwicklung . . . . .	87
5.3.1	Innenzahnradpumpe . . . . .	88
5.3.2	Energiespeicher . . . . .	90
5.3.3	Gesamtsystem . . . . .	95
5.3.4	Hybridbetriebsstrategie . . . . .	96
5.4	Prüfstandsvalidierung . . . . .	98
<b>6</b>	<b>Bewertung des Antriebsstrangkonzpts</b>	<b>103</b>
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung</b>	<b>111</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>113</b>
	<b>Projektbezogene Studienarbeiten</b>	<b>133</b>
	<b>Publikationsliste</b>	<b>137</b>

# Nomenklatur

## Lateinische Symbole

$c_p$	$J/kg\ K$	spezifische isobare Wärmekapazität
$D$	$mm$	Durchmesser
$Da$	–	Damköhlerzahl
$i$	–	Übersetzungsverhältnis
$Ka$	–	Karlovitzzahl
$Ka_\delta$	–	Kennzahl auf Basis der Karlovitzzahl
$l_f$	$m$	laminare Flammendicke
$l_t$	$m$	turbulentes Längenmaß
$l_\delta$	$m$	Dicke innere Reaktionszone
$m$	%	Massenanteil
$\dot{m}$	$kg/s$	Massenstrom
$M_d$	$Nm$	Drehmoment
$p$	$bar$	Druck
$P$	$kW$	Leistung
$r$	$mm$	Radius
$Re_t$	–	turbulente Reynoldszahl
$s_l$	$m/s$	laminare Brenngeschwindigkeit
$T$	$^\circ C$	Temperatur
$u'$	$m/s$	turbulente Schwankungsgeschwindigkeit
$V_K$	$mm^3$	Kompressionsvolumen
$V_{VK}$	$mm^3$	Vorkammervolumen

## Griechische Symbole

$\beta$	–	Beiwert für pulsierende Energie
$\delta$	–	Verhältnis von $l_\delta$ zu $l_f$
$\Delta$	–	Kennzeichnung einer Differenz
$\eta$	–	Wirkungsgrad
$\kappa$	–	Isentropenexponent
$\lambda$	–	Verbrennungsluftverhältnis
$\nu$	–	kinematische Viskosität
$\pi$	–	Druckverhältnis

## Indizes

1	vor Verdichter
1,2	Laufindex
2	nach Verdichter
3	vor Turbine
4	nach Turbine
<i>a</i>	außen
<i>eff</i>	effektiv
<i>ges</i>	gesamt
<i>geschl</i>	geschlossen
<i>hydr</i>	hydraulisch
<i>i</i>	innen
<i>ind</i>	indiziert
<i>ist</i>	ist
<i>korr</i>	korrigiert
<i>LW</i>	Ladungswechsel
<i>m</i>	gemittelt
<i>M</i>	Messung
<i>max</i>	maximal
<i>mh</i>	mechanisch-hydraulisch
<i>min</i>	minimal
<i>offen</i>	offen
<i>red</i>	reduziert
<i>s</i>	isentrop
<i>S</i>	Simulation
<i>soll</i>	soll
<i>Saug</i>	Saugmotor
<i>tot</i>	total
<i>T</i>	Turbine
<i>V</i>	Verdichter
<i>vol</i>	volumetrisch
<i>Zyl</i>	Zylinder

## Akronyme

<i>AGR</i>	Abgasrückführung
<i>ATAC</i>	Advanced Turbulence Assisted Combustion
<i>ATL</i>	Abgasturbolader
<i>AV</i>	Auslassventil
<i>BV</i>	Brennverlauf
<i>CEV</i>	Clean Engine Vehicle
<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamics

<i>CH<sub>4</sub></i>	Methan
<i>CNG</i>	Compressed Natural Gas
<i>CO</i>	Kohlenstoffmonoxid
<i>CO<sub>2</sub></i>	Kohlenstoffdioxid
<i>DI</i>	Direct Injection
<i>DID</i>	Direkteinblasung in die Vorkammer, Dauer
<i>DIT</i>	Direkteinblasung in die Vorkammer, Timing
<i>DVA</i>	Druckverlaufsanalyse
<i>EB</i>	Entflammungsbeginn
<i>EV</i>	Einlassventil
<i>FV</i>	Fördervolumen
<i>FVV</i>	FORSCHUNGSVEREINIGUNG VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN E. V.
<i>G010</i>	Kolbengeometrie G0, Verdichtungsverhältnis 10
<i>G011</i>	Kolbengeometrie G0, Verdichtungsverhältnis 11
<i>G1</i>	Kolbengeometrie G1
<i>G2ES</i>	Kolbengeometrie G2, exzentrisch, squish-Effekt
<i>G3</i>	Kolbengeometrie G3
<i>G3R</i>	Kolbengeometrie G3, modifiziertes Ringpaket
<i>GHSV</i>	Gas Hourly Space Velocity
<i>GWP</i>	Global Warming Potential
<i>H<sub>2</sub></i>	Wasserstoff
<i>HC</i>	Kohlenwasserstoff
<i>HD</i>	Hochdruck
<i>LNG</i>	Liquefied Natural Gas
<i>LPA</i>	Lastpunktanhebung
<i>LVK</i>	LEHRSTUHL FÜR VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN
<i>NawaRo</i>	Nachwachsende Rohstoffe
<i>ND</i>	Niederdruck
<i>NEFZ</i>	Neuer Europäischer Fahrzyklus
<i>NMHC</i>	Nicht-Methan Kohlenwasserstoffe
<i>NO<sub>x</sub></i>	Stickoxide
<i>NVH</i>	Noise Vibration Harshness
<i>OT</i>	Oberer Totpunkt
<i>ÖVS</i>	Ölvolumenstrom
<i>PHI5</i>	Kurbelwinkel bei 5% umgesetzter Kraftstoffmasse
<i>PHI50</i>	Kurbelwinkel bei 50% umgesetzter Kraftstoffmasse
<i>PHI90</i>	Kurbelwinkel bei 90% umgesetzter Kraftstoffmasse
<i>Pd</i>	Palladium
<i>PKW</i>	Personenkraftwagen
<i>pme</i>	effektiver Mitteldruck
<i>pmi</i>	indizierter Mitteldruck

<i>pmr</i>	Reibmitteldruck
<i>Pt</i>	Platin
<i>PtG</i>	Power-to-Gas
<i>RF</i>	Reaktionsfortschritt
<i>RG</i>	Restgas
<i>RV</i>	Radialverdichter
<i>SL</i>	Spirallader
<i>SNG</i>	Synthetic Natural Gas
<i>SoC</i>	State of Charge
<i>SUV</i>	Sport Utility Vehicle
<i>SV</i>	Speichervolumen
<i>THC</i>	gesamte Kohlenwasserstoffe
<i>TKE</i>	turbulente kinetische Energie
<i>UT</i>	Unterer Totpunkt
<i>VK</i>	Vorkammer
<i>VW</i>	VOLKSWAGEN
<i>WG</i>	Wastegate
<i>ZF</i>	Zündfolge
<i>ZOT</i>	Oberer Totpunkt der Verbrennungsphase
<i>ZK</i>	Zündkerze
<i>ZW</i>	Zündwinkel
<i>ZZP</i>	Zündzeitpunkt

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Pfade zur Erzeugung von Methan . . . . .	2
1.2	Well-to-Wheel-Analyse unterschiedlicher Kraftstoffe . . . . .	3
2.1	Konzept des Antriebsstrangs . . . . .	12
3.1	Schematischer Prüfstands Aufbau mit Messstellen . . . . .	14
3.2	Erweiterungen des Prüfstands Aufbaus für spezielle Untersuchungen . . . . .	15
3.3	Verbrennungsablauf und aus dem Brennverlauf abgeleitete Kenngrößen . . . . .	18
3.4	CFD-Netz der Kolbengeometrie G2ES . . . . .	21
3.5	CFD-Netz der gespülten Vorkammer . . . . .	23
3.6	Schema der Gesamtfahrzeugsimulation . . . . .	24
4.1	Verbrennungsregime nach Borghi und Peters . . . . .	29
4.2	Basisapplikation des Zweizylinder-Gasmotors . . . . .	30
4.3	Schematische Darstellung von Kolbenformen für Magergasmotoren . . . . .	32
4.4	Kolbengeometrie G011 . . . . .	34
4.5	Kolbengeometrie G1 und modifizierter Entwurf G2ES . . . . .	34
4.6	TKE und Drall der Kolben G011, G1 und G2ES . . . . .	35
4.7	Zylinderinnenströmung der Kolbengeometrien G011 und G2ES . . . . .	36
4.8	TKE in der Kompressionsphase für die Geometrien G011 und G2ES . . . . .	37
4.9	Einordnung der Kolbengeometrien G011 und G2ES ins Regime-Diagramm . . . . .	38
4.10	Ergebnisse der Kolben G011 und G2ES (2000 U/min, 4,5 bar pmi) . . . . .	39
4.11	Verlustanalyse für G2ES im Vergleich zu G011 (2000 U/min, 4,5 bar pmi) . . . . .	40
4.12	Ergebnisse der Kolben G011 und G2ES (3000 U/min, 9,6 bar pmi) . . . . .	40
4.13	Verlustanalyse für G2ES im Vergleich zu G011 (3000 U/min, 9,6 bar pmi) . . . . .	41
4.14	TKE und Drall für Entwicklung Geometrie G3 . . . . .	42
4.15	Kolbengeometrie G3 . . . . .	43
4.16	Ergebnisse der Kolben G2ES und G3 (2000 U/min, 8,0 bar pmi) . . . . .	44
4.17	Verlustanalyse für G3 im Vergleich zu G2ES (2000 U/min, 8,0 bar pmi) . . . . .	45
4.18	Modifikation des Ringpakets der Kolbengeometrie G3 zu G3R . . . . .	45
4.19	Reduktion der HC-Emissionen durch modifiziertes Ringpaket . . . . .	46
4.20	Vergleich von Zündkerze und Vorkammerzündkerze . . . . .	50
4.21	Konzept des Vorkammerzündsystems . . . . .	51
4.22	Auswertemethodik für die CFD-Simulation der gespülten Vorkammer . . . . .	52
4.23	Strömungsfeld in der Vorkammer zum Zündzeitpunkt . . . . .	53

4.24	Vergleich unterschiedlicher Vorkammern mit konventioneller Zündkerze . . . . .	54
4.25	Randbedingungen für die Simulation der gespülten Vorkammer . . . . .	56
4.26	Einfluss der Einblasedauer auf das Gemisch in der Vorkammer . . . . .	57
4.27	Einfluss der Einblasedauer auf die Speziesverteilung in der Vorkammer . . . . .	58
4.28	Auswirkung der Einblasedauer in die Vorkammer am Motorprüfstand . . . . .	59
4.29	Varianz und Schwerpunktlage bei unterschiedlichen Einblasedauern . . . . .	59
4.30	Einfluss des Einblasezeitpunkts auf die Gemischqualität in der VK . . . . .	60
4.31	Masseverteilung CH <sub>4</sub> in der Vorkammer und Überströmverhalten . . . . .	61
4.32	Einfluss des Einblasezeitpunkts auf die Speziesverteilung in der Vorkammer . . . . .	62
4.33	Auswirkung des Einblasezeitpunkts am Motorprüfstand . . . . .	63
4.34	Varianz und Schwerpunktlage für unterschiedliche Einblasezeitpunkte . . . . .	64
4.35	Vergleich unterschiedlicher Betriebsarten (1100 U/min, 4,5 bar pmi) . . . . .	65
4.36	Analyse von 50 einzelnen Arbeitsspielen (1100 U/min, 4,5 bar pmi) . . . . .	65
4.37	Auswirkung der Zündfolge auf Lade- und Abgasegendruck . . . . .	70
4.38	Auswirkung der Zündfolge auf transientes Turboladerverhalten . . . . .	70
4.39	Variation Wastegatedurchfluss (2000 U/min, $\lambda = 1,6$ ) . . . . .	71
4.40	Variation Wastegatedurchfluss (2000 U/min, $\lambda = 1,6$ ) . . . . .	72
4.41	Gemessene Betriebspunkte in den Turboladerkennfeldern ( $\lambda = 1,6$ ) . . . . .	72
4.42	Prüfstandsergebnisse der Abgasturboaufladung . . . . .	73
4.43	Auslegung des Spirallader-Betriebsbereichs . . . . .	74
4.44	Betriebsbereich des HSL 708 am Motorprüfstand . . . . .	75
4.45	Prüfstandsergebnisse des Spiralladers . . . . .	76
4.46	Effektiver Wirkungsgrad für unterschiedliche Aufladekonzepte . . . . .	77
4.47	Analyse und Vergleich von Abgasturbolader und Spirallader . . . . .	78
4.48	Konvertierungsraten unterschiedlicher Katalysatormuster . . . . .	81
4.49	Einfluss von $\lambda$ und Raumgeschwindigkeit auf THC-Umsetzungsgrad . . . . .	81
5.1	Schematischer Aufbau eines hydraulischen Hybridsystems . . . . .	85
5.2	Vergleich unterschiedlicher Speichertechnologien im Ragone-Diagramm . . . . .	86
5.3	Motorbetriebspunkte und Hybridbetrieb im NEFZ . . . . .	89
5.4	Wirkungsgrade der Hydraulikpumpe im NEFZ . . . . .	90
5.5	Bauformen hydropneumatischer Energiespeicher . . . . .	91
5.6	Betriebsverhalten eines hydropneumatischen Energiespeichers . . . . .	92
5.7	Blasenspeicher mit Schaumfüllung . . . . .	93
5.8	Wirkungsgrad des Hybridspeichers im NEFZ . . . . .	94
5.9	Hydraulikschaltplan und Prüfstandsaufbau des Hybridsystems . . . . .	98
5.10	Speicherverhalten in Messung und Simulation . . . . .	100
5.11	Experimentell ermitteltes Potential des geschäumten Speichers . . . . .	101
6.1	Simulation des NEFZ mit dem Basiskennfeld . . . . .	103
6.2	Auswirkung der Übersetzungen der Hydraulikpumpe im NEFZ . . . . .	104
6.3	Auswirkung der Speichergröße auf die Zyklusergebnisse des NEFZ . . . . .	105

6.4	Simulation des NEFZ mit Abgasturboaufladung . . . . .	107
6.5	Speicherwirkungsgrad und Emissionwerte im NEFZ . . . . .	107
6.6	Simulation des WLTC mit Abgasturboaufladung . . . . .	109



# Tabellenverzeichnis

3.1	Daten des Versuchsaggregats HATZ 2G40 . . . . .	13
3.2	Prüfstands- und Messtechnik . . . . .	17
4.1	Messwerte der Kolben G011 und G2ES (2000 U/min, 4,5 bar pmi) . . . . .	39
4.2	Messwerte der Kolben G011 und G2ES (3000 U/min, 9,6 bar pmi) . . . . .	41
4.3	Messwerte der Kolben G2ES und G3 (2000 U/min, 8,0 bar pmi) . . . . .	44
4.4	Messwerte für unterschiedliche Einblasedauern . . . . .	60
4.5	Messwerte für unterschiedliche Einblasezeitpunkte . . . . .	64
4.6	Messwerte bei verschiedenen Betriebsarten (1100 U/min, 4,5 bar pmi) . . . . .	66
4.7	Technische Daten des Abgasturboladers . . . . .	69
5.1	Bewertung von elektrischen und hydraulischen Hybridsystemen . . . . .	86
5.2	Vergleich und Bewertung des Hybridsystems zum Stand der Technik . . . . .	95
5.3	Eingangsparameter für die Hybridbetriebsstrategie . . . . .	97
5.4	Komponenten und technische Daten des Hybridprüfstands . . . . .	99
6.1	Daten von Erstausslegung und Überarbeitung des Antriebsstrangs . . . . .	106



# 1 Einleitung

Der Automobilssektor erfährt derzeit eine Diversifizierung der Antriebsquellen. Neben verbrauchsoptimierten, herkömmlichen Benzin- und Dieselfahrzeugen, durchdringen zunehmend hybridisierte PKW den Markt. Bei diesen reicht die Spannweite von Automobilen mit Start-Stopp-Funktionalität bis hin zu reinen Elektrofahrzeugen, bei denen der Verbrennungsmotor lediglich die Rolle eines Range-Extenders einnimmt. Daneben wurden auch Konzepte mit Brennstoffzellenantrieb vorgestellt.

Das Ziel der heutigen Antriebsentwicklung ist es, den CO<sub>2</sub>-Flottenausstoß der Fahrzeuge mit Hilfe obiger Maßnahmen bei gleichzeitiger Einhaltung der aktuellen und zukünftigen Emissionsgesetzgebung zu senken.

Die Hybridisierung und Elektrifizierung des Antriebsstrangs in Verbindung mit einem technologisierten Verbrennungsmotor stellen allerdings eine enorme Herausforderung dar. So führen die eingesetzten Technologien und zusätzlichen Komponenten zu einem Anstieg der Kosten für den Fahrzeugantrieb, was insbesondere für den Einsatz in kleinen Fahrzeugen als problematisch anzusehen ist. Weiterhin stellt sich für die zukünftige Mobilität die Frage der Nachhaltigkeit, welche neben dem Kraftstoff auch den schonenden Ressourceneinsatz für den Bau eines Fahrzeuges mit einschließt. An dieser Stelle sind hierbei unter anderem seltene Erden und Kupfer zu nennen, welche für elektrifizierte Antriebsstränge benötigt werden.

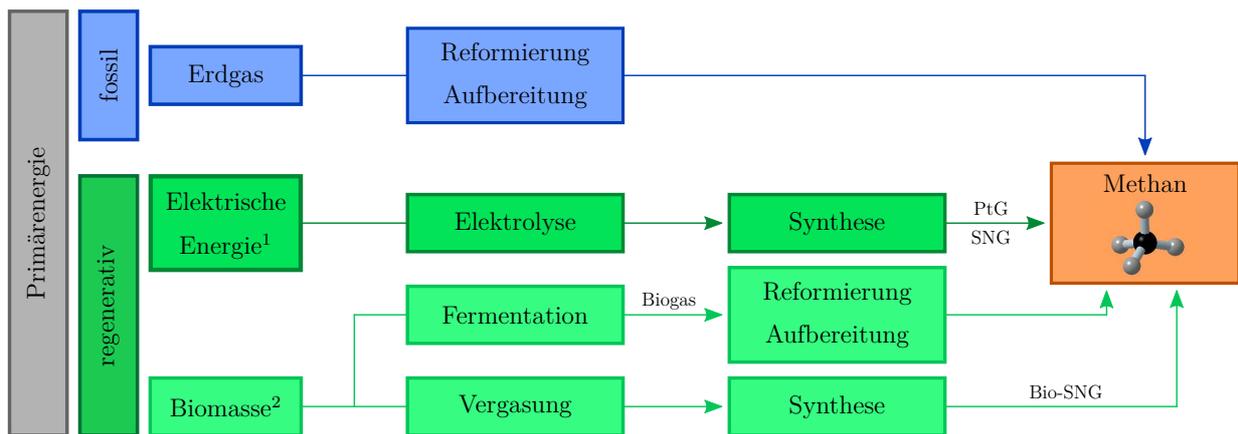
## 1.1 Motivation und Zielsetzung

Aktuell ist kein Antriebskonzept im Markt verfügbar, welches einen niedrigen CO<sub>2</sub>-Ausstoß mit einem kostengünstigen, ressourcenschonenden Antriebsstrang und nachhaltigem Kraftstoff vereint. Die vorliegende Dissertation und das ihr zugrunde liegende Forschungsprojekt befassen sich mit dieser Thematik und sollen einen Beitrag zu einem Konzept für zukünftige Mobilität leisten. Ziel ist es, einen Antriebsstrang eines Kleinfahrzeuges für den Stadt- und Pendelverkehr bestehend aus Verbrennungsmotor und Hybridsystem zu entwickeln, welcher den genannten Anforderungen gerecht werden kann.

## 1.2 Kraftstoff für nachhaltige Mobilität

Zunächst stellt sich die Frage, welcher Kraftstoff ausgehend vom heute eingesetzten Otto- und Dieselmotorkraftstoff für ein derartiges Mobilitätskonzept geeignet ist. Neben der grundsätzlichen Eignung spielen auch dessen Verfügbarkeit und die Möglichkeit der Bereitstellung

eine entscheidende Rolle. Aufgrund seiner verbrennungstechnischen Eigenschaften ist Erdgas sehr gut für den Einsatz im Motor geeignet und weist eine hohe Verfügbarkeit auf [203]. Der Hauptbestandteil von Erdgas ist Methan ( $\text{CH}_4$ ), wobei je nach Herkunft weitere, unterschiedlich große Anteile von Kohlenwasserstoffen wie Ethan, Propan oder Butan sowie die Inertgase Stickstoff und Kohlenstoffdioxid enthalten sind [204]. Für den Einsatz als Kraftstoff ist die Zusammensetzung in DIN 51624 festgelegt [57]. Gasförmig bereitgestelltes Erdgas wird als Compressed Natural Gas (CNG) bezeichnet, erfolgt eine Verflüssigung durch Kühlung auf ca.  $-162^\circ\text{C}$ , so wird die Bezeichnung Liquefied Natural Gas (LNG) verwendet. Der Hauptbestandteil Methan weist ein günstiges C-H-Verhältnis auf, welches bei der Substitution von Benzin oder Diesel zu einer Senkung der motorischen  $\text{CO}_2$ -Emissionen um ca. 20 % führt [47], [75], [146]. Darüber hinaus ist der kraftstoffseitige Umstieg von heutigen Motoren unproblematisch und kann mit vergleichsweise geringem Aufwand realisiert werden. Allerdings ist ein Kraftstoff nur dann für zukünftige, nachhaltige Mobilität geeignet, wenn er nicht nur auf fossilen sondern auch auf regenerativen Wegen bereitgestellt werden kann. Für die Erzeugung von Methan ergeben sich verschiedene Pfade, welche in Abbildung 1.1 dargestellt sind. Die Daten hierzu sind der Literatur entnommen, vgl. [41], [127], [140].



<sup>1</sup> Elektrische Energie: Wind, Sonne, Wasser, Geothermie

<sup>2</sup> Biomasse: Reststoffe / Abfälle, NawaRo / Gülle, Holz; öl-, zucker-, stärkehaltig

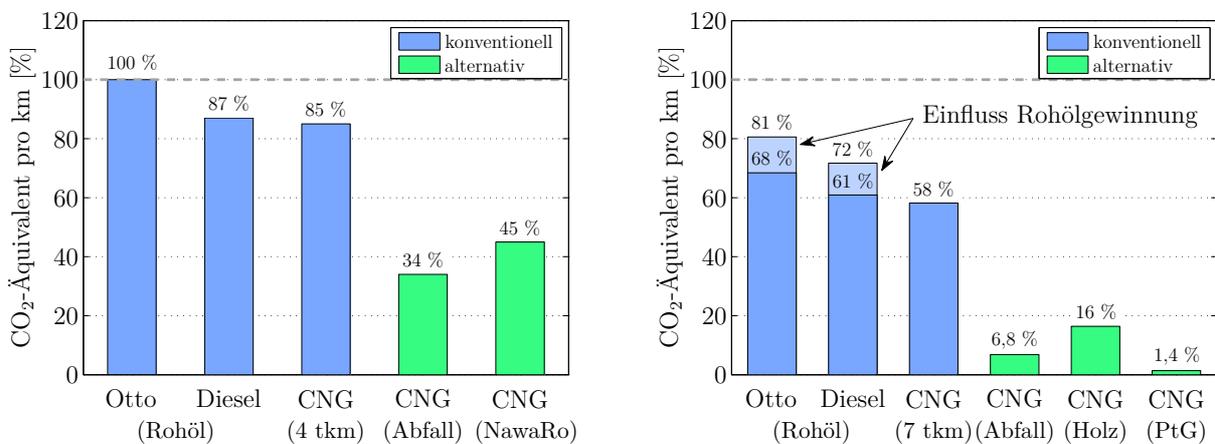
**Abbildung 1.1:** Pfade zur Erzeugung von Methan, nach [41], [93], [127], [140]

Das heute in der automobilen Anwendung eingesetzte Erdgas ist fossilen Ursprungs und wird durch Reformierung und Aufbereitungsprozesse auf die genormte Kraftstoffqualität gebracht [41], [57]. Zur Erzeugung von Methan aus erneuerbarer Primärenergie stehen verschiedene Möglichkeiten zur Verfügung. So kann aus Biomasse durch Fermentation Biogas erzeugt und durch obige Prozesse Gaskraftstoff hergestellt werden [146], [41], [127]. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, Biomasse durch Vergasung und Synthese in Methan umzuwandeln, welches dann häufig als Bio-Synthetic Natural Gas (Bio-SNG) bezeichnet wird [41], [140]. Die Verwendung von Biomasse ist aus nachhaltiger Sicht insbesondere dann interessant, wenn Bioabfälle die Grundlage darstellen und nicht in Konkurrenz zur Nahrungsmittelerzeugung stehende Energiepflanzen. Daneben kann Methan im sogenannten Power-to-Gas

(PtG)-Verfahren durch Elektrolyse und Synthese aus erneuerbarem Strom produziert werden [41], [93]. Dies eröffnet die Möglichkeit, die Mobilität mit nachhaltigen erneuerbaren Energien zu verknüpfen. Zur flächendeckenden Verbreitung und Bereitstellung des Kraftstoffes bietet das vorhandene Erdgasversorgungsnetz bereits eine geeignete Infrastruktur mit großer Speicherkapazität [183], [145], [95].

Für die Bewertung unterschiedlicher Kraftstoffe werden im Bereich der Mobilität zwei Betrachtungsweisen herangezogen. Die Tank-to-Wheel-Analyse beschränkt sich dabei auf die motorische Verbrennung und ermöglicht Aussagen über die Verwertung des Kraftstoffes im Antriebsstrang im Hinblick auf Effizienz und Emissionen. Bei der Well-to-Wheel-Betrachtung sind hingegen die Kraftstofferzeugung und der Transport mit eingeschlossen [201], was einen ganzheitlichen Vergleich verschiedener Kraftstoffe im Hinblick auf deren Nachhaltigkeit ermöglicht und insbesondere bei unterschiedlichen zugrunde liegenden Energiequellen erforderlich ist.

Abbildung 1.2 zeigt eine Well-to-Wheel-Analyse für unterschiedliche Kraftstoffe für das Jahr 2012, sowie eine Prognose für 2030. Die Daten für die Grafik sind einer Studie entnommen [93], wobei die prognostizierten Werte ebenfalls auf die Ausgangsbasis des Ottomotors im Jahr 2012 umgerechnet wurden. An Stelle der Bilanz für CNG aus nachwachsenden Rohstoffen (NawaRo) ist in der Veröffentlichung für 2030 die Gewinnung aus Holz angegeben.



(a) PKW 2012

(b) PKW Prognose 2030

**Abbildung 1.2:** Well-to-Wheel-Analyse unterschiedlicher Kraftstoffe, nach [93]

Schon die Betrachtung für 2012 zeigt deutlich, wie stark die ganzheitlich betrachteten Treibhausgasemissionen durch den Einsatz alternativer Kraftstoffpfade wie beispielsweise aus Abfallstoffen oder nachwachsenden Rohstoffen produziertes CNG gesenkt werden können, vgl. Abbildung 1.2a.

Für die Prognose wurde aufgrund von Weiterentwicklungen ein niedrigerer Kraftstoffverbrauch zugrunde gelegt, weshalb die CO<sub>2</sub>-Äquivalente für Otto- und Dieselmotoren verringert sind [93]. Werden in einer Well-to-Wheel-Betrachtung Prognosen über die zukünftige

Entwicklung der Treibhausgasemissionen getroffen, so ist dabei auch zu beachten, dass sich beispielsweise die Förderverfahren von Rohöl oder die Transportwege von Erdgas weiterentwickeln und verändern, was sich auf die Gesamtbilanz auswirkt [203]. So wurde in dieser Studie berücksichtigt, dass sich eine Rohölgewinnung aus Teersanden negativ auf die CO<sub>2</sub>-Bilanz auswirken kann. Weiterhin ist für fossiles CNG eine Verlängerung der Transportwege von 4000 km auf 7000 km prognostiziert [93]. Derartige Veränderungen würden einen Teil der erzielten Verbrauchseinsparung zukünftiger Motoren zunichte machen.

Der CNG-Bereitstellung über alternative Kraftstoffpfade wird im Hinblick auf die CO<sub>2</sub>-Gesamtbilanz ein sehr großes Potential zugeschrieben, wie Abbildung 1.2b entnommen werden kann. Neben CNG aus Abfallstoffen könnten die Treibhausgasemissionen in der Well-to-Wheel-Betrachtung insbesondere durch das PtG-verfahren um ca. 98 % im Vergleich zu heutigen Ottokraftstoffen reduziert werden [93].

Die Betrachtung von Bereitstellung, Verteilung und Treibhausgasbilanz zeigen das Potential von Methan als zukünftigen Kraftstoff auf. Die Eignung für den Verbrennungsprozess im Motor wird in Kapitel 4 betrachtet.

### 1.3 Struktur der Arbeit

Zunächst werden im Kapitel 2 der Stand der Technik bei Ottomotoren und Erdgasfahrzeugen sowie Arbeiten in Wissenschaft und Forschung bezüglich Erdgasmotoren zusammengefasst. Nach der anschließenden Betrachtung von Hybridantrieben werden das Konzept des Antriebsstrangs und die zugehörigen Vorarbeiten vorgestellt.

Der darauf folgende Abschnitt 3 behandelt die zur Verfügung stehende Versuchsumgebung, bestehend aus Versuchsträger, Prüfstand und Messtechnik. Weiterhin werden die eingesetzten Simulationsumgebungen zur Verbrennungs- und Motorprozessanalyse, zur CFD-Berechnung und zur Gesamtfahrzeugsimulation vorgestellt sowie wesentliche Randbedingungen beschrieben.

Die anschließend dargestellten Arbeiten gliedern sich entsprechend der Hauptkomponenten des Antriebsstrangs in je eine Sektion über die Entwicklung des Zweizylinder-Erdgasmotors (Kapitel 4) und des Hybridsystems (Kapitel 5). Darin werden sowohl die simulativen als auch experimentellen Arbeiten und Ergebnisse zu den untersuchten Teilsystemen diskutiert. Darauf folgt eine Bewertung des konzeptionierten Antriebsstrangs in der Gesamtfahrzeugsimulation vor dem Hintergrund der Eignung und Zielerreichung. Die Arbeit schließt mit einer Zusammenfassung der Ergebnisse.

## 2 Grundlagen und Konzeptentwicklung

### 2.1 Stand der Technik

Die Betrachtung des Stands der Technik ist in mehrere Bereiche untergliedert, wobei der Fokus stets auf PKW-Anwendungen liegt. Zunächst werden die Entwicklungen bei Ottomotoren und Erdgasfahrzeugen aufgezeigt. Danach werden die Arbeiten in Wissenschaft und Forschung dargestellt und es erfolgt eine Betrachtung von unterschiedlichen Hybridsystemen.

#### 2.1.1 Entwicklungstendenzen bei Ottomotoren

Im Mittelpunkt der derzeitigen ottomotorischen Entwicklungen stehen Downsizing und Downsizing zur Senkung der Kohlenstoffdioxidemissionen durch einen Motorbetrieb bei hohen spezifischen Wirkungsgraden und niedrigen Drehzahlen.

Die Firma FORD präsentierte im Jahr 2011 einen 3-Zylinder mit 1,0l Hubraum, Abgasturboaufladung und Direkteinspritzung, welcher in einem breiten Kennfeldbereich einen spezifischen Kraftstoffverbrauch von 240 g/kWh erreicht [68]. FIAT entwickelte einen Zweizylindermotor mit 0,9l Hubraum, kombiniert mit einem Abgasturbolader und einem variablen Ventiltrieb mit elektrohydraulischen Aktuatoren. Als Verbrauchsbestpunkt wurden 242 g/kWh angegeben [130].

2012 zeigte VOLKSWAGEN einen Vierzylinder mit Direkteinspritzung und Abgasturboaufladung, bei welchem im Teillastbetrieb eine Abschaltung von zwei Zylindern erfolgt [136]. NISSAN stellte einen 3-Zylinder mit 1,2l Hubraum und Direkteinspritzung vor. Das Aggregat wird mittels eines Roots-laders aufgeladen [113].

Im Jahr 2013 folgte ein 1,0l Dreizylindermotor mit Direkteinspritzung und Abgasturboaufladung von OPEL [1]. Ein 1,5l Dreizylinder mit Abgasturboaufladung, Kraftstoffdirekteinspritzung und variablem Ventiltrieb wurde von BMW eingeführt [158], [185], [186].

Weitere Dreizylindermotoren wurden 2014 präsentiert, wobei der Motor von PSA PEUGEOT CITROËN über 1,2l Hubraum, einen Turbolader und Direkteinspritzung verfügt. Als Verbrauchsoptimum werden 237 g/kWh und ein vergleichsweise großer Bereich mit 240 g/kWh ausgewiesen [177], [137]. VOLKSWAGEN führte vergleichbare Technologien an einem 1,0l 3-Zylinder ein [64], [63]. Im Gegensatz dazu handelt es sich bei dem von TOYOTA vorgestellten 3-Zylinder um einen Saugmotor mit 1,0l Hubraum, welcher mit Abgasrückführung (AGR) und einem vergleichsweise hohen Verdichtungsverhältnis von 11,5 ausgestattet ist [171].

Der Trend der derzeitigen Entwicklungen führt demnach zusammengefasst zur Einführung von 2- und vor allem 3-Zylindermotoren, welche eine umfangreiche Technologisierung auf-

weisen. Hierzu zählen neben der bereits etablierten Direkteinspritzung die Verwendung von Aufladesystemen, Zylinderabschaltung und variablen Ventiltrieben.

Die bereits angesprochene, zunehmende Elektrifizierung der Antriebsstränge führt zu einer gezielten Entwicklung von Range-Extender-Konzepten. Neben den oben vorgestellten Motoren, welche als Hauptantriebsquelle von Fahrzeugen dienen, rücken demnach einfache Konzepte mit geringeren Leistungen in den Mittelpunkt, bei denen ein Schwerpunkt unter anderem auf einem günstigen Package liegt.

MAHLE zeigte vor diesem Hintergrund einen Zweizylindermotor mit 0,9l Hubraum und ungleichem Zündabstand von 180 °KW und 540 °KW, wodurch auf eine Ausgleichswelle verzichtet werden kann [206]. Schwerpunkte der Entwicklung waren niedrige Kosten, ein günstiges Package und das Noise Vibration Harshness (NVH)-Verhalten des Zweizylinders [205]. Der niedrigste spezifische Kraftstoffverbrauch liegt im Bereich von 250 g/kWh [206], [128].

Ein anderes Konzept verfolgt KS PIERBURG mit einem 0,8l V2-Zylinder mit 90 ° Bankwinkel [2]. Aufgrund der Motorbauform ist hier ebenfalls keine Ausgleichswelle für den Massenausgleich erforderlich und das NVH-Verhalten wurde durch entgegengesetzt angeordnete rotierende Schwungräder verbessert. Für den Bestpunkt werden 270 g/kWh genannt [116].

Von AVL wurden im Gegensatz zu den obigen Bauformen sowohl ein Wankelmotor als auch ein Einzylinder-Motor vorgestellt. Das Package, das Gewicht sowie das NVH-Verhalten werden als Vorzüge der Wankelbauform genannt. Der geringste Verbrauch ist mit 275 g/kWh angegeben [169]. Die Eignung hinsichtlich Package und Gewicht treffen auch auf das Einzylinderaggregat zu, für welches zudem die geringsten Produktionskosten veranschlagt werden. Durch ein geeignetes Massenausgleichssystem sollen zum Wankelmotor vergleichbare Lageranregungen erreicht werden. [181]

Die vorgestellten Motorkonzepte aus dem Bereich der Range-Extender zeigen unterschiedlichste Bauformen vor dem Hintergrund eines optimierten Packages für den platzsparenden Einsatz im elektrifizierten Antriebsstrang. Weiterhin liegen niedrige Systemkosten im Fokus, was im Gegensatz zu den oben vorgestellten Hauptantriebsmotoren zu einem geringeren Technologisierungsgrad und zu erhöhten Verbrauchswerten führt. Durch die niedrigeren geforderten Motorleistungen beschränken sich die Konzepte auf 1- und 2-Zylinder-Aggregate.

### 2.1.2 Erdgasfahrzeuge

Bei den seitens der Automobilhersteller eingeführten Erdgasfahrzeugen wurden vorhandene Fahrzeuge mit entsprechender Gaskraftstoffperipherie ausgestattet und geringfügige Anpassungen am Verbrennungsmotor durchgeführt [8]. Hierzu zählen beispielsweise die leichte Anhebung des Verdichtungsverhältnisses [76] oder tribologische Maßnahmen im Ventiltriebsbereich aufgrund des mangelnden Schmierverhaltens des Gaskraftstoffes [227]. Durch den geringeren Gemischheizwert konnten die Leistungen der Benzin-Basismotoren dabei nicht dargestellt werden.

Die in 2009 vorgestellte Verwendung von aufgeladenen Motoren von OPEL und VOLKSWAGEN bietet die Möglichkeit, den Ladedruck im Gasbetrieb anzuheben und den Leistungsverlust von typischerweise 10 % bis 15 % auszugleichen [13]. Als weiteres aufgeladenes Aggregat wurde von FIAT eine CNG-Version des Zweizylinder-Turbomotors entwickelt [130].

MERCEDES-BENZ bietet einen turboaufgeladenen Vierzylinder mit 2,0l Hubraum an, dessen erdgasspezifischer Kraftstoffverbrauch im Bestpunkt bei 195 g/kWh liegt und 2013 vorgestellt wurde [224], [228].

VOLKSWAGEN verfügt über einen, ebenfalls im Jahr 2013 präsentierten, 1,4l Turbo-Vierzylinder, bei welchem im Vergleich zum Benzinbetrieb ein Verbrauchsvorteil an der Volllast von bis zu 25 % angegeben wird [65], [145]. Daneben wurde ein Dreizylinder-Saugmotor mit 1,0l Hubraum eingeführt [142].

Die Betrachtungen zeigen, dass erst zuletzt verstärkt Motoren und Fahrzeuge für den Erdgaseinsatz präsentiert und in den Markt eingeführt wurden. Dabei erfolgen Anpassungen im Hinblick auf die Kraftstoffeigenschaften von Erdgas, allerdings ist stets auch ein Betrieb mit herkömmlichem Ottokraftstoff möglich. Diese bivalente Auslegung führt dazu, dass das Potential von Erdgas nicht vollständig genutzt werden kann [146].

### 2.1.3 Arbeiten in Wissenschaft und Forschung

Nachfolgend sind Arbeiten aus Wissenschaft und Forschung im Bereich der Erdgasmotoren dargestellt. Das Kapitel gibt einen chronologischen Überblick über untersuchte Motoren und Systeme. Der spezifische Stand der Technik zu den einzelnen Themen der Brennverfahrensentwicklung in Abschnitt 4 kann den jeweiligen Unterkapiteln entnommen werden.

An einem 2,0l Ottomotor wurden in einer Zusammenarbeit von IAV und MULTITORCH die Einflüsse von Verdichtungsverhältnis, Ladungsbewegung und Zündsystem auf ein überstöchiometrisches Erdgasbrennverfahren untersucht. Die Einlassströmung wurde durch Abschalten eines der beiden Einlassventile sowie durch ein Turbulenzblech im Saugrohr beeinflusst. Die Entflammung erfolgte dabei unter anderem mittels Doppelzündung, Kammerkerze und Wechsellspannungszündanlage. Im Vergleich zum Benzinbetrieb wurde für einen monovalenten überstöchiometrischen Gasmotor neben Vorteilen an der Volllast eine Wirkungsgradsteigerung bei niedriger Teillast um 25 % ermittelt. [79], [80]

Im Rahmen des durch die EMPA und die ETH ZÜRICH geleiteten Forschungsprojekts Clean Engine Vehicle (CEV) wurde ein Vierzylinder-Saugmotor mit 1,0l Hubraum mit einer Abgasturboaufladung und einem hinsichtlich der Edelmetallbeladung modifizierten 3-Wege-Katalysator für den Erdgasbetrieb ausgestattet. Das Verdichtungsverhältnis wurde auf 13,5 erhöht und ein stöchiometrisches Erdgasbrennverfahren realisiert. Im Fahrzeug wurde ein Reduktionspotential bezüglich der CO<sub>2</sub>-Emissionen von ca. 30 % erreicht. [10], [11], [12]

Das Verbrauchspotential des stöchiometrischen Erdgasbetriebs wurde ebenfalls in einem Projekt der RWTH AACHEN und der FEV untersucht [197]. Als Basis kam dabei ein 1,8l Vierzylinder-Turbomotor zum Einsatz, für welchen im Neuen Europäischen Fahrzyklus

(NEFZ) eine CO<sub>2</sub>-Minderung von ca. 24 % im Vergleich zu Benzinbetrieb erreicht wurde. Weiterhin wurde an einem 1,9l Vierzylinder-Dieselmotor ein überstöchiometrisches Brennverfahren untersucht, welchem im Hinblick auf einen Fahrzeugeinsatz ein CO<sub>2</sub>-Reduktionspotential von mehr als 20 % im Vergleich zum Dieselmotor zugeschrieben wurde [198].

Ein kompressoraufladener 1,6l Vierzylinder wurde von MAGNA STEYR und der TU GRAZ auf stöchiometrischen Erdgasbetrieb umgerüstet. Die hohe Klopffestigkeit ermöglichte wirkungsgradoptimale Zündwinkel im kompletten Motorkennfeld, woraus ein Verbrauchsvorteil im Vergleich zum Betrieb mit Ottokraftstoff resultierte. Aus einer Gesamtfahrzeugsimulation folgte ein CO<sub>2</sub>-Vorteil von 24 % im NEFZ [193].

Bertram untersuchte an der TU WIEN einen bivalenten, stöchiometrisch betriebenen Vierzylindermotor im Vergleich zu einem monovalent ausgelegten Aggregat [20]. Hierzu wurde der mit einem Rootsgebläse ausgestattete Basismotor mit einer Verdichtung von 12,5 und einer Abgasturboaufladung ausgestattet. Im Vergleich zur bivalenten Variante ergab die monovalente überstöchiometrische Motorauslegung eine Verbrauchsreduktion von 14 % in einem für den NEFZ repräsentativen 12-Punkte-Stationärtest. Als problematisch erwiesen sich dabei jedoch die Laufruhe und die Abgasnachbehandlung [20], [146].

Unter der Bezeichnung Advanced Turbulence Assisted Combustion (ATAC) wurde von der FEV und der RWTH AACHEN ein überstöchiometrisches Brennverfahren basierend auf einem 2,0l Vierzylinder-Dieselmotor mit Abgasturboaufladung untersucht. Variiert wurden dabei die Ladungsbewegung sowie die Kolbengeometrie. Das Verbrennungsluftverhältnis lag zwischen 1 und 1,6 mit bis zu 5 % AGR. Im Vergleich zu einem Ottosaugmotor wurden 33 % und zum Basisdieselmotor 15 % geringere CO<sub>2</sub>-Emissionen erreicht. [167], [166]

Röth beschäftigte sich an der ETH ZÜRICH mit der Problematik der Katalysatorheizstrategie eines monovalenten Vierzylinder-Erdgasturbomotors. Betrachtet wurden dabei die Einflüsse der Ladungsbewegung, des Abgasturboladers, der Gasqualität und der Motorapplikation mit dem Ziel der Ableitung eines Warmlaufmodells. [162]

Ein stöchiometrisches Brennverfahren mit AGR und beheiztem Katalysator wurde von Bolland an einem turboaufgeladenen Dreizylindermotor an der UNIVERSITÄT STUTTGART untersucht. Durch eine wirkungsgradoptimierte Auslegung des Abgasturboladers auf die Motorvollast wurde ein erdgasspezifischer Kraftstoffverbrauch von 205 g/kWh erreicht. Einschränkungen im transienten Betrieb durch die große Dimensionierung des Turboladers wurden durch die Kombination mit einem elektrischen Hybridsystem und einer geeigneten Betriebsstrategie kompensiert. [30], [19]

An einem kleinvolumigen turboaufgeladenen Dreizylindermotor mit 0,658l Hubraum wurde der Benzinbetrieb mit der Saugrohr- und Direkteinblasung von Erdgas verglichen. Durch den CNG-Betrieb werden im NEFZ um 31 % geringere Kohlenstoffdioxidemissionen als mit Benzin erreicht. Den Untersuchungen der TU WIEN und von MAGNA STEYR liegt ein sehr leichtes Fahrzeug mit 600 kg Gewicht zugrunde. [101], [111]

Basierend auf einem Dreizylinder-Saugmotor wurde von OPEL POWERTRAIN ein turboaufgeladener stöchiometrischer Gasmotor untersucht. Durch die fehlende Vollastanfettung und die aufgrund der Klopffestigkeit möglichen günstigen Schwerpunkt-lagen wurde im Vergleich

zu einem Benzinsaugmotor eine Reduktion der Kohlenstoffdioxidemissionen um 30 % und zu einem aufgeladenen Dieselmotor um 8 % erreicht. [75]

Von der ROBERT BOSCH GMBH wurde ein Zweizylinder-Turbomotor mit 0,85l Hubraum von WEBER MOTOR als Fahrzeugantrieb untersucht. Durch die Saugrohrreinblasung von Erdgas wurden CO<sub>2</sub>-Vorteile von 25 % bis 30 % im Vergleich zum Otto-DI-Betrieb erreicht, wobei das Verdichtungsverhältnis nicht für den Erdgasbetrieb angepasst wurde [62].

Ein ebenfalls stöchiometrisches Brennverfahren wurde an einem Zweizylinder mit 0,875l Hubraum durch die Firma META und die RWTH AACHEN untersucht. Der Motor ist mit einem mechanischen Hubkolbenlader und einer Drehschwingungskompensation ausgerüstet und erreicht einen maximalen effektiven Wirkungsgrad von 37 %. [121], [21]

Zusammengefasst finden sich in der Forschung und Wissenschaft zahlreiche Arbeiten zur Brennverfahrensentwicklung mit dem Kraftstoff Erdgas. Als Basismotoren kommen dabei sowohl Diesel- als auch Ottomotoren zum Einsatz. Die hohe Klopfestigkeit von Erdgas kann im Hinblick auf eine Verbrauchsreduktion durch ein angehobenes Verdichtungsverhältnis, hohe Aufladung und ideale Lage des Verbrennungsschwerpunkts an der Motorvolllast genutzt werden. Als Gesamtkonzept werden häufig Kombinationen aus stöchiometrischem Motorbetrieb und 3-Wege-Katalysator vorgeschlagen. Den überstöchiometrischen Brennverfahren wird in den Untersuchungen das größte Verbrauchspotential zugeschrieben, wobei als Herausforderungen eine ausreichende Verbrennungsstabilität und die Abgasnachbehandlung genannt werden.

#### 2.1.4 Hybridantriebe

Hybridantriebsstränge verfügen über zwei separate Energiespeicher und Antriebsquellen und können anhand mehrerer Kriterien unterschieden werden. Dabei ist eine Untergliederung nach der Hybridstruktur, dem Hybridisierungsgrad sowie der Art der Energiespeicherung möglich. Nachfolgend werden die Unterscheidungsmerkmale knapp diskutiert, eine detaillierte Beschreibung findet sich beispielsweise in [100].

Bei der *Hybridstruktur* kann eine Klassifizierung in serielle, parallele und leistungsverzweigte beziehungsweise power-split Hybride vorgenommen werden.

Der serielle Hybrid weist keine Verbindung von Verbrennungsmotor zum Achsantrieb auf. Durch einen Generator wird die verbrennungsmotorisch erzeugte Leistung in elektrische Energie gewandelt und einem Energiespeicher zugeführt. Der Fahrzeugantrieb erfolgt dann durch einen Elektromotor. Bei dieser Struktur ist besonders vorteilhaft, dass der Betriebspunkt des Verbrennungsmotors frei gewählt werden kann, wodurch ein stationärer Betrieb in optimierten Motorbetriebspunkten möglich ist. Als nachteilig ist die verlustbehaftete mehrfache Energiewandlung zu nennen.

Beim Parallelhybrid ist ein Durchtrieb vom Verbrennungsmotor zur Antriebsachse vorhanden und die zweite Antriebseinheit ist parallel dazu angeordnet. Dadurch ist ein getrennter oder kombinierter Betrieb möglich. Die Struktur entspricht einem konventionellen Antriebs-

strang, welcher um eine zweite Energiequelle erweitert wurde. Ein Stationärbetrieb des Verbrennungsmotors unabhängig von der aktuellen Leistungsanforderung an den Antriebsstrang ist nur eingeschränkt möglich. Als Vorteil ist die vergleichsweise einfache Struktur ausgehend vom konventionellen Fahrzeugantrieb zu nennen.

Die Besonderheit des leistungsverzweigten beziehungsweise power-split Hybrids ist die Möglichkeit, die vom Verbrennungsmotor bereitgestellte Leistung auf einen mechanischen und einen elektrischen Zweig aufzuteilen. Realisiert werden kann dies beispielsweise durch den Einsatz von zwei Elektromaschinen mit einem Planetenradsatz, wodurch eine stufenlose Variation der Leistungsaufteilung realisiert werden kann. Abhängig vom Fahrzustand kann dabei ein optimierter Betriebsmodus gewählt werden. Wird an Stelle eines Planetenradsatzes lediglich eine Kupplung zwischen den elektrischen Maschinen angeordnet, so wird dies als kombinierter Hybridantrieb bezeichnet. Der serielle Hybrid wird dabei um einen parallelen Hybridmodus erweitert. Diese Formen der Hybridstruktur bieten eine höhere Flexibilität im Antriebsstrang, welche jedoch dem aufwändigeren und komplexeren Aufbau gegenübergestellt werden muss.

Die Unterteilung von Hybridantrieben nach deren *Hybridisierungsgrad* erfolgt anhand der Leistungsfähigkeit der eingesetzten Energiequelle in micro-, mild-, full- und plug-in-Hybride.

Der micro-Hybrid verfügt lediglich über einen verstärkten Anlasser oder einen Riemen-Starter-Generator. Das System ermöglicht einen Start-Stopp-Betrieb sowie geringe Rekuperationsleistungen. Diese Form kann mit vergleichsweise geringem Aufwand und niedrigen Mehrkosten einfach in einen bestehenden Antrieb integriert werden. [31], [149]

Werden die Leistung der Hybridmaschine angehoben und eine Boostfunktion sowie Lastpunktanhebungen realisiert, so wird der Antrieb als mild-Hybrid bezeichnet. Durch die größere Dimensionierung erhöht sich auch das Rekuperationspotential.

Die Bauform des full-Hybrid bietet schließlich sämtliche beschriebenen Hybridfunktionalitäten und überdies einen Fahrbetrieb rein durch die zweite Antriebsquelle, beispielsweise elektrisches Fahren. Durch die höhere Leistungsfähigkeit dieser Hybride wird ihnen ein steigendes Reduktionspotential bezüglich des Kraftstoffverbrauchs zugeschrieben. [45], [208]

Ein plug-in-Hybrid kann über einen Anschluss an das Stromnetz nachgeladen werden und der Verbrennungsmotor dient in der konventionellen Auslegung als Range-Extender für das elektrisch betriebene Fahrzeug.

Je nach Hybridisierungsgrad ergibt sich somit eine breite Spannbreite der Einsatzmöglichkeiten des Systems vom Start-Stopp-Betrieb über Lastpunktanhebung und Boostfunktion bis hin zum lokal emissionsfreien Fahren. Mit der Leistungsfähigkeit der Hybridantriebe steigen allerdings entsprechend die Gesamtkosten des Antriebssystems an.

Der Begriff Hybrid wird häufig synonym mit elektrischem Hybridsystem verwendet, da dieses die größte Verbreitung aufweist. Prinzipiell kommen jedoch unterschiedlichste Systeme zur Anwendung, weshalb eine Unterscheidung nach Art der *Energiespeicherung* sinnvoll ist.

Bei elektrischen Systemen kann die Energiespeicherung einerseits elektrochemisch in Batterien erfolgen, welche vergleichsweise hohe Speicherkapazitäten aufweisen. Sowohl die ein- und ausgespeicherten Leistungen, als auch niedrige und hohe Umgebungstemperaturen wirken sich auf die Leistungsfähigkeit und Lebensdauer aus [83]. Weiterhin kann elektrische Energie elektrostatisch in Ultracaps beziehungsweise Supercaps gespeichert werden. Verglichen zur Batterie haben diese eine deutlich geringere Speicherfähigkeit, weshalb sie sich vor allem für den Start-Stopp-Betrieb eignen. Da keine Alterung bei schnellen Lade- und Entladevorgängen auftritt, sind hohe Rekuperationsleistungen darstellbar. Kondensatoren sind zudem zyklenfest und in einem breiten Temperaturbereich einsetzbar. [179], [119]

Die Energiespeicherung kann auch mechanisch über die Speicherung von kinetischer Energie in einem Schwungrad erfolgen. Diese Speicherform ist wie die der Superkondensatoren den Leistungsspeichern zuzuordnen. Als Vorzüge dieser Systeme werden Kosten, Lebensdauer, Tieftemperaturverhalten und das Speichergewicht angeführt [99].

Eine weitere Möglichkeit stellt die hydropneumatische Energiespeicherung dar. Deren Vorzüge und Einsatzmöglichkeiten sind vergleichbar zu denen des Schwungrads und der Kondensatoren [26]. Als besonders vorteilhaft werden die niedrigen Kosten dieser Speichertechnologie genannt [117].

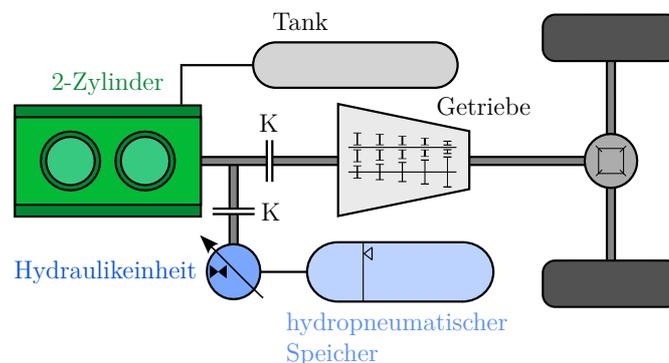
## 2.2 Antriebsstrangkzept

Die Konzeptionierung des Antriebsstrangs für ein Kleinfahrzeug erfolgt, wie eingangs in Abschnitt 1.1 angeführt, vor dem Hintergrund der Nachhaltigkeit und der Darstellung eines kostenreduzierten Fahrzeugantriebs. Der Antrieb wird gezielt auf den Leistungsbedarf im Stadt- und Pendelverkehr eines Kleinfahrzeugs ausgelegt und die notwendige Höchstgeschwindigkeit wird auf 120 km/h festgelegt.

Der Verbrennungsmotor soll entgegen der zunehmenden Technologisierung als möglichst einfaches und kostengünstiges Aggregat ausgeführt werden und ist damit konzeptionell zu den vorgestellten Range-Extendern vergleichbar. Es kommt ein Zweizylindermotor zum Einsatz, da dieser den notwendigen Leistungsbereich abdecken kann und diesem auch mit Aufladung Kostenvorteile im Vergleich zu Dreizylindermotoren zugeschrieben werden [209]. Der Zündabstand wird ungleich zu 180°KW und 540°KW gewählt, da hierdurch auf eine separate Ausgleichswelle verzichtet werden kann. Das NVH-Verhalten ist dabei trotz der Drehungleichförmigkeit prinzipiell für das Kleinwagensegment geeignet [209], [173]. Weiterhin sind keinerlei Variabilitäten im Ventiltrieb vorgesehen, um ein kostengünstiges Basisaggregat zu realisieren. Als Kraftstoff wird Methan verwendet, welches in das Saugrohr des Motors eingeblasen wird. Ein Betrieb mit herkömmlichem Ottokraftstoff ist nicht vorgesehen. Im Gegensatz zu den Einschränkungen bei bivalenter Motorauslegung kann somit ein rein erdgasoptimiertes Brennverfahren entwickelt werden. Entsprechend der publizierten Forschungsergebnisse wird für größtmögliche Effizienz der Ansatz eines überstöchiometrischen Brennverfahrens verfolgt, vgl. Abschnitt 2.1.3. Vor dem Hintergrund dieser Prozess-

führung und der damit nicht möglichen Abgasnachbehandlung mittels 3-Wege-Katalysator, ist allerdings zu bewerten, inwiefern die gültigen Emissionsgrenzwerte erreicht werden können, wobei eine innermotorische Darstellung des  $\text{NO}_x$ -Grenzwerts angestrebt wird. Aufgrund der vergleichsweise geringen angestrebten Motorleistung in Kombination mit den niedrigen Prozesstemperaturen eines überstöchiometrischen Brennverfahrens und der somit insgesamt geringen thermischen Belastung, ist der Motor mit einer Luftkühlung ausgestattet

Um dem Fahrprofil des Stadtverkehrs Rechnung zu tragen ist ein Start-Stopp-System für einen effizienten Fahrzeugantrieb erforderlich. Weiterhin erscheint die Nutzung von Rekuperationsenergie ebenso sinnvoll, wie die Boost-Unterstützung des Verbrennungsmotors in Beschleunigungsphasen. Demnach soll für den Antriebsstrang ein Hybridsystem entwickelt werden, welches diese Funktionalitäten abdeckt, gleichzeitig möglichst geringe Zusatzkosten verursacht und einen schonenden Ressourceneinsatz darstellt. Der als mild-Hybrid einzuordnende Antriebsstrang wird in paralleler Struktur ausgeführt, da dies die einfachste und damit eine potentiell kostengünstige Integration einer zweiten Antriebsquelle in einen konventionellen Antriebsstrang darstellt. Die Energiespeicherung erfolgt hydropneumatisch. Das Antriebsstrangkonzzept ist in Abbildung 2.1 schematisch illustriert. Der Zweizylinder-Motor ist über eine Kupplung mit dem Handschaltgetriebe und dem Antriebsstrang verbunden. Das Hybridsystem ist ebenfalls über eine Kupplung zuschaltbar an die Kurbelwelle angebunden.



**Abbildung 2.1:** Konzept des Antriebsstrangs

Zu Projektbeginn wurde auf Basis der konzeptionellen Vorüberlegungen eine Vorauslegung des motorischen Prozesses mittels Arbeitsprozessrechnung durchgeführt. Zudem wurden unterschiedliche Hybridstrukturen in der Gesamtfahrzeugsimulation im Hinblick auf deren Eignung für den Antrieb des Kleinfahrzeuges untersucht. Anschließend wurden der Basismotor am Motorprüfstand aufgebaut und eine Grundapplikation sowie Kennfeldvermessung durchgeführt. Basierend auf diesen Daten wurde der parallele Hybridantriebsstrang als Kombination des Zweizylinder-Motors mit einem elektrischen Hybridsystem in der Gesamtfahrzeugsimulation bewertet, bevor mit der Entwicklung eines hydraulischen Hybridsystems begonnen wurde. Diese Ergebnisse und der Stand zum Zeitpunkt der Projektübernahme wurden in [89] und [90] veröffentlicht.

# 3 Entwicklungswerkzeuge und -methodik

## 3.1 Versuchsmotor

Als Basismotor für die Prüfstandsversuche kommt der Zweizylinder 2G40 der MOTORENFABRIK HATZ zum Einsatz, da dieser sowohl über die für das Antriebskonzept gewählte Zündfolge verfügt, als auch mit Luftkühlung und starrem Ventiltrieb ausgestattet ist. Die relevanten Daten des Motors sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

Für die Untersuchungen erfolgt eine Umrüstung des Dieselmotors auf gasmotorischen Betrieb. Hierfür wird die Injektorbohrung für die Aufnahme einer M10-Zündkerze vom Typ NGK CR8E modifiziert. Die Zündkerze ist aufgrund des Zweiventil-Zylinderkopfes exzentrisch im Brennraumdach positioniert und um  $20^\circ$  zur Ansaugseite geneigt. Weiterhin werden Ventilsitzringe aus Sinterstahl PLS380 anstelle der Originalteile eingesetzt, um der Verschleißanfälligkeit bei gasförmigen Kraftstoffen entgegenzuwirken [178]. Im Zuge der Umrüstung wird der Motor mit Kolbenkühlköpfe ausgestattet.

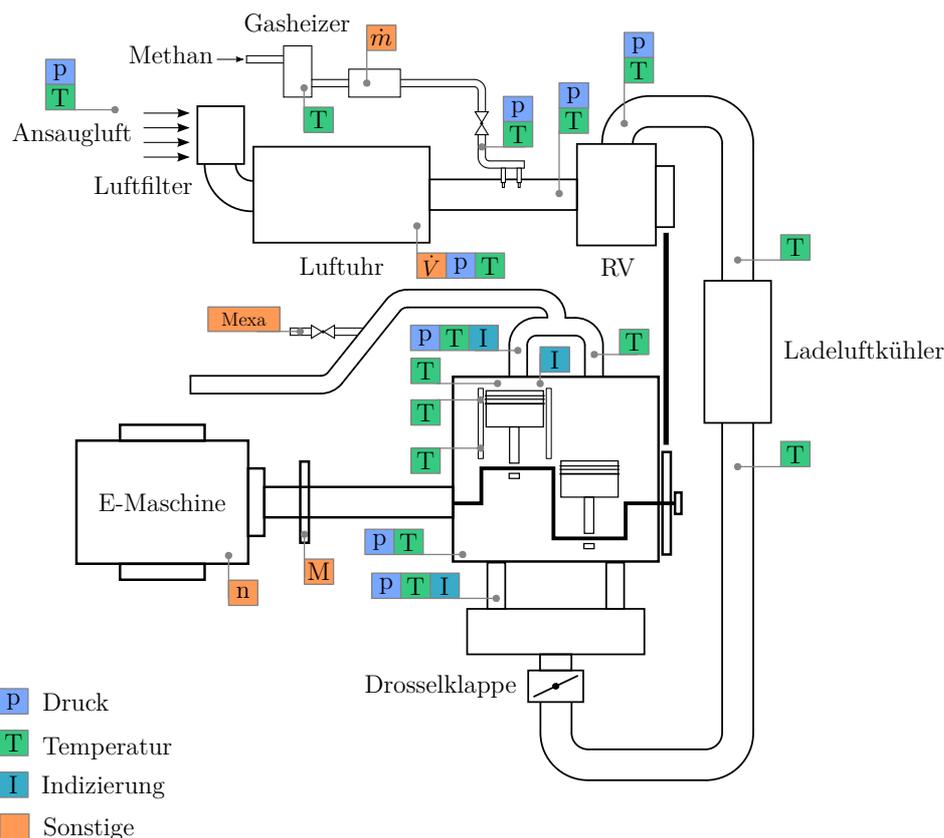
Parameter	Wert
Zylinderanzahl	2
Hubraum	0,997 l
Hub	75 mm
Bohrung	92 mm
Pleuellänge	129,3 mm
Verdichtung Dieselbetrieb	20,5 : 1
Verdichtung Basisauslegung	10 : 1
Zündabstand	180 °KW / 540 °KW
Ventile pro Zylinder	2
Auslassventil öffnet	42 °KW v. UT
Auslassventil schließt	8 °KW n. ZOT
Einlassventil öffnet	5 °KW v. ZOT
Einlassventil schließt	40 °KW n. UT
Maximaldrehzahl	3600 U/min

**Tabelle 3.1:** Daten des Versuchsaggregats HATZ 2G40

Für die Inbetriebnahme und die Basisapplikation werden die Kolben mit einer topfförmigen Muldengeometrie versehen und dadurch ein Verdichtungsverhältnis von 10 : 1 dargestellt. Die Motorsteuerung wird durch ein TRIJEKT-Plus T101 Steuergerät realisiert und die Aufladung erfolgt mittels eines ROTREX C15-16 Radialverdichters (RV), welcher über einen Riemen von der Kurbelwelle angetrieben wird. Eine detaillierte Dokumentation der Modifikationen am Basisaggregat findet sich in [89].

## 3.2 Motorprüfstand und Messtechnik

Der Prüfstands Aufbau mit den zugehörigen Messstellen ist schematisch in Abbildung 3.1 dargestellt und zeigt das Setup des Basismotors mit riemengetriebenem Radialverdichter. Die Bezeichnungen und Spezifikationen der Komponenten sind in Tabelle 3.2 zusammengefasst. Im Luftpfad erfolgt eine Druck- und Temperaturmessung der Ansaugluft vor und nach dem Verdichter sowie im Saugrohr. Weitere Temperatursensoren sind vor und nach dem Ladeluftkühler angebracht. Der Luftvolumenstrom durch den Motor wird über eine Luftpuhr ermittelt.



**Abbildung 3.1:** Schematischer Prüfstands Aufbau mit Messstellen

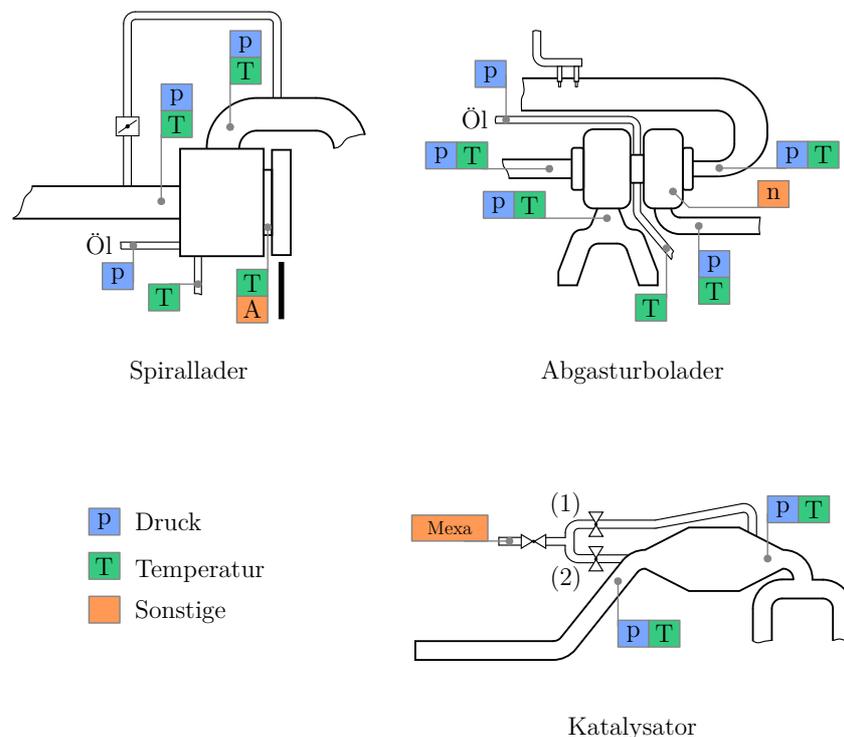
Im Kraftstoffpfad sind ein temperaturüberwachter Gasheizer und eine Massenstrommessung integriert. Zusätzlich werden an der Einblasestelle der Gasdruck- und die Temperatur gemessen. Durch die Gaseinblasung vor dem Verdichter können Inhomogenitäten im angesaugten

Luft-Kraftstoff-Gemisch im Rahmen der Brennverfahrensentwicklung minimiert werden. Abgasseitig erfolgen Druck- und Temperaturmessungen im Krümmer, sowie eine kontinuierliche Entnahme für die Abgasmesstechnik zur Bestimmung der Abgasbestandteile und der Berechnung des Verbrennungsluftverhältnisses nach Brettschneider, vgl. [39].

Der zweite Zylinder des Motors ist mit Indiziermesstechnik im Saugrohr, im Zylinderkopf und im Abgaskrümmer ausgestattet. Zudem werden die Temperaturen der Laufbuchse im Bereich des oberen und unteren Totpunktes (OT, UT) sowie am Steg zwischen den Ventilen aufgezeichnet und Öldruck und -temperatur des Motors überwacht.

Das Motordrehmoment wird abtriebseitig über einen Messflansch und die Motordrehzahl über den Frequenzumrichter der E-Maschine ermittelt.

Für die in Kapitel 4 beschriebenen Variationen des Aufladekonzepts und der Untersuchung unterschiedlicher Katalysatoren wird der Prüfstand entsprechend erweitert und vorübergehend mit zusätzlichen Messzugängen ausgestattet, welche in Abbildung 3.2 gezeigt sind.



**Abbildung 3.2:** Erweiterungen des Prüfstands aufbau für spezielle Untersuchungen

Der Spirallader ist analog dem Radialverdichter über einen Riementrieb an den Motor angebunden. Zusätzlich zu den Druck- und Temperaturmessstellen am Verdichtereintritt und -austritt werden die Temperatur und die Stromaufnahme der elektromagnetischen Kuppelung zur An- und Abkopplung des Laders überwacht. Weiterhin werden der Öldruck im Zulauf zum Lader und die Öltemperatur im Rücklauf zum Motor gemessen. Die Regelung des Ladedrucks erfolgt über eine Bypassklappe.

Im Rahmen der Motorversuche mit Abgasturboaufladung werden Druck und Temperatur jeweils am Ein- und Austritt des Verdichters und der Turbine gemessen. Zusätzlich wird die Drehzahl des Turboladers anhand der Schaufeln des Verdichterrades sensiert. Eine ausreichende Ölversorgung wird durch Überwachung des Zulaufdrucks und der Rücklaufftemperatur sichergestellt.

Für die Untersuchungen zur Abgasnachbehandlung sind vor und nach Katalysator jeweils Druck- und Temperaturmesspunkte vorgesehen. Zudem ist dort jeweils eine Entnahmestelle für die Abgasanalyse angeordnet, wobei über pneumatische Ventile mit elektrischer Ansteuerung zwischen den Entnahmepositionen umgeschaltet werden kann.

Bei den Versuchen zum Hybridantrieb ist lediglich hochdruckseitig vor dem hydropneumatischen Speicher ein zusätzlicher Drucksensor zur Bestimmung des Speicherdrucks eingebracht.

Während der beschriebenen Untersuchungen wird der Verbrennungsmotor als Zweizylinder betrieben. Für die Entwicklung des Vorkammerzündsystems wird der Versuchsträger auf Einzylinderbetrieb umgerüstet, wobei die Versuche am indizierten Zylinder 2 durchgeführt werden. Hierfür wird ein Gaseinblaseventil still gelegt und das Saugrohr zum Zylinder 1 verschlossen. Durch Entfernen der auslassseitigen Stoßstange des Ventiltriebs bleibt das Auslassventil geschlossen. Das Einlassventil von Zylinder 1 wird weiterhin betätigt, da über dieses die Taktzuordnung des Motorsteuergeräts erfolgt. Darüber hinaus wird die Zündkerze auf Zylinder 1 entfernt und dieser über einen Schlauch zu einem Luftfilter schallgedämpft entlüftet. Für die Gaseinblasung in der methangespülten Vorkammer wird ein Otto-DI-Injektor verwendet. Die Ansteuerung erfolgt neben dem TRIJEKT-Steuergerät separat über ein LABVIEW-Programm [232]. Messtechnisch wird während der Vorkammermessungen zusätzlich der Gasdruck vor dem DI-Injektor erfasst.

Die Messdaten werden während des Motorbetriebs mit der lehrstuhleigenen, MATLAB-basierten Messdatenerfassung aufgezeichnet. Dabei wird die Indiziermesstechnik mit einer Auflösung von 0,1 °KW ausgewertet. Alle weiteren Signale werden mit einer Abtastrate von 1 Hz gemessen.

Parameter	System / Komponente
Gasversorgung	
Versuchskraftstoff	Methan 2.5
Gasdruck Einblasung Saugrohr	3 bar (relativ)
Einblaseventile Saugrohr	VALTEK Typ 30, 3 $\Omega$
Gasdruck Injektor Vorkammer	9 bar (relativ)
Injektor Vorkammer	VW/AUDI 06E 906 036C
Endstufe für Injektor	KLEEMANN ELEKTRONIK EN-LEV-HTC
Zündsystem	
Zündkerze	NGK CR8E
Zündspule	VW/AUDI 058 905 105
Vorkammerzündkerze	NGK R451B-8
Zündkerze Vorkammersystem	NKG CR8E
Zündspule Vorkammersystem	VW/AUDI 06L 905 110 C
Verbrauchs- und Abgasmessung	
Luftvolumenstrom	AERZEN Zc 039.0
Kraftstoffmassenstrom	RHEONIK RHM 015
Abgasanalyse	HORIBA MEXA 7170 H THC-Emissionen bezogen auf C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>
Verbrennungsluftverhältnis	Berechnung aus Abgasanalyse nach Brettschneider [39]
Indiziermesstechnik	
Niederdruckindizierung	KISTLER Typ 4045A5 mit Verstärker Typ 4603
Hochdruckindizierung	KISTLER Typ 6052C mit Verstärker Typ 5011
Weitere Sensorik	
Temperatur	Thermoelement NiCr/Ni, Typ K, Toleranzklasse 1
Drucksensoren	WIKA S-10
Inkrementalgeber	ASM POSIROT PMIS4-20-40-240KHZ (TTL-Z1-2M-S)
Turboladerdrehzahl	MICRO-EPSILON eddyNCDT DZ130-DS05-C6
Drucksensor Hybridsystem	HYDAC HDA 7446

Tabelle 3.2: Prüfstands- und Messtechnik

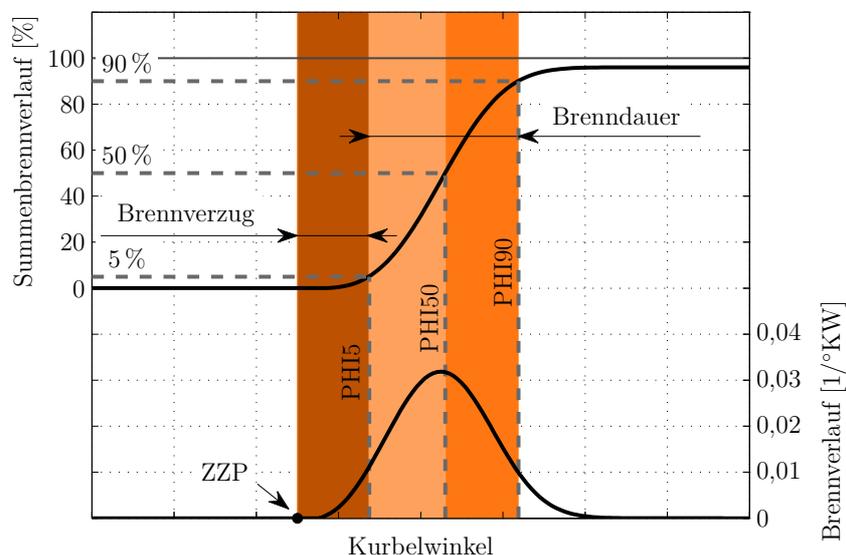
### 3.3 Simulations- und Auswertemethodik

Die Analyse der Verbrennungsvorgänge auf Basis von Prüfstandsmessdaten erfolgt mittels Druckverlaufsanalyse (DVA). Für die Vorausberechnung des Motorprozesses und die Bewertung von Aufladekonzepten werden 1D-Simulationsmodelle verwendet. Die Entwicklung der Zylinderinnenströmung sowie des Vorkammerzündsystems werden unter Verwendung der 3D-CFD-Modellierung durchgeführt.

#### 3.3.1 Verbrennungsanalyse

Die am Motorprüfstand aufgezeichneten Messdaten werden durch die Methode der DVA analysiert, wobei hierfür die lehrstuhleigene Simulationssoftware cDyn eingesetzt wird.

Bei der Verbrennungsanalyse erfolgt eine Mittelung der Indiziermessdaten über 50 Arbeitsspiele. Das DVA-Modell wird mit den indizierten Druckverläufen und den gemessenen Luft- und Bauteiltemperaturen bedatet. Als Wandwärmeübergangsmodell wird der Ansatz von Woschni angewandt [226] und die Berechnung der Kalorik erfolgt nach Grill [85]. Aus der DVA resultiert die umgesetzte Kraftstoffmasse, welche anschließend auf die sich nach dem Ladungswechsel im Zylinder befindliche Kraftstoffmasse bezogen wird. Dadurch ergibt sich der Summenbrennverlauf, aus dessen Ableitung der Brennverlauf folgt. Beide Größen sind zusammen mit den relevanten Umsatzpunkten der Brennstoffmasse von 5 % (PHI5), 50 % (PHI50) und 90 % (PHI90) in Abbildung 3.3 dargestellt. Zur Beschreibung des Verbren-



**Abbildung 3.3:** Verbrennungsablauf und aus dem Brennverlauf abgeleitete Kenngrößen

nungsablaufs wird im Rahmen der vorliegenden Arbeit die Dauer zwischen Zündzeitpunkt und 5%-Umsatzpunkt als Brennverzug und zwischen 5%- und 90%-Umsetzungspunkt als Brenndauer definiert. Die farbliche Kennzeichnung der Verbrennungsphasen findet sich bei den Auswertungen der Brennverfahrensentwicklung in Kapitel 4 wieder. Der Summenbrennverlauf beziehungsweise Umsetzungsgrad beschreibt den Anteil der tatsächlich umgesetzten

Kraftstoffmasse und ist nicht auf 100% normiert. Er kann daher auch zur Bewertung der Vollständigkeit der Verbrennung herangezogen werden.

Zusätzlich zur Ermittlung von Umsetzungsgrad und Brennverlauf wird eine Verlustteilung durchgeführt, um den Verbrennungsprozess im Detail zu analysieren. Hierzu werden folgende Berechnungen durchgeführt, vgl. [134]:

- Wirkungsgrad des vollkommenen Vergleichsprozesses
- Verluste aus unvollständiger und unvollkommener Verbrennung
- Verluste aus realer Verbrennung
- Wandwärmeverluste

Zunächst wird der Wirkungsgrad eines vollkommenen Vergleichsprozesses berechnet [56], welcher als Bezugsgröße für die im Anschluss ermittelten Einzelverluste dient. Abweichend von der Definition des vollkommenen Motors werden dabei die reale Zylinderladung aus der DVA und das gemessene Kraftstoff-Luft-Verhältnis als Startwerte für die Kompressionsphase herangezogen und nicht eine Frischladung ohne Restgas im unteren Totpunkt [56], [216]. Die Zylinderladung wird als ideales Gas behandelt, wobei die spezifischen Wärmekapazitäten und der Isentropenexponent aus der DVA verwendet werden. Die Wärmefreisetzung erfolgt gemäß der Gleichraumverbrennung vollständig im oberen Totpunkt.

Verluste aus unvollständiger Verbrennung entstehen, wenn die Brennstoffenergie nicht vollständig ausgenutzt werden kann, wie es beispielsweise bei unterstöchiometrischen Luft-Kraftstoff-Gemischen der Fall ist. Eine Verbrennung wird hingegen als unvollkommen bezeichnet, sofern die Reaktionen nicht bis zum chemischen Gleichgewicht ablaufen und sich daher unverbrannte Bestandteile im Abgas wiederfinden, [152]. Der vorliegende Motor wird überstöchiometrisch betrieben, so dass prinzipiell ausreichend Luft für eine vollständige Oxidation des Kraftstoffes zur Verfügung steht. Durch Flammen-Quenching an kalten Brennraumwänden, durch Schadräume und durch die niedrigen Prozesstemperaturen, welche die vollständige Oxidation behindern, ist der Verbrennungsablauf dennoch unvollständig. Der Verlust aus unvollständiger und unvollkommener Verbrennung kann über die aus der Abgasanalyse bestimmten Abgaskomponenten berechnet werden [152], [216].

Die Tatsache, dass die Wärmefreisetzung nicht als isochore Prozessführung vollständig im OT erfolgt, wird im Verlust aus realer Verbrennung berücksichtigt. Je weiter die Wärmeanteile vom oberen Totpunkt entfernt freigesetzt werden, desto geringer ist der Wirkungsgrad, mit welchem diese als Volumenänderungsarbeit genutzt werden können. Für die Quantifizierung des Verlusts aus realer Verbrennung wird aus dem Brennverlauf sowie dem Volumenverlauf des Motors der Gleichraumgrad der Verbrennung berechnet. [152], [216] Die Berechnung der Wandwärmeverluste erfolgt direkt aus den Ergebnissen der Druckverlaufsanalyse.

Neben der detaillierten Beurteilung der Güte der Verbrennung erfolgt eine Bewertung der Verbrennungsstabilität. Als Vergleichswert wird dabei die Varianz des indizierten Mitteldrucks ( $V_{pmi}$ ) herangezogen. Ziel ist es, einen Wert geringer 3% zu erreichen. Betriebspunkte mit einer Varianz von über 5% werden als instabil eingestuft.

### 3.3.2 Motorprozesssimulation

Für die Vorausberechnung des Motorprozesses werden 1D-Simulationsmodelle in der Softwareumgebung AVL Boost 2011.1 eingesetzt. Die Simulationen werden insbesondere für die Untersuchung der in Kapitel 4.4 vorgestellten Aufladekonzepte verwendet. Neben der Auslegung der Aufladung hinsichtlich Wirkungsgrad und Betriebsverhalten werden die auftretenden Zylinderspitzen drücke zur Bewertung der Motorbelastung berechnet. Bei der Abgasturboaufladung erfolgt zudem eine detaillierte Analyse des Ladungswechsels, insbesondere vor dem Hintergrund einer geeigneten Dimensionierung der Ventildfedern unter Berücksichtigung der auftretenden Abgasgegendrücke.

Die verwendeten Simulationsmodelle der Arbeitsprozessrechnung basieren auf einer Modellierung der Basiskonfiguration mit Radiallader zu Projektbeginn. Entsprechend der realen Geometrien von Luft- und Abgaspfad, wurden ein Motormodell erstellt und eine umfangreiche Validierung sowie Sensitivitätsanalysen im gesamten Motorkennfeld durchgeführt. Dieses Modell wurde für die Analysen des Spiralladers und der Abgasturboaufladung entsprechend modifiziert. Für die Simulation des Spiralladers wird ein von HANDTMANN zur Verfügung gestelltes Verdichterkennfeld verwendet. Der Abgasturbolader wird über ein Verdichter- und ein Turbinenkennfeld modelliert, welche aus Messungen am Heißgasprüfstand der Firma SA CHARGING SOLUTIONS AG zur Verfügung stehen.

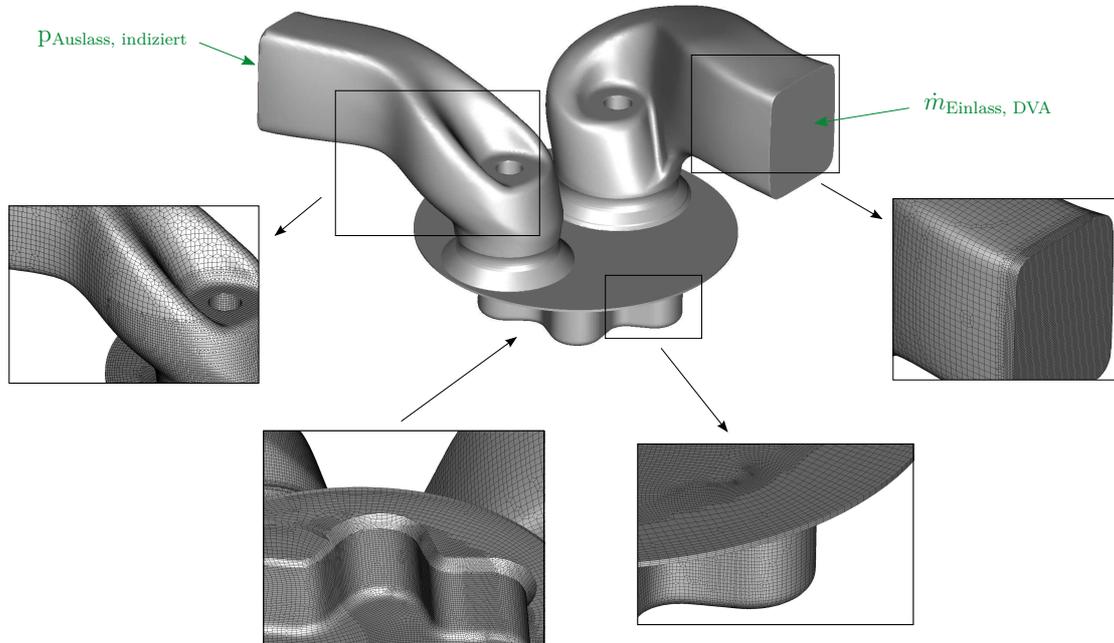
Die Wärmefreisetzung während der Hochdruckphase wird über Vibe-Brennverläufe dargestellt. Aus den Kennfeldvermessungen der Basiskonfiguration mit Radialverdichter stehen Messdaten für breite Drehzahlbereiche und verschiedene Luftverhältnisse zur Verfügung, welche die Grundlage für die Bedatung der Vibe-Verbrennung bilden.

### 3.3.3 CFD-Simulation

Die 3D-CFD-Simulationen werden im Rahmen dieser Arbeit mit AVL Fire 2011.1 durchgeführt. Dabei kommen sowohl dynamische als auch statische Netze zum Einsatz.

Die Betrachtungen des Ladungswechsels, der Zylinderinnenströmung und des Verbrennungsprozesses in Abschnitt 4.2 erfolgen an dynamischen Netzen des gesamten Brennraums, wobei als Simulationsumgebung AVL Fire ESE Engine 2011.1 eingesetzt wird. Im Vernetzungsprozess werden zunächst 2D-Templates für den Ventilsplatt und den Hauptbrennraum erstellt, welche anschließend auf das Volumennetz angewandt werden. Der Vorteil dieser Methodik liegt darin, dass bei Geometrievariationen das Rechennetz nur in den Bereichen verändert wird, in welchen sich die Geometrien voneinander unterscheiden. Für die vorliegende Arbeit bleibt somit die Vernetzung des Ventilsplatts, welche einen wesentlichen Einfluss auf die Berechnung der turbulenten Strömungsgrößen im Brennraum hat, konstant. Daher können Unterschiede zwischen den verschiedenen Varianten bestmöglich auf die Geometrievariation zurückgeführt werden und der Einfluss des Rechennetzes wird minimiert. Der kleinste vernetzte Ventillhub beträgt für die vorgestellten Untersuchungen 0,15 mm. Die Vernetzung von Ein- und Auslasskanal mit einem strukturierten Hexaedernetz erfolgt separat in AVL Fame Hexa.

Das insgesamt resultierende Simulationsnetz für die Brennraumuntersuchungen ist in Abbildung 3.4 dargestellt. Zu erkennen sind neben der grundsätzlichen Netzstruktur ausgewählte Refinements, welche beispielsweise im Bereich des Kolbens zur korrekten Abbildung der Geometrie und im Bereich des Einlasskanals zur Erhöhung der Stabilität der Simulation eingefügt sind. Als Randbedingungen für die Simulation werden Temperaturen aus den



**Abbildung 3.4:** CFD-Netz der Kolbengeometrie G2ES

verfügbaren Messdaten aufgeprägt. Auslassseitig wird ein indizierter Druckverlauf vom Motorprüfstand vorgegeben. Der Massenstrom für die Vorgabe am Einlasskanal stammt aus der Druckverlaufsanalyse.

Für die Turbulenzmodellierung wird das  $k$ - $\zeta$ - $f$ -Modell verwendet. Im Gegensatz zum häufig eingesetzten  $k$ - $\epsilon$ -Modell werden die wandnahen Bereiche an Stelle von empirischen Korrekturfunktionen über ein elliptisches Relaxationsmodell abgebildet. Dies bedeutet, dass die Randbedingungen der Netzgrenzen in der Modellierung berücksichtigt werden. [60]

Darüber hinaus verfügt dieses Modell über eine verringerte Sensitivität bezüglich der Netzstruktur in Wandnähe [91], was insbesondere bei der Simulation unterschiedlicher Geometrievarianten als vorteilhaft einzuschätzen ist.

Zur Simulation des Verbrennungsprozesses im Gasmotor finden sich in der Literatur unterschiedliche Modellierungsansätze. So werden beispielsweise das Turbulent Flame Speed Closure Model (TFSCM), das Modified Coherent Flame Model (MCFM), sowie das 3-Zones Extended Coherent Flame Model (ECFM3Z) verwendet, vgl. [131], [124], [27].

Das TFSCM berechnet die Reaktionsrate aus der Dichte, dem lokalen Gradienten des Brennstoffmassenanteils und der turbulenten Brenngeschwindigkeit, welche wiederum über empirische Korrelationen bestimmt wird [7]. Die Grundlage für das Modell stellen die Untersuchungen und Beschreibungen von Zimont dar [230].

Im Gegensatz dazu wird beim CFM die Reaktionsrate aus dem Produkt der Flammenoberflächendichte und einer darauf bezogenen Brennstoffumsatzrate berechnet, wobei die Annahme einer dünnen Flammenfront zugrunde liegt [129]. In die Umsatzrate des Brennstoffes gehen die Dichte, der Brennstoffanteil und die laminare Brenngeschwindigkeit ein. In der Flammenoberflächendichte werden unter anderem turbulente Spannungen berücksichtigt und die Flammenstreckung aus dem Turbulenzmodell berechnet [135]. Das MCFM stellt eine Ausweitung des CFM auf größere Bereiche des Verbrennungsluftverhältnisses dar [7].

Die Erweiterungen im ECFM3Z zielen auf die Abbildung inhomogener Gemische und der Kopplung mit Spray- und Emissionsmodellen ab. Es erfolgt eine Unterteilung in eine Zone mit Kraftstoff, eine weitere mit Luft und Gemisch aus Kraftstoff, sowie eine dritte mit Luft und Abgas. [50]

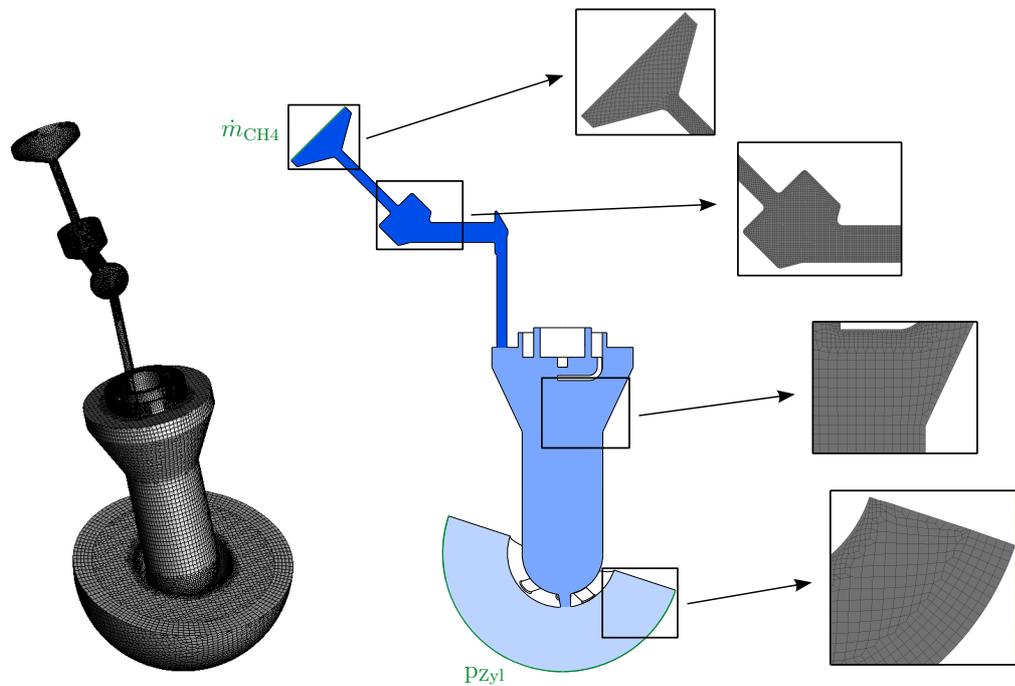
Für eine detaillierte Beschreibung der verschiedenen Verbrennungsmodelle sei an dieser Stelle auf die angegebene Literatur sowie die darauf aufbauenden Arbeiten verwiesen, da die Modelle auf unterschiedliche Arten erweitert und ergänzt wurden. Die Implementierung der in dieser Forschungsarbeit angewandten Modelle ist in [7] dokumentiert.

Zur Verbrennungssimulation für den vorliegenden überstöchiometrischen Gasmotor wurden das TFSCM und das MCFM untersucht, wobei aufgrund der höheren Plausibilität betreffend die hemisphärische Flammenausbreitung ausgehend vom Zündort das MFCM gewählt wurde, vgl. [229]. Das ECFM3Z wurde nicht betrachtet, da der Rechenaufwand im Vergleich zum MCFM erhöht ist und dessen Erweiterungen hinsichtlich der Analyse von inhomogenen Gemischen für die untersuchte Prozessführung keine Relevanz aufweisen. Die Modellierung der Zündung erfolgt über die Vorgabe eines Flammenkeimradius an einem definierten Zündort. In diesem Bereich wird zum Zündzeitpunkt für die im Zündungsmodell spezifizierte Dauer die Flammenoberflächendichte auf den im Verbrennungsmodell festgelegten Initialwert gesetzt. Die Abstimmung erfolgte anhand von Prüfstandsmessdaten der in Abschnitt 4.2.2 vorgestellten Basisgeometrie und zeigte anschließend auch für die weiteren Geometrien eine sehr gute Übereinstimmung zu den experimentellen Ergebnissen (vgl. [229]), weshalb sie unverändert für die unterschiedlichen Geometrievarianten Anwendung findet.

Bei den Simulationen zur Zündung mittels Vorkammer erfolgen die Betrachtungen auf Basis eines statischen Teilnetzes des Brennraums, welches mittels AVL Fame Engine + und der Methode Fame Advanced Hybrid erstellt wird. Hierbei wird ein geeignetes numerisches Setup für die Netzerstellung ermittelt und anschließend für die Vernetzung der Geometrievariationen eingesetzt. Da bei den vorliegenden Untersuchungen ausschließlich die Durchmesser der Durchtrittsbohrungen von der Vorkammer in den Hauptbrennraum variiert werden, wird das Simulationsnetz nur in diesen Bereichen verändert.

Abbildung 3.5 zeigt das resultierende Netz für die simulative Untersuchung der Vorkammer. Das Simulationsgebiet besteht aus dem eigentlichen Volumen der Vorkammer mit den Elektroden der Zündkerze und den Austrittsbohrungen in den Hauptbrennraum. Von diesem wird für die Untersuchungen ein halbkugelförmiges Volumen freigeschnitten, da der Fokus auf den Gemischbildungsvorgängen in der Vorkammer liegt. Dieses wird in den Un-

tersuchungen in Kapitel 4.3.3 als Austrittsvolumen bezeichnet. Um in der Vorkammer ein strukturiertes, entlang der Vorkammerachse ausgerichtetes Netz zu erhalten, wurde das zu vernetzende Volumen in die vertikale Ebene gedreht, da die Vorkammer um  $20^\circ$  geneigt im Zylinderkopf angeordnet ist, vgl. Abschnitt 4.3. Die ursprünglich letzte Zellreihe des Halbkugelnetzes wird über 5 Zellreihen extrudiert, um ein orthogonales Rechennetz zum Aufprägen der Brennraumrandbedingungen zu erhalten.



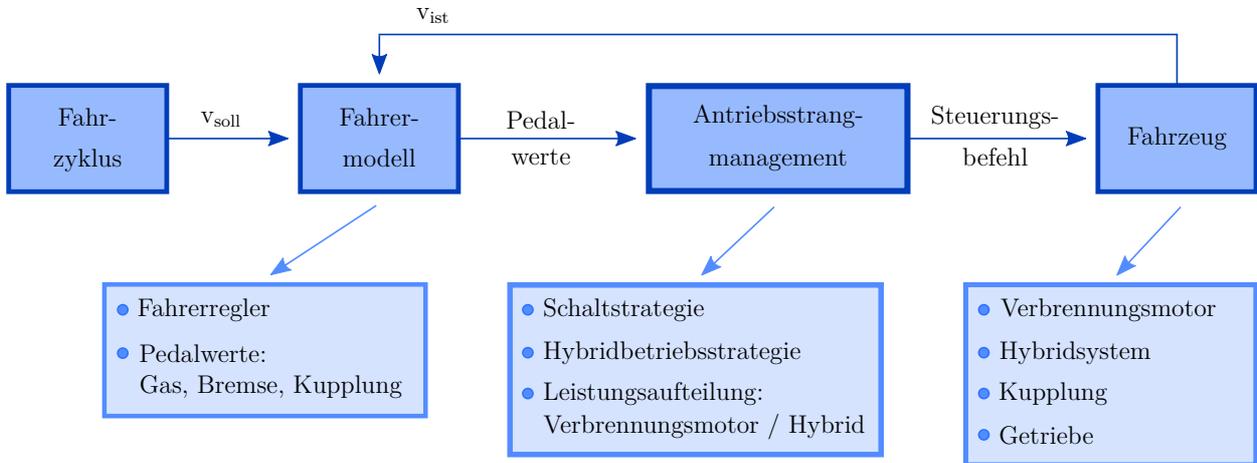
**Abbildung 3.5:** CFD-Netz der gespülten Vorkammer

Weiterhin ist der Spülkanal ausgehend vom Injektor bis zur Vorkammer vernetzt. Die Form dieses Volumens resultiert aus der geometrischen Integration des Vorkammersystems in den Zylinderkopf und ist in Kapitel 4.3.3 beschrieben. Neben Temperaturrandbedingungen wird brennraumseitig ein am Prüfstand indizierter Zylinderdruckverlauf auf der Halbkugeloberfläche vorgegeben. Die Spülung wird durch eine Massenstromrandbedingung dargestellt. Analog zur Simulation des Ladungswechsels wird das  $k\text{-}\zeta\text{-}f$ -Modell für die Berechnung der Turbulenz angewandt.

### 3.3.4 Gesamtfahrzeugsimulation

Die Auslegung des Hybridsystems, die Entwicklung der Hybridbetriebsstrategie sowie die Konzeptionierung des Antriebsstrangs erfolgen mit Hilfe eines dynamischen Gesamtfahrzeugmodells in der Simulationsumgebung MATLAB/SIMULINK. Der schematische Modellaufbau ist in Abbildung 3.6 dargestellt. Als Eingangsgröße für das Fahrzeugmodell dient zunächst die Vorgabe eines Fahrzyklus in Form eines Geschwindigkeitsprofils. Im Fahrermodell werden aus tatsächlicher und vorgegebener Fahrzeuggeschwindigkeit Pedalwerte für Gas, Bremse und

Kupplung berechnet und an das Antriebsstrangmanagement übergeben. Dort sind sowohl die Gangschaltlogik, als auch die Betriebsstrategie des Hybridsystems hinterlegt. Dadurch wird die Leistungsaufteilung auf Verbrennungsmotor und Hybridsystem berechnet. Im Fahrzeug-



**Abbildung 3.6:** Schema der Gesamtfahrzeugsimulation

block ist der eigentliche Antriebsstrang modelliert. Der Verbrennungsmotor wird dabei durch stationär gemessene Kennfelder abgebildet. Die Hydraulikaggregate sind ebenfalls kennfeldbasiert durch volumetrische und mechanisch-hydraulische Wirkungsgrade implementiert und für den Energiespeicher wird ein Speichermodell der Firma HYDAC verwendet, welches das Realgasverhalten des Stickstoffs berücksichtigt [17].

Für die Antriebsstrangauslegung wird ein Fahrzeuggewicht von 810 kg zugrunde gelegt, wobei 760 kg auf das Fahrzeug und 50 kg auf das Hybridsystem, bestehend aus einer Hydraulikpumpe und einem hydropneumatischen Speicher, entfallen. Das Produkt aus  $c_w$ -Wert und Stirnfläche wird zu  $0,78 \text{ m}^2$  angenommen, vgl. [89].

# 4 Zweizylinder-Erdgasmotor

## 4.1 Grundlagen der Brennverfahrensentwicklung

Neben dem erläuterten Potential von Methan als Kraftstoff im Hinblick auf die CO<sub>2</sub>-Reduktion ist im Rahmen der Brennverfahrensentwicklung die Eignung für die motorische Verbrennung zu bewerten. Zunächst bietet Methan eine hohe Klopfestigkeit, welche frühe Verbrennungsschwerpunktlagen zulässt und die Möglichkeit der Wirkungsgradsteigerung durch Anhebung von Verdichtungsverhältnis und Ladedruck bietet. Als Vergleichswert wird typischerweise eine Oktanzahl von 130 angegeben [75].

Die gasförmige Einbringung des Kraftstoffes und der damit verbundene Verdrängungseffekt, sowie der geringe Gemischheizwert führen bei Motoren mit Saugrohrenblasung allerdings zu einem Leistungsverlust im Vergleich zum Betrieb mit herkömmlichem Ottokraftstoff [20], [29]. Bei aufgeladenen Motoren kann dieser, insbesondere bivalenten Gasfahrzeugen zugeschriebene, Nachteil jedoch zum Teil durch Anhebung des Ladedrucks und eine geeignete Auslegung der Aufladeeinheit kompensiert werden.

### 4.1.1 Die überstöchiometrische Verbrennung

Durch die überstöchiometrische Prozessführung kann der thermodynamische Wirkungsgrad eines Verbrennungsmotors gesteigert werden, da der Isentropenexponent  $\kappa$  mit zunehmendem Luftüberschuss ansteigt. Weiterhin sinken die Verbrennungsspitzen Temperaturen, was zu einer Abnahme der NO<sub>x</sub>-Emissionen führt, da die thermische Stickoxidbildung gehemmt wird. Bei hohen Kraftstoff-Luftverhältnissen ist der Bildungsmechanismus über Distickstoffoxid dominant, wobei die NO<sub>x</sub>-Entstehung deutlich reduziert ist [110]. Die abnehmenden Prozess-temperaturen sind auch mit einer Reduktion der Wandwärmeverluste verbunden [20] und die thermische Belastung der Motorkomponenten ist geringer. Darüber hinaus verlängern niedrige Temperaturen die Reaktions- und Zündverzugszeit des Kraftstoff-Luft-Gemischs [182], wodurch die Klopfneigung bei Erhöhung des Luftüberschusses abnimmt. Dies eröffnet ein weiteres Potential bezüglich einer Verdichtungsanhebung und einer Applikation mit optimaler Schwerpunktlage. Im Teillastbetrieb kann der Verdrängungseffekt der gasförmigen Kraftstoffzufuhr für eine Entdrosselung des Motors genutzt werden. Dadurch können die Ladungswechselverluste reduziert und somit der Wirkungsgrad gesteigert werden [20]. Auch im Vergleich zu einem stöchiometrischen Verbrennungskonzept mit Abgasrückführung werden dem überstöchiometrischen Brennverfahren Wirkungsgradvorteile zugeschrieben [143], [168]. Dabei wird eine im Vergleich zur Luftverdünnung geringere Restgasverträglichkeit angeführt, wodurch der Entdrosselungseffekt bei AGR geringer ausfällt [59].

Der überstöchiometrische Betrieb bringt allerdings einige Herausforderungen mit sich. So nimmt der Gemischheizwert bei Erhöhung des Luftüberschusses ab, wodurch der Aufladebedarf zur Darstellung einer bestimmten Motorleistung zunimmt.

Mit ansteigendem Verbrennungsluftverhältnis verringert sich auch die laminare Brenngeschwindigkeit [115]. Dies führt zu einer tendenziell verlängerten Brenndauer und einem weniger idealen Verbrennungsablauf mit zunehmend unvollständigem Ausbrand.

Zudem steigt die minimal notwendige Zündenergie an, wodurch die Entflammung erschwert wird [98]. Daraus resultieren im Bereich der Magerlaufgrenze eine Verringerung der Verbrennungsstabilität und ein mitunter sehr starker Anstieg der Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen. Diese sind bei der Methanverbrennung insbesondere aufgrund des Treibhausgaspotentials von  $\text{CH}_4$  problematisch. Für die Bewertung des Global Warming Potentials (GWP) wird der sogenannte Strahlungsantrieb von Stoffen über einen Zeitraum von typischerweise 100 Jahren herangezogen, wobei Methan um den Faktor 25 schädlicher eingestuft wird als  $\text{CO}_2$  [107]. Die HC-Emissionen steigen jedoch bereits vor Erreichung der Laufgrenze an. Entstehungsquellen sind dabei unter anderem geometrisch enge Spalte, in welche die Flamme nicht eindringen kann, wodurch unverbranntes Gemisch zurückbleibt. Weiterhin wird die Problematik des Flammenlöschens (Quenching) an kalten Oberflächen durch die niedrigen Prozesstemperaturen begünstigt und aufgrund abnehmender Abgastemperaturen nimmt die Nachoxidation der Kohlenwasserstoffe in der Expansionsphase und im Abgastrakt ab. Eine Abgasnachbehandlung mittels 3-Wege-Katalysator ist wegen des Betriebs mit Luftüberschuss nicht möglich. Verschärft durch die kalten Abgastemperaturen stellt die Abgasnachbehandlung der HC-Emissionen daher eine besondere Problematik dar.

### 4.1.2 Entflammung und Verbrennung

Wesentliche Grundlage der Brennverfahrensentwicklung ist eine detaillierte Kenntnis der ablaufenden Prozesse und der Einflüsse auf die Entflammungs- und Verbrennungsphasen im Motor. Bei der klassischen ottomotorischen Verbrennung wird ein Luft-Kraftstoff-Gemisch lokal durch den Funken einer Zündkerze entflammt. Ausgehend vom Zündort breitet sich die Flamme anschließend sphärisch im Brennraum aus. Das vorhandene Gemisch wird, sofern ausreichend Sauerstoff zur Verfügung steht, bis zum Verlöschen der Flamme umgesetzt.

Der Überschlag des Zündfunken zwischen den Elektroden der Zündkerze und der damit verbundene Energieeintrag in das Gemisch führt sowohl zu einer starken lokalen Erwärmung als auch zur Bildung aktiver Radikale [152]. Es bildet sich ein Plasma im Elektrodenspalt aus. Die hierfür erforderliche Zündenergie ist abhängig von der Gemischzusammensetzung, dem Druck, der Temperatur und dem Strömungsfeld am Zündort. Mit der Abmagerung des Gemisches und mit höherem Druck steigt die notwendige Energie an [202]. Auch höhere Strömungsgeschwindigkeiten am Zündort führen zum Anstieg der minimalen Zündenergie [98]. Zudem ist eine Interaktion zwischen Zündfunken und Strömungsbewegung zu beobachten. Die Luftströmung kann den Zündfunken auslenken, so dass dieser bogenförmig von der

Mittel- zur Massenelektrode überspringt. Durch den dadurch letztendlich vergrößerten Abstand der Elektroden erhöht sich die Funkenenergie und es wird ein größeres Volumen durch den Zündfunken aktiviert [37]. Allerdings besteht die Gefahr, dass der Zündfunken durch zu hohe Strömungsgeschwindigkeiten ausgeblasen wird. Weiterhin wird der Funke durch die Turbulenz des Strömungsfeldes beeinflusst. Dabei handelt es sich um kleinskalige ungerichtete Strömungsbewegungen, fluktuierende Geschwindigkeiten und Wirbelstrukturen, welche zu Dichte-, Temperatur- und Mischungsunterschieden führen [202]. Diese begünstigen das Auslösen des Zündfunken, weshalb die erforderliche Zündenergie auch mit Zunahme der Turbulenzintensität ansteigt [46]. Der Beginn der Verbrennung und damit die Zündung und frühe Phase der Entflammung ist von wesentlicher Bedeutung für die Stabilität der Verbrennung [153].

Die überstöchiometrische Prozessführung ist hier besonders problematisch, da neben der höheren erforderlichen Zündenergie die laminare Ausbreitungsgeschwindigkeit abnimmt. Da sich der Flammenkern zunächst mit der laminaren Brenngeschwindigkeit ausbreitet, destabilisiert die Abmagerung des Gemisches tendenziell den Verbrennungsablauf [24]. Die laminare Verbrennung ist eine Kombination von molekularen Transportvorgängen aus Diffusion und Konvektion aufgrund von Temperatur- und Konzentrationsgradienten und den chemischen Reaktionsvorgängen [202]. Beeinflusst wird sie demnach durch Stoffwerte des Gemisches wie Wärmeleitfähigkeit, spezifische Wärmekapazität und Kraftstoffkonzentration, sowie durch den vorherrschenden Druck und die Temperatur [152].

Neben der Entflammung wird auch die anschließende Flammenausbreitung durch die vorherrschende Turbulenz beeinflusst. Sie führt zu einer Faltung der Flammenfront und damit zu einer Vergrößerung ihrer Oberfläche [152]. Weiterhin resultieren die Wirbelstrukturen der Turbulenz in einer Zunahme der Flammendicke, was zu einer erhöhten Umsatzrate führt [180]. Dieser Anstieg ist bereits ab Ausbreitungsradien von etwa 3 mm zu beobachten [24].

Darauf folgt der Übergang in eine turbulenzgetriebene Flammenausbreitung, welche sich abhängig vom Turbulenzniveau deutlich schneller ausbreitet als die laminare Flamme in der Entflammungsphase. Relevant für die Ausbreitungsgeschwindigkeit sind dabei sowohl die Schwankungsgeschwindigkeit als auch die Größe der Wirbelstrukturen der Turbulenz [152]. Die Hauptverbrennung kann demnach maßgeblich durch das Turbulenzniveau im Brennraum beeinflusst werden. Insbesondere kann ein hohes Turbulenzniveau zur Verringerung der Brenndauer genutzt werden und stellt somit eine Möglichkeit dar, ein überstöchiometrisches Brennverfahren zu realisieren. Allerdings kann durch zu hohe Turbulenz Flammenlösen auftreten. Dies geschieht dann, wenn durch die turbulenten Strömungen ein zu rascher Austausch von Reaktanden und Produkten in der Flammenzone erfolgt und keine ausreichende Zeitdauer für die chemische Reaktion zur Verfügung steht [202]. Die Gefahr des Verlöschens ist bei überstöchiometrischen Gemischen aufgrund der langsamer ablaufenden Reaktionen im Vergleich zu stöchiometrischen Gemischen erhöht [184], weshalb eine detaillierte Betrachtung der zugrunde liegenden Vorgänge für die Brennverfahrensentwicklung erfolgt.

Grundsätzlich gilt es hierbei, die turbulenten Strömungsgrößen im Vergleich zur laminaren Verbrennung zu bewerten. Damköhler unterschied in seinen Untersuchungen bereits einer-

seits zwischen Turbulenz mit großen Wirbelstrukturen, welche die Flammengeschwindigkeit durch eine Oberflächenvergrößerung beschleunigen und andererseits kleinskaliger Turbulenz, welche die Transportprozesse innerhalb der Flammenzone beeinflusst und so die Umsatzgeschwindigkeit steigert [54]. Weiterhin stellte er den Ansatz auf, dass es sich bei der turbulenten Flamme um eine gefaltete laminare Flamme handelt [54], [202]. Borghi versuchte schließlich unterschiedliche vorgemischte Flammen anhand dimensionsloser Kennzahlen zu beschreiben und dadurch eine Korrelation mit unterschiedlichen Verbrennungsregimen herzustellen. Hierfür setzte er einerseits die turbulente kinetische Energie (TKE) ins Verhältnis zur laminaren Brenngeschwindigkeit und andererseits bildete er einen Quotienten aus turbulenter Längenskala und laminarer Flammendicke [32]. Dieser Ansatz wurde sowohl von Peters als auch von Borghi selbst weiterentwickelt und ergänzt, wobei Änderungen insbesondere im Bereich des möglichen Auftretens von Flammenlöschern vorgenommen wurden, vgl. [150], [33], [151].

Die erweiterte und in dieser Arbeit verwendete Form des Borghi-Peters-Regimediagramms ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Aufgetragen ist dabei das Verhältnis von turbulenter Schwankungsgeschwindigkeit  $u'$  zu laminarer Brenngeschwindigkeit  $s_l$  über dem Verhältnis aus turbulenter Längenskala  $l_t$  zur laminaren Flammendicke  $l_f$ . Diese Größen können bis auf die laminare Flammendicke direkt als Ergebnis aus den durchgeführten CFD-Simulationen entnommen werden. Für die Flammendicke existieren unterschiedliche Ansätze zur Abschätzung, wobei der Zusammenhang aus Gleichung (4.1) verwendet wird [23], [59]. Anzumerken ist dabei, dass die Berechnung der kinematischen Viskosität  $\nu$  über die Stoffgrößen im unverbrannten Gemisch erfolgt [174], [212].

$$l_f = \frac{\nu}{s_l} \quad (4.1)$$

Die Abgrenzung der unterschiedenen Regime erfolgt anhand der turbulenten Reynoldszahl  $Re_t$ , der Damköhlerzahl  $Da$ , sowie der Karlovitzzahl  $Ka$ , welche aus den beschriebenen Größen berechnet werden können [150]:

$$Re_t = \frac{u' \cdot l_t}{s_l \cdot l_f} \quad (4.2)$$

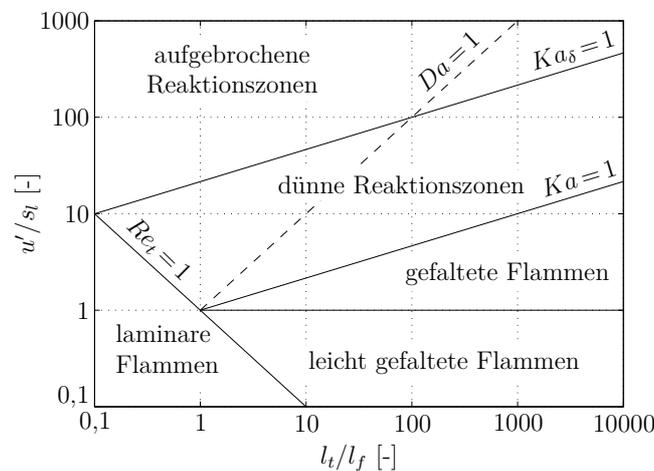
$$Da = \frac{s_l \cdot l_t}{u' \cdot l_f} \quad (4.3)$$

$$Ka = Da^{-3/2} \cdot \frac{l_t}{l_f} \quad (4.4)$$

Zusätzlich wurde von Peters eine Kennzahl  $Ka_\delta$  eingeführt, wobei  $\delta$  das Verhältnis zwischen der Dicke der inneren Reaktionszone  $l_\delta$  und der laminaren Flammendicke  $l_f$  darstellt und zu  $\delta = 0,1$  gewählt wurde [151]:

$$Ka_\delta = \left( \frac{l_\delta}{l_f} \right)^2 \cdot Ka = \delta^2 \cdot Ka \quad (4.5)$$

Laminare Flammen werden durch die Bedingung  $Re_t < 1$  charakterisiert. Ist die Reynoldszahl größer als 1 und gleichzeitig die turbulente Schwankungsgeschwindigkeit kleiner als die laminare Brenngeschwindigkeit ( $u'/s_l < 1$ ), so findet eine leichte Faltung der Flammenfront statt. Bei höherer Turbulenz bis zur Regimegrenze  $Ka = 1$  wird die Flamme stärker gefaltet. Borghi ordnete diesem Bereich die Bildung von Taschen in der Flammenfront zu. Dies bedeutet, dass keine einzelne geschlossene Flammenfrontfläche existiert, sondern sich zum Teil separate Inseln bilden [32]. Im ursprünglichen Regimediagramm wurde dem Bereich zwischen  $Ka = 1$  und der gestrichelt dargestellten Linie  $Da = 1$  ein mögliches Flammenlöschen zugeschrieben [32]. Die Erhöhung der Turbulenz führt zu einer stärkeren Interaktion mit der Flammenfront, wodurch eine Streckung und folglich lokales Löschen auftreten kann. Eine Beschreibung der Flammencharakteristik in diesem Bereich als gefaltete oder dicke Flamme erschien aufgrund von Lösch- und Wiederentflammungsvorgängen schwierig [33]. Peters führte hier schließlich das Gebiet der dünnen Reaktionszonen zwischen  $Ka = 1$  und



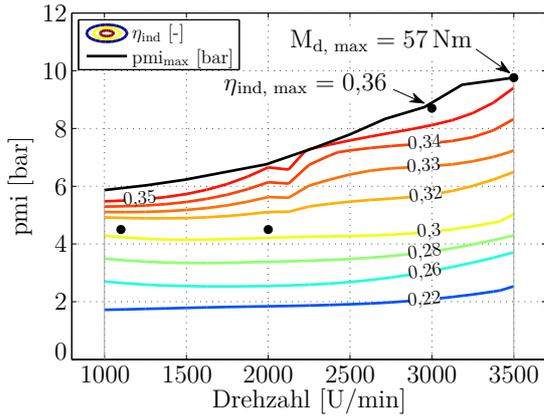
**Abbildung 4.1:** Verbrennungsregime nach Borghi und Peters, nach [32], [33], [150], [151]

$Ka_\delta = 1$  ein. Die kleinskaligen Turbulenzanteile können in diesem Regime in die Vorwärmzone eindringen, wodurch die quasi-stationäre Flammenstruktur aufgebrochen und zerstört wird [151]. Im Regime der aufgebrochenen Reaktionszonen mit  $Ka_\delta > 1$  wird die Flammenfront durch eindringende Wirbel der turbulenten Strömung aufgelöst und es liegt keine zusammenhängende Flammenfront mehr vor.

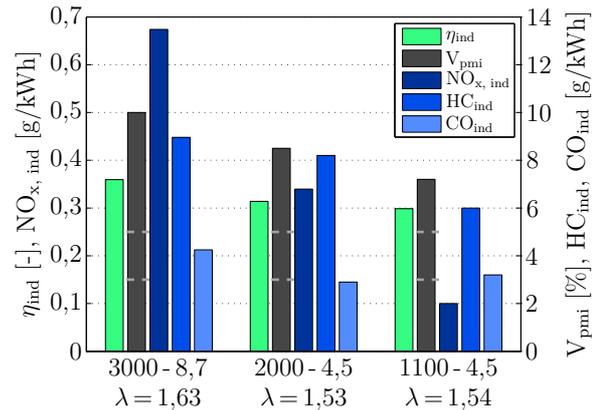
Auf Basis des Regimediagramms können Simulationsergebnisse von unterschiedlichen Konfigurationen und verschiedenen Motorbetriebspunkten im Hinblick auf die Gefahr des Flammenlöschen qualitativ zueinander bewertet werden. Die Bereiche der gefalteten Flammen können dabei als unkritisch eingestuft werden. Je weiter die Betriebspunkte im Verbrennungsregime der dünnen Reaktionszonen liegen, desto wahrscheinlicher ist das lokale Löschen der Flamme, was insbesondere bei überstöchiometrischer Prozessführung auftreten kann [180]. Dem Diagramm kann entnommen werden, dass sowohl eine Zunahme der Turbulenzintensität im Vergleich zur laminaren Brenngeschwindigkeit, als auch eine Abnahme der turbulenten Längenskala im Verhältnis zur laminaren Flammendicke grundsätzlich Flammenlöschen begünstigen.

### 4.1.3 Untersuchte Systeme und Lösungsansätze

Zu Beginn der Arbeiten war der beschriebene Versuchsträger bereits am Motorprüfstand aufgebaut und vermessen. Durchgeführt wurde dabei eine Magerapplikation im gesamten Motorkennfeld [89]. Abbildung 4.2 zeigt die Motorcharakteristik mit dem zugehörigen indizierten Wirkungsgrad sowie zusätzlich die Verbrennungsstabilität und Emissionswerte für ausgewählte Betriebspunkte. Der höchste indizierte Wirkungsgrad liegt bei 36 % und das ma-



(a) Wirkungsgradkennfeld



(b) Betriebspunktanalyse

**Abbildung 4.2:** Basisapplikation des Zweizylinder-Gasmotors

ximale Drehmoment von 57 Nm wird aufgrund der Verwendung des Radialverdichters bei der höchsten Motordrehzahl erreicht. Zu niedrigen Motordrehzahlen hin fällt das Drehmoment und zu niedrigen Mitteldrücken der Wirkungsgrad stark ab. Die ausgewählten Betriebspunkte in Abbildung 4.2b zeigen geringe Stickoxidemissionen, legen allerdings anhand der Varianz des indizierten Mitteldrucks auch die Probleme der Applikation bezüglich der Verbrennungsstabilität offen, auf welche bereits in [89] eingegangen wird. Die gezeigten Betriebspunkte liegen oberhalb der definierten Stabilitätsgrenze von 5 %  $V_{pmi}$  und deutlich entfernt vom Zielbereich von unter 3 %. Zudem treten hohe spezifische HC-Emissionen auf. Zusammengefasst ergeben sich nachfolgende Ziele für die Weiterentwicklung des überstöchiometrischen Methanbrennverfahrens:

- Wirkungsgradsteigerung, insbesondere im Teillastbereich
- Erhöhung der Verbrennungsstabilität
- Senkung der Kohlenwasserstoffemissionen
- Steigerung des Drehmoments und Verbesserung der Drehmomentcharakteristik

Um das Potential des Magerbrennverfahrens nutzen zu können, sind hierfür geeignete Technologien und Applikationen zu entwickeln. Im Rahmen der vorliegenden Forschungstätigkeiten wird daher das Potential unterschiedlicher Motorteilsysteme im Hinblick auf obige Herausforderungen untersucht.

Begonnen wird mit der Analyse der Zylinderinnenströmung in Abschnitt 4.2, wobei der Wirkungsgrad und die HC-Emissionen im Vordergrund stehen. Ein weiterer Fokus der Untersuchungen liegt auf der Senkung von  $V_{pmi}$  und damit auf der Entwicklung eines leistungsfähigen Zündsystems in Kapitel 4.3. Zur Realisierung einer gewünschten Motorcharakteristik wird im Kapitel 4.4 ein geeignetes Aufladesystem erarbeitet. Neben den innermotorischen Maßnahmen zur Emissionssenkung wird das Potential der Nachoxidation mittels eines nachgeschalteten Katalysators untersucht, siehe Abschnitt 4.5.

## 4.2 Zylinderinnenströmung

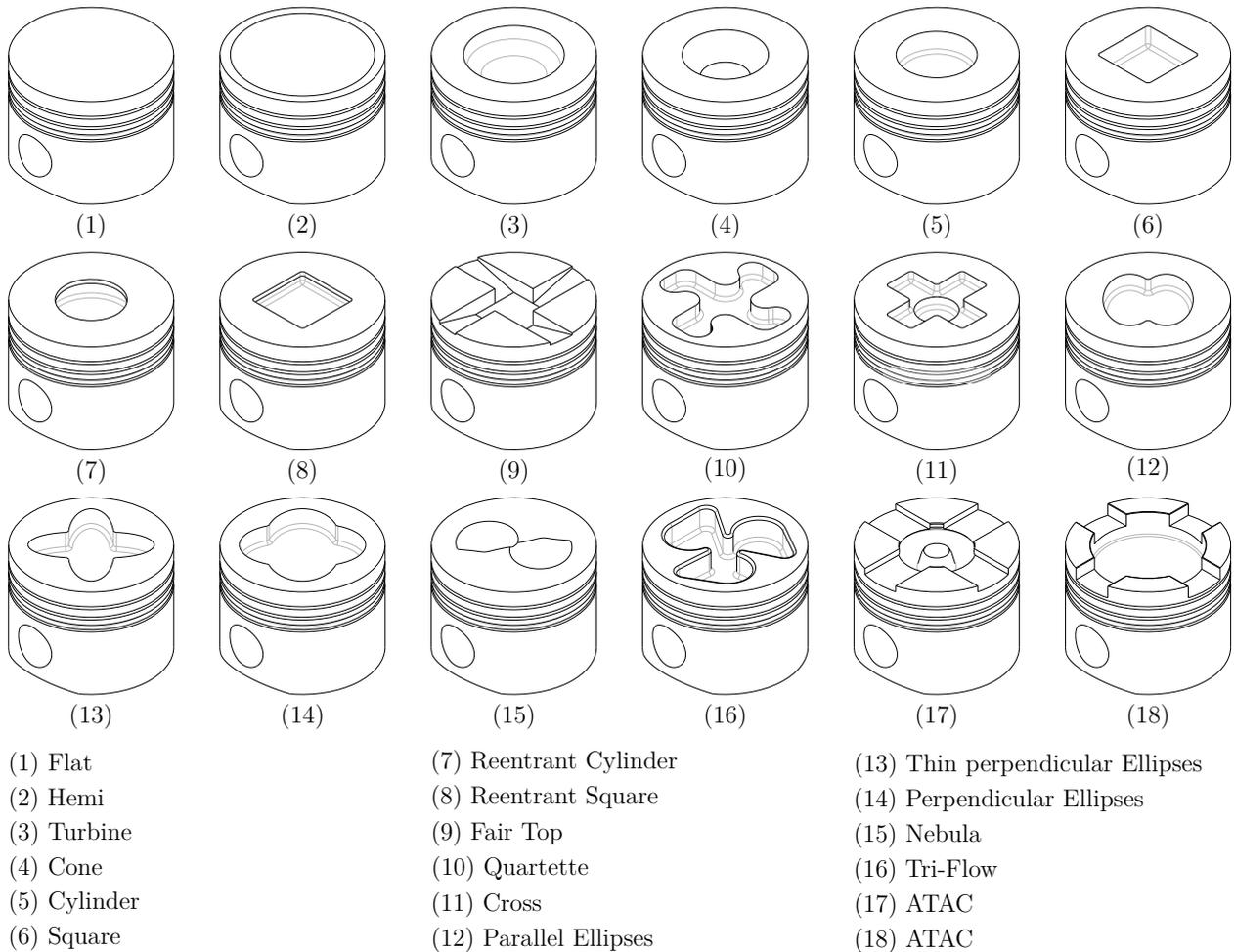
### 4.2.1 Einflussmöglichkeiten

Die Ladungsbewegung stellt einen wesentlichen Parameter der Brennverfahrensentwicklung dar. Durch geeignete Gestaltungsmaßnahmen im Bereich der Ansauganlage, des Ventiltriebs mit den Einlassorganen sowie der Brennraumgeometrie, können sowohl die globale Luftbewegung im Brennraum, als auch die Ausbildung von Turbulenz gezielt beeinflusst werden. Die Verwendung des Serienzylinderkopfes in Verbindung mit der topfförmigen Kolbenmulde der Basiskonfiguration führt zu einer begrenzten Abmagerfähigkeit aufgrund sehr langer Brenndauern und langsamem, unvollständigem Ausbrand. Die Anhebung des Turbulenzniveaus bietet hier das Potential die Brenndauer zu verkürzen, verbunden mit positiven Auswirkungen auf den Wirkungsgrad und die Kohlenwasserstoffemissionen.

Ansaugseitig sind verschiedene Ansätze zur Beeinflussung der Brennraumströmung bekannt. Durch Klappen im Saugrohr kann beispielsweise eine Tumble-Strömung im Zylinder realisiert werden, welche in der Kompression zerfällt und zur Bildung von Turbulenz führt [94]. Weiterhin können unterschiedliche Ventilhuber der Einlassventile eingesetzt [28], oder durch Ventilmaskierungen und die Einlasskanalgestaltung Einfluss auf die Strömung genommen werden [64], [171]. Vollvariable Ventiltriebe bieten außerdem die Möglichkeit der Turbulenzbeeinflussung durch gezielte Abstimmung von Steuerzeiten und Ventilhub [159].

Der im vorliegenden Fall eingesetzte Versuchsträger basiert auf einem Dieselmotor mit Zweiventilkopf und integriertem Dralleinlasskanal sowie flachem Brennraumdach. Weiterhin soll konzeptbedingt auf Variabilitäten im Ventiltrieb verzichtet werden. Da die Form der Brennraumgeometrie bei dieser Motorbauform durch die Kolbenmulde definiert ist, wird der Ansatz gewählt, deren Gestaltung für die Entwicklung der Brennraumströmung zu nutzen.

In den vergangenen Jahren wurden simulative und experimentelle Untersuchungen zu unterschiedlichen Gestaltungsformen derartiger Kolbenmulden präsentiert. Untersucht wurde dabei der Einfluss der Muldengeometrie auf die Strömungsbewegung und die Turbulenz, vor dem Hintergrund, den Verbrennungsprozess überstöchiometrischer Gasmotoren zu verbessern. Die eingeführten Kolbenmulden sind in Abbildung 4.3 schematisch dargestellt. Die Varianten (1) bis (6) repräsentieren Geometrien, welche auf vergleichsweise einfachen geo-



**Abbildung 4.3:** Schematische Darstellung veröffentlichter Kolbenformen für Magergasmotoren: (1) bis (6), (11), (15) nach [109], [143], (7) bis (10) nach [66], (12) bis (14) nach [194], (16) nach [48], (17) nach [167], (18) nach [97]

metrischen Formen basieren. Sie wurden am LUND INSTITUTE OF TECHNOLOGY an einem 1,6l Einzylindermotor mit 120 mm Bohrung untersucht [109], [143], [66]. Die Geometrien (1) und (5) zeigten ein für die Verbrennung zu frühes Turbulenzmaximum vor dem oberen Totpunkt. Variante (3) wies ebenfalls ein frühes Maximum mit anschließendem mittleren Turbulenzniveau auf. Die Gestaltungsformen (2) und (4) führten zu einer konstant erhöhten Turbulenz. Die höchsten Werte im Brennverlauf wurden mit Geometrie (6) erreicht, da bei dieser das Turbulenzmaximum im Bereich des ZOT lag. [109]

Weitere Forschungsarbeiten beschäftigten sich mit Kolbenmulden mit Hinterschneidungen, vgl. (7) und (8). Durch die hinterschnittene Gestaltung können bei konstantem Verdichtungsverhältnis die Quetschfläche erhöht und damit der squish-Effekt gefördert werden. Allerdings zeigten die Geometrien lediglich ein mittleres Turbulenzniveau ohne ausgeprägtes Maximum im Bereich des oberen Totpunkts. [66]

Daneben wurden Ansätze mit ungewöhnlichen und komplexen Geometrien präsentiert. Sie verfügen über hervorstehende Kanten oder Radien, welche zu zerklüfteten Brennräumen füh-

ren. Ziel dabei ist die Drallströmung in der Kompression aufzubrechen und dadurch kleinskalige turbulente Strömungen zu erzeugen. Durch die Geometrien (9) und (15) konnte jedoch kein hohes Turbulenzniveau geschaffen werden [109], [66]. Vorschlag (11) bestätigte allerdings den Ansatz mit einem im Durchschnitt mittleren Turbulenzniveau und einem leichten Maximum kurz nach OT [109]. Auch die Geometrie Quartette (10) zeigte hohe Turbulenz im oberen Totpunkt [66].

Die Kolbenmuldenvorschläge (12) bis (14) wurden in einem Forschungsprojekt des INSTITUT FRANÇAIS DU PÉTROLE, von PSA PEUGEOT CITROËN und GAZ DE FRANCE an einem Vierzylindermotor mit 2,45l Hubraum und 92mm Bohrung untersucht. Sie basieren auf elliptischen Formen und zeigten vergleichbare Turbulenzniveaus mit einem Maximum kurz vor ZOT, wobei Variante (13) die höchsten Werte erzielte [194].

Die Eignung der Geometrie (16) wurde an einem Motor mit 1,6l Einzelhubvolumen und einer Bohrung von 121mm von der AVL untersucht. Erreicht wurden eine um  $\Delta\lambda = 0,15$  erhöhte Magerlauffähigkeit sowie erhöhte Brenngeschwindigkeiten [48].

Jüngere Publikationen von FEV und RWTH AACHEN zeigten schließlich die Ansätze (17) und (18). Bei der Umrüstung eines 2,0l Vierzylinder-Dieselmotors auf Gasbetrieb wurden durch Einfräsungen des Dieselkolbens das Verdichtungsverhältnis abgesenkt und die Turbulenz im Brennraum erhöht [167]. Eine davon abgeleitete Variante mit dem Fokus auf einfacher Fertigung stellt eine zylindrische Geometrie mit Einfräsungen dar (18). Diese lösen die Drallströmung auf und erhöhen das Turbulenzniveau, wodurch Brennverzug und Brenndauer verkürzt werden [97].

Die publizierten Untersuchungen zeigen, dass durch eine geeignete Auslegung der Kolbengeometrie bei Motoren mit flachem Zylinderkopf und Drallkanal das Turbulenzniveau beeinflusst werden kann, welches wie in Abschnitt 4.1 erläutert einen wesentlichen Einfluss auf die motorische Verbrennung aufweist. Daher werden aufbauend auf diesen Ergebnissen neue Geometrien für das verwendete Versuchsaggregat entworfen.

### 4.2.2 Untersuchung der Brennraumgeometrie

Vor dem Entwurf einer Kolbengeometrie wird zunächst das Verdichtungsverhältnis von 10 : 1 auf 11 : 1 angehoben und für alle weiteren Untersuchungen auf diesem Wert beibehalten. Methan bietet grundsätzlich das Potential für höhere Verdichtungsverhältnisse, dennoch wird auf eine stärkere Anhebung verzichtet. Einerseits zeigen die ersten experimentellen Untersuchungen ein langsames Durchbrennen, wodurch eine lange Zeitdauer für Vorreaktionen zur Selbstzündung zur Verfügung steht. Weiterhin ist die Bohrung des Versuchsaggregats mit 92mm für ein Einzelhubvolumen von 0,5l aufgrund des ursprünglichen Einsatzzwecks des Motors vergleichsweise groß, was das Auftreten von Klopfen begünstigt. Im aufgeladenen Betrieb mit einer Applikation im Bereich von  $\lambda = 1,4$  an der Vollast könnten zudem thermische Aspekte den luftgekühlten Motorbetrieb begrenzen. Die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses erfolgt bei grundsätzlich gleichbleibender Basisgeometrie. Der als G011 bezeichnete Kolben ist in Abbildung 4.4 dargestellt und stellt die Ausgangsbasis der Geo-

metrieuntersuchungen dar. Die Topfmulde hat am oberen Ende einen Innendurchmesser von 65 mm und eine Tiefe von 13,6 mm. Der Abstand der Kolbenoberkante zum Zylinderkopf beträgt im oberen Totpunkt 1,72 mm.

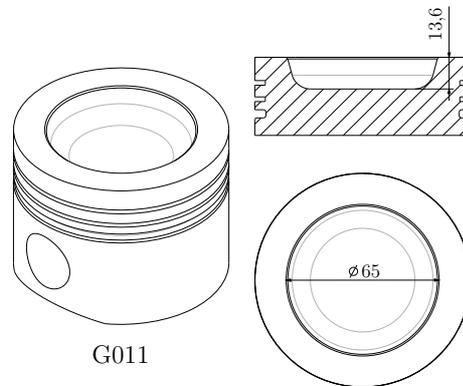


Abbildung 4.4: Kolbengeometrie G011

Primäres Ziel der Kolbengeometrieentwicklung ist ein möglichst effektives Aufbrechen der durch den Einlasskanal induzierten Drallströmung zur Erhöhung des Turbulenzniveaus im Brennraum. Im Gegensatz zu einigen in Abbildung 4.3 präsentierten Varianten mit Hinter-schneidungen oder stark zerklüfteten Muldenformen soll eine kompakte Muldengeometrie entworfen werden, welche eine möglichst ungehinderte Flammenausbreitung ermöglicht. Der Erstentwurf G1 ist in Abbildung 4.5 links dargestellt. Die inneren Ecken der sternförmigen Geometrie dienen zur Auflösung der Drallströmung in der Kompression. Als Kompromiss zwi-

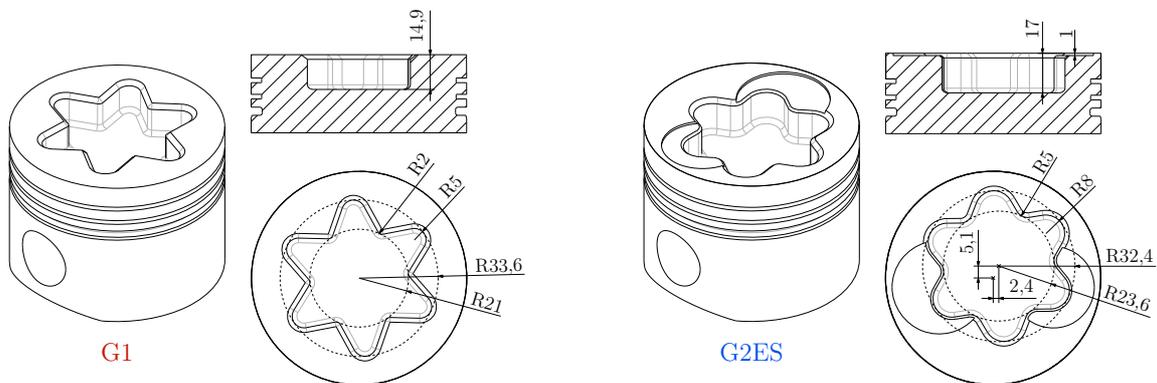
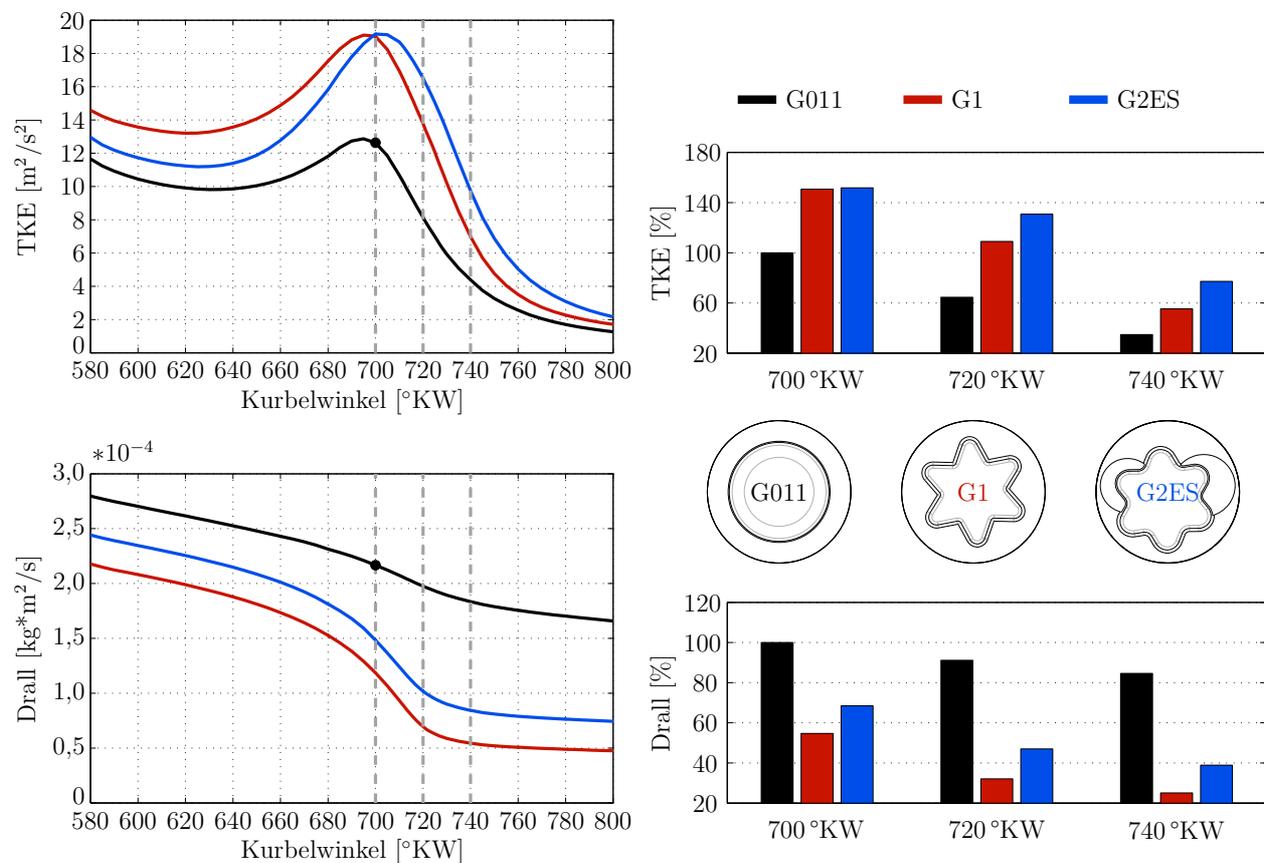


Abbildung 4.5: Kolbengeometrie G1 und modifizierter Entwurf G2ES

schen ungehinderter Flammenausbreitung und Größe der Kolbenoberfläche wird eine Form mit 6 Ausläufern verwendet. Bei einer kleineren Anzahl müssen für ein gleiches Verdichtungsverhältnis die inneren Kanten weiter zur Kolbenmitte positioniert werden, wodurch die Flamme in der Ausbreitung früher gestört wird. Eine höhere Anzahl führt zu einer weiteren Muldenform mit größerer Oberfläche und die weniger weit hervorstehenden Innenkanten sind weniger effektiv bezüglich der Drallauflösung, vgl. [161], [219]. Die scharfen inneren Kanten

des Entwurfs führen allerdings tendenziell zu einer hohen thermischen Belastung. Weiterhin begünstigt ein größerer Radius am Ende der Ausläufer den Ausbrand im Motorbetrieb. Die unter diesen Gesichtspunkten vorgenommene Weiterentwicklung zur Geometrie G2ES ist in Abbildung 4.5 rechts gezeigt. Der Innenradius wird von 2 mm auf 5 mm erhöht, der in den Ausläufern von 5 mm auf 8 mm. Durch diese Maßnahmen verringert sich der Unterschied der zugrunde liegenden Durchmesser der Geometrie, wodurch diese runder wird und weniger stark in den Brennraum hineinreicht. Folglich ist eine verringerte Wirksamkeit der Muldenform zu erwarten. Um diesem Effekt entgegen zu wirken, wird die Mulde um 5,1 mm beziehungsweise 2,4 mm exzentrisch positioniert und liegt damit konzentrisch zur Zündkerze. Zudem wird der squish-Effekt durch Verringerung des Abstands zum Zylinderkopf im OT auf 0,72 mm gesteigert. Dies erfordert das Einbringen von Ventiltaschen für eine ausreichende Freigängigkeit der Ventile, vgl. [161], [219]

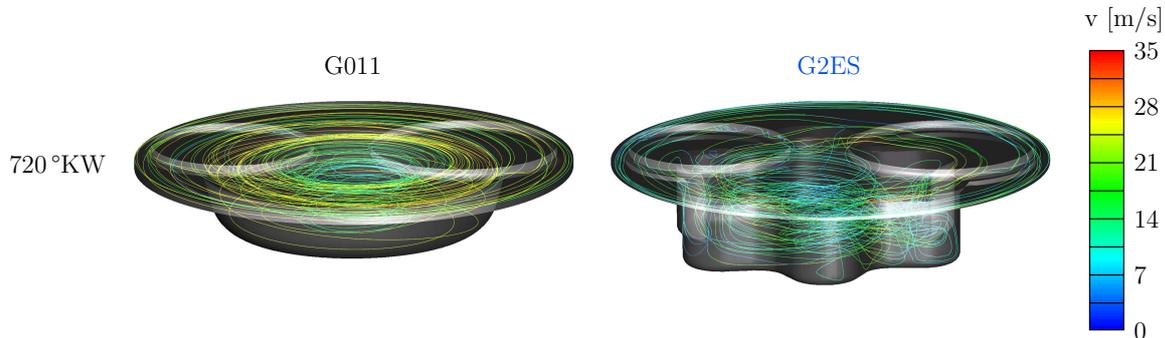
Beide entworfenen Geometrien werden in CFD-Ladungswechselsimulationen untersucht und ihre Wirksamkeit bezüglich Drallauflösung und Turbulenzerzeugung im Vergleich zur Ausgangsbasis bewertet. Die Ergebnisse sind in Abbildung 4.6 aufbereitet, wobei links die Verläufe von TKE und Drall über dem Kurbelwinkel und rechts die entsprechenden Werte bei drei definierten Kurbelwinkelpositionen bezogen auf die Ausgangsbasis G011 dargestellt sind. Als Bezug dienen die Werte von G011 zum Zeitpunkt 700 °KW, welche auch im jeweiligen Diagramm über einen Punkt markiert sind. Die Randbedingungen der CFD-Simulation sind



**Abbildung 4.6:** TKE und Drall der Kolben G011, G1 und G2ES (2000 U/min, 4,5 bar pmi)

entsprechend eines Betriebspunktes von 2000 U/min und 4,5 bar indiziertem Mitteldruck gewählt und die Ergebnisse über das Brennraumvolumen gemittelt. Der Erstentwurf G1 weist bereits ab dem Schließzeitpunkt des Einlassventils bei 580 °KW das niedrigste Drall- und das höchste Turbulenzniveau auf. Die modifizierte Version G2ES erreicht die niedrigen Drallwerte nicht ganz und startet zu diesem Zeitpunkt dementsprechend mit geringerer Turbulenz. Beide Kolbenmulden sind jedoch im Gegensatz zur Ausgangsbasis G011 in der Lage, große Anteile der Drallströmung in der Kompressionsphase ab etwa 680 °KW aufzubrechen. Da bei G2ES in dieser Phase noch eine höhere Drallströmung besteht als bei G1, resultiert die Drallauflösung in einer stärkeren Zunahme von TKE, so dass beide einen vergleichbaren Maximalwert aufweisen. Dieser liegt für die Weiterentwicklung G2ES etwas später und sie zeigt ab 700 °KW, also im für die Verbrennung relevanten Bereich, höhere Werte als das Design G1. Bei 700 °KW liegen die Werte der turbulenten kinetischen Energie beider Neuentwürfe bei 150 % der Basisgeometrie, bei 740 °KW weisen sie noch 55 % beziehungsweise 77 % dieses Bezugswerts auf und G011 lediglich 35 %. Dementsprechend stark sind die Werte der Drallströmung im direkten Vergleich reduziert. Der gemittelte Drall bei 740 °KW beträgt für G2ES noch 39 % und G1 noch 25 % bezogen auf G011 bei 700 °KW.

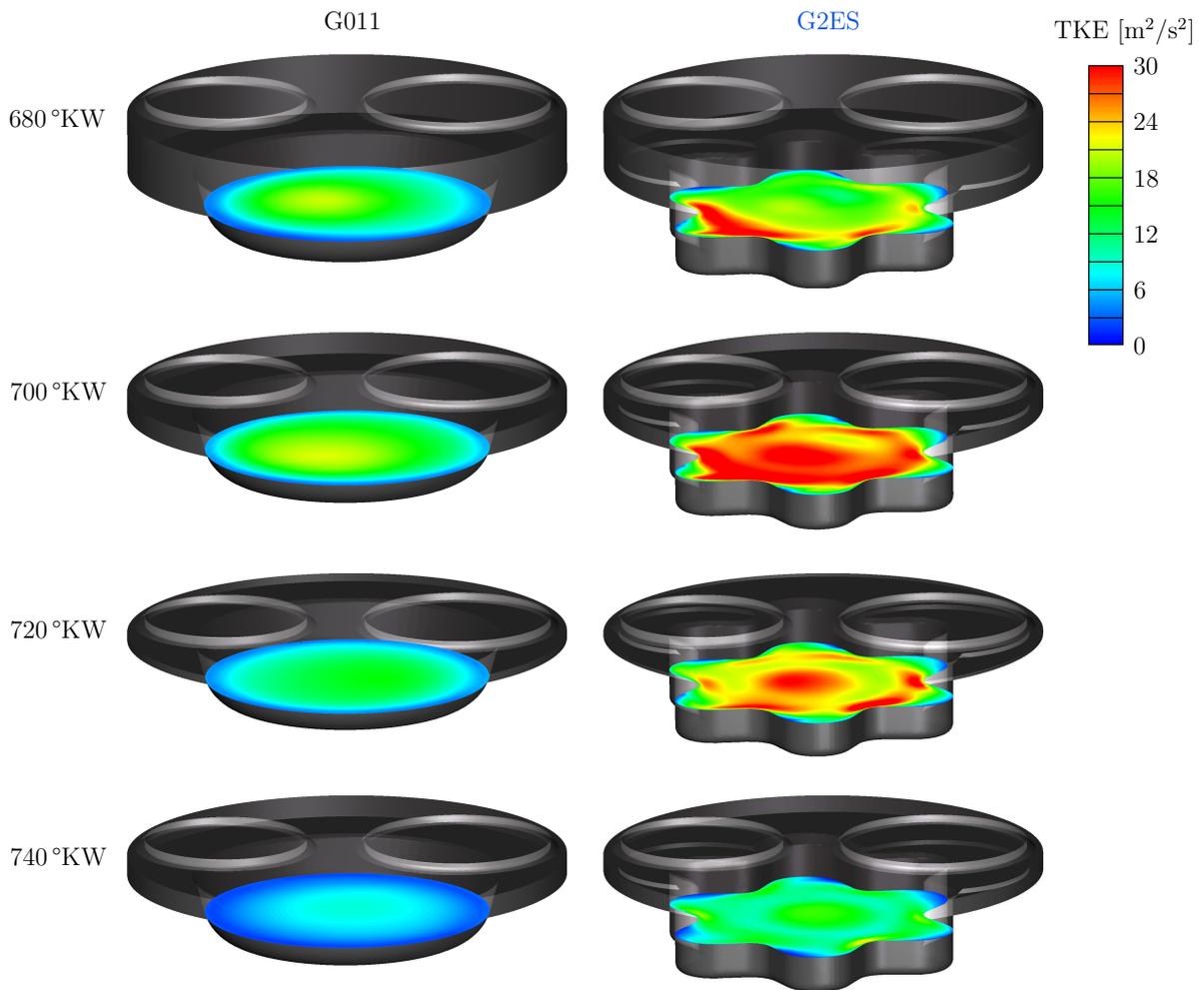
Die Auswertung der über den Brennraum gemittelten Werte impliziert starke Unterschiede in der Zylinderinnenströmung für die verschiedenen Kolbenmulden. Das in Abbildung 4.7 visualisierte Geschwindigkeitsfeldes im OT für G011 und G2ES bestätigt dies.



**Abbildung 4.7:** Zylinderinnenströmung der Kolbengeometrien G011 und G2ES, vgl. [221]

Für die zunächst eingesetzte Topfgeometrie zeigt sich eine vollständig ausgerichtete Drallströmung im gesamten Brennraum. Die Muldengeometrie G2ES weist hingegen eine ungerichtete Struktur auf, was an den knäelförmigen Stromlinien erkennbar ist. Zudem ist das Geschwindigkeitsniveau in der Kolbenmulde deutlich verringert, vgl. [221]

In Abbildung 4.8 ist die Entstehung der turbulenten kinetischen Energie visualisiert. Die Grafik zeigt TKE in einer Schnittebene in der Kolbenmulde zu unterschiedlichen Motorstellungen zwischen 680 °KW und 740 °KW. Die Variante G011 weist eine nahezu einheitliche TKE-Verteilung in der Kolbenmulde auf, mit einem Abfall zum Muldenrand. Bei 700 °KW ist im Zentrum eine Zone mit leicht erhöhten Werten erkennbar, bevor in der Kompression zum OT und in der anschließenden Expansion die Turbulenz nahezu vollständig dissipiert. Im Gegensatz dazu stehen die Ergebnisse des Kolbens G2ES. Insbesondere an den inneren

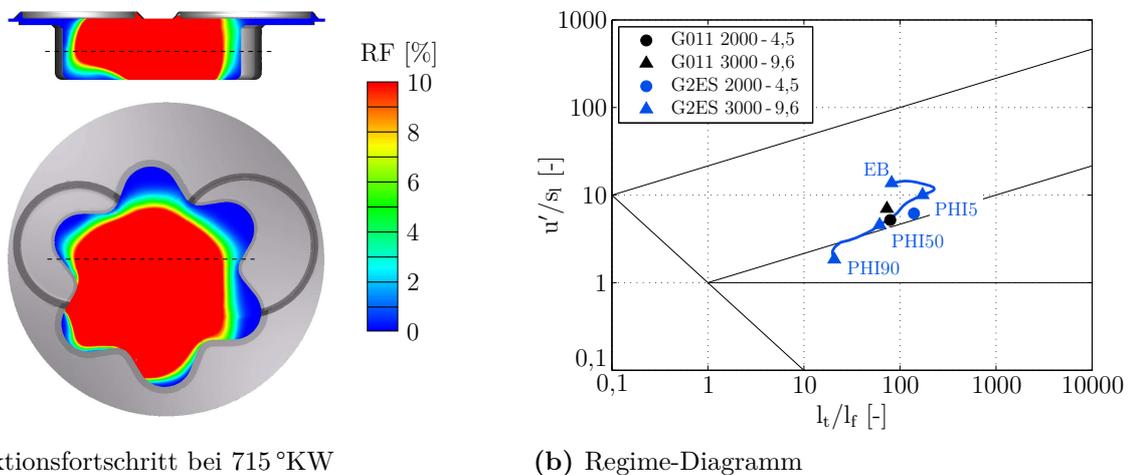


**Abbildung 4.8:** Entwicklung von TKE in der Kompression für G011 und G2ES, vgl. [221]

Radien der sternförmigen Mulde bilden sich lokale Zonen mit hohen TKE-Werten aus. Diese verteilen sich in der fortschreitenden Kompression, so dass 20 °KW vor ZOT ein weiter Bereich der Mulde ein hohes Turbulenzniveau aufweist. Zwar dissipieren auch bei dieser Variante Anteile der turbulenten kinetischen Energie, im OT ist das Turbulenzniveau im Zentrum der Kolbenmulde allerdings weiterhin hoch, bevor es dann in der Expansion abfällt.

Die Abbildungen 4.7 und 4.8 bestätigen die starken Unterschiede zwischen den Kolbengeometrien sowohl in der globalen als auch in der turbulenten Strömung. Die Einordnung der Simulationen in das Regime-Diagramm liefert entsprechend der Ausführungen in Abschnitt 4.1.2 einen Anhaltspunkt, inwieweit der Kolbenentwurf G2ES kritisch bezüglich des Flammenlöschens zu bewerten ist. Neben dem eben diskutierten Betriebspunkt von 2000 U/min und 4,5 bar pmi, werden zudem die Simulationsergebnisse der beiden Geometrien für 3000 U/min und 9,6 bar indiziertem Mitteldruck, was der Vollast des Kolbens G011 im überstöchiometrischen Betrieb entspricht, betrachtet. Eine über den gesamten Brennraum gemittelte Auswertung ist für diese Betrachtung nicht sinnvoll, da eine Aussage über das Löschen der Flamme

getroffen werden soll. In eine gesamte Mittelung würden jedoch große Bereiche von unverbranntem und vollständig verbranntem Gemisch einfließen und das Ergebnis beeinflussen. Daher erfolgt eine Auswertung im Bereich der Flammenfront. Hierzu ist in Abbildung 4.9a die Reaktionsfortschrittsvariable für eine Verbrennungssimulation des Kolbens G2ES bei 715 °KW dargestellt. Die Ebenen der beiden gezeigten Schnitte durch den Brennraum sind gestrichelt gekennzeichnet. Die Mittelung erfolgt über den Bereich von 2,5 % bis 7,5 % Reaktionsfortschritt (RF), farblich im Wesentlichen grün eingefärbt. Die Untergrenze wird zu 2,5 % gewählt, um eine definierte Abgrenzung zu unverbrannten Gebieten und Vorreaktionen zu erhalten. Die Mittelungsbreite über 5 % des Reaktionsfortschritts stellt einen Kompromiss zwischen Auswertung an der Flammenfront und der Berücksichtigung einer ausreichenden Zellanzahl entsprechend der Auflösung durch das Rechenetz dar.



(a) Reaktionsfortschritt bei 715 °KW

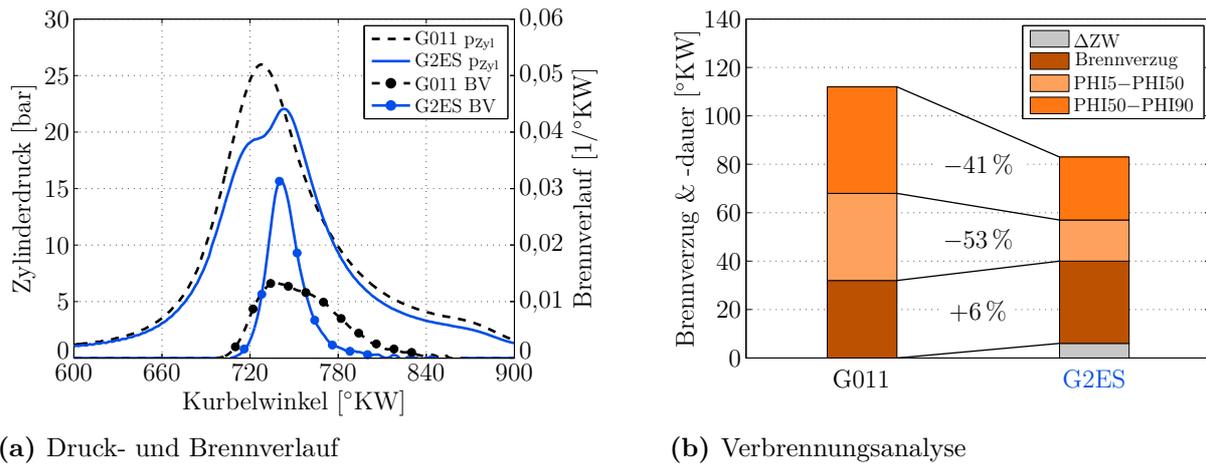
(b) Regime-Diagramm

**Abbildung 4.9:** Einordnung der Kolbengeometrien G011 und G2ES ins Regime-Diagramm

Das Resultat der Auswertung zeigt das Regime-Diagramm in Abbildung 4.9b. Für den Kolben G2ES ist der Verlauf von Entflammungsbeginn (EB) bis PHI90 beim höheren Drehzahl- und Lastpunkt eingezeichnet. Als EB wird dabei der Zeitpunkt bezeichnet, zu welchem der Reaktionsfortschritt lokal über 2,5 % liegt und demnach die oben beschriebene Auswertemethodik angewandt werden kann. Es zeigt sich, dass die potentielle Gefahr des Flammenlöschens insbesondere nach dem oberen Totpunkt stark abnimmt. Kritisch sind demnach die frühen Phasen der Verbrennung, weshalb für die übrigen Betriebspunkte lediglich der Entflammungsbeginn dargestellt ist. Insbesondere der Betriebspunkt bei höherer Drehzahl, welcher mit einem Verbrennungsluftverhältnis von 1,6 simuliert ist, liegt weit im Regime der dünnen Reaktionszonen. Dies kann zu Instabilitäten zu Beginn der Verbrennung führen und begünstigt das Quenching in kalten Bereichen, wobei allerdings kein vollständiges Löschen zu erwarten ist [59].

Basierend auf diesen Betrachtungen wird der Kolben G2ES im Vergleich zur Ausgangsbasis G011 am Motorprüfstand untersucht. In Abbildung 4.10a sind hierzu Druck- und Brennverlauf bei 2000 U/min und 4,5 bar pmi dargestellt. Nach einer Variation von Verbrennungsluft-

verhältnis, Zündzeitpunkt und Saugrohrdruck wird für beide Konfigurationen die jeweilige Applikation mit dem besten Kompromiss aus Wirkungsgrad und  $\text{NO}_x$ -Emissionen ausgewählt. Beide weisen vergleichbare Stickoxidemissionen auf, um ihr Potential bezüglich der Erreichbarkeit des  $\text{NO}_x$ -Grenzwerts zu bewerten. Die Auswirkung des erhöhten Turbulenzniveaus ist in der deutlich intensiver ablaufenden Verbrennung zu erkennen. So liegt das Maximum des Brennverlaufs mehr als doppelt so hoch wie bei G011, welcher eine lange und verschleppte Verbrennung zeigt. Dies wird durch die Analyse der Brenndauern bestätigt, wel-



**Abbildung 4.10:** Ergebnisse der Kolben G011 und G2ES (2000 U/min, 4,5 bar pmi)

che in Abbildung 4.10b dargestellt ist. Die Brenndauer wird durch die modifizierte Kolbenmulde um 46 % reduziert, wobei die Dauer des ersten Teils der Verbrennung (PHI5-PHI50) stärker verringert wird als die des zweiten Abschnitts (PHI50-PHI90). Der Brennverzug steigt indes leicht an. Aufgrund der intensiveren Verbrennung ist bei Kolben G2ES eine Spätstellung des Zündwinkels erforderlich, welcher als Offset vor Beginn des Brennverzugs gekennzeichnet ist. Die zugehörigen Applikations- und Messwerte zeigt Tabelle 4.1.

Parameter	G011	G2ES
Betriebspunkt	2000 U/min, 4,5 bar pmi	
Saugrohrdruck	1,01 bar	0,88 bar
Luftverhältnis	1,57	1,54
Zündzeitpunkt	32 °KW v. OT	26 °KW v. OT
$V_{\text{pmi}}$	10,6 %	4,5 %
$\eta_{\text{ind}}$	27,8 %	31,4 %
$\text{NO}_{x, \text{ind}}$	0,176 g/kWh	0,171 g/kWh
$\text{HC}_{\text{ind}}$	13,9 g/kWh	8,2 g/kWh
$\text{CO}_{\text{ind}}$	4,8 g/kWh	2,7 g/kWh

**Tabelle 4.1:** Messwerte der Kolben G011 und G2ES (2000 U/min, 4,5 bar pmi)

Durch die intensivere und weniger verschleppte Verbrennung ist die Verbrennungsstabilität bei G2ES erhöht und liegt unter der Stabilitätsgrenze von 5 %  $V_{pmi}$ , allerdings noch oberhalb des Ziels von 3 %. Der indizierte Wirkungsgrad steigt durch die Geometriemaßnahme um 13 %. Die Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen sinkt in diesem Betriebspunkt um 41 %, Kohlenmonoxid wird um 44 % vermindert.

Die in Abbildung 4.11 ausgewertete Verlustanalyse zeigt, dass die Verluste aus unvollständiger beziehungsweise unvollkommener und aus realer Verbrennung durch die Kolbenmulde G2ES stark verringert werden. Allerdings sind die Wandwärmeverluste erhöht, was auf die größere Kolbenoberfläche zurückgeführt werden kann.

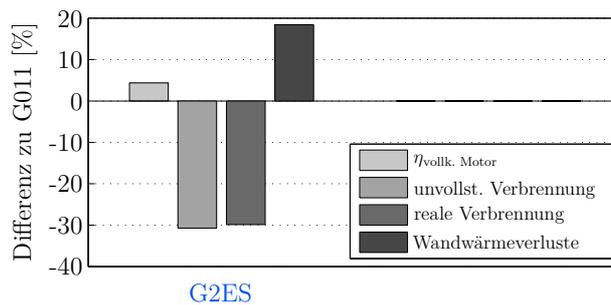


Abbildung 4.11: Verlustanalyse für G2ES im Vergleich zu G011 (2000 U/min, 4,5 bar pmi)

Die Auswirkung der modifizierten Brennraumgeometrie wird analog der obigen Ausführungen bei einer Drehzahl von 3000 U/min und einem indizierten Mitteldruck von 9,6 bar analysiert. Sowohl die Druck- und Brennverläufe als auch die Verbrennungsanalyse finden sich in Abbildung 4.12. Entsprechend dem Teillastpunkt kann auch in diesem Betriebspunkt eine Steigerung des Brennverlaufs durch die erhöhte Turbulenz der Mulde G2ES erreicht werden. Die Brenndauer ist um 35 % verkürzt, wobei der erste Teil der Hauptverbrennung wiederum eine stärkere Verminderung erfährt. Im Gegensatz zum vorherigen Ergebnis ist der Brennverzug bei 3000 U/min und 9,6 bar pmi im Vergleich zur Topfmulde G011 verkürzt. Zudem ist ein deutlich größerer Zündwinkeloffset zu wählen. Auffallend ist der bei beiden Brennraum-

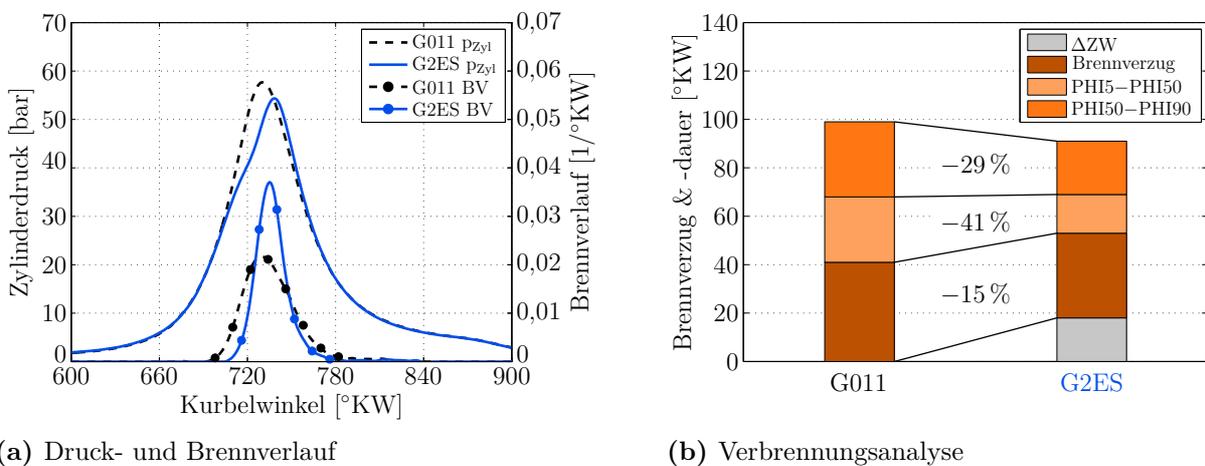


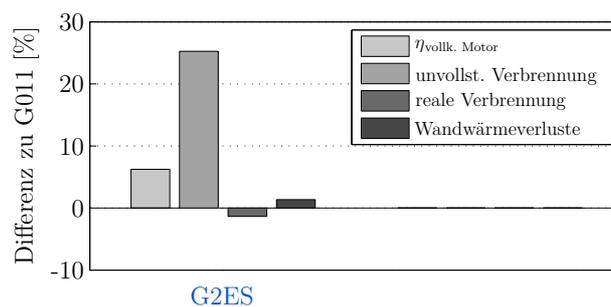
Abbildung 4.12: Ergebnisse der Kolben G011 und G2ES (3000 U/min, 9,6 bar pmi)

geometrien lange Brennverzögerung, welcher eine langsame initiale Flammenausbreitung aufgrund vergleichsweise niedriger Zündenergie suggeriert. Dennoch wird das angestrebte Stabilitätskriterium einer Varianz von weniger als 3% sowohl bei G011 als auch bei G2ES erreicht, vgl. Tabelle 4.2. Durch die höhere Verbrennungsstabilität bei G2ES ist eine weitere Abmagerung auf  $\lambda = 1,63$  möglich, wodurch die  $\text{NO}_x$ -Emissionen stark verringert werden können. Gleichzeitig ist der indizierte Wirkungsgrad um ca. 3,5% erhöht.

Parameter	G011	G2ES
Betriebspunkt	3000 U/min, 9,6 bar pmi	
Saugrohrdruck	1,56 bar	
Luftverhältnis	1,61	1,63
Zündzeitpunkt	52 °KW v. OT	34 °KW v. OT
$V_{\text{pmi}}$	2,9 %	2,0 %
$\eta_{\text{ind}}$	37,2 %	38,5 %
$\text{NO}_{x, \text{ind}}$	1,9 g/kWh	0,7 g/kWh
$\text{HC}_{\text{ind}}$	5,5 g/kWh	6,5 g/kWh
$\text{CO}_{\text{ind}}$	3,5 g/kWh	2,7 g/kWh

**Tabelle 4.2:** Messwerte der Kolben G011 und G2ES (3000 U/min, 9,6 bar pmi)

Allerdings ist ein Anstieg der Kohlenwasserstoffemissionen um 18% zu verzeichnen, welcher durch Verluste aus unvollständiger und unvollkommener Verbrennung bedingt ist, wie die Verlustanalyse in Abbildung 4.13 zeigt. Neben den kälteren Abgastemperaturen durch die stärker überstöchiometrische Applikation begünstigt die Brennraumgeometrie von G2ES durch den niedrigeren Quetschspalt und besonders durch das erhöhte Feuerstegvolumen die Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen.



**Abbildung 4.13:** Verlustanalyse für G2ES im Vergleich zu G011 (3000 U/min, 9,6 bar pmi)

Dieser Effekt ist bei 2000 U/min und 4,5 bar pmi nicht sichtbar, da hier die verschleppte Verbrennung der Basisgeometrie deutlich höhere HC-Emissionen verursacht. Die bei beiden Betriebspunkten geringere Reduktion des zweiten Verbrennungsabschnitts deutet darauf hin, dass sich die Ausläufer der Sterngeometrie und die erhöhte Oberfläche negativ auf die Flammenausbreitung auswirken. Weiterhin führt die exzentrische Muldenpositionierung zu einem

unsymmetrischen Wärmeeintrag, welcher aufgrund des Laufbildes nach den Versuchen am Prüfstand als problematisch für den dauerhaften Motorbetrieb eingestuft wird. Dennoch kann grundsätzlich die konzeptionelle und simulative Auslegung der Muldengeometrie im Hinblick auf hohe Turbulenz mit dem Ziel von kurzen Brenndauern bestätigt werden.

Die auf diesen Ergebnissen aufsetzende Weiterentwicklung der Muldengeometrie zielt auf die Verringerung der HC-Emissionen bei möglichst gleichbleibendem Brenndauerpotential ab. Hierfür wird der Ansatz gewählt, eine konzentrische Mulde mit erhöhtem Quetschspalt und verringerter Feuersteghöhe zu verwenden. Die geometrische Gestaltung wird iterativ durch CFD-Simulationen im Hinblick auf ein weiterhin hohes Drallaufklärungsvermögen optimiert, wobei das Verdichtungsverhältnis konstant gehalten wird, vgl. [221] ,[222]

Abbildung 4.14 zeigt die Simulationsergebnisse der Variation, wobei als Referenz die Resultate von G2ES verwendet werden, da sie die Zielwerte der Weiterentwicklung darstellen. Gezeigt ist die Auswirkung des Radiusverhältnisses  $r_i/r_a$  auf die Drallaufklärung und Turbulenzerzeugung. Die Simulationen bestätigen, dass die Drallaufklärung mit kleinerem Innenradius zunimmt. Die Werte für TKE liegen zwar für alle dargestellten Varianten im für die Verbrennung relevanten Bereich unter den Zielwerten von G2ES, sind aber im Vergleich zu G011 immer noch deutlich erhöht. Der vergleichsweise hoch startende Verlauf mit geringeren

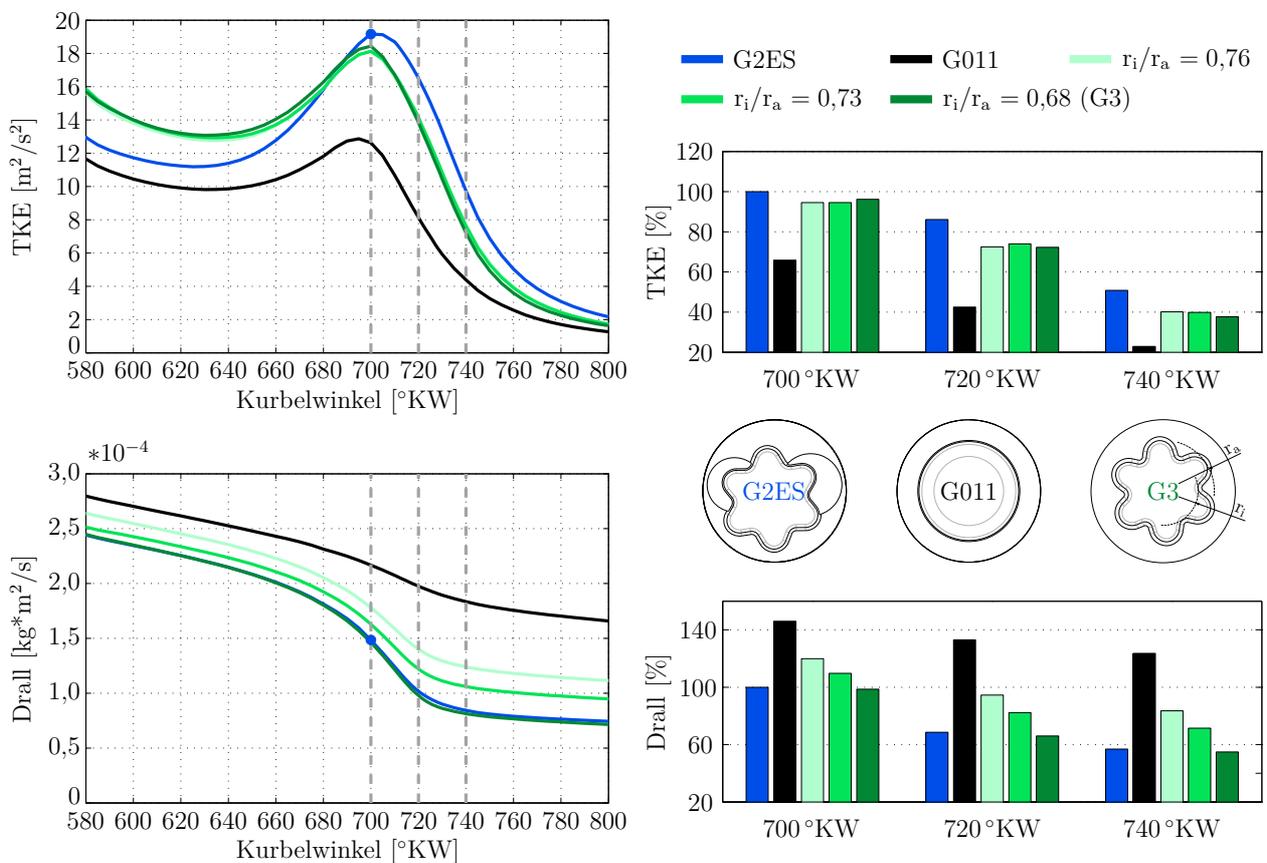
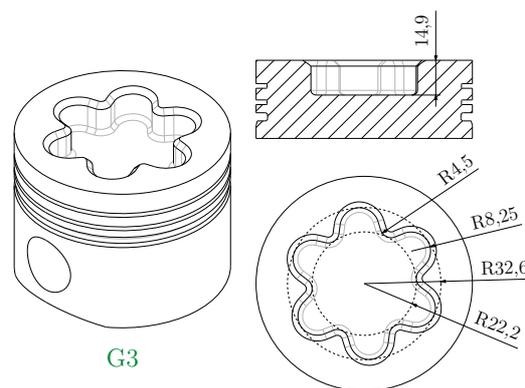


Abbildung 4.14: TKE und Drall für Entwicklung Geometrie G3 (2000 U/min, 4,5 bar pmi)

Zugewinnen in der Kompression entspricht den Simulationen des Erstentwurfs G1 (vgl. Abbildung 4.6) und ist demnach auf die konzentrische Lage der Kolbenmulde zurückzuführen. Ein kleinerer Innendurchmesser der Kolbenmulde führt zu kürzeren freien Flammenwegen und einem früheren Auftreffen der Flammenfront auf die Kolbenwand. Das Radienverhältnis wird daher nicht weiter als auf 0,68 reduziert, da hierfür die Drallauflosungswerte von G2ES erreicht werden. Der Unterschied in der Drallauflosung für die drei verschiedenen Radienverhältnisse wirkt sich wenig auf den simulierten Verlauf der turbulenten kinetischen Energie aus. Auf Basis der Drallwerte bei 580 °KW wäre ein etwas deutlicherer Unterschied bei TKE zwischen den Varianten zu erwarten. Allerdings ist zu beachten, dass für jede Geometrie ein separates Netz für die Simulation generiert werden muss. Trotz des in Kapitel 3.3.3 beschriebenen Vernetzungsprozesses können die Einflüsse des Netzes auf das Berechnungsergebnis von TKE nicht vollständig verhindert werden. Die davon deutlich weniger betroffene globale Brennraumströmung in Form des Dralls legt nahe, dass die konzentrische Kolbenmulde mit  $r_i/r_a = 0,68$  eine vergleichbare Zylinderinnenströmung ausbildet wie die Geometrie G2ES. Daher wird diese Evolution als Geometrie G3 im Vergleich zu G2ES experimentell untersucht. In Abbildung 4.15 wird die weiterentwickelte Kolbengeometrie mit wesentlichen Geometriedaten der Mulde gezeigt. Im Vergleich zu G2ES ist der Radius der inneren Ecken



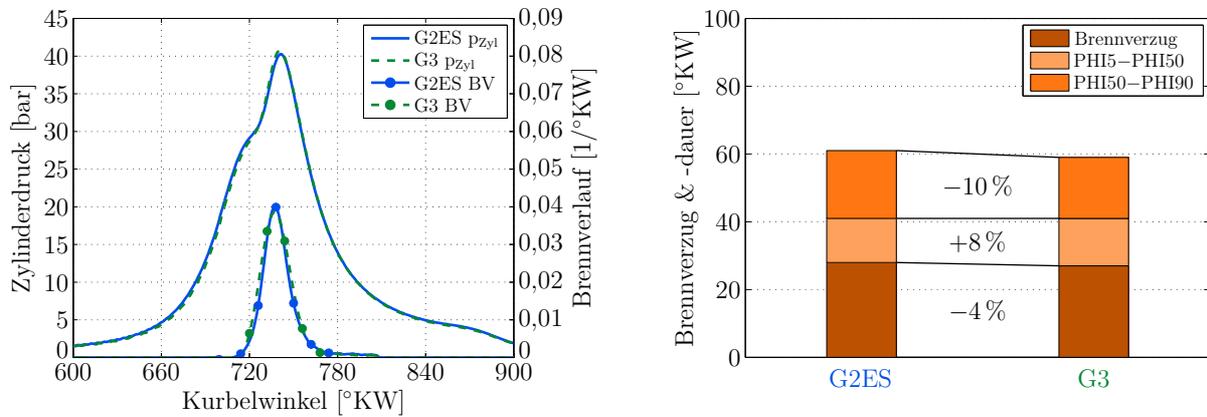
**Abbildung 4.15:** Kolbengeometrie G3

etwas reduziert und der Radius in den Ausläufern vergrößert. Der Innendurchmesser ist zur Drallauflosung verringert und die Kolbenmulde G3 weist eine geringere Tiefe als G2ES auf, da die Form insgesamt weiträumiger ist.

Auf die Darstellung des Borghi-Peters-Diagramms wird an dieser Stelle verzichtet, da die Auswertung der Verbrennungsrechnungen bestätigt, dass die Variante G3 nahe an G2ES liegt und eine vergleichbare Einordnung bezüglich des Löschverhaltens getroffen werden kann.

Die Validierung am Motorprüfstand erfolgt bei unterschiedlichen Drehzahl- und Lastpunkten. Beispielhaft ist in Abbildung 4.16 ein Vergleich der Kolbenmulden G2ES und G3 bei 2000 U/min und 8,0 bar indiziertem Mitteldruck bei einem Verbrennungsluftverhältnis von 1,5 beziehungsweise 1,52 aufbereitet. Dieser Betriebspunkt wird ausgewählt, da die HC-Problematik des Kolbens G2ES aus diskutierten Gründen insbesondere bei höheren Mit-

teldrücken auftritt. Druck- und Brennverlauf zeigen eine sehr hohe Übereinstimmung, was die Auslegung und Optimierung der Geometrie mittels Simulation der kalten Brennraumströmung bestätigt, vgl. Abbildung 4.16a. Der Brennverzug ist bei beiden Konfigurationen



(a) Druck- und Brennverlauf

(b) Verbrennungsanalyse

**Abbildung 4.16:** Ergebnisse der Kolben G2ES und G3 (2000 U/min, 8,0 bar pmi)

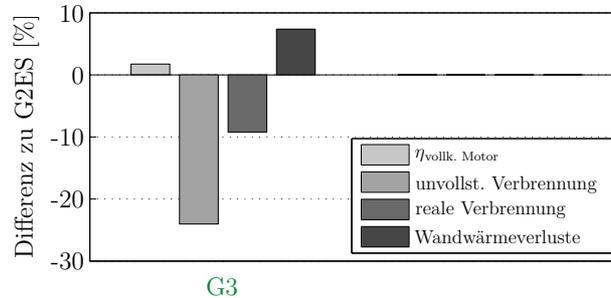
ebenso vergleichbar wie die Brenndauer, welche für G3 um 3 % geringer ausfällt. Allerdings sind die Anteile der Verbrennungsphasen etwas verschoben, wie Abbildung 4.16b entnommen werden kann. Der erste Teil ist für G3 um 8 % verlängert. Dies kann mit einem etwas niedrigeren Turbulenzniveau im Vergleich zu G2ES begründet werden. Die Verkürzung des Abschnitts PHI50 - PHI90 zeigt, dass die Neugestaltung von Muldenform und Quetschspalt in der Tendenz eine positive Auswirkung auf Flammenausbreitung und Ausbrand hat. Tabelle 4.3 zeigt zusammengefasst die Ergebnisse des Vergleichs.

Parameter	G2ES	G3
Betriebspunkt	2000 U/min, 8,0 bar pmi	
Saugrohrdruck	1,20 bar	
Luftverhältnis	1,5	1,52
Zündzeitpunkt	21 °KW v. OT	21 °KW v. OT
$V_{pmi}$	1,9 %	1,7 %
$\eta_{ind}$	36,4 %	39,7 %
$NO_{x, ind}$	1,4 g/kWh	0,7 g/kWh
$HC_{ind}$	4,7 g/kWh	3,8 g/kWh
$CO_{ind}$	2,1 g/kWh	1,8 g/kWh

**Tabelle 4.3:** Messwerte der Kolben G2ES und G3 (2000 U/min, 8,0 bar pmi)

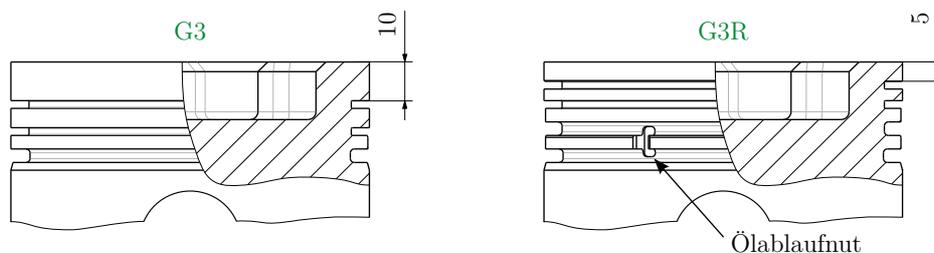
Durch die Verlustanalyse in Abbildung 4.17 können die Ergebnisse bei Verbrauch und Emissionen begründet werden. Die Verluste aus unvollständiger und unvollkommener Verbrennung und damit die ungenutzte Energie im Abgas sind um 24 % geringer, was im Einklang mit

den reduzierten HC-Emissionen steht. Weiterhin folgt der erhöhte indizierte Wirkungsgrad aus dem höheren Wirkungsgrad des vollkommenen Motors sowie den reduzierten Verlusten aus realer Verbrennung. Die höheren Wandwärmeverluste werden dabei kompensiert.



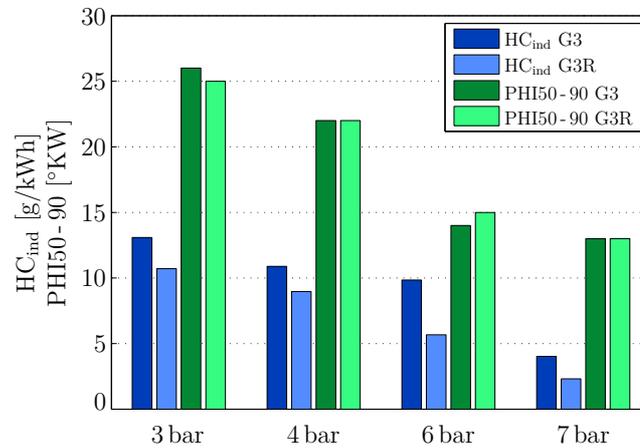
**Abbildung 4.17:** Verlustanalyse für G3 im Vergleich zu G2ES (2000 U/min, 8,0 bar pmi)

Die Evolution G3 der Kolbengeometrie erzielt vergleichbar positive Effekte im Bezug auf die Basiskonfiguration wie die erste untersuchte Kolbenmulde G2ES. Sie bietet zudem den Vorteil von geringeren Kohlenwasserstoffemissionen. Allerdings liegen diese weiterhin auf hohem Niveau. Eine der Hauptquellen von HC-Emissionen ist das Volumen des Feuerstegs, in welchem sich in der Kompression Kraftstoff-Luft-Gemisch ansammelt, welches in der anschließenden Verbrennung nur teilweise umgesetzt wird. Da das Versuchsaggregat von einem Dieselmotor abgeleitet ist, verfügen die Kolben über eine Feuersteghöhe von 10 mm (G011, G3), beziehungsweise 11 mm (G2ES). Das Ringpaket wurde zunächst unverändert für obige Untersuchungen übernommen, um Probleme an den Kolbenringen und der Laufbuchse im Motorbetrieb zu vermeiden. Zum Abschluss der Entwicklung der Brennraumgeometrie wird das Potential einer verringerten Feuersteghöhe untersucht. Hierzu wird der Kolben G3 mit einer zusätzlichen Ringnut für den ersten Kolbenring 5 mm unterhalb der Kolbenoberkante ausgestattet. Begünstigt durch das niedrige Temperaturniveau der überstöchiometrischen Prozessführung handelt es sich bei dieser Feuersteghöhe um eine realistisch realisierbare Größe. Die Modifikationen am Kolbenringpaket sind in Abbildung 4.18 der ursprünglichen Konfiguration gegenüber gestellt. Die Ringnuten des ursprünglich ersten und zweiten Kolbenrings werden für die Aufnahme des zweiten und dritten Kolbenrings modifiziert. Die originale dritte Ringnut verbleibt leer und wird symmetrisch zur Kolbenbolzenebene mit Nuten versehen, um ein Abfließen des Schmieröls zu ermöglichen.



**Abbildung 4.18:** Modifikation des Ringpakets der Kolbengeometrie G3 zu G3R

Die experimentellen Analysen zeigen eine ausgeprägte Abhängigkeit des HC-Reduktionspotentials durch das überarbeitete Ringpaket vom Betriebspunkt. Für einen Lastschnitt bei 2000 U/min sind in Abbildung 4.19 die spezifischen HC-Emissionen sowie die Dauer des zweiten Teils der Verbrennung dargestellt. Bei beiden niedrigen Lastpunkten wird eine Re-



**Abbildung 4.19:** Reduktion der HC-Emissionen durch modifiziertes Ringpaket

duktion der Kohlenwasserstoffemissionen um 18 % erreicht, wohingegen der Vorteil bei 6 bar und 7 bar indiziertem Mitteldruck bei über 40 % liegt. Ursache für die unterschiedliche starke Auswirkung ist die Abhängigkeit der Phase zwischen 50 % und 90 % Brennstoffumsatz von der Motorlast. An höheren Lastpunkten mit schnellerem Ausbrand ist ein großer Anteil der Kohlenwasserstoffemissionen auf das Feuerstegvolumen zurückzuführen, weshalb die Modifikationen einen deutlichen Effekt zeigen. Die zunehmende Verschiebung des Ausbrands bei niedrigen Mitteldrücken ist sowohl der Grund für den Anstieg der HC-Emissionen als auch für die geringere Wirksamkeit des modifizierten Kolbenringpakets, da der Feuersteg in diesen Betriebspunkten nicht die Hauptursache der Emissionen ist. Die Reduktion der Feuersteghöhe auf ein für Ottomotoren sinnvolles Maß stellt insgesamt dennoch eine einfache und äußerst wirksame Maßnahme zur Senkung der Kohlenwasserstoffemissionen dar.

Durch den alternativen Ansatz für die Kolbenmuldengestaltung kann die Turbulenz im Brennraum erhöht und für eine deutlich beschleunigte Verbrennung genutzt werden. Diese hat zudem einen stabilisierenden Effekt und bietet das Potential, den überstöchiometrischen Betrieb auszuweiten und dadurch die Stickoxidemissionen zu senken und den Wirkungsgrad zu steigern. Allerdings verbleiben trotz Geometrieoptimierung und Reduktion der Feuersteghöhe hohe HC-Emissionen und der Brennverzug kann durch die Brennraumgestaltung nicht positiv beeinflusst werden.

### 4.3 Zündsystem

Die Ausführungen in Kapitel 4.1.2 zeigen die Wichtigkeit der Zündung für den Verbrennungsablauf und die Stabilität der Verbrennung auf. Zudem bietet ein Zündsystem mit hoher

Leistungsfähigkeit das Potential, den Betriebsbereich des Motors hin zu überstöchiometrischen Gemischen zu erweitern, mit positiven Auswirkungen auf Stickoxidemissionen und Kraftstoffverbrauch. Die bei der Variation der Brennraumgeometrie ermittelten, im Vergleich zur Brenndauer langen, Brennverzüge zeigen, dass die Verbrennung durch eine angepasste Auslegung der Zylinderinnenströmung beschleunigt werden kann, die Zündung allerdings den aktuell realisierbaren Applikationsbereich begrenzt.

Bei modernen Verbrennungskonzepten mit hoher Abgas- oder Luftverdünnung stoßen konventionelle Zündsysteme an ihre Grenzen. Die Entwicklungen reichen derzeit von Doppelspulen- und Mehrfachzündungen [165], [210] über Corona- [42] und Mikrowellenzündung [126] bis hin zu Untersuchungen mit Laserzündung [86]. Eine weitere Alternative stellt die Vorkammerzündung dar. Diese kann unterschieden werden in Vorkammerzündkerzen und Vorkammersysteme mit größerem Volumen und zusätzlicher Kraftstoffspülung. Vorkammern initiieren eine große Flammenfront durch multiple verteilte Zündorte im Brennraum. Durch eine separate Zufuhr von Kraftstoff in die Vorkammer können dort gezielt die Zündfähigkeit des Gemisches erhöht und dadurch global stark überstöchiometrische Gemische entflammt werden. Sie bieten damit die Möglichkeit, die zyklischen Schwankungen in der Brennraumströmung und der Gemischqualität zum Zündzeitpunkt vom Zündort zu entkoppeln. Nach der Zündung in der Vorkammer breitet sich die Flamme in dieser aus und je nach Gestaltung der Durchtrittsbohrungen dringt unverbranntes, teilverbranntes und brennendes, oder verbranntes Gemisch in den Brennraum ein. Die Eindringtiefe in den Hauptbrennraum wird durch die Strömungsgeschwindigkeit beim Austritt aus der Vorkammer und somit durch die Durchmesser der Überströmbohrungen beeinflusst. Das einströmende Gemisch aktiviert die Zylinderladung und führt zu einer lokal verteilten Entflammung im Hauptbrennraum.

### 4.3.1 Stand der Wissenschaft und Forschung

In der Literatur finden sich verschiedene Forschungsarbeiten zur Zündung mittels Vorkammer. Nachfolgende Ausführungen geben einen chronologischen Überblick, wobei im Hinblick auf die Anwendung für einen PKW-Motor die Betrachtungen auf Bohrungsdurchmesser bis 125 mm begrenzt sind.

Czerwinski erforschte an der TU WIEN den Einfluss von ungespülten Wirbelkammerkerzen auf die Verbrennung an unterschiedlichen Versuchsträgern. Zum Einsatz kamen Bohrungen von 82,6 mm, 86,5 mm und 101 mm. Untersucht wurden unterschiedliche Volumina der Vorkammer, die Bohrungsanordnung sowie -anzahl, die Innengeometrie sowie die Funkenlage in der Kammer. Grundsätzlich wurde eine erhöhte Abmagerfähigkeit festgestellt, wobei teilweise erhöhte HC- und NO<sub>x</sub>-Emissionen bei kürzerer Brenndauer ermittelt wurden. Durch Erhöhung der Bohrungsanzahl wurde die Brenndauer verkürzt, begrenzt durch Interaktionen zwischen den austretenden Flammen oder den Brennraumwänden. Bei niedriger Motorlast war ein Wirkungsgradvorteil festzustellen, bei höherer Last traten Überströmverlust und geringere Motorleistungen auf. [53]

An einem umgerüsteten Dieselmotor mit 87,5 mm Bohrungsdurchmesser wurde der Einfluss der Überströmbohrungen einer ungespülten Vorkammer mit dem Volumen von 1 % des

Kompressionsvolumens in einer Zusammenarbeit der UNIVERSITY OF NEW ORLEANS, der UNIVERSITY OF ILLINOIS und dem INDIAN INSTITUTE OF TECHNOLOGY MADRAS untersucht. Die seitlichen Bohrungen wurden zwischen 2 mm und 3 mm und die zentrale zwischen 2 mm und 9 mm variiert. Es wurden sowohl eine höhere Abmagerfähigkeit im Vergleich zur Standardzündung als auch höhere Wirkungsgrade erzielt. [132]

Geiger führte in einem Forschungsprojekt der FEV und der RWTH AACHEN Untersuchungen mit einer Vorkammer mit 2 % des Kompressionsvolumens an einem Motor mit 0,521 Einzelhubvolumen mit Ottokraftstoff durch. Die radialen Bohrungen waren tangential zur Erzeugung einer Drall- beziehungsweise Wirbelströmung in der Vorkammer angeordnet. Im ungespülten Betrieb zeigten sich hohe Wandwärme- und Strömungsverluste, welche zu einem erhöhten Kraftstoffverbrauch und geringerer Abmagerfähigkeit als mit Standardzündsystem führten. Mit zusätzlicher Methanspülung der Vorkammer waren die Magerlauffähigkeit sowie der Wirkungsgrad erhöht. Als Laufgrenze wurde ein Luftverhältnis von 1,96 angegeben, wobei in diesem Messpunkt die Varianz des indizierten Mitteldrucks bei 9 % lag. [77], [78]

Ein Ansatz mit bewusst kleinen Bohrungsdurchmessern wurde an der UNIVERSITÉ D'ORLÉANS in [160] untersucht. Die Durchmesser wurden kleiner als 1 mm gewählt, um eine direkte Entflammung im Hauptbrennraum zu vermeiden und statt dessen aktive Radikale weit im Brennraum zu verteilen. Die experimentellen Untersuchungen wurden mit Propangas und Ottokraftstoff durchgeführt. Es wurde eine Verbesserung der Verbrennungsstabilität erreicht, allerdings wurden erhöhte HC-Emissionen festgestellt. [160]

Bei Experimenten der ETH ZÜRICH mit einer Vorkammerzündkerze mit einem Volumen kleiner 1 % des Kompressionsvolumens an einem Versuchsträger mit 122 mm Bohrung wurde ein längerer Brennverzug mit einer anschließenden kürzeren Verbrennung und höherer Stabilität ermittelt. Allerdings zeigten sich vergleichsweise geringe Unterschiede zu konventionellen Zündkerzen. [141], [163]

Eine ungespülte Vorkammer kam bei den Arbeiten von Röthlisberger an der ÉCOLE POLYTECHNIQUE FÉDÉRALE DE LAUSANNE ebenfalls bei 122 mm Bohrungsdurchmesser zum Einsatz. Die Größen betragen 1,9 % und 2,9 % des Kompressionsvolumens. Es wurden unterschiedliche Innenformen, Bohrungsdurchmesser zwischen 1,41 mm und 2,5 mm und eine Anzahl zwischen 4 und 6 untersucht, wobei für die Experimente keine zentrale Bohrung in die Vorkammer eingebracht war. Die Laufgrenze lag dabei abhängig von der Konfiguration im Bereich  $\lambda < 1,71$ . Bei kleinen Durchmessern wurde eine intensivere Verbrennung festgestellt, allerdings bei geringerer Magerlauffähigkeit. Das kleinere Volumen führte im Vergleich zur großen Vorkammer zu einem Anstieg der Brenndauer aufgrund der schwächeren Gasjets. Durch die kürzere Brenndauer bei großem Vorkammervolumen zeigte sich eine erhöhte Verbrennungsstabilität. Insgesamt wurden positive Auswirkungen auf HC- sowie CO-Emissionen und den Kraftstoffverbrauch festgestellt. [163]

Park von der DONG-A UNIVERSITY BUSAN untersuchte an einem Triebwerk mit 92 mm Bohrung Vorkammerzündkerzen mit 1,3 mm und 2 mm großen Durchtrittsbohrungen im leicht überstöchiometrischen Betrieb bei  $\lambda = 1,25$  mit Ottokraftstoff. Die Vorkammerkerzen führten zu verkürztem Brennverzug und Brenndauer. [147]

Eine Vorkammerzündkerze mit zusätzlicher Einblasung wurde mit Erdgas sowie Erdgas mit  $H_2$ -Zumischung in einer Zusammenarbeit zwischen MULTITORCH und IAV untersucht. Im Vergleich zur ungespülten Variante mit einer Laufgrenze unterhalb von  $\lambda = 1,4$  konnte dabei der Betriebsbereich bis  $\lambda = 1,75$  ausgeweitet werden. [81], [82]

An einem Motor mit 80 mm bis 81 mm Bohrung wurde an der UNIVERSITY OF BRITISH COLUMBIA ein alternatives Konzept untersucht. Zur Erzeugung eines lokal zündfähigen Gemisches wurde Gas direkt im Bereich des Isolators der Zündkerze zugeführt, wobei auf eine Vorkammer verzichtet wurde. Auch mit diesem System wurden eine höhere Abmagerfähigkeit und Verbrennungsstabilität erreicht. [55], [70]

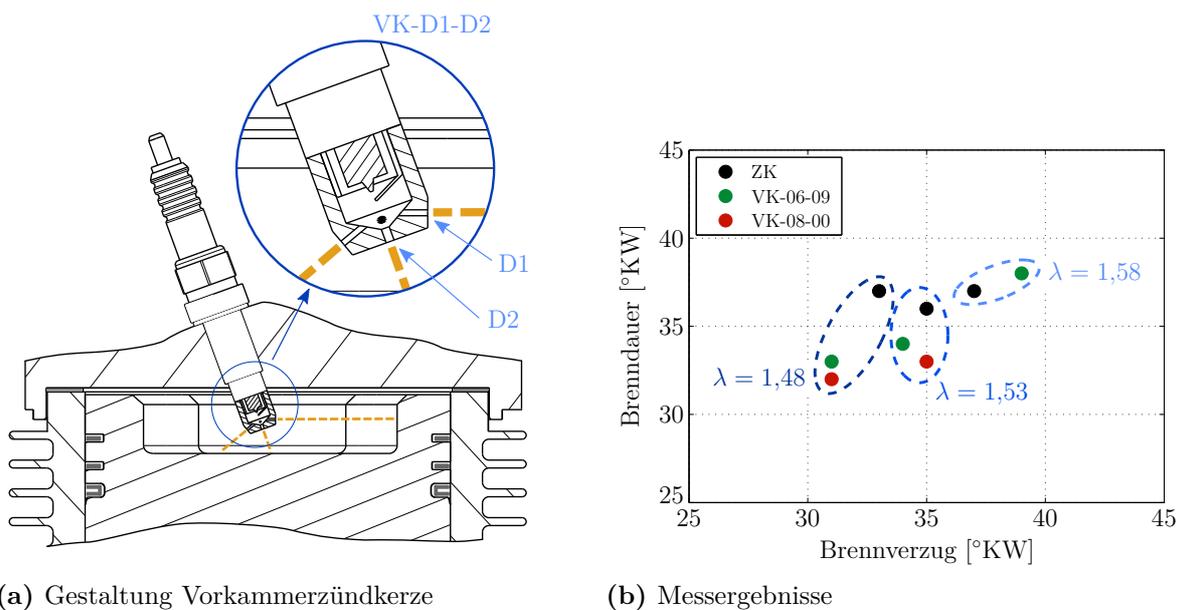
Der Ansatz der Einbringung von teilverbrannten Radikalen war auch Gegenstand der Untersuchungen von MAHLE POWERTRAIN [6]. Durch kleine Bohrungen wurden hohe Strömungsgeschwindigkeiten erreicht, verbunden mit einem Flammenlöschen und dem weiten Verteilen der Radikale im Brennraum. Die anschließende Zündung erfolgt durch chemische, thermische und turbulente Effekte. Um ein Eindringen der Radikale bis zur Brennraumwand zu vermeiden, wurde das Vorkammervolumen auf 2 % des Kompressionsvolumens begrenzt. Die Durchmesser der Überströmbohrungen betragen 1,25 mm bei einer vergleichsweise großen Länge von 3 mm. Die experimentellen Analysen wurden an einem Motor mit 0,61 Einzelhubvolumen durchgeführt. Der Betrieb erfolgte mit Ottokraftstoff, wobei für die Spülung der Vorkammer Propan verwendet wurde. Neben der erhöhten Abmagerfähigkeit wurden geringe Stickoxidemissionen sowie kürzere Brennverzüge und Brenndauern erreicht. Die erzielten Verbrauchsvorteile wurden auf die bessere Verbrennung und dem mit der stärkeren Abmagerung verbundenen Entdrosselungseffekt zurückgeführt. Darauf aufbauend wurde die Spülung mittels verdampften Ottokraftstoffs untersucht. Dabei wurden zur Propanspülung vergleichbare Ergebnisse erzielt, mit dem Vorteil, einen zusätzlichen Kraftstoff zu vermeiden. Das System wurde bis zu einer Motordrehzahl von 5500 U/min erprobt. [4], [5]

Ebenfalls mit Ottokraftstoff wurden von MAHLE POWERTRAIN und SPECTRAL ENERGIES Versuche an einem Motor mit 87,5 mm Bohrungsdurchmesser durchgeführt. Ziel war hier wiederum das weite Einbringen von Radikalen mit erhöhter Temperatur, um sie als thermischen Trigger für die Verbrennung im Hauptbrennraum zu nutzen. Bei kleinen Durchmessern der Durchtrittsbohrungen wurde ein Stopfen der Bohrungen festgestellt, bei großen Durchmessern eine direkte Zündung beim Eintritt in den Hauptbrennraum. [40]

In der Wissenschaft und Forschung finden sich zahlreiche Arbeiten bezüglich Vorkammerzündsystemen. Grundsätzlich weisen die Untersuchungsergebnisse ein Potential zur Verringerung von Brennverzug und -dauer sowie zur Erhöhung der Verbrennungsstabilität und zur ausgeweiteten Abmagerungsfähigkeit auf. Allerdings werden nicht bei allen Analysen Emissionsvorteile erzielt. Großen Einfluss hat die geometrische Gestaltung der Vorkammer, wobei das Volumen, die Innengeometrie sowie die Anzahl, der Durchmesser und die Anordnung der Durchtrittsbohrungen zu nennen sind. Die publizierten Inhalte bei methangespülten Vorkammern sind vergleichsweise begrenzt.

### 4.3.2 Vorkammerzündkerze

Am vorliegenden Forschungsmotor wird zunächst ein Vorversuch mit einer Vorkammerzündkerze durchgeführt, wobei der Kolben G3 eingesetzt wird. Hierzu wird eine Zündkerze mit einem um 7,5 mm längeren Gewindeschaft verwendet. Diese wird am vorderen Ende abgedreht und eine Kappe aufgeschweißt, welche mit vier radial und einer zentral angeordneten Bohrung ausgestattet ist. Zur Reduktion des Fertigungsaufwands für den Vorversuch sind die Winkel der radialen Bohrungen zur Mittelachse der Vorkammer identisch. Zusammen mit der um  $20^\circ$  geneigten Einbaulage im Zylinderkopf ergibt sich eine ungleiche Verteilung der Austrittswege im Hauptbrennraum. Der Aufbau der Vorkammerzündkerze ist in Abbildung 4.20a in ihrer Einbauposition in den Zylinderkopf dargestellt. Das aus den geometrischen Randbedingungen resultierende Vorkammervolumen beträgt lediglich 0,2 % des Kompressionsvolumens des Hauptbrennraums. Die Durchmesser der radialen Bohrungen (D1) sowie der zentralen Bohrung (D2) werden unabhängig voneinander variiert und experimentell untersucht. Die sich daraus ergebenden, unterschiedlichen Vorkammern sind im Folgenden durch die Nomenklatur VK-D1-D2 gekennzeichnet. In Abbildung 4.20b sind zwei ausgewählte Vor-



**Abbildung 4.20:** Vergleich von Zündkerze und Vorkammerzündkerze

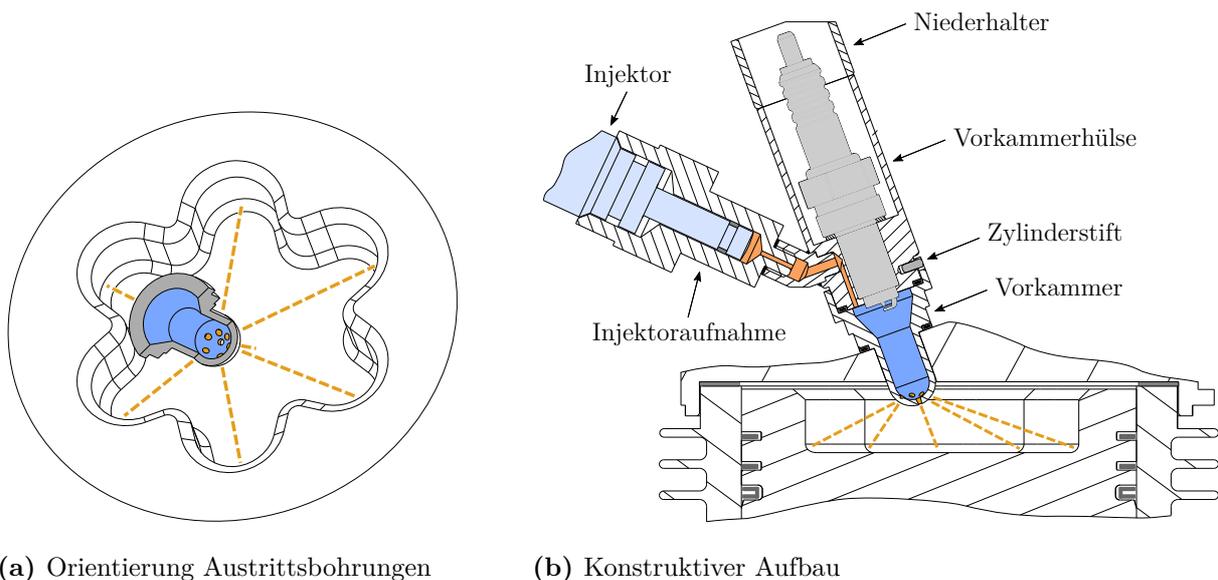
kammervarianten der Zündkerze gegenübergestellt. Dargestellt ist die Brenndauer über dem Brennverzöger. Insbesondere beim Verbrennungsluftverhältnis von 1,48 zeigen beide Vorkammerzündkerzen das Potential, sowohl den Brennverzöger als auch die Brenndauer im Vergleich zur Zündkerze zu reduzieren. Bei Abmagerung auf  $\lambda = 1,53$  nimmt der Vorteil ab und kehrt sich bei  $\lambda = 1,58$  um, wobei für die rot dargestellte Vorkammerzündkerze bei diesem Luftverhältnis die Magerlaufgrenze bereits überschritten ist. Die Ursache der niedrigeren Magerlaufähigkeit der Vorkammerzündkerzen ist die mangelnde Frischgasspülung des Vorkammervolumens. Das in der Vorkammer verbleibende Restgas führt zu verschlechterten Zündbedingungen [71] und damit zu einer geringeren Verträglichkeit bezüglich Gemisch-

verdünnung. Dennoch zeigt bereits dieser Versuch ein mögliches Potential hinsichtlich der Verkürzung von Brennverzug und -dauer mit den damit verbundenen, bereits diskutierten Vorteilen auf.

### 4.3.3 Vorkammerzündsystem

Basierend auf den Erkenntnissen der Vorversuche wird das Konzept der Vorkammerzündung weiterverfolgt und ein Zündsystem für den überstöchiometrischen Gasmotor entwickelt. Die Auslegung und konstruktive Umsetzung des Vorkammerzündsystems ist in Abbildung 4.21 dargestellt. Das Konzept ist auf die Verwendung der in Abschnitt 4.2.2 vorgestellten Kolbenmuldengeometrie G3 abgestimmt. Die Vorkammer ist mit 6 Bohrungen ausgestattet, welche so ausgerichtet sind, dass ihre Achsen in der OT-Position auf die untere Ausrundung der Sternausläufer der Kolbenmulde treffen. Zusätzlich ist eine zentrale Bohrung eingebracht, welche auf die Mitte des Kolbenbodens zielt. Das Volumen der Vorkammer beträgt ohne Gaskanal 3,5 % des Kompressionsvolumens, vgl. [157].

Abbildung 4.21b zeigt die konstruktive Umsetzung des entwickelten Vorkammerzündsystems, welches auf Basis der konzeptionellen Überlegungen in den Zylinderkopf integriert und mit einer Gasspülung ausgestattet wurde, vgl. [157], [232].



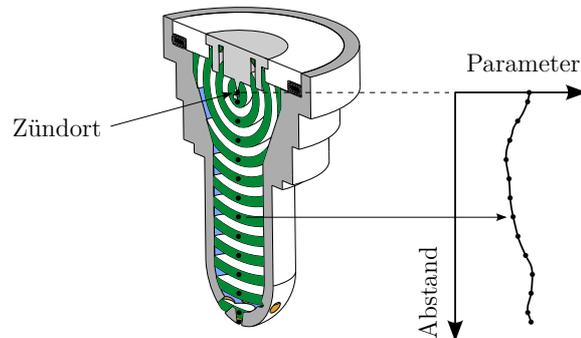
**Abbildung 4.21:** Konzept des Vorkammerzündsystems, vgl. [157], [232]

Das Zündkerzengewinde im Zylinderkopf wird auf einen Durchmesser von 11 mm zur Aufnahme der Vorkammer aufgebohrt. Die Vorkammer ist über die Vorkammerhülse durch den Niederhalter, welcher mit dem Zylinderkopf verschraubt ist, mit dem Zylinderkopf verspannt. Die Abdichtung zwischen Vorkammer und Zylinderkopf sowie zwischen Vorkammerhülse und Vorkammer erfolgt über Kupferdichtringe, die Ausrichtung der Vorkammer über einen Zylinderstift in der Vorkammerhülse. Die gestufte Außengeometrie der Vorkammer resultiert aus dem begrenzten Bauraum im Zylinderkopf, insbesondere aufgrund der Lage der Ladungs-

wechselkanäle. Die Wandstärke der Vorkammer im Bereich der Austrittsbohrungen beträgt 1,45 mm. In die Vorkammerhülse sind das Gewinde für die Zündkerze und der Kanal zur Spülung des Vorkammervolumens integriert. Die Kanalgeometrie resultiert aus dessen Fertigung und die abgewinkelte Anbindung ist aus Packagegründen erforderlich, vgl. [157].

Die Gaszufuhr erfolgt über einen Otto-DI-Injektor, welcher mit einer mit der Vorkammerhülse verschraubten Injektoraufnahme verspannt wird, vgl. [232]. Für die Direkteinblasung in die Vorkammer wird ein vergleichsweise geringer Gasdruck von 9 bar eingesetzt. Dadurch soll das Ausströmen des eingeblassenen Gases aus der Vorkammer in den Hauptbrennraum minimiert werden. Gleichzeitig erhöht ein niedriger Gasdruck im Hinblick auf einen Fahrzeugeinsatz die Reichweite. Der niedrige Druck verringert allerdings die Möglichkeit der Kraftstoffzufuhr in späten Phasen der Kompression aufgrund des Gegendrucks in der Vorkammer und begrenzt somit auch die maximal mögliche Einblasedauer.

Die Auswertung der CFD-Simulationen zum gespülten Vorkammerzündsystem erfolgt neben einer Mittelung über das gesamte Vorkammervolumen auch mit einer Ortsauflösung zur detaillierteren Analyse von Strömung und Gemischbildung in der Vorkammer. Hierzu wird die Vorkammer ausgehend vom Zündort in Kugelschalen unterteilt, in welchen die Simulationsergebnisse massengemittelt werden. Der erste Bereich ist eine Kugel mit einem Radius von 0,5 mm um den Mittelpunkt zwischen den Elektroden der Zündkerze, was im Bereich der Größe des Flammenkerns liegt [192]. Der Radius wird in Schritten von 1 mm erhöht, wodurch sich über der Vorkammerhöhe insgesamt 24 Auswertezonen ergeben, vgl. [18]. Diese sind in Abbildung 4.22 visualisiert, wobei zur besseren Veranschaulichung nur jede zweite Kugelschale eingezeichnet ist. Daraus ergibt sich ein Diagramm, welches die betrachteten Pa-

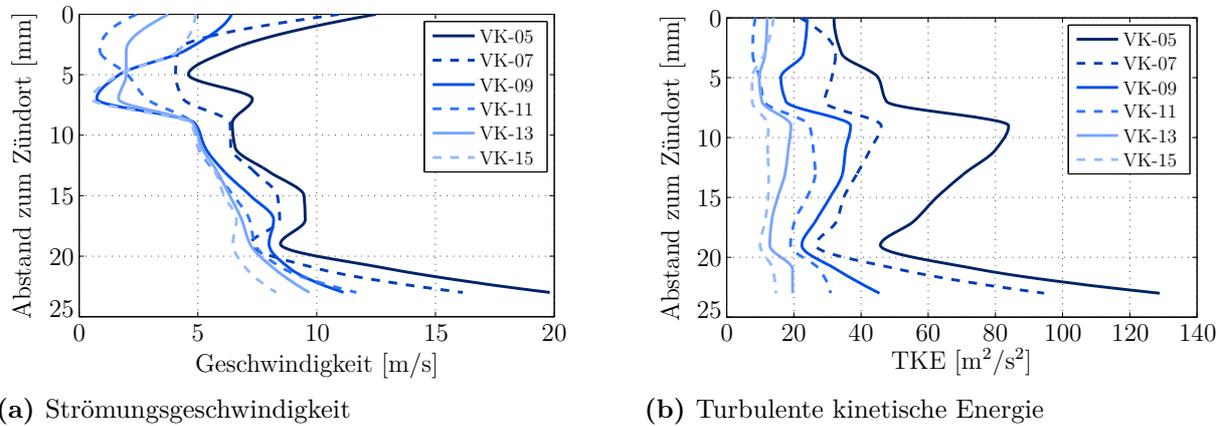


**Abbildung 4.22:** Auswertemethodik für die CFD-Simulation der gespülten Vorkammer

parameter über dem Abstand vom Zündort zeigt. Dieser entspricht dem mittleren Abstand der jeweiligen Kugelschale von der Zündposition in vertikaler Richtung und ist in Abbildung 4.22 durch schwarze Punkte gekennzeichnet. Die Auswertung ermöglicht sowohl Aussagen über die Bedingungen am Zündort als auch über den Verlauf entlang der Vorkammerachse.

Zunächst wird die Auswirkung der Durchmesser der Durchtrittsbohrungen auf die Strömung in der Vorkammer untersucht. Hierfür werden CFD-Simulationen ohne Gaseinblasung

durchgeführt, wobei der Kompressionstakt durch Vorgabe eines Zylinderdruckverlaufs abgebildet wird, vgl. Abschnitt 3.3.3. Abbildung 4.23 zeigt die Strömungsgeschwindigkeit und die turbulente kinetische Energie für unterschiedliche Durchströmdurchmesser zwischen 0,5 mm (VK-05) und 1,5 mm (VK-15).

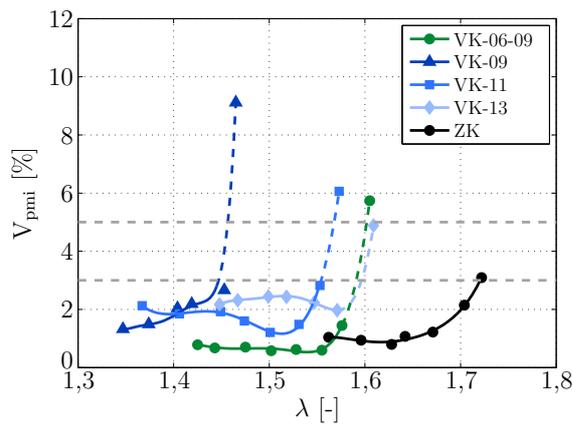


**Abbildung 4.23:** Strömungsfeld in der Vorkammer zum Zündzeitpunkt, vgl. [18]

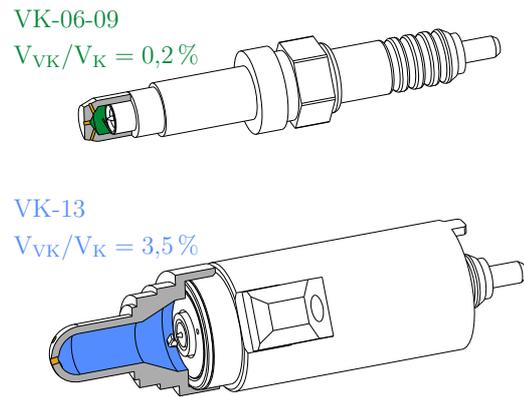
Im Geschwindigkeitsprofil zeigt sich bei allen Varianten ein Maximum im Bereich der Elektroden der Zündkerze und ein weiteres am unteren Ende bei den Durchtrittsbohrungen. Das Turbulenzniveau in der Vorkammer ist auf einem hohen Niveau und zeigt Maximalwerte im Bereich der Verjüngung der Innengeometrie und ebenfalls im Bereich der Bohrungen. Die Ausprägung von Geschwindigkeit und Turbulenz am unteren Ende der Vorkammer resultiert direkt aus den unterschiedlichen Strömungsquerschnitten. Durch Umlenkung des einströmenden Gemisches am oberen Ende des Vorkammervolumens und an den Elektroden der Zündkerze entstehen ebenfalls hohe Strömungsgeschwindigkeiten an der Zündkerze. Dies kann zu einem Ausblasen des Zündfunken führen und ist daher kritisch einzuschätzen. Die Zündbedingungen erscheinen mit größeren Überströmbohrungen günstiger.

In der ersten experimentellen Analyse des Vorkammerzündsystems wird für diese Vorkammern mit unterschiedlichen Bohrungsdurchmessern die Magerlaufgrenze ermittelt. Entgegen der Vorkammerzündkerze werden die einzelnen Vorkammern mit jeweils gleich großen Durchtrittsbohrungen versehen und dementsprechend mit VK-D gekennzeichnet. Als größter Durchmesser kommt dabei 1,3 mm zur Anwendung, da die Bohrungen mit 1,5 mm Durchmesser nicht unter Einhaltung einer ausreichenden Wandstärke in den Vorkammerkopf integriert werden können. Der Versuch erfolgt bei niedriger Motordrehzahl (1100 U/min) und leichter Androsselung (Saugrohrdruck 0,88 bar), um eine geringe Füllung und somit ungünstige Zündbedingungen darzustellen. Die Messergebnisse sind in Abbildung 4.24 aufbereitet und der aus Abbildung 4.20 bekannten Vorkammerzündkerze sowie der konventionellen Zündkerze gegenüber gestellt.

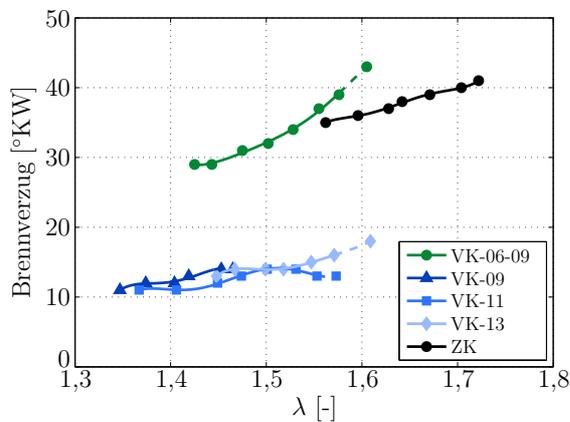
Eingezeichnet sind in Abbildung 4.24a für die Varianz des indizierten Mitteldrucks zusätzlich zu den Messdaten sowohl der Zielwert von 3%, als auch die definierte Laufgrenze von



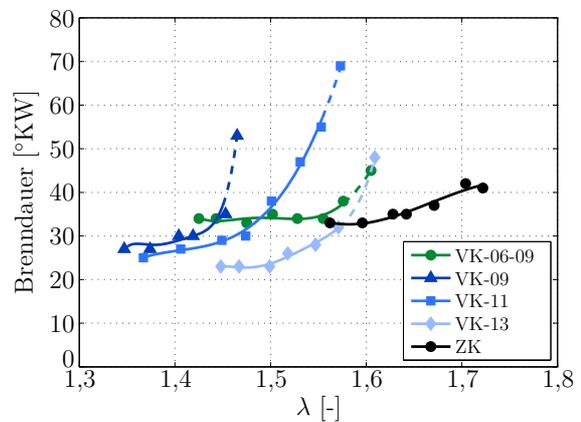
(a) Verbrennungsstabilität



(b) Geometrievergleich



(c) Brennverzögerung



(d) Brenndauer

**Abbildung 4.24:** Vergleich unterschiedlicher Vorkammervarianten mit konventioneller Zündkerze

5 %  $V_{pmi}$ . Die Linien der Messreihen sind bis zum letzten Messpunkt unterhalb der Laufgrenze durchgezogen und ab diesem Punkt gestrichelt dargestellt. Der letzte Messpunkt der Variante mit 1,3 mm Bohrungsdurchmesser (VK-13) wird aufgrund des starken Anstiegs im Vergleich zum vorherigen Betriebspunkt ebenfalls als instabil gewertet. Aus der Variation des Verbrennungsluftverhältnisses ist zu erkennen, dass die Magerlauffähigkeit mit zunehmenden Durchtrittsbohrungsdurchmessern ansteigt, wobei die VK-13 das Abmagerungspotential der Vorkammerkerze (VK-06-09) erreicht. Die konventionelle Zündkerze ermöglicht jedoch eine weitere Abmagerung um Werte höher  $\Delta\lambda = 0,1$ . Aus den durchgeführten Simulationen kann ein Restgasgehalt im oberen Bereich der Vorkammer von 5 % bis 7 % ermittelt werden, welcher als Ursache für diesen Effekt zu sehen ist.

Bemerkenswert ist allerdings die Analyse des Brennverzugs für die unterschiedlichen Zündsysteme, welche in Abbildung 4.24c gezeigt ist. Über den gesamten Bereich des Luftverhältnisses wird der Brennverzug durch das Vorkammerzündsystem sowohl im Vergleich zur Vorkammerzündkerze als auch zur konventionellen Zündkerze um mehr als 50 % reduziert. Dies stellt deutlich die erhöhte Zündenergie der großvolumigen Vorkammer heraus.

Bei der Brenndauer zeigen sich für die Vorkammer VK-13 zudem noch leichte bis deutliche Vorteile gegenüber den beiden Zündkerzen, vgl. 4.24d. Die Vorkammern mit kleineren Bohrungen weisen zu weniger überstöchiometrischen Gemischen hin ebenfalls kurze Brenndauern auf. Allerdings liegen diese Verbrennungsluftverhältnisse nicht im Zielbereich der Teillastapplikation des untersuchten Gasmotors.

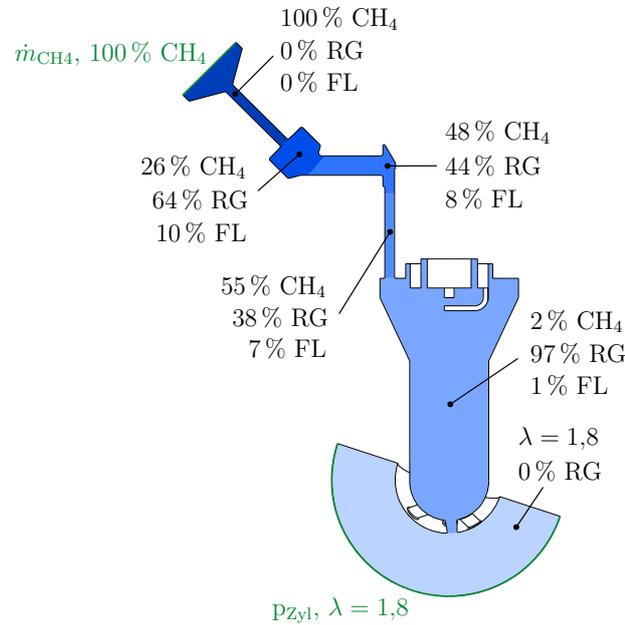
Nach der ungespülten Betrachtung ist die Gaseinblasung in das Vorkammervolumen Gegenstand der Untersuchungen, wobei aufgrund der bisherigen experimentellen Ergebnisse Durchtrittsbohrungen mit 1,3 mm Durchmesser verwendet werden. Das grundsätzliche Ziel der Gaseinblasung in die Vorkammer ist die Erzeugung eines Gemischs mit möglichst guter Zündfähigkeit und hoher Energie zur Entflammung des Magergemischs im Hauptbrennraum. Ziel ist demnach ein Verbrennungsluftverhältnis nahe  $\lambda = 1$  zu erzeugen. Das zusätzlich eingeblasene Gas sollte das in der Vorkammer vorhandene Restgas möglichst vollständig ausspülen und ein homogenes Kraftstoff-Luft-Gemisch in der Vorkammer erzeugen. Die Gaseinblasung ist so durchzuführen, dass möglichst wenig Methan in den Hauptbrennraum überströmt, da dieses in der Kompression in den Feuersteg gelangen und damit erhöhte Kohlenwasserstoffemissionen verursachen kann.

Die Gaseinblasung in die Vorkammer wird zunächst über 3D-CFD-Simulationen analysiert. Um einen möglichst realitätsnahen Gemischzustand in der Vorkammer zu erhalten, werden in einer Vorsimulation zunächst Initialisierungswerte für das Simulationsgebiet ermittelt. Dies betrifft insbesondere den Gaskanal, da dieser einerseits aufgrund seiner Größe von ca. 12 % des Vorkammervolumens nicht vernachlässigt werden kann und andererseits bei einer Gaseinblasung durch den DI-Injektor zunächst der Inhalt des Kanals in die Vorkammer strömt, bevor eine Spülung mit reinem Methan erfolgt.

Die Vorsimulation beginnt am Ende einer simulierten Gaseinblasung, wobei der Gaskanal vollständig mit  $\text{CH}_4$  initialisiert wird. Für das Vorkammervolumen erfolgt die Initialisierung mit einem homogenen Gemisch von  $\lambda = 1,8$ , da dies den kritischen Fall einer unwirksamen Gaseinblasung repräsentiert. In der anschließenden Kompressionsphase bis zum Zündzeitpunkt strömt Gemisch mit  $\lambda = 1,8$  aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer und in den Gaskanal, in welchem das vorhandene Methan komprimiert und Richtung DI-Injektor geschoben wird. Zum Zündzeitpunkt wird das Vorkammervolumen mit Abgas reinitialisiert, was der Annahme einer sehr schnellen und vollständigen Verbrennung in der Vorkammer entspricht. In der darauf folgenden Kompression aufgrund des Brennraumdrucks wird Abgas in den Kanal gedrückt und vermischt sich sowohl mit dem Frischgas als auch mit dem Methan in Kanal. Anschließend folgt eine Expansion bis zum unteren Totpunkt, wobei sich die Bestandteile im Kanal durchmischen und aus diesem in die Vorkammer und anschließend in das Austrittsvolumen ausströmen.

Der aus dieser Simulation resultierende Zustand im Gaskanal und in der Vorkammer im UT wird abschnittsweise gemittelt und als Initialisierung für alle Simulationen der methangespülten Vorkammer, welche im unteren Totpunkt vor dem Kompressionstakt starten, vorgege-

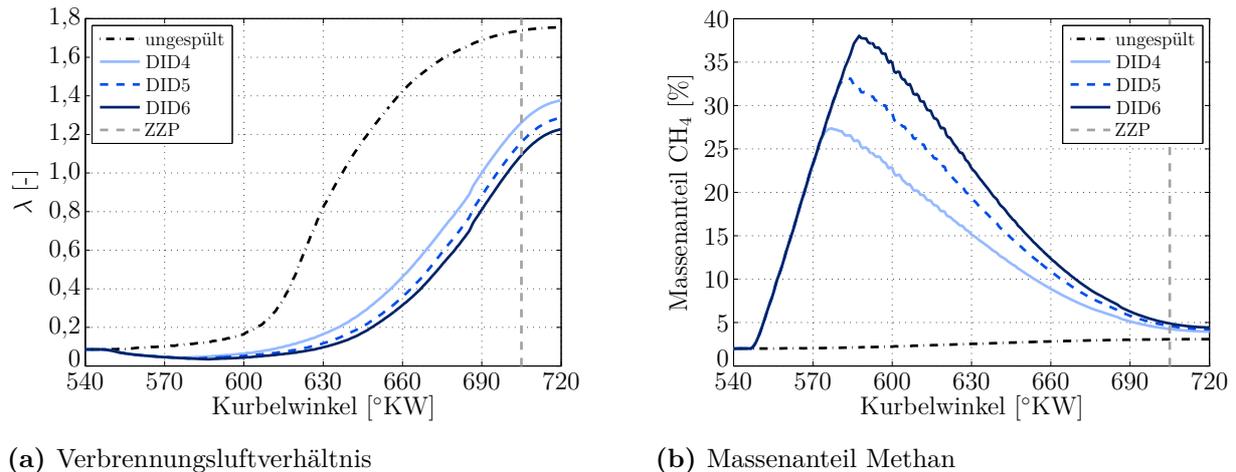
ben. Das so ermittelte Setup mit den Massenanteilen von  $\text{CH}_4$ , Restgas (RG) und Frischluft (FL) ist in Abbildung 4.25 dargestellt, wobei die unterschiedlichen Volumina des Gaskanals farblich abgestuft gekennzeichnet sind.



**Abbildung 4.25:** Randbedingungen für die Simulation der gespülten Vorkammer

Die unterschiedlichen Konzentrationsverteilungen im Gaskanal ergeben sich aus dessen Geometrie und den Strömungsvorgängen während der Kompression und Expansion. Dabei bilden sich Wirbel und Totgebiete aus, welche die entlang des Gaskanals un stetigen Zusammensetzungen in den einzelnen Abschnitten erklären. Einschränkend ist festzuhalten, dass unterschiedliche Einblasedauern und -zeitpunkte, welche ebenfalls einen Einfluss auf die Zusammensetzung des Gemisches im Gaskanal haben, bei dieser Betrachtung nicht berücksichtigt werden. Weiterhin wird auf der Halbkugeloberfläche unabhängig von der Simulation der selbe Zylinderdruckverlauf vorgegeben. Diese Vereinfachungen werden getroffen, da es sich um grundsätzliche Untersuchungen der Einflüsse der Gaseinblasung handelt und eine separate Vorbetrachtung zu jeder Variante zudem den Simulationsaufwand unverhältnismäßig erhöhen würde.

Bei der Analyse der Gemischbildungsvorgänge in der Vorkammer wird mit dem Einfluss der eingeblasenen Kraftstoffmasse begonnen, welcher durch eine Variation der Einblasedauer bewertet wird. In Abbildung 4.26a und 4.26b sind hierfür das Verbrennungsluftverhältnis und der Massenanteil von Methan im Volumen der Vorkammer dargestellt. Die Gaseinblasungen beginnen bei 545 °KW, wobei die Dauer zwischen 4 ms (DID4) und 6 ms (DID6) variiert wird. Im Vergleich sind die Kurven einer Simulation ohne Gaseinblasung dargestellt. In diesem Fall wird während des Kompressionstakts Gemisch in die Vorkammer gedrückt, wodurch sich nahezu das Verbrennungsluftverhältnis aus dem Hauptbrennraum einstellt. Durch die Gaseinblasung nimmt das Verbrennungsluftverhältnis zunächst ab und der  $\text{CH}_4$ -Massenanteil steigt stark an, bevor das Gemisch in der Vorkammer nach Ende der jeweiligen Einblasung



**Abbildung 4.26:** Einfluss der eingeblasenen Kraftstoffmasse auf das Gemisch in der Vorkammer

aufgrund der Gemischzufuhr aus dem Hauptbrennraum abmagert. Zum Zündzeitpunkt liegen die Luftverhältnisse gemittelt zwischen 1,1 und 1,3, wobei die längste Einblasedauer am nächsten zum stöchiometrischen Zustand liegt. Die Auswirkung der Gaseinblasung nimmt mit zunehmender Dauer unterproportional zu, was am geringeren Unterschied zwischen DID5 und DID6 im Vergleich zu DID4 und DID5 erkennbar ist.

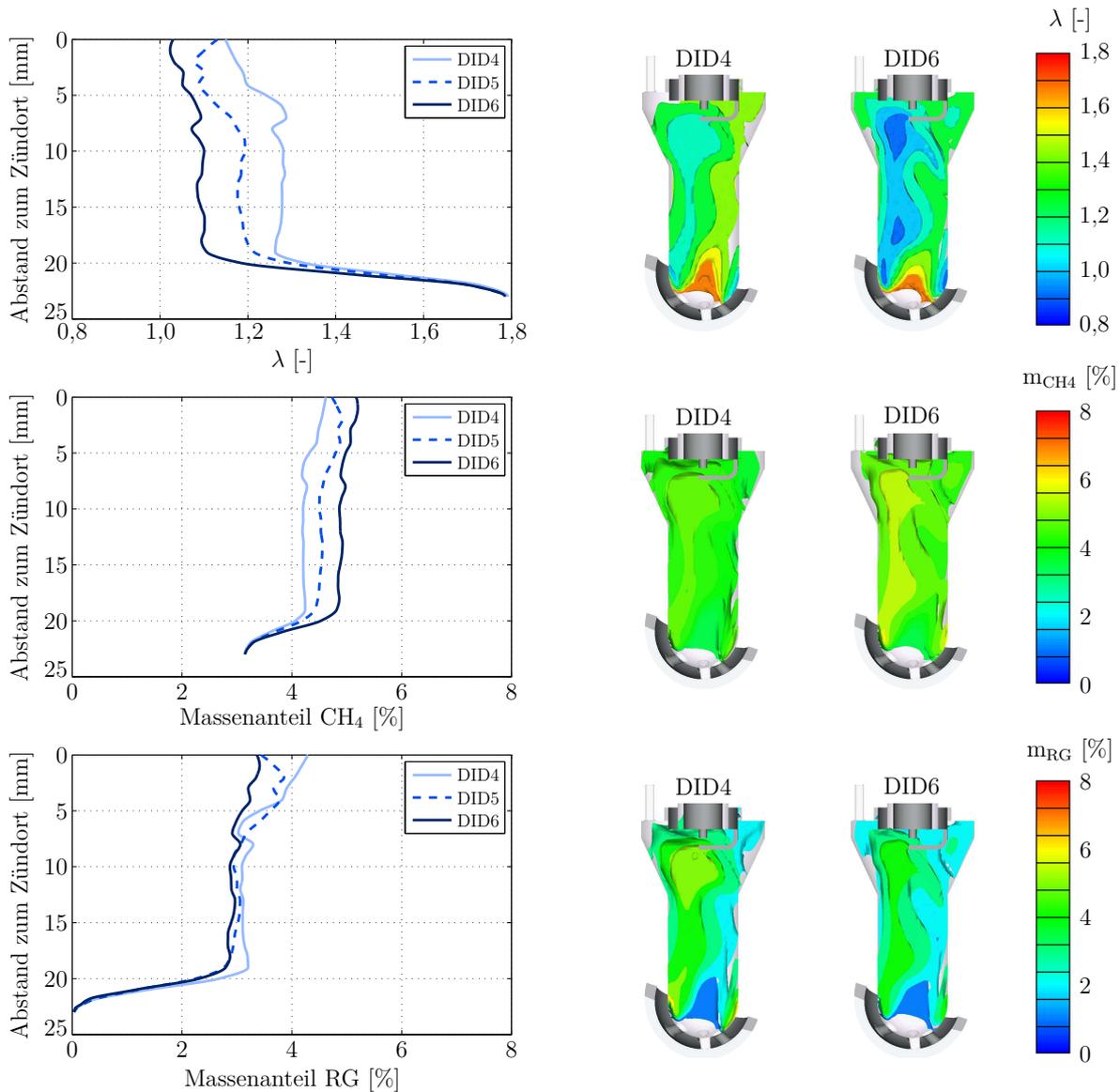
Neben der gemittelten Betrachtung ist die Gemischverteilung in der Vorkammer von entscheidender Bedeutung. Vor dem Hintergrund der bereits diskutierten Restgasproblematik ist neben der Homogenität der Kraftstoffmasse insbesondere die Verteilung des verbleibenden Abgases zu untersuchen. Abbildung 4.27 zeigt hierzu das Verbrennungsluftverhältnis und die Massenanteile von Methan und Restgas über dem Abstand vom Zündort zum Zündzeitpunkt. Weiterhin sind die zugehörigen Schnitte durch die Vorkammer für die Dauern von 4 ms und 6 ms zur visuellen Beurteilung dargestellt.

Die lokale Betrachtung bestätigt die Annäherung an den stöchiometrischen Zustand mit zunehmender Spüldauer. Zum Zündzeitpunkt ergibt sich am Zündort bei DID6 ein nahezu stöchiometrisches Gemisch. Mit zunehmendem Abstand zur Zündkerze wird das Gemisch in der Vorkammer etwas magerer. Dementsprechend sinkt bei allen drei Einblasedauern der Massenanteil von  $\text{CH}_4$  über der Vorkammerhöhe leicht ab.

Allerdings zeigen die 3D-Auswertungen, dass sich mit zunehmender Einblasedauer größere Gemischinhomogenitäten ausbilden. Bei 6 ms Methanspülung sind deutlich lokale Zonen mit unterstöchiometrischem Gemisch insbesondere auf der Seite des Gaskanals, durch welchen das Methan in die Vorkammer einströmt, zu erkennen.

Im Methananteil zeigen sich hier dementsprechend höhere Werte als im Mittel. Das Verbrennungsluftverhältnis zwischen  $\lambda = 0,85$  und  $\lambda = 1$  in diesen Bereichen kann sich positiv auf die Entflammung auswirken, da die laminare Brenngeschwindigkeit für leicht unterstöchiometrische Gemische ein Maximum annimmt [115]. Mit zunehmender Einblasedauer ergeben sich am Zündort auch deutlich geringere Massenanteile an Restgas. Im direkten Vergleich von DID4 und DID6 ist sichtbar, dass die Restgasausspülung mit zunehmender Einblase-

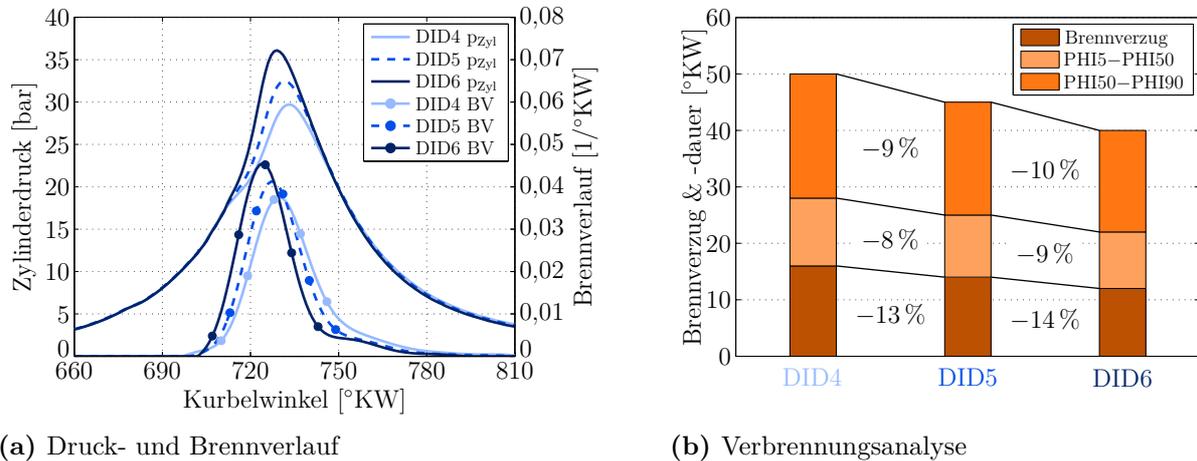
dauer wirksamer ist und zu geringeren lokalen Konzentrationen von Restgas in der gesamten Vorkammer führt. Durch die Gaseinblasung und das anschließende Einströmen von Gemisch aus dem Hauptbrennraum während der Kompression, bildet sich in Verbindung mit der Orientierung der Durchtrittsbohrungen in der Vorkammer ein Strömungsfeld aus. Dieses führt dazu, dass sich das Restgas tendenziell im Bereich unterhalb des Gaskanals ansammelt.



**Abbildung 4.27:** Einfluss der Einblasedauer auf das Verbrennungsluftverhältnis und die Speziesverteilung in der Vorkammer zum Zündzeitpunkt

Entsprechend der Simulationen wird am Motorprüfstand die Wirksamkeit der Gaseinblasung experimentell untersucht. Die Variationen werden dabei erneut bei 1100 U/min und 0,88 bar Saugrohrdruck durchgeführt. Die Gaseinblasung erfolgt bei 545 °KW mit 4 ms bis 6 ms Dauer. Um den Einfluss der Gaseinblasung zu separieren, werden in der Versuchsreihe der Zündzeitpunkt bei 705 °KW und das globale Verbrennungsluftverhältnis im Abgas bei  $\lambda = 1,77$  konstant gehalten und lediglich die Einblasedauer variiert.

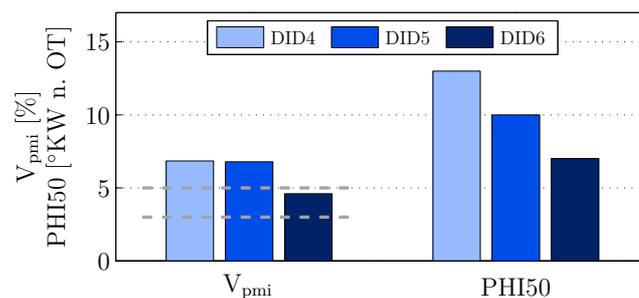
Die Auswertung von Druck- und Brennverläufen sowie die zugehörige Brenndaueranalyse in Abbildung 4.28 legen einen klaren Effekt der Gaseinblasung offen. Durch die längere Spülung der Vorkammer steigt die Intensität der Verbrennung an. Dies zeigt sich sowohl im höheren Gradienten und Maximum des Brennverlaufs, als auch im Anstieg und der früheren Lage des Zylinderspitzenendrucks.



**Abbildung 4.28:** Auswirkung der Einblasedauer in die Vorkammer am Motorprüfstand

Der Brennverzug nimmt mit zunehmender Einblasedauer um 13 % beziehungsweise 14 % ab. Sie wirkt sich auch positiv auf beide Teile der Verbrennung aus, welche mit der Erhöhung der Spüldauer um jeweils 1 ms zwischen 8 % und 10 % abnehmen.

Der stabilisierende Effekt der Gaseinblasung ist auch in Abbildung 4.29 zu erkennen. Durch die Spüldauer von 6 ms kann die Varianz des indizierten Mitteldrucks bei einem Luftverhältnis im Abgas von 1,77 unter 5 % gesenkt werden.



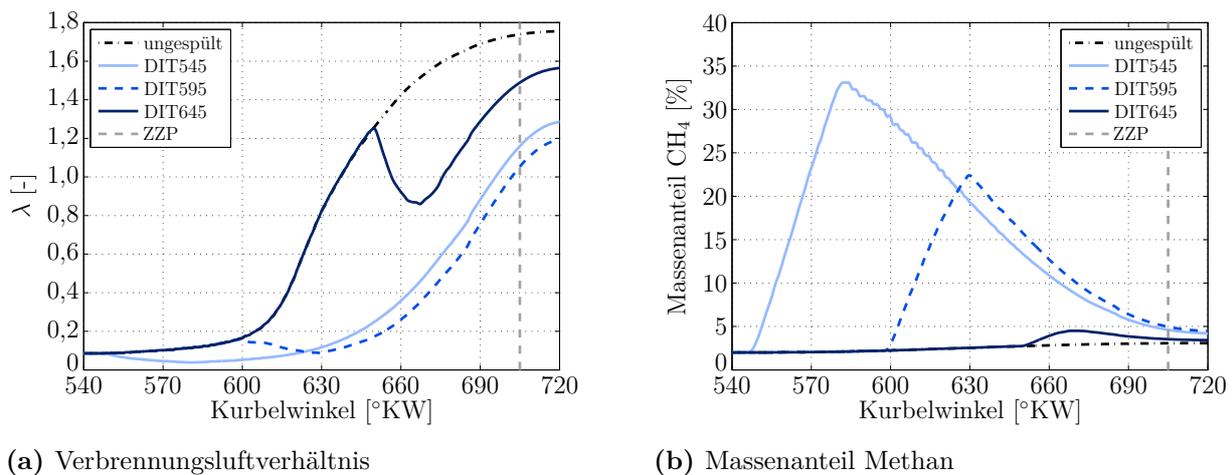
**Abbildung 4.29:** Varianz und Schwerpunktlage bei unterschiedlichen Einblasedauern

Entsprechend der Auswertung der Brenndauer verschiebt sich der Verbrennungsschwerpunkt bei Erhöhung der Spüldauer von 4 ms auf 6 ms um 6 °KW nach früh. Zur Vollständigkeit sind in Tabelle 4.4 weitere Ergebnisse der Versuchsreihe zusammengefasst. Durch die zunehmende Verbrennungsintensität steigen die Stickoxidemissionen mit längerer Gasspülung an, wobei sie insgesamt auf einem sehr niedrigen Niveau liegen. Auf HC und CO hat die Stabilisierung der Verbrennung dagegen tendenziell positive Auswirkungen.

Parameter	DID4	DID5	DID6
Einblasezeitpunkt	545 °KW	545 °KW	545 °KW
Luftverhältnis	1,77	1,77	1,77
Zündzeitpunkt	15 °KW v. OT	15 °KW v. OT	15 °KW v. OT
NO <sub>x, ind</sub>	0,062 g/kWh	0,078 g/kWh	0,130 g/kWh
HC <sub>ind</sub>	14,1 g/kWh	13,1 g/kWh	12,3 g/kWh
CO <sub>ind</sub>	3,5 g/kWh	3,2 g/kWh	3,1 g/kWh

**Tabelle 4.4:** Messwerte für unterschiedliche Einblasedauern

Neben der Kraftstoffmasse kann die Gemischbildung in der Vorkammer durch das Timing der Einblasung beeinflusst werden. Dieser Einfluss wird zunächst wieder in der CFD-Simulation durch Variation des Einblasebeginns von 545 °KW (DIT545) bis 645 °KW (DIT645) in Schritten von 50 °KW bei einer Einblasedauer von 5 ms untersucht. Aus Abbildung 4.30 können die über das Vorkammervolumen gemittelten zugehörigen Verläufe von Verbrennungsluftverhältnis und Kraftstoffmassenanteil entnommen werden.

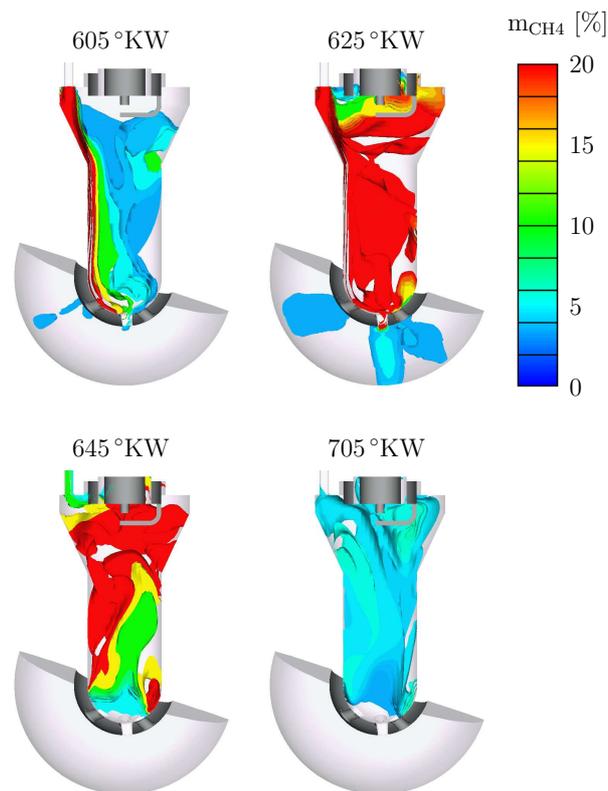


**Abbildung 4.30:** Auswirkung des Einblasezeitpunkts auf die Gemischqualität in der Vorkammer

Das unterschiedliche Timing der Gaseinblasung führt zu stark unterschiedlichen Verbrennungsluftverhältnissen zum Zündzeitpunkt. Zu erkennen sind insbesondere, dass die frühe Gaseinblasung zu einem höheren Luftverhältnis zum Zündzeitpunkt führt als das mittlere Timing sowie dass die späte Gaseinblasung eine deutlich verringerte Wirksamkeit zeigt. Für diese Ausprägungen sind unterschiedliche Effekte verantwortlich. Während der Kompression wird Gemisch in den Gaskanal geschoben, welches bei der Gaseinblasung zunächst wieder ausgespült werden muss. Zudem steigt der Druck in der Vorkammer, wodurch das Eindringen des eingeblasenen Gases stark beeinflusst wird. Bei früher Einblasung gegen geringen Gegendruck kann das Methan tief in die Vorkammer eindringen und strömt in den Hauptbrennraum über. Erfolgt die Gasspülung spät, so ist der eingeblasene Kraftstoff nicht

in der Lage, weit in die Vorkammer einzuströmen, diese zu spülen und ein angereichertes Gemisch zu bilden.

Abbildung 4.31 zeigt den Verlauf der Gaseinblasung für das mittlere Timing DIT595 zu unterschiedlichen Zeitpunkten. Das eingeblasene Gas strömt zunächst an der Wand unterhalb des Gaskanals entlang durch die Vorkammer, ohne stark mit dem Gemisch in der Vorkammer zu interagieren. Das schnelle und tiefe Eindringen führt dazu, dass bereits bei 605 °KW erste Teile des Methans aus der Vorkammer in den Hauptbrennraum ausströmen.



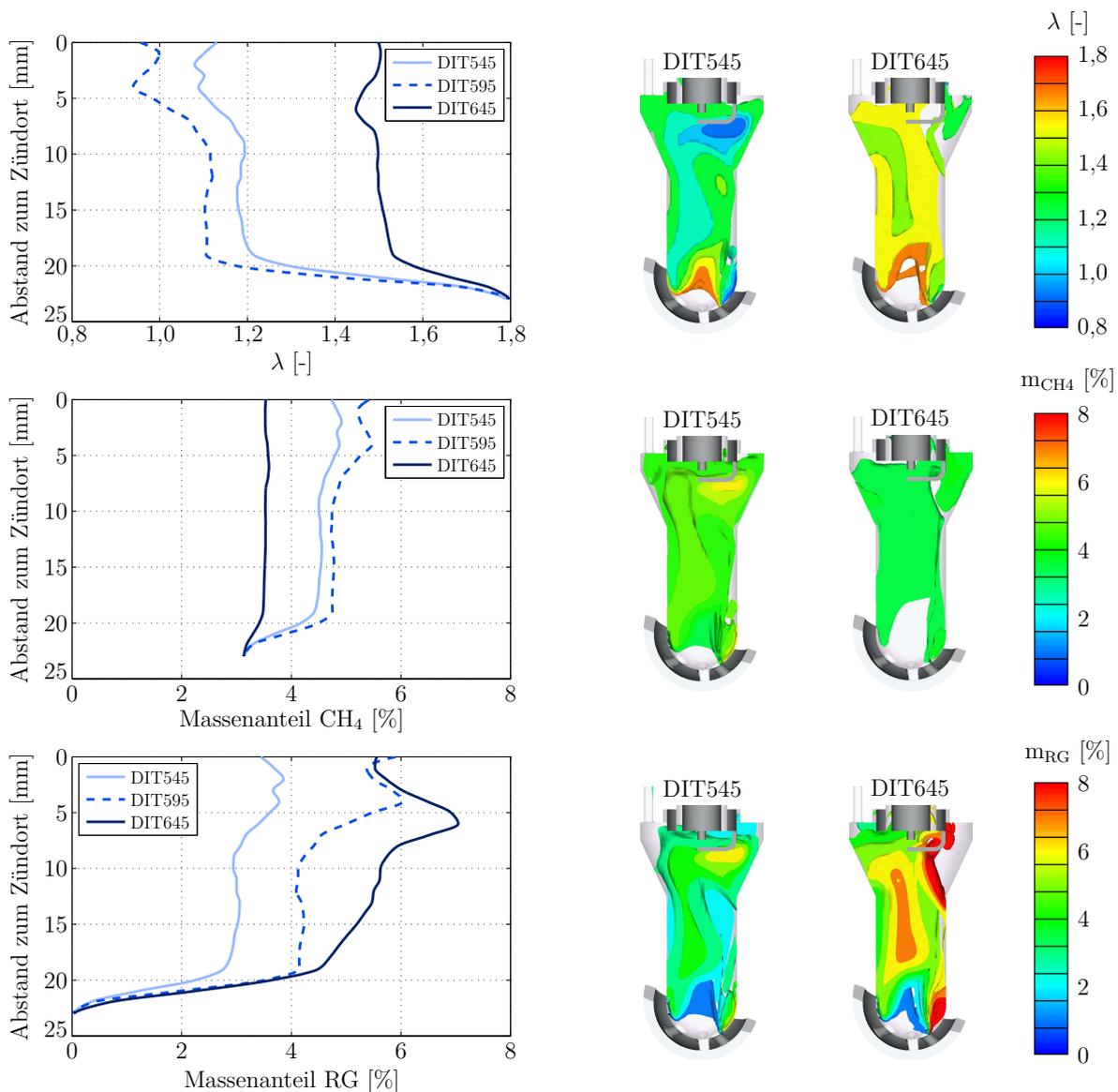
**Abbildung 4.31:** Masseverteilung  $CH_4$  in der Vorkammer und Überströmen in den Hauptbrennraum während der Einblasung für das Timing 595 °KW, vgl. [18]

Weitere 20 °KW später sind einerseits hohe Kraftstoffanteile in der Vorkammer erkennbar, andererseits strömt zu diesem Zeitpunkt durch alle Bohrungen  $CH_4$  in den durch das Austrittsvolumen repräsentierten Brennraum. Dieses Überströmen bedeutet bezogen auf das Vorkammervolumen einen Verlust an Kraftstoffkonzentration und die überstöchiometrische Zylinderladung erfährt eine leichte Anfettung.

Der in der Kompression steigende Zylinderdruck führt im weiteren Verlauf dazu, dass sich der Vorkammerinhalt mit hohen Methananteilen mit dem von unten her einströmenden Magergemisch zunehmend durchmischt. Zu erkennen ist dies in Abbildung 4.31 zum Zeitpunkt 645 °KW, bei welchem im Bereich der Durchtrittsbohrungen und des Vorkammerhalses bereits eine Abmagerung stattgefunden hat und die Zonen mit hohen Methankonzentrationen insbesondere im oberen Bereich der Vorkammer vorhanden sind. Insgesamt resultiert nach der weiteren Kompression und dem damit verbundenen Einström- und Durchmischungsvor-

gängen schließlich ein vergleichsweise homogenes Gemisch zum Zündzeitpunkt bei 705 °KW. Durch den geringeren Gegendruck aufgrund der weniger fortgeschrittenen Kompression strömt beim frühen Einblasetiming DIT545 ein größerer Anteil des Methans in den Hauptbrennraum über als bei DIT595. Dies erklärt das zum Zündzeitpunkt stärker überstöchiometrische Gemisch für DIT545 im Vergleich zu DIT595, vgl. Abbildung 4.30.

Die orts aufgelöste Betrachtung in Abbildung 4.32 legt zudem deutlich die Unwirksamkeit der späten Vorkammerspülung mit dem Beginn bei 645 °KW offen. Trotz gleicher Einblasedauer kann bei diesem Timing der Kraftstoffmassenanteil ausgehend vom überstöchiometrischen Gemisch kaum erhöht werden. Weiterhin verbleiben ausgeprägte Zonen mit Restgaskonzen-

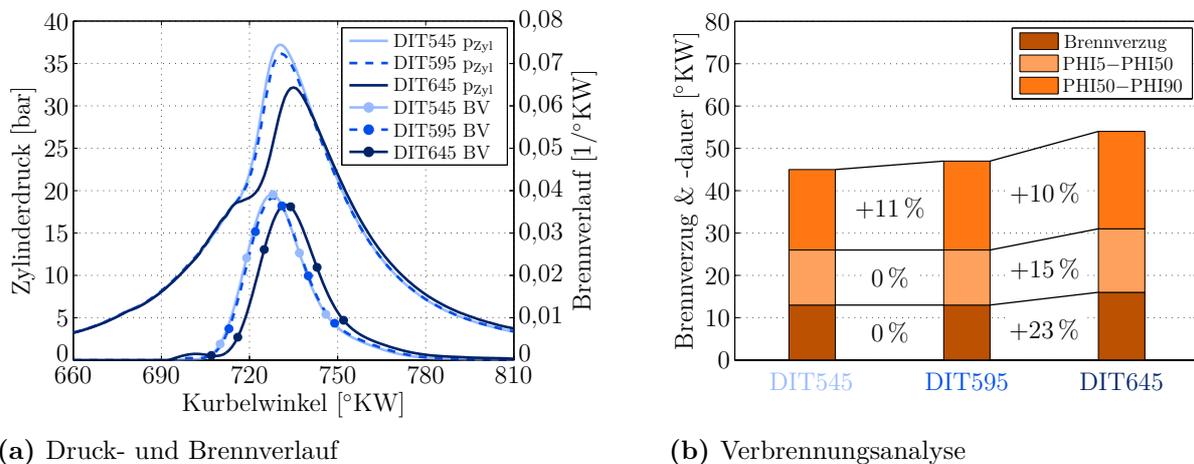


**Abbildung 4.32:** Einfluss des Einblasezeitpunkts auf das Verbrennungsluftverhältnis und die Speziesverteilung in der Vorkammer zum Zündzeitpunkt

trationen von über 8 % in der Vorkammer, wobei diese zusätzlich inhomogen in der Vorkammer verteilt sind. Dies spiegelt sich auch im mageren und zugleich ungleichmäßigen Verbrennungsluftverhältnis wider.

Die frühe Spülung bei 545 °KW führt zu den niedrigsten Restgasanteilen in der Vorkammer, allerdings verbunden mit einem höheren Kraftstoffverlust in den Hauptbrennraum, weshalb die  $\text{CH}_4$ -Konzentration in der Vorkammer geringer ist als bei DIT595. Der mittlere Einblasebeginn bewirkt dementsprechend auch die stärkste Unterstöchiometrisierung mit einem Luftverhältnis von 0,95 am Zündort.

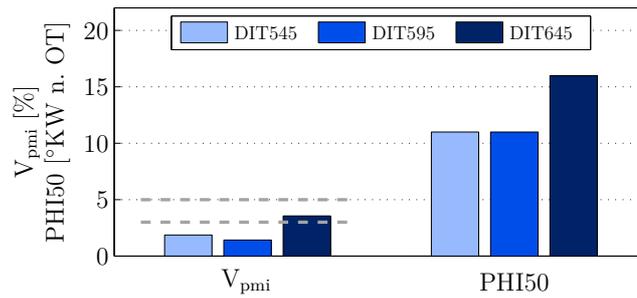
Der Einfluss des Einblasezeitpunktes wird ebenfalls experimentell am Versuchsträger untersucht. Abbildung 4.33 zeigt die Auswertung der Indiziermessdaten für die Variation des Einblasebeginns von 545 °KW über 595 °KW bis 645 °KW bei einer gleichbleibenden Spüldauer von 5 ms. Das Verbrennungsluftverhältnis im Abgas beträgt im gezeigten Betriebspunkt konstant 1,6. Die Applikationen DIT545 und DIT595 zeigen kaum Unterschiede im Zylinderdruckverlauf und auch die Intensität der Verbrennung ist vergleichbar. Der Brennverzug und der erste Teil der Verbrennung sind von identischer Dauer, allerdings verlängert sich die zweite Phase PHI50-PHI90 um 11 %, vgl. Abbildung 4.33b. Strömt weniger Gemisch in den Hauptbrennraum über, so ist das Gemisch dort etwas magerer, was sich auf das unterschiedliche Verhalten im Ausbrand auswirken kann.



**Abbildung 4.33:** Auswirkung des Einblasezeitpunkts am Motorprüfstand

Die späte Vorkammerspülung führt zu einem verzögerten Anstieg des Brennverlaufs und damit einem niedrigeren Zylinderspitzenruck. Ursache ist der durch die schlechtere Gemischaufbereitung und das stärker überstöchiometrische Gemisch in der Vorkammer um mehr als 20 % verlängerte Brennverzug. Die beiden Phasen der Verbrennung sind um 15 % beziehungsweise 10 % verlängert.

Die geringere Wirksamkeit von DIT645 zeigt sich auch im Anstieg von  $V_{\text{pmi}}$  auf etwas über 3 %. Weiterhin liegt der Verbrennungsschwerpunkt im Vergleich zu den beiden früheren Einblasezeitpunkten um 5 °KW später, wie Abbildung 4.34 entnommen werden kann.



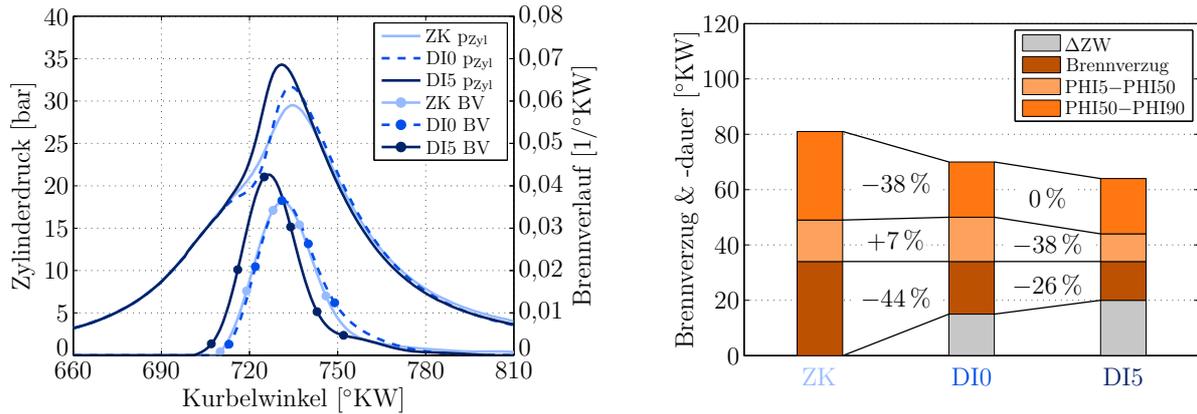
**Abbildung 4.34:** Varianz und Schwerpunktlage für unterschiedliche Einblasezeitpunkte

Auf die Emissionswerte von HC und CO zeigt die Variation des Einblasetimings in diesem Betriebspunkt keinen ausgeprägten Einfluss, vgl. Tabelle 4.5. Mit späterer Gaseinblasung und der daraus resultierenden Abnahme der Verbrennungsintensität sinken die Stickoxidemissionen allerdings deutlich.

Parameter	DIT545	DIT595	DIT645
Einblasedauer	5 ms	5 ms	5 ms
Luftverhältnis	1,6	1,6	1,6
Zündzeitpunkt	15 °KW v. OT	15 °KW v. OT	15 °KW v. OT
NO <sub>x, ind</sub>	0,808 g/kWh	0,614 g/kWh	0,339 g/kWh
HC <sub>ind</sub>	6,2 g/kWh	6,3 g/kWh	6,2 g/kWh
CO <sub>ind</sub>	2,1 g/kWh	2,0 g/kWh	2,0 g/kWh

**Tabelle 4.5:** Messwerte für unterschiedliche Einblasezeitpunkte

Die Betrachtung der Vorkammerspülung in Simulation und Experiment zeigt deren Wirksamkeit zur Stabilisierung der Verbrennung bei geeigneter Wahl von Einblasebeginn und -dauer auf. Daran anschließend wird das Potential im Vergleich zur konventionellen Kerzenzündung bei 1100 U/min und 4,5 bar pmi untersucht. Für die unterschiedlichen Konfigurationen der Zündkerzenzündung (ZK) und dem Vorkammerzündsystem ohne (DI0) und mit Methanspülung (DI5) werden das Verbrennungsluftverhältnis und der Zündzeitpunkt variiert. Im Hinblick auf das angestrebte Antriebskonzept und die innermotorische Einhaltung des Stickoxidgrenzwerts werden nach der Variation Betriebspunkte mit dem jeweils besten Kompromiss aus Kraftstoffverbrauch und NO<sub>x</sub>-Emissionen für die Gegenüberstellung der Zündverfahren ausgewählt. Die Auswertung des Zylinderdruckverlaufs ist in Abbildung 4.35a dargestellt. Die Applikationswerte und weitere Messergebnisse sind in Tabelle 4.6 zusammengefasst. Verglichen mit der konventionellen Zündkerze kann im vorliegenden Betriebspunkt durch den ungespülten Betrieb des entwickelten Vorkammerzündsystems der Brennverzug um über 40 % reduziert werden. Zudem wirkt sich die Vorkammer positiv auf den Ausbrand des Gemischs aus, so dass sich insgesamt eine kürzere Brenndauer ergibt. Aufgrund des unterschiedlichen Verbrennungsluftverhältnisses (vgl. Tabelle 4.6) ist dies allerdings nicht



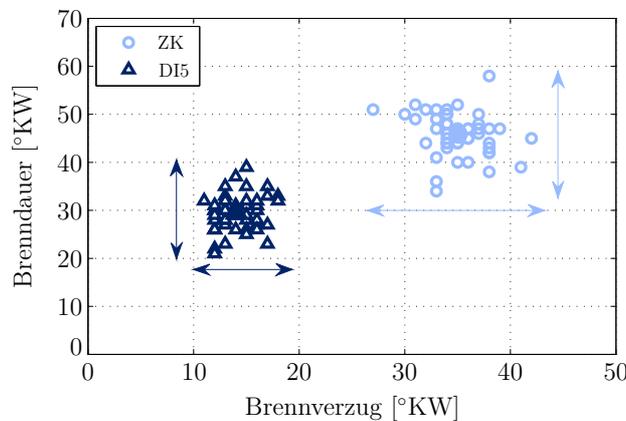
(a) Druck- und Brennverlauf

(b) Verbrennungsanalyse

**Abbildung 4.35:** Vergleich unterschiedlicher Betriebsarten (1100 U/min, 4,5 bar pmi)

allein auf die Vorkammerzündung zurückzuführen. Die zusätzliche Spülung der Vorkammer wirkt sich ebenfalls positiv auf den Brennverzug aus, welcher um weitere 26 % verkürzt wird. Weiterhin kann der erste Teil der Hauptverbrennung durch die große initiale Flammenfront und die eingebrachte Zündenergie stark reduziert werden, wie aus Abbildung 4.35b deutlich hervorgeht. Auf die Phase PHI50 bis PHI90 zeigt sich bei der vorliegenden Applikation kein Einfluss, wobei hier berücksichtigt werden muss, dass dem ungespülten Betrieb mit  $\lambda = 1,6$  ein Verbrennungsluftverhältnis bei DI5 von  $\lambda = 1,76$  gegenüber steht.

Im Betrieb der Vorkammer mit Methanspülung sind sowohl der Brennverzug als auch die Brenndauer stark reduziert. Abbildung 4.36 zeigt hierzu eine detailliertere Betrachtung der einzelnen Arbeitsspiele in der jeweiligen Messung. Es ist deutlich zu erkennen, dass das Vorkammerzündsystem sich nicht nur positiv auf die gemittelten Werte von Brennverzug und -dauer auswirkt, sondern auch die Streuung der einzelnen Arbeitsspiele um den Mittelwert verringert. Deren Lage zueinander ist deutlich kompakter und weist im Gegensatz zur konventionellen Zündkerze keine einzelnen Ausreißer auf.



**Abbildung 4.36:** Analyse von 50 einzelnen Arbeitsspielen (1100 U/min, 4,5 bar pmi)

Das Vorkammerzündsystem kann dabei einen Betrieb mit  $\lambda = 1,76$  bei einer Varianz des indizierten Mitteldrucks von 1,8 % darstellen, vgl. Tabelle 4.6. Die gespülte Vorkammer wirkt sich durch die hohe Abmagerfähigkeit bei gleichzeitig kurzer Brenndauer ebenfalls positiv auf den Motorwirkungsgrad und die Stickoxidemissionen aus. Im vorliegenden Betriebspunkt wird dadurch eine Erhöhung des indizierten Wirkungsgrads um 11 % bei gleichzeitiger Reduktion der Stickoxide um 46 % bezogen auf die Zündkerze erzielt. Allerdings zeigt sich ein starker Anstieg der Kohlenwasserstoffemissionen. Diese können zum Teil auf die um etwa 40 °C geringere Abgastemperatur zurückgeführt werden. Mögliche weitere Quellen sind jedoch auch unverbranntes Methan aus dem Gaskanal, welches während des Ladungswechsels in den Abgastrakt gelangt, und aus der Vorkammer ausströmendes CH<sub>4</sub> während der Einblasung.

Parameter	ZK	DI0	DI5
Einblasedauer	-	0 ms	5 ms
Einblasezeitpunkt	-	-	555 °KW
Luftverhältnis	1,67	1,6	1,76
Zündzeitpunkt	35 °KW v. OT	20 °KW v. OT	15 °KW v. OT
Brenndauer	47 °KW	36 °KW	30 °KW
Schwerpunktlage	14 °KW n. OT	15 °KW n. OT	9 °KW n. OT
V <sub>pmi</sub>	1,2 %	1,2 %	1,8 %
$\eta_{ind}$	0,37	0,39	0,41
NO <sub>x, ind</sub>	0,182 g/kWh	0,216 g/kWh	0,099 g/kWh
HC <sub>ind</sub>	6,5 g/kWh	7,0 g/kWh	11,0 g/kWh
CO <sub>ind</sub>	2,4 g/kWh	2,2 g/kWh	2,9 g/kWh
Abgastemperatur	385 °C	365 °C	347 °C

**Tabelle 4.6:** Messwerte bei verschiedenen Betriebsarten (1100 U/min, 4,5 bar pmi)

Die Untersuchungen zum Vorkammerzündsystem weisen diesem in Kombination mit der Muldengeometrie G3 ein enormes Potential bezüglich der Realisierung der überstöchiometrischen Prozessführung zu. Brennverzug und -dauer können stark reduziert und die Verbrennungsstabilität trotz Ausweitung des Magerbetriebs erhöht werden. Daraus resultieren höhere Motorwirkungsgrade bei gleichzeitig geringeren Stickoxidemissionen.

Die Möglichkeit der weiteren Abmagerung erfordert allerdings auch höhere Ladedrücke zur Darstellung einer geeigneten Motorcharakteristik. Zudem wird die Emissionsproblematik der unverbrannten Kohlenwasserstoffe verschärft. Diese Aspekte sind Gegenstand der Untersuchungen in den Kapiteln 4.4 und 4.5.

## 4.4 Aufladekonzept

Die Kombination von Zweizylindermotor und überstöchiometrischem Brennverfahren erfordert die Aufladung des Verbrennungsmotors zur Darstellung eines ausreichenden Drehmoments bei gleichzeitig hohen Wirkungsgraden. Während der Vorarbeiten erfolgte eine moderate Aufladung mittels des riemengetriebenen Radialverdichters ROTREX C15-16 [89]. Daraus ergab sich ein mit der Motordrehzahl zunehmendes maximales Drehmoment. Aufgrund der Magerapplikation resultieren daraus allerdings sehr geringe Motordrehmomente im niedrigen Drehzahlbereich. Daher wird das Ziel verfolgt, sowohl das maximale Drehmoment des Motors zu steigern, als insbesondere auch das Low-End-Torque anzuheben. Hierfür wird die Aufladung des Zweizylinders mittels Abgasturbolader sowie Spirallader untersucht, da beide Aufladesysteme das Potential eines hohen Ladedrucks bei niedrigen Motordrehzahlen bieten.

Wie bereits die Betrachtungen in Abschnitt 2.1.1 zeigen, ist seit mehreren Jahren ein Trend zu abgasturboaufgeladenen Ottomotoren zu beobachten. Allerdings sind nur wenige Beispiele von Zweizylinder-Turbomotoren bekannt. Beispiele aus den 1980er Jahren sind zwei Zweizylinder-Motorradmotoren von HONDA in V-Bauweise unter den Bezeichnungen CX500 Turbo und CX650 Turbo [106]. Ebenfalls aus dieser Zeit stammt der SUBARU Rex Turbo mit  $544\text{ cm}^3$  Hubraum.

Die Firma WEBER MOTOR entwickelte turboaufgeladene Zweizylinder-Reihenmotoren mit Hubvolumina von  $750\text{ cm}^3$  und  $850\text{ cm}^3$ . Das kleinere Aggregat verfügt über eine Bohrung von 85 mm, einen Hub von 66 mm und eine Verdichtung von 9:1 [217]. Für den hubraumgrößereren Motor betragen diese Werte 89 mm, 68 mm und ebenfalls 9:1 [207]. Basierend auf dem MPE 850 wurden Untersuchungen durchgeführt, den Antrieb eines Kompaktwagens mittels aufgeladenem Zweizylindermotor darzustellen [62].

Als derzeit einzige Serienanwendung im PKW-Segment ist der Zweizylinder von FIAT zu nennen [130]. Der Motor verfügt über  $875\text{ cm}^3$  Hubraum bei einer Bohrung von 80,5 mm und einem Hub von 86 mm. Das Verdichtungsverhältnis des Motors beträgt 10. [172]

Die Motoren von WEBER MOTOR und FIAT haben gleiche Zündabstände von  $360^\circ\text{KW}$  zwischen den beiden Zylindern. Somit ist keine Anwendung eines abgasturboaufgeladenen Zweizylinder-Ottomotors mit ungleichem Zündabstand im Mobilitätsbereich bekannt.

Von VOLKSWAGEN wurde ein Spirallader entwickelt und Ende der 1980er und Anfang der 1990er Jahre als G-Lader in Serie eingesetzt [211].

HANDTMANN hat das Prinzip des Spiralladers aufgegriffen und einspiralige Varianten entwickelt. Im Vergleich zu einem Verbrennungsmotor mit Abgasturbolader wurde ein deutlich gesteigertes Low-End-Torque erreicht [125]. Eine aktuelle Serienanwendung dieses Ladertyps ist nicht bekannt.

### 4.4.1 Abgasturbolader

Als erste Alternative zum Radialverdichter wird die Aufladung des Zweizylinder-Versuchsträgers mittels Abgasturbolader untersucht. Bei den experimentellen Analysen wird die Kol-

bengeometrie G2ES verwendet. Aufgrund der starken Oszillationen im Abgasmassenstrom ist die Abstimmung des Turboladers auf den Verbrennungsmotor von besonderer Bedeutung. Um die Einzelimpulse der Zylinder zu berücksichtigen, wurde vorgeschlagen, die Turbine anhand des Einzelhubvolumens eines Zylinders statt des Hubvolumens des Vollmotors zu dimensionieren [52]. Vorübergehend ist dabei nach [172] und [52] für den pulsformigen Abgasmassenstrom eine größere Turbine erforderlich als bei einem Motor mit höherer Zylinderzahl. Dadurch können einerseits zu hohe Peaks des Abgasgegendrucks und damit verbundene Nachteile beim Ladungswechsel vermieden werden. Andererseits kann eine derartige Entdrosselung zu einem geringeren Aufstauen vor der Turbine und dadurch wechselnden Anströmverhältnissen führen, was sich negativ auf den Laderwirkungsgrad auswirken kann. Der vorliegende Versuchsträger mit 180 °KW beziehungsweise 540 °KW Zündabstand verursacht aufgrund der ungleichen Zündfolge eine besonders instationäre Beaufschlagung der Turbine und verschärft damit die Problematik des pulsierenden Abgasmassenstroms. Weiterhin sind die überstöchiometrische Prozessführung und damit die geringere Abgasenthalpie bei der Auslegung der Turbine zu berücksichtigen.

Hierfür werden zunächst anhand der Turboladerhauptgleichung die Auswirkungen des Magerbetriebs abgeschätzt, vgl. [133], [218]. Dabei werden für die Dimensionierung die Abgaspulsationen über den Beiwert für pulsierende Energie  $\beta$  berücksichtigt, welcher aus dem charakteristischen Druckverlauf vor Turbine berechnet wird [231]. Aus der Leistungsbilanz am Turbolader folgt dann für das Verdichterdruckverhältnis in einem stationären Betriebspunkt nachstehender Zusammenhang [231]:

$$\pi_V = \frac{p_2}{p_1} = \left[ 1 + \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_V} \cdot \frac{c_{p,T}}{c_{p,V}} \cdot \frac{T_3}{T_1} \cdot \eta_V \cdot \eta_T \cdot \beta \cdot \left( 1 - \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right) \right]^{\frac{\kappa_V}{\kappa_V - 1}} \quad (4.6)$$

Demnach ist das Verdichterdruckverhältnis abhängig vom Massenstromverhältnis von Turbine zu Verdichter. Aufgrund der Gaseinblasung vor dem Verdichter ist dieses im vorliegenden Fall gleich 1. Die spezifischen Wärmekapazitäten von Abgas und Frischgas erhöhen sich durch den Magerbetrieb, wobei für deren Verhältnis lediglich ein geringer Anstieg zu erwarten ist. Die Abgastemperatur nimmt mit zunehmender Abmagerung stark ab, weshalb das Temperaturverhältnis  $T_3/T_1$  und damit das Verdichterdruckverhältnis kleiner werden. Ebenso wird der Abgasgegendruck im überstöchiometrischen Betrieb bei sonst gleichen Parametern aufgrund des sinkenden Zylinderdrucks und des abnehmenden Massendurchsatzes geringer. Demnach steigt das Turbinendruckverhältnis  $p_4/p_3$  und das Druckverhältnis über dem Verdichter nimmt ab.

Ein baugleicher Abgasturbolader wird somit im Magerbetrieb aufgrund der geringen Temperatur- und Abgasdruckverhältnisse einen niedrigeren Ladedruck liefern und dadurch die maximale Aufladung auch erst bei höherer Motordrehzahl erreichen. Um diesem Aspekt entgegenzuwirken, wird für den Zweizylindermotor bewusst ein kleiner Turbolader, dessen Daten in Tabelle 4.7 aufgelistet sind, gewählt. Der verwendete Turbolader ist damit deutlich kleiner als der in [173] bei der Betrachtung von unterschiedlichen Zweizylinder-Konzepten

Parameter	Wert
Bezeichnung	GARRETT GT0632SZ
Durchmesser Turbinenrad	30 mm
Durchmesser Verdichterrad	32 mm
Max. Verdichterdruckverhältnis	2,7
Max. Drehzahl	300.000 U/min

**Tabelle 4.7:** Technische Daten des Abgasturboladers [102]

eingesetzte BORGWARNER KP35 mit 35 mm Turbinenraddurchmesser. Zusätzlich zur kleinen Dimensionierung des Turboladers wird das Volumen zwischen den Auslasskanälen und dem Turboladereintritt zur Ausnutzung der Abgasimpulse möglichst gering gewählt. Aus den geometrischen Randbedingungen ergibt sich letztendlich ein Abgasvolumen von ca. 0,5 l.

Zur Simulation des Abgasturboladers in Kombination mit dem Versuchsmotor wird die in Abschnitt 3.3.2 beschriebene 1D-Modellierung verwendet. Entscheidend für die Qualität der Simulationsergebnisse ist die Berechnung der Gasdynamik vor der Turbine, wobei die Abbildung der Volute, dem schneckenförmigen Zulauf zum Turbinenrad, einen wesentlichen Einfluss hat. Das Volutenvolumen stellt ein Speichervolumen für den Abgasmassenstrom dar und beeinflusst die Druckpulsationen, weshalb es wichtig für die Ermittlung des realen Turboladerbetriebspunktes ist. In der Simulation wird die Volute als separates Rohrstück abgebildet, wobei deren Länge und Durchmesser aus den Abmessungen des Turboladers entsprechend dem in [9] vorgeschlagenen Vorgehen gewählt werden, vgl. [218]. Die Kennfelder für Verdichter und Turbine aus Messungen vom Heißgasprüfstand werden von der SA CHARGING SOLUTIONS AG zur Verfügung gestellt. Um die instationäre Beaufschlagung der Turbine im Gegensatz zum stationär durchströmenden Heißgasprüfstand zu berücksichtigen, wird das Wirkungsgradkennfeld der Turbine mit dem Faktor 0,9 skaliert, vgl. [218].

In der 1D-Simulation wird zunächst wie in [133] beschrieben die Auswirkung der Zündfolge betrachtet. Dazu werden Simulationen mit den Zündabständen 180 °KW und 540 °KW (ZF 180/540), sowie mit zweimaligem 360 °KW Abstand (ZF 360/360) durchgeführt. Die Analyse erfolgt bei einer Motordrehzahl von 2000 U/min und einem Verbrennungsluftverhältnis von 1,6. Bei beiden Konfigurationen wird eine mittlere Turboladerdrehzahl von 250.000 U/min eingestellt. Hierfür muss der Durchflusskoeffizient des Wastegates bei symmetrischer Zündfolge aufgrund des größeren Abstands zwischen den Einzelimpulsen um etwa 50 % reduziert werden, so dass das Wastegate weiter geschlossen ist.

In Abbildung 4.37 sind die Druckverläufe vor Turbine und im Saugrohr für beide Zündfolgen dargestellt. Die ungleiche Zündfolge führt abgasseitig zu einem höheren Spitzenwert des Abgasgedrucks, da beim Ausschleiben des zweiten Zylinders aufgrund des kurzen Versatzes von 180 °KW noch ein Vordruck des ersten Zylinders vorhanden ist. Daneben ist zu erkennen, dass der Saugrohrdruck bei dieser Zündfolge beim Ansaugen des zweiten Zylinders ebenfalls

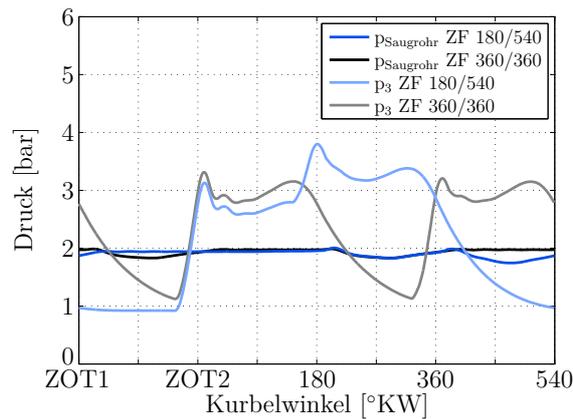
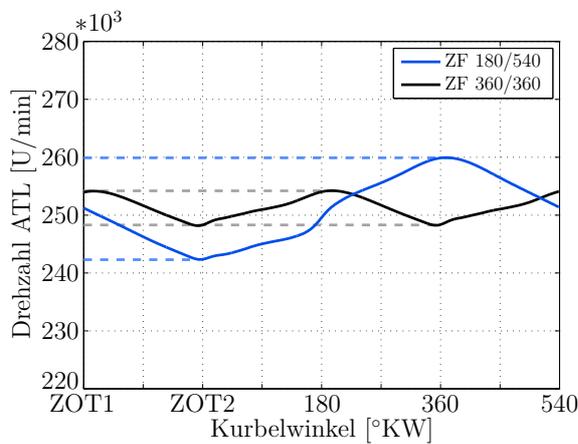
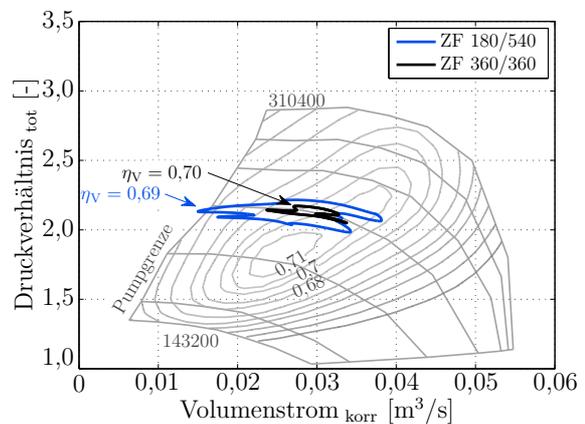


Abbildung 4.37: Auswirkung der Zündfolge auf Lade- und Abgasgedrueck, vgl. [133]

aufgrund des kurzen Abstands zum Zylinder 1 weiter einbricht als bei 360°KW Zündabstand. Zusätzlich sind in Abbildung 4.38a der Verlauf der Turboladerdrehzahl über dem Kurbelwinkel sowie in Abbildung 4.38b der transiente Betriebsbereich des Laders im Verdichter kennfeld dargestellt. Durch die ungleiche Beaufschlagung nimmt die Schwankungsbreite der Turboladerdrehzahl für die ungleiche Zündfolge zu. Diese korreliert mit einer stärkeren Schwankung der Turbinenleistung und somit auch des Ladedrucks. Verdichterseitig führen die Oszillationen zu einem breiteren Betriebsbereich bei nahezu gleich bleibendem Druckverhältnis, wobei kurzzeitig die Pumpgrenze überschritten wird. Die Gefahr des Verdichterpumpens wird dadurch erhöht, allerdings muss dieses nach [173] nicht zwangsläufig auftreten. Begründet



(a) Verlauf der Turboladerdrehzahl



(b) Betriebsbereich im Verdichterkennfeld

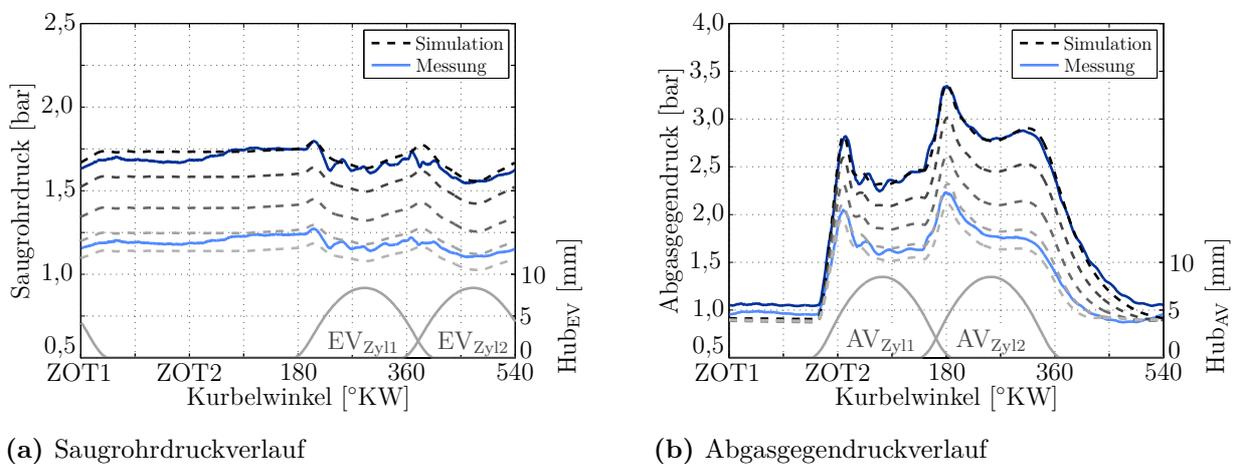
Abbildung 4.38: Auswirkung der Zündfolge auf transientes Turboladerverhalten, vgl. [133]

wird dies mit der Art und Weise der Messung von Turboladerkennfeldern. Die Pumpgrenze wird am stationär durchströmten Heißgasprüfstand bestimmt, wobei deren tatsächliche Lage im Motorbetrieb von den Betriebsbedingungen und insbesondere auch vom Volumen nach dem Verdichteraustritt beeinflusst wird [52]. Der über das Arbeitsspiel gemittelte Verdichterwirkungsgrad ist trotz des breiten Betriebsbereichs nur wenig geringer als bei der

symmetrischen Zündfolge, da das Verdichterkennefeld in weiten Bereichen hohe Wirkungsgrade aufweist, vgl. Abbildung 4.38b. Allerdings sind am realen Motor größere Unterschiede zu erwarten. Ursache hierfür ist der instationäre Betrieb des Turboladers. Dabei ändern sich die Strömungsbedingungen am Lader fortlaufend und dadurch insbesondere die Anströmung von Verdichter- und Turbinenrad. Der Einfluss dieses Effekts auf den Verdichter- und Turbinenwirkungsgrad kann in den am Heißgasprüfstand stationär gemessenen Kennefeldern nicht abgebildet werden, wodurch die vergleichsweise geringe Differenz bei der Betrachtung im Verdichterkennefeld begründet werden kann.

Verglichen mit 360°KW Zündabstand hat die ungleiche Zündfolge demnach Auswirkungen auf die Druckverläufe vor und nach dem Zylinder und damit auf den Ladungswechsel. Weiterhin ist der Betrieb des Turboladers deutlich transienter. Dennoch kann das vorgestellte Konzept auf Basis der Motorsimulationen als geeignet bewertet und am Motorprüfstand weiterverfolgt werden.

Die charakteristisch ausgeprägten Überhöhungen des Abgasgegendrucks werden für die Neuauslegung der Ventildfedern herangezogen, wobei der zugelassene Maximalwert zu 4,5 bar gewählt wird. Bei der Inbetriebnahme der Abgasturboaufladung am Motorprüfstand erfolgt zunächst ein Abgleich des Simulationsmodells bei einem Lastschnitt bei 2000 U/min und  $\lambda = 1,6$  durch eine Variation der Wastegatestellung. Abbildung 4.39 zeigt hierzu die indizierten Druckverläufe des Saugrohr- und Abgasdrucks bei geschlossenem und fast geöffnetem Wastegate. Zusätzlich sind Kurven einer in der Arbeitsprozessrechnung simulierten Ladedruckvariation gezeigt.



**Abbildung 4.39:** Variation Wastegatedurchfluss (2000 U/min,  $\lambda = 1,6$ ), vgl. [218]

Die transienten Verläufe von Lade- und Abgasdruck werden von den Simulationen mit sehr hoher Genauigkeit abgebildet. Insbesondere ist das 1D-Modell in der Lage, die Maxima im Abgasgegendruck zu berechnen. Es bleibt anzumerken, dass der gemessene Verlauf mit geschlossenem Wastegate im Simulationsmodell bei leicht geöffnetem Bypass übereinstimmt. Zur weiteren Analyse dieses Aspekts sind in Abbildung 4.40 die zugehörigen Betriebspunkte im Verdichterkennefeld dargestellt. Für die Simulationen sind jeweils der transiente sowie der über ein Arbeitsspiel gemittelte Verdichterbetrieb eingezeichnet. Diesen sind gemessene

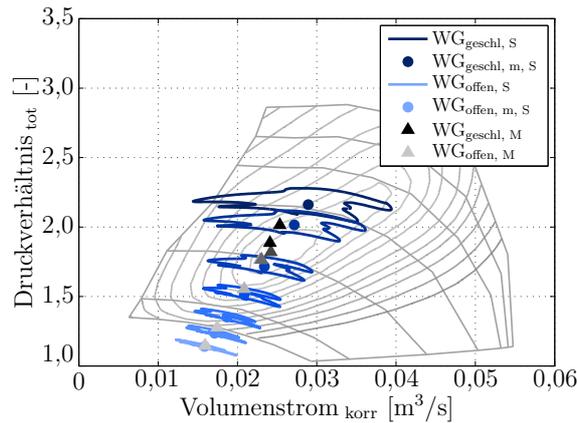
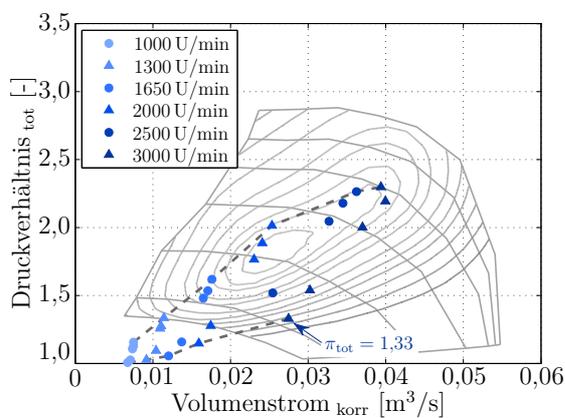


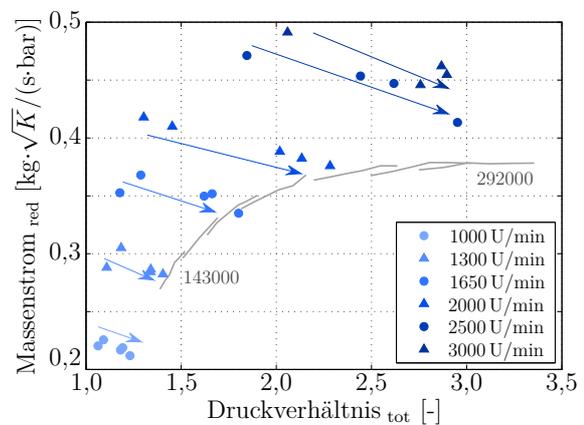
Abbildung 4.40: Variation Wastegatedurchfluss (2000 U/min,  $\lambda = 1,6$ ), vgl. [133]

Betriebspunkte gegenübergestellt. Die Grafik zeigt, dass grundsätzlich eine hohe Übereinstimmung erzielt wird, wobei die Messdaten im Vergleich zur Simulation etwas näher zur Pumpgrenze orientiert sind. Der Messpunkt mit geschlossenem Wastegate entspricht demjenigen Betriebspunkt in der Simulation, welcher im transienten Verlauf die Pumpgrenze gerade nicht überschreitet. Dieses Verhalten kann bei verschiedenen Motordrehzahlen bestätigt werden, vgl. [133].

Aus diesen Erkenntnissen kann eine Methodik für die Vorausberechnung der Abgasturboaufladung durch das 1D-Simulationsmodell und die anschließenden experimentellen Untersuchungen abgeleitet werden. Der bei niedrigen Motordrehzahlen erzielbare Ladedruck wird in der Simulation durch den letzten Betriebspunkt ohne Überschreiten der Pumpgrenze dargestellt. Der Grenzwert für die maximal zulässigen Druckpeaks im Abgastrakt von 4,5 bar entspricht in der Simulation einem mittleren Abgasdruck von 3 bar. Dieser Druck kann am Prüfstand überwacht und bei der Applikation als Randbedingung berücksichtigt werden. Entsprechend dieser Vorgehensweise wird das Verhalten des Abgasturboladers in Kombination mit dem Zweizylinder-Versuchsmotor über das gesamte Motorkennfeld untersucht. In



(a) Verdichterkennfeld

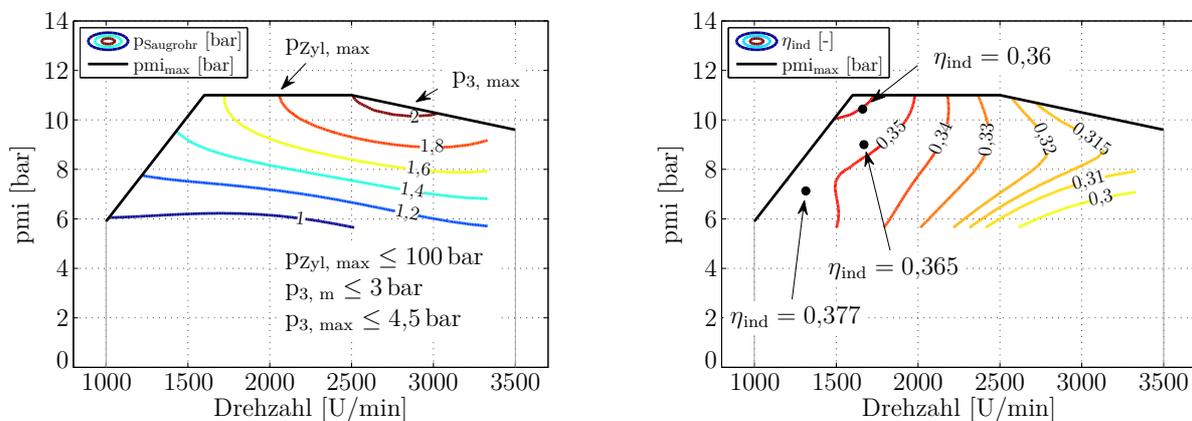


(b) Turbinenkennfeld

Abbildung 4.41: Gemessene Betriebspunkte in den Kennfeldern ( $\lambda = 1,6$ ), vgl. [133]

Abbildung 4.41a sind die gemessenen Betriebspunkte bei unterschiedlichen Motordrehzahlen und einem Verbrennungsluftverhältnis von 1,6 in das Verdichter- und in Abbildung 4.41b in das Turbinenkennfeld eingezeichnet. Das interne Wastegate des Turboladers wird dabei von offen und bis geschlossen beziehungsweise bis zum Erreichen der Abgasgegendruckgrenze variiert. Der Verlauf des maximalen Verdichterdruckverhältnisses über der Motordrehzahl liegt im Bereich der höchsten Verdichtereffizienzen, was die eingangs dargestellten Vorüberlegungen zur Dimensionierung des Turboladers bestätigt. Zu erkennen ist außerdem, dass das interne Wastegate nicht in der Lage ist, einen vollständigen Bypass darzustellen, weshalb sich bei 3000 U/min beim Verdichter ein minimales Totaldruckverhältnis von 1,33 einstellt. Für einen Einsatz eines derartig kleinen Turboladers an einem Zweizylinder mit 1,0l Hubraum müsste der Wastegatequerschnitt angepasst werden. Dies ist für die Untersuchungen im Rahmen der vorliegenden Arbeit jedoch von untergeordneter Bedeutung. Die Betriebspunkte mit geschlossenem Wastegate liegen bis zur Begrenzung des Druckverhältnisses auf oder nahe an den Drehzahlkurven des Turbinenkennfelds. Betriebspunkte mit offenem Wastegate liegen außerhalb des Kennfelds, da der Massenstrom durch den Turbinenbypass am Motorprüfstand nicht separat erfasst wird.

Das am Prüfstand resultierende Motorkennfeld ist in Abbildung 4.42 dargestellt. Eingezeichnet sind dabei in Abbildung 4.42a die Isolinien für den Saugrohrdruck und in Abbildung 4.42b für den indizierten Wirkungsgrad. Neben der Vorgabe maximal zulässiger Werte für den



(a) Ladedruckkennfeld

(b) Wirkungsgradkennfeld

**Abbildung 4.42:** Prüfstandsergebnisse der Abgasturboaufladung

Abgasgegendruck wird zusätzlich der Zylinderspitzenendruck auf 100 bar begrenzt. Zur Darstellung eines möglichst frühen Ladedruckanstiegs bei niedrigen Motordrehzahlen erfolgt die Applikation an der Vollast mit  $\lambda = 1,4$ . Werden die Betriebsgrenzen erreicht, so wird das Verbrennungsluftverhältnis zwischen  $\lambda = 1,5$  und  $\lambda = 1,6$  gewählt. Bei höheren Motordrehzahlen muss zudem das Wastegate geöffnet werden, um den Abgasgegendruck zu begrenzen. Der maximal erzielte Ladedruck liegt bei etwas über 2 bar. Die höchsten indizierten Wirkungsgrade werden bei niedrigen Drehzahlen im Bereich des Low-End-Torques erzielt. Sie

liegen zwischen 36 % nahe der Vollast und 37,7 % bei etwa 7 bar Mitteldruck im leicht aufgeladenen Betrieb. Der indizierte Wirkungsgrad in Abbildung 4.42b zeigt eine Abnahme hin zu höheren Motordrehzahlen.

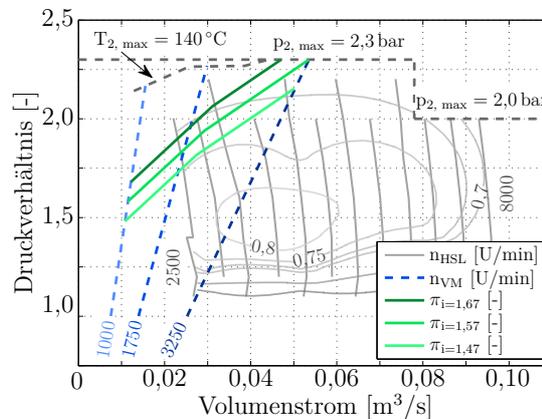
Die simulativen und experimentellen Arbeiten zeigen, dass die Aufladung eines Zweizylinder-Magergasmotors mittels Abgasturbolader bei ungleichen Zündabständen von 180 °KW und 540 °KW möglich und darüber hinaus hinsichtlich Ladedruckaufbau und Motorwirkungsgrad vielversprechend ist. Die resultierende Motorcharakteristik und die Bewertung der verschiedenen Aufladesysteme zueinander erfolgt in Kapitel 4.4.3.

#### 4.4.2 Spirallader

Der Spirallader bietet das Potential schon bei sehr niedrigen Motordrehzahlen einen hohen Ladedruck bereitzustellen. Dies eröffnet die Möglichkeit, trotz der überstöchiometrischen Applikation, eine hohe Motorvollast zu erreichen und im Vergleich zur Abgasturboaufladung einen zusätzlichen Kennfeldbereich bei niedrigen Drehzahlen zu erschließen. Die Untersuchungen mit dem Spirallader werden ebenfalls mit dem Kolben G2ES durchgeführt.

Die Auslegung und Simulation des Spiralladers erfolgen entsprechend der bisherigen Untersuchungen zum Aufladekonzept mittels 1D-Simulationsmodell. Betrachtet werden dabei die beiden Lader mit unterschiedlichen Hubvolumina HSL 580 und HSL 708. Sie werden über Kennfelder abgebildet, welche von HANDTMANN zur Verfügung gestellt wurden. Die aus den vorhandenen Messdaten abgeschätzten Motorschlucklinien liegen bei der kleineren Ausführung bei höheren Verdichterwirkungsgraden als bei der größeren Ladervariante, vgl. [3]. Aus Verfügbarkeitsgründen stand für die experimentellen Untersuchungen jedoch lediglich der HSL 708 zur Verfügung, weshalb sich die folgenden Betrachtungen auf diesen beschränken.

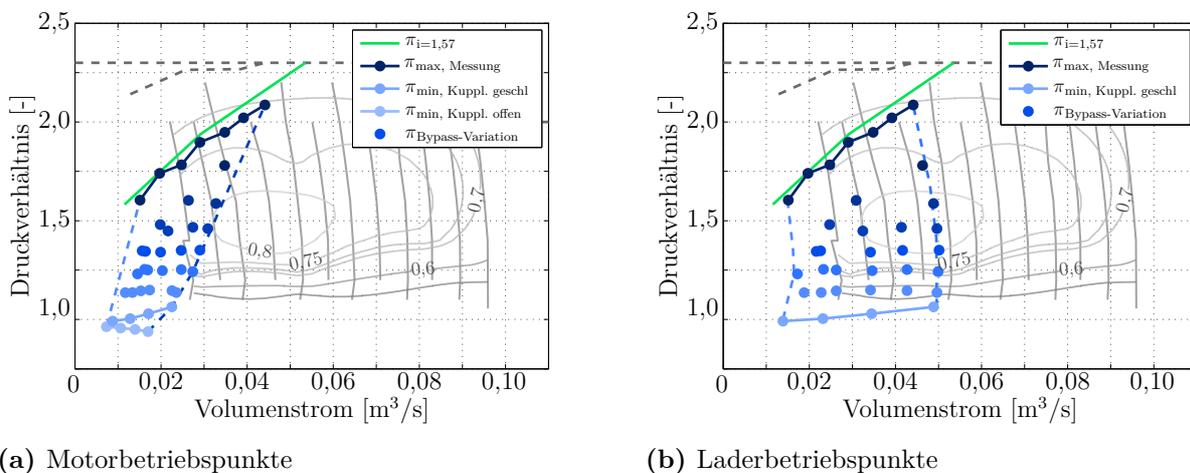
Zunächst erfolgt anhand der Motorschlucklinien die Übersetzungsauslegung für den Riemenantrieb des Spiralladers, vgl. [3]. Hierzu zeigt Abbildung 4.43 das Kennfeld des HSL 708 mit den Drehzahl- und Wirkungsgradlinien. Eingezeichnet sind auch die Betriebsgrenzen aufgrund des maximal zulässigen Drucks am Verdichteraustritt sowie der Austrittstemperatur.



**Abbildung 4.43:** Auslegung des Spirallader-Betriebsbereichs, vgl. [3]

Gezeigt sind weiterhin die abgeschätzten Vollastlinien für ausgewählte Übersetzungsverhältnisse. Um das Potential eines frühzeitig hohen Ladedrucks auszunutzen und gleichzeitig nicht bei zu niedrigen Drehzahlen die Verdichtergrenze und damit den Bypassbetrieb zu erreichen, wird das Übersetzungsverhältnis als Kompromiss zu 1,57 gewählt. Die Motorschlucklinien zeigen auch, dass für den vorliegenden Spirallader die Bereiche des höchsten Laderwirkungsgrades nur dann erreicht werden können, wenn das Druckverhältnis bei 3250 U/min im Bereich von unter 1,75 liegen würde. Diese Auslegung hätte nahezu keinen Ladedruck bei niedrigen Motordrehzahlen zur Folge und ist somit nicht zielführend.

Der auf Basis der Auslegung am Motorprüfstand erzielte Ladedruckverlauf bis zu einer Motordrehzahl von 2500 U/min ist in Abbildung 4.44 der Übersetzungsauslegung gegenübergestellt. Der Verlauf des maximalen Ladedrucks entspricht weitgehend der ursprünglich durchgeführten Abschätzung. Abbildung 4.44a zeigt die Motorschlucklinien und Motorbetriebspunkte bei unterschiedlichen Bypassöffnungen. Weiterhin sind die minimalen Druckverhältnisse bei offener und geschlossener Kupplung des Spiralladers mit jeweils offenem Bypass eingezeichnet. Der Betrieb mit offener Kupplung entspricht dem eines Saugmotors, wobei bei höheren Drehzahlen ein leichter Unterdruck in der Ansaugstrecke entsteht. Bei geschlossener Kupplung und offenem Bypass ist mit steigender Drehzahl ein geringer Ladedruckaufbau erkennbar, wobei das Druckverhältnis maximal bei lediglich 1,1 liegt.



**Abbildung 4.44:** Betriebsbereich des HSL 708 am Motorprüfstand, vgl. [3]

Der Bezug der Messpunkte auf den Motordurchsatz berücksichtigt dabei nicht den Volumenstrom durch den Bypass und zeigt somit nicht die Betriebspunkte des Spiralladers. Diese sind in Abbildung 4.44b ins Verdichterkennfeld eingetragen und liegen auf den zugehörigen Drehzahlkurven des Laders, vgl. [3].

Entsprechend der Auslegung arbeitet der eingesetzte Spirallader im wirkungsgradoptimalen Bereich, wenn er bei mittleren Druckverhältnissen betrieben und ein Teil des geförderten Volumenstroms durch den Verdichterbypass zurück in die Ansaugstrecke geführt wird. Zudem kann aufgrund der Ladergröße nur ein Teil des verfügbaren Kennfelds genutzt werden.

Die resultierenden Kennfelder für Ladedruck und indizierten Motorwirkungsgrad sind in Abbildung 4.45 aufbereitet. Bei 1000 U/min liegt der Saugrohrdruck mit 1,5 bar bereits auf vergleichsweise hohem Niveau und deutlich über den bisher experimentell erzielten Werten. Im Vergleich dazu erreicht der Abgasturbolader diesen Ladedruck erst etwa 500 U/min später. Ab 1700 U/min muss der Ladedruck aufgrund des zulässigen Zylinderspitzenendrucks begrenzt werden. Der höchste indizierte Wirkungsgrad liegt an der Volllast bei 36,8 %, wobei der Bereich lokal begrenzt ist und der Wirkungsgrad zum Bypass-Betrieb und zu höheren Drehzahlen hin auf 32 % bis 30 % abfällt.

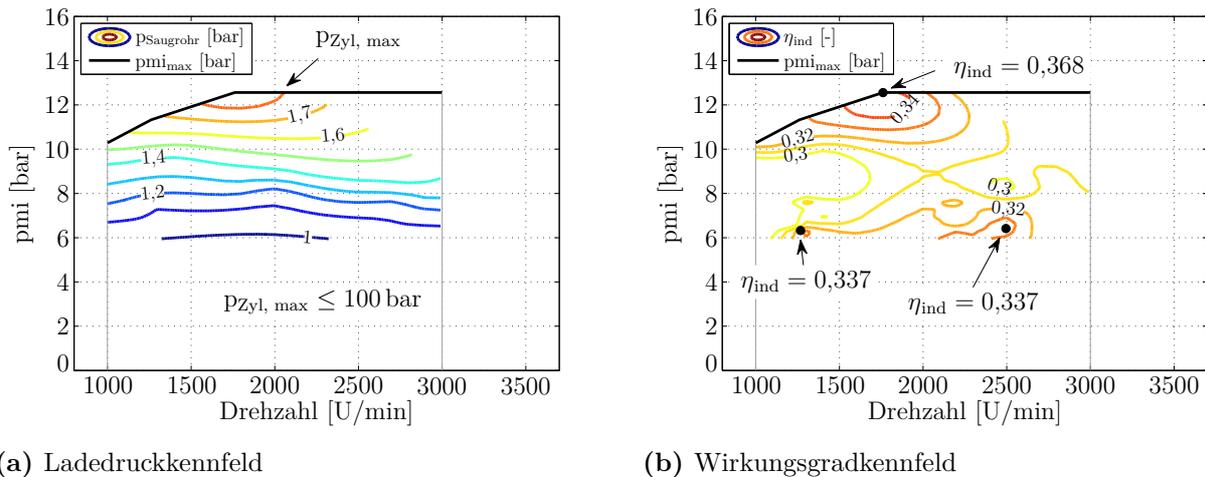


Abbildung 4.45: Prüfstandsergebnisse des Spiralladers

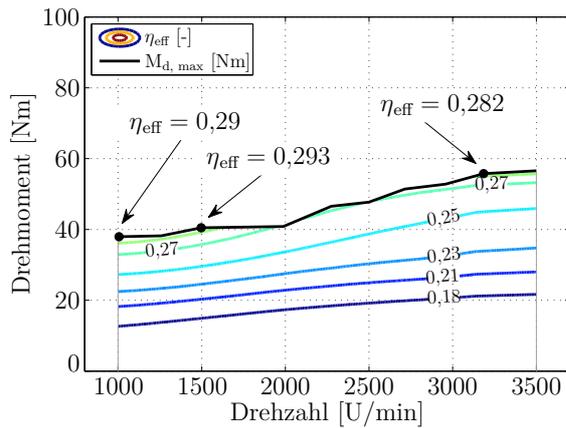
Zusammengefasst weisen die Untersuchungen mit dem Spirallader diesem Aufladekonzept ein enormes Potential hinsichtlich der frühen Darstellung eines hohen Ladedrucks zu. Dadurch können bereits bei niedrigen Motordrehzahlen vergleichsweise hohe Drehmomente durch den Zweizylinder-Erdgasmotor bereitgestellt werden.

### 4.4.3 Vergleich der Aufladekonzepte

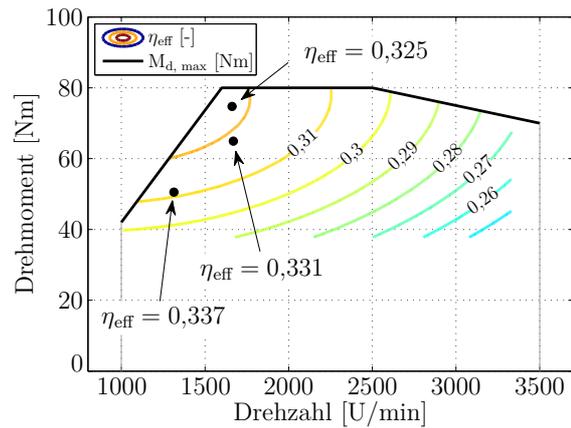
Zur Bewertung der unterschiedlichen Aufladekonzepte werden die Drehmomentcharakteristika sowie die effektiv erzielten Wirkungsgrade gegenüber gestellt. Die Darstellung der effektiven Wirkungsgrade dient zum Vergleich der Aufladesysteme miteinander. Auf eine Einordnung zu Verbrauchswerten von Vollmotoren aus der Literatur wird verzichtet, da der Versuchsträger nicht vollständig mit Nebenaggregaten ausgestattet ist.

In Abbildung 4.46 finden sich Kennfelder mit dem jeweiligen erzielten maximalen Drehmomentverlauf sowie Isolinien des effektiven Motorwirkungsgrads. Gezeigt sind Kennfelder des Radialverdichters, des Abgasturboladers sowie des Spiralladers. Weiterhin sind die Kennfelder in Abbildung 4.46d übereinander gelegt und der effektive Wirkungsgrad ist an ausgewählten Punkten eingezeichnet.

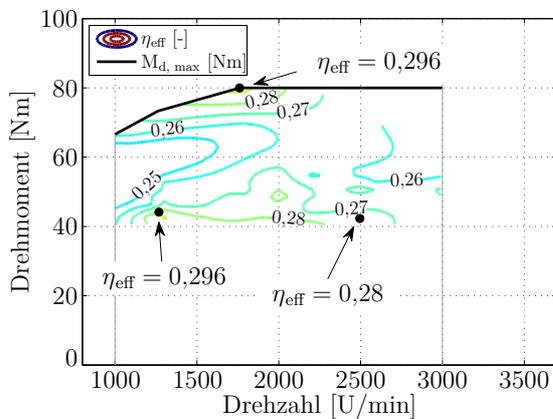
Der Vergleich zeigt, dass die Drehmomentwerte der Ausgangsbasis mit Radialverdichter sowohl durch die Abgasturboaufladung als auch durch den Einsatz des Spiralladers deutlich



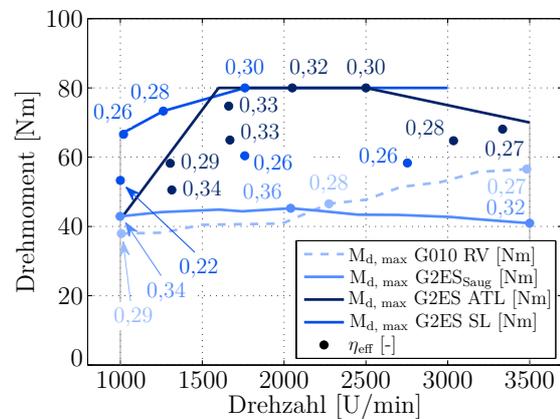
(a) Radialverdichter (RV)



(b) Abgasturbolader (ATL)



(c) Spirallader (SL)



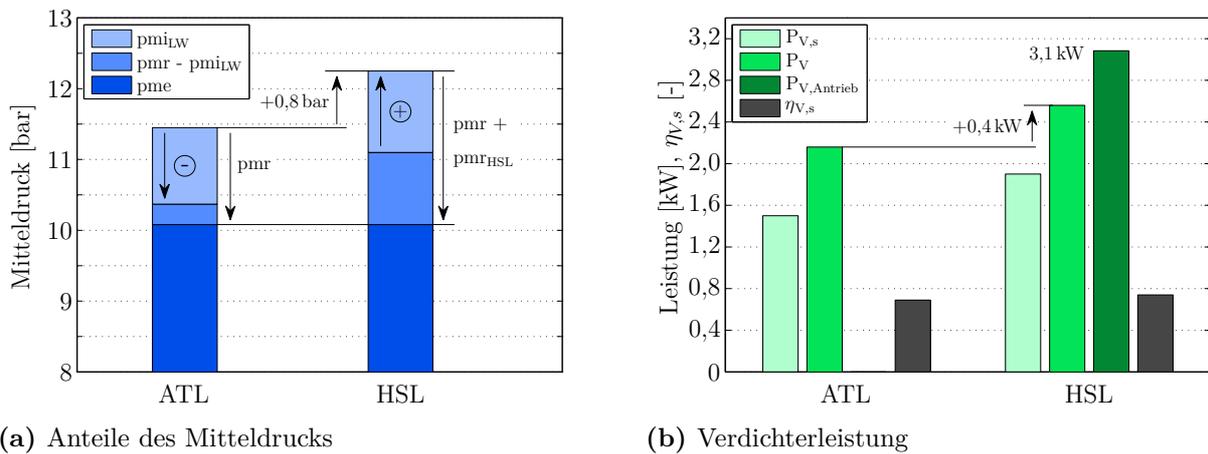
(d) Vergleich der Aufladekonzepte

**Abbildung 4.46:** Effektiver Wirkungsgrad für unterschiedliche Aufladekonzepte

übertroffen werden können. Dabei erschließt der Spirallader bei 1000 U/min bezogen auf den Turbolader ein zusätzliches Potential von etwas mehr als 20 Nm, was einer Steigerung von über 50 % entspricht. Zudem sind Vorteile bei höheren Motordrehzahlen zu erwarten, bei welchen die Aufladung des Abgasturboladers durch den steigenden Abgasgegendruck begrenzt ist. Allerdings werden durch die Abgasturboaufladung die deutlich höchsten effektiven Wirkungsgrade erzielt. Die Maximalwerte liegen bei 29,3 % für den Radialverdichter, bei 29,6 % für den Spirallader und bei 33,7 % für den Abgasturbolader. Darüber hinaus ist zu erkennen, dass der Turbolader über den kompletten Kennfeldbereich höhere Wirkungsgrade als der Spirallader aufweist. Die Wirkungsgrade des Radialverdichters an der Volllast liegen im Bereich des größten Wirkungsgrades des Spiralladers. Einschränkend ist anzumerken, dass der Radialverdichter als ursprüngliche Vergleichsbasis mit dem Kolben G010 vermessen wurde, was auf die grundsätzliche Charakteristik jedoch keinen Einfluss hat.

Eine weiterführende Analyse legt die Unterschiede zwischen der Aufladung mittels Abgasturbolader und Spirallader offen. Hierzu sind in Abbildung 4.47 die Mitteldrücke und Verdichterleistungen für beide Varianten am Volllastbetriebspunkt bei 1800 U/min dargestellt. Es

zeigt sich, dass beim Abgasturbolader ein Großteil des Reibmitteldruck ( $p_{mr}$ ) dem Ladungswechsellast zuzuschreiben ist, vgl. Abbildung 4.47a. Der verbleibende  $p_{mr}$  ist gering, da der Zweizylindermotor weder über eine Wasserkühlung, noch über Nebenaggregate verfügt. Beim Spirallader führt die positive Ladungswechselschleife zu einer Erhöhung des indizierten Mitteldrucks, woraus aufgrund des erforderlichen Antriebs des Laders jedoch derselbe effektive Mitteldruck wie bei der Abgasturboaufladung resultiert.



**Abbildung 4.47:** Ladungswechselanalyse und Verdichterleistung von Abgasturbolader und Spirallader (1800 U/min, 80 Nm)

Zur Darstellung desselben Volllast ist beim Spirallader eine stärkere Aufladung zur Kompensation des Laderantriebs erforderlich, weshalb die isentrope Verdichterleistung erhöht ist, vgl. Abbildung 4.47b. Trotz des etwas höheren isentropen Wirkungsgrades verbleibt eine um 0,4 kW erhöhte Verdichterleistung. Im gezeigten Betriebspunkt folgt dadurch eine gesamte erforderliche Antriebsleistung des Spiralladers von 3,1 kW. Für den Abgasturbolader ist diese in Abbildung 4.47b nicht dargestellt, da sie nur beim mechanischen Lader von der Kurbelwelle bereitgestellt werden muss und somit keinen direkten Vergleich zulässt. Die Analyse zeigt, dass zur Kompensation der Laderantriebsleistung ein höherer Ladedruck und ein höherer indizierter Mitteldruck zur Generierung desselben Drehmomentniveaus erforderlich sind. Dadurch ist der erhöhte effektive Wirkungsgrad bei Abgasturboaufladung zu erklären.

Als zusätzliche Vergleichsbasis ist in Abbildung 4.46d eine Volllastlinie im reinen Saugbetrieb eingezeichnet, wobei ein effektiver Wirkungsgrad von 36 % erreicht wird. In Verbindung mit einem Aufladekonzept stellt dies den maximal erzielbaren Wert für den vorliegenden Motor im Bypass-Betrieb dar, sofern dieser ohne jegliche Drossel- und zusätzliche Reibungsverluste dargestellt werden könnte.

Der Spirallader ist in der Lage im Vergleich zu den übrigen Aufladekonzepten einen Bereich im Drehmomentkennfeld bei niedrigen Motordrehzahlen zu erschließen. Dabei liegen allerdings die effektiv erzielten Wirkungsgrade stark unter denen des Abgasturboladers. Bei Einsatz einer besser geeigneten Spiralladergröße ist hier noch ein Verbesserungspotential zu erwarten, welches im Rahmen der vorliegenden Arbeit nicht ausgewiesen werden kann.

Beide untersuchten Konzepte ermöglichen ein im Bezug zur Ausgangsbasis enorm gesteigertes Drehmoment bei überstöchiometrischer Motorapplikation. Aufgrund der hohen Wirkungsgrade wird für die Bewertung des Antriebsstrangkonzpts in Kapitel 6 die Aufladung mittels Abgasturbolader betrachtet.

## 4.5 Abgasnachbehandlung

Die vorangegangenen Untersuchungen zeigen einerseits das Potential der überstöchiometrischen Prozessführung auf, wobei andererseits die Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe eine große Herausforderung darstellt. Trotz innermotorischer Ansätze betreffend sowohl die Geometrieoptimierung des Brennraums als auch die Realisierung einer möglichst vollständigen Verbrennung werden hohe HC-Emissionen im Rohabgas gemessen. Dies ist unter anderem darauf zurückzuführen, dass die Maßnahmen zur Wirkungsgradsteigerung des überstöchiometrischen Verbrennungsprozesses zu einer Absenkung des Abgastemperaturniveaus führen, wodurch der Anteil der durch Nachoxidation im Abgastrakt umgesetzten Kohlenwasserstoffe abnimmt. Im Hinblick auf eine Umsetzung des vorgestellten Verbrennungskonzepts ist somit die Untersuchung der Abgasnachbehandlung unabdingbar. Da aufgrund des Magerbetriebs kein 3-Wege-Katalysator eingesetzt werden kann, wird die Möglichkeit der Nachbehandlung mittels Oxidationskatalysator angestrebt.

Zur Einordnung findet sich in der Literatur die Angabe, dass für die Oxidation von Methan im Vergleich zu Benzin etwa um 100 °C höhere Temperaturen erforderlich sind [166], [146]. Bei Katalysatoren im PKW-Segment wird als Edelmetall in der Regel Platin (Pt) eingesetzt. Für die Oxidation von CH<sub>4</sub> wird Palladium (Pd) im Vergleich zu Platin eine deutlich höhere Wirksamkeit zugeschrieben [49]. Prinzipiell sind Katalysatoren einem Alterungsprozess unterworfen, wodurch deren Wirksamkeit über der Zeit abnimmt. Bekannt ist dabei die starke thermische Alterung beziehungsweise Schädigung von Katalysatoren, weshalb Temperaturen oberhalb von typischerweise 850 °C vermieden werden. Palladium-Katalysatoren weisen zudem eine starke Empfindlichkeit gegenüber Schwefelanteilen auf. Schon kleinste Konzentrationen von beispielsweise 1 ppm Schwefeldioxid führt zu einer raschen Vergiftung des Katalysators [123]. Weitere Untersuchungen zeigten, dass auch Wasser eine äußerst schädigende Wirkung hat [138].

Um den niedrigen Abgastemperaturen zu begegnen, wurde in [92] von der Firma ENKLAVEN AB eine Kombination aus Wärmetauscher und Oxidationskatalysator präsentiert. Durch die Reaktion im Katalysator erwärmt sich das Abgas, welches am Katalysatoraustritt dem Wärmetauscher zugeführt wird. Darin soll die Abgastemperatur vor dem Katalysatoreintritt von 400 °C auf 600 °C angehoben werden. Im Fahrzeugbetrieb wurde dadurch in Kombination mit einer Edelmetallbeschichtung von Pd:Pt in einem Verhältnis von 4:1 eine Reduktion der HC-Emissionen um 80 % erreicht. Nach 1000 h wurden noch 60 % dieses Werts erzielt. [92] Untersuchungen von DCL INTERNATIONAL an einem Pd-Oxidationskatalysator zeigten dessen sehr gute Eignung, allerdings ebenfalls verbunden mit den Herausforderungen bezüglich

Wasser, Schwefel und geringen Temperaturen. Eingesetzt wurde ein Modellgas, mit welchem ein Light-Off bei etwa 380 °C ermittelt wurde. Nach der irreversiblen Schwefelalterung lag dieser um 100 °C höher. [103]

Vergleichbare Resultate wurden bei der Analyse unterschiedlicher Katalysatoren im CNG-Betrieb durch DCL INTERNATIONAL und YANMAR CO. erzielt. Die Temperatur für 50 % Konvertierungsrate eines Palladium-Katalysators lag im Neuzustand bei 350 °C und nach Schwefelalterung bei 500 °C [215].

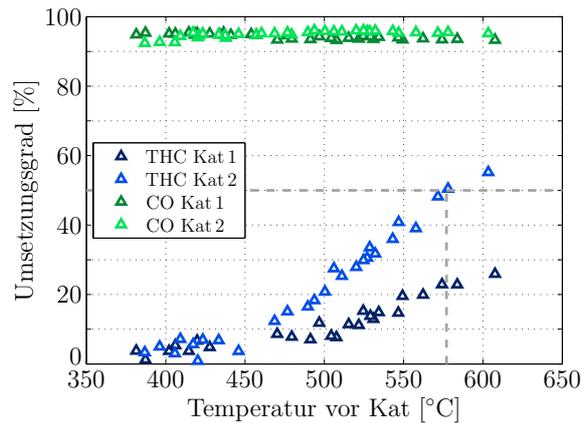
2013 wurde von der Firma CLARIANT ein neuartiger Katalysatoraufbau vorgestellt, bei welchem ein vergleichsweise hoher Anteil von 3 % Edelmetall in die Porenstruktur der Zeolithe eingebettet ist. Dadurch wird die Stabilität gegenüber Vergiftung mit Schwefel erhöht, so dass die Light-Off-Temperatur von 400 °C lediglich auf 450 °C anstieg. Weiterhin wird dem Katalysator eine gute Speicherfähigkeit bei niedrigen Temperaturen zugeschrieben, welche im Hinblick auf die Kaltstartproblematik positiv zu bewerten ist. [88]

Untersuchungen des KARLSRUHER INSTITUTS FÜR TECHNOLOGIE an einem Katalysator mit Edelmetallverhältnis Pd:Pt von 5:1 zeigten einen Light-Off bei 400 °C. Sie legten auch die starke Vergiftung mit Schwefeldioxid offen, woraus eine Abnahme der Konvertierungsrate von 60 % auf 9 % folgte. Eine Alterung ohne Schadstoffe führte zu einer Verringerung um 30 %. [84]

Die Literaturbetrachtung zeigt neben der potentiellen Eignung von Palladium für die Oxidation von Methan vor allem die Vergiftungsgefahr des Katalysators durch Schwefelanteile im Abgas. Diese können beim Einsatz des Katalysators am Verbrennungsmotor aus verbranntem Schmieröl oder aus dem Kraftstoff stammen, in welchem sehr kleine Konzentrationen zugelassen sind [57]. Eine weitere Herausforderung stellt die Alterung und Abnahme der Konvertierungsrate durch Wasser dar, da dieses im Verbrennungsprozess zwangsläufig entsteht und somit im Abgas enthalten ist.

Die Untersuchungen an Katalysatoren werden häufig mit Modellgasen durchgeführt, welche das Abgas des Verbrennungsmotors abbilden sollen. Es finden sich nur wenige Ergebnisse für Tests am Verbrennungsmotor. Aus diesem Grund werden zwei Musterkatalysatoren im realitätsnahen Einsatz am vorgestellten Versuchsträger vermessen. Die Katalysatoren werden von der Firma CLARIANT für die Versuche zur Verfügung gestellt und basieren auf dem in [88] publizierten Typ.

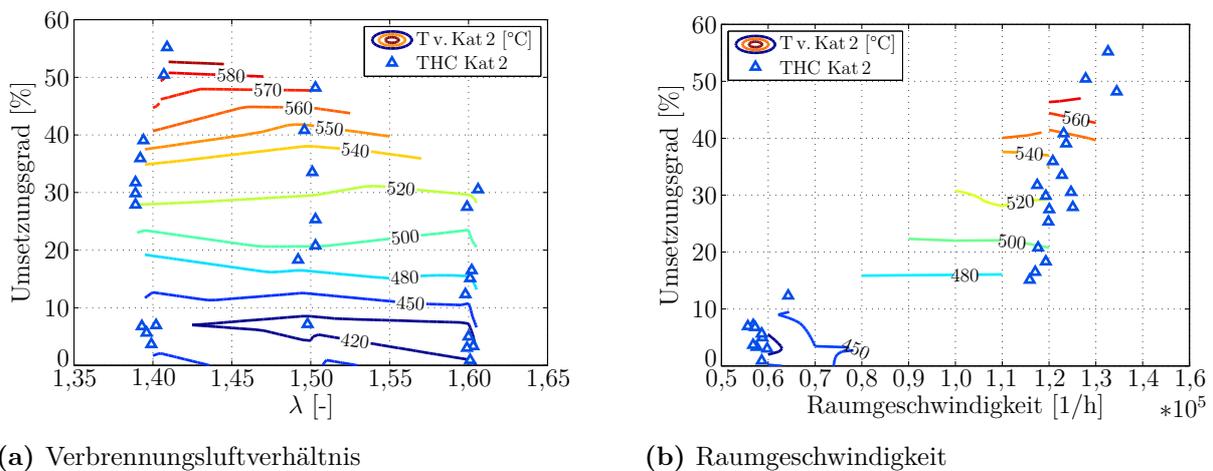
Die Katalysatormuster werden am Prüfstand bei unterschiedlichen Motordrehzahlen und Verbrennungsluftverhältnissen betrieben. Abbildung 4.48 zeigt eine Zusammenfassung der Ergebnisse. Aufgetragen sind dabei die Umsetzungsgrade von THC und CO über der Temperatur am Katalysatoreintritt. Die Light-Off-Temperatur ist gestrichelt eingezeichnet. Die Vermessung zeigt, dass unabhängig von der Temperatur 90 % bis 95 % der CO-Emissionen im betrachteten Betriebsbereich konvertiert werden. Allerdings werden bei den Kohlenwasserstoffemissionen bei Katalysatormuster 1 im Maximum lediglich 25 % bis 28 % Umsetzungsgrad erreicht. Katalysator 2 zeigt Konvertierungsraten bis 57 %, wobei der Light-Off bei etwa



**Abbildung 4.48:** Konvertierungsraten unterschiedlicher Katalysatormuster

580 °C liegt. Unter 460 °C findet auch bei diesem Muster keine nennenswerte Umsetzung von Kohlenwasserstoffen statt. Die Konvertierungsgrade liegen damit deutlich unter den in der Literatur zu findenden Werten. Ursache dafür kann der weit verbreitete Test der Katalysatoren mit Modellgasen sein. Die Betrachtung der Modellgaszusammensetzungen zeigt Wasseranteile, welche zum Teil deutlich unterhalb der bei der Verbrennung von Methan tatsächlich entstehenden Wassergehalte liegen, vgl. [88], [103], [215]. Aufgrund der negativen Auswirkung von Wasser auf die Methanoxidation im Pd-Katalysator können dadurch die niedrigeren Umsetzungsgrade begründet werden.

Eine detailliertere Betrachtung der Abhängigkeit des Umsetzungsgrades vom Motorbetriebspunkt zeigt Abbildung 4.49. Die THC-Umsetzungsgrade für Katalysatormuster 2 sind dabei in Abbildung 4.49a über dem Verbrennungsluftverhältnis und in Abbildung 4.49b über der Raumgeschwindigkeit (Gas Hourly Space Velocity, GHSV) aufgetragen. Diese setzt den Abgasvolumenstrom ins Verhältnis zum Katalysatorvolumen. Der Abgasvolumenstrom wird aus dem Abgasmassenstrom und der Dichte am Katalysatoreintritt berechnet, welche wiederum über das ideale Gasgesetz abgeschätzt wird. Die Auswertung zeigt einen Anstieg der Umset-



(a) Verbrennungsluftverhältnis

(b) Raumgeschwindigkeit

**Abbildung 4.49:** Einflüsse auf den THC-Umsetzungsgrad

zungsrates zu weniger überstöchiometrischen Gemischen und zu höherer Raumgeschwindigkeit. Der zweite Effekt ist insofern widersprüchlich, als dass eine höhere Raumgeschwindigkeit aufgrund der kürzeren Verweilzeit im Katalysator zu geringeren Umsetzungsraten führt. Dies wird jedoch durch die höhere Katalysatoreintrittstemperatur überkompensiert, welche damit die Ursache für beide gezeigten Abhängigkeiten ist.

Somit wird bei der Untersuchung der Katalysatormuster als absolut dominierender Effekt für die THC-Konvertierung die Abgastemperatur identifiziert. Weiterhin kann festgehalten werden, dass bei effizienter Verbrennung in der Teillast, mit Temperaturen unter 450 °C, nahezu keine Methanoxidation möglich erscheint. An der Motorvollast mit Temperaturen über 550 °C können mit den vorliegenden Mustern unter Realbedingungen Umsetzungsgrade im Bereich von 40 % bis 50 % erzielt werden.

Das resultierende Emissionsverhalten sowie die Möglichkeit und Notwendigkeit der Abgasnachbehandlung werden bei der Bewertung des Antriebsstrangs in Kapitel 6 betrachtet.

### 4.6 Bewertung der Untersuchungen

Zu Beginn des Forschungsprojekts wurden auf Basis der Vorarbeiten verschiedene Herausforderungen und Ziele definiert. Hierzu zählen die Wirkungsgradsteigerung, die Erhöhung der Verbrennungsstabilität, die Senkung der Emission von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und der Verlauf des Motordrehmoments.

Die simulativen und experimentellen Untersuchungen zeigen, dass durch eine gezielte Entwicklung der Zylinderinnenströmung mit hohem Turbulenzniveau und dadurch intensivierter Verbrennung der Wirkungsgrad des Magerbrennverfahrens erhöht werden kann. Weiterhin wirkt sich das gespülte Vorkammerzündsystem durch die stark verkürzte Brenndauer und die ermöglichte Ausweitung des überstöchiometrischen Betriebsbereichs positiv auf den Kraftstoffverbrauch aus.

Die Verbrennungsstabilität, welche essentiell für die Realisierbarkeit eines Brennverfahrens ist, kann ebenfalls durch beide Maßnahmen verbessert und die Laufgrenze hin zu stärker verdünnten Kraftstoff-Luft-Gemischen verschoben werden. Dabei zeigt insbesondere die methangespülte Vorkammer eine enorme Wirksamkeit.

Um die entwickelten Technologien vor dem Hintergrund der HC-Emissionen bewerten zu können, ist eine detaillierte Betrachtung erforderlich. Dabei ist zunächst zu unterscheiden, ob sich Maßnahmen direkt oder indirekt auf die Emissionen auswirken. Schadräume und Flammenlöschungen an kalten Oberflächen sind ebenso als direkte Quellen von Kohlenwasserstoffemission zu sehen, wie die Emissionen aufgrund der nicht optimierten Prozessführung der Vorkammerzündung. Diese können durch entsprechende fortführende Entwicklungsmaßnahmen minimiert werden. Darüber hinaus ist die bereits erzielte Stabilisierung der Verbrennung im Hinblick auf die HC-Emissionen positiv zu bewerten. Allerdings zeigen die Untersuchungen, dass durch Maßnahmen zur Wirkungsgradsteigerung indirekt erhöhte Kohlenwasserstoffemissionen verursacht werden können, da das Abgastemperaturniveau sinkt und dadurch das Potential der Nachoxidation vermindert wird. Die Abgasnachbehandlung bietet

grundsätzlich die Möglichkeit das Emissionsniveau zu verringern. Im relevanten Abgastemperaturbereich zeigt sie dabei derzeit jedoch eine geringe Wirksamkeit.

Das Drehmoment des Zweizylinder-Erdgasmotors kann im Vergleich zur Ausgangsbasis sowohl durch den Abgasturbolader als auch durch den Spirallader deutlich gesteigert werden. Darüber hinaus ermöglichen beide Aufladesysteme ein hohes Low-End-Torque auch im überstöchiometrischen Motorbetrieb.

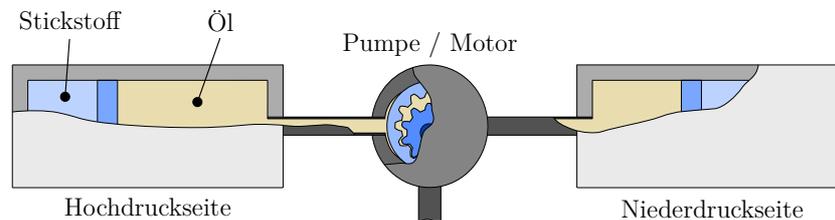


## 5 Hydraulisches Hybridsystem

Der Zweizylinder-Erdgasmotor wird im konzipierten Antriebsstrang mit einem hydraulischen Hybridsystem kombiniert. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird die Eignung eines derartigen Systems untersucht und dieses gezielt im Hinblick auf die Anforderungen für den Antrieb eines Kleinfahrzeuges ausgelegt und entwickelt.

### 5.1 Einordnung und Motivation

Die Konzeptionierung und Entwicklung des Hybridsystems erfolgt analog dem Verbrennungsmotor unter den Prämissen der Komplexitätsreduktion und der Nachhaltigkeit. Hydraulische Hybridsysteme bestehen aus Motor- und Pumpenaggregaten, hydropneumatischen Speichern, Hydraulikleitungen und Ventilen. Nachfolgende Abbildung 5.1 zeigt schematisch den Aufbau eines derartigen Hybrids. Das System weist eine Hochdruck- und eine Niederdruck-



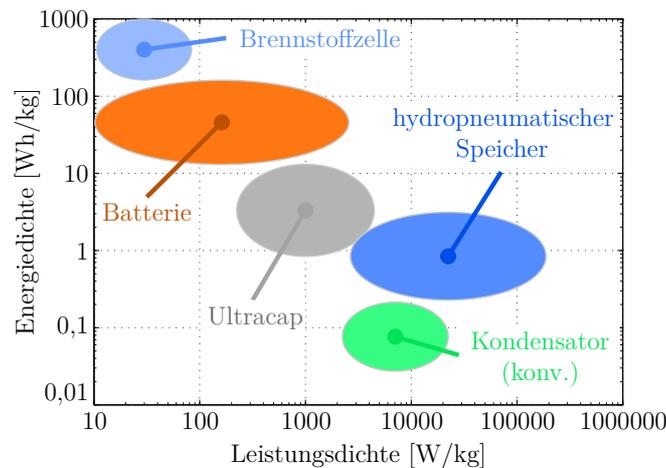
**Abbildung 5.1:** Schematischer Aufbau eines hydraulischen Hybridsystems

seite auf, zwischen welchen die hydraulische Antriebseinheit angeordnet ist. Diese kann als Motor-Pumpen-Einheit ausgeführt sein oder durch zwei separate Aggregate realisiert werden. Im generatorischen Betrieb nimmt die Pumpe Antriebsmoment auf und fördert Öl von der Nieder- zur Hochdruckseite, wodurch dort ein Stickstoffvolumen komprimiert wird. Wird das System unterstützend genutzt, so fließt das Öl in entgegengesetzter Richtung und treibt den Hydraulikmotor an.

Hydraulikkomponenten sind robust und zuverlässig und darüber hinaus sind sowohl die eingesetzten Materialien als auch die Produktionsprozesse Stand der Technik [51]. Unter dem Gesichtspunkt des nachhaltigen Ressourceneinsatzes weisen hydraulische Systeme Vorteile gegenüber elektrischen Hybriden auf, da seltene Erden und Kupfer keine wesentlichen Bestandteile sind. Weiterhin ist die Komplexität des Gesamtsystems aufgrund der Steuerung über Ventilschaltungen gering. Die hydraulischen Komponenten erfordern überdies kein komplexes Thermomanagement und können bei unterschiedlichsten klimatischen Umgebungsbedingungen zuverlässig betrieben werden. Bei vergleichbarer Leistung sind hydraulische Sys-

teme leichter als elektrische Systeme und weniger kostenintensiv, da auf die derzeit teure Batterietechnologie, das Thermomanagement und die Leistungselektronik verzichtet werden kann [51], [104]. Darüber hinaus treten beim Hydraulikhybrid keine Alterungserscheinungen und Speicherkapazitätsverluste während der Betriebs- und Lebensdauer auf.

Um eine erste Einordnung der Leistungsfähigkeit eines hydraulischen Hybridsystems im Umfeld der bekannten elektrischen Antriebssysteme vornehmen zu können, werden die beiden grundsätzlichen Parameter Leistungsdichte und Energiedichte betrachtet und im Ragone-Diagramm in Abbildung 5.2 gegenüber gestellt. Die Grafik dient als qualitativer Vergleich und basiert auf mehreren Veröffentlichungen [14], [51], [61], [104], [114], [191].



**Abbildung 5.2:** Vergleich unterschiedlicher Speichertechnologien im Ragone-Diagramm

Der Vergleich zeigt, dass die Leistungsdichte der hydropneumatischen Speicher deutlich höher als die von Batterien ist und sogar diejenige von Kondensatoren übertrifft. Allerdings bieten Batterien wiederum eine enorm größere Energiedichte. Diese Randbedingungen gilt es in der Systemauslegung zu nutzen und zu berücksichtigen. Insgesamt führen die Betrachtungen zu einer vergleichenden Bewertung von elektrischen und hydraulischen Systemen, welche in Tabelle 5.1 zusammengefasst ist.

Kriterium	Elektrisches System	Hydraulisches System
Leistungsdichte	–	+
Energiedichte	+	–
Alterungsverhalten	o	+
Thermomanagement	–	+
Systemkomplexität	o	+
Ressourceneinsatz	–	o
Systemkosten	–	o

**Tabelle 5.1:** Grundsätzliche Bewertung von elektrischen und hydraulischen Hybridsystemen

Bereits aus der Vorbetrachtung geht deutlich hervor, dass hydraulische Hybridsysteme vor dem Hintergrund eines robusten, kostengünstigen und nachhaltigen Antriebsstrangs ein großes Potential bieten.

## 5.2 Stand der Technik

Aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte sind hydraulische Hybridsysteme besonders gut für den Einsatz im heavy-duty Bereich geeignet, da sie es ermöglichen, das Rekuperationspotential schwerer Fahrzeuge möglichst vollständig auszuschöpfen. Die rekuperierte Energie kann dann zur Unterstützung des Anfahr- und Beschleunigungsvorgangs genutzt werden. Der Hydraulikhybrid erfüllt somit bestmöglich die Anforderungen des Start-Stopp-Betriebs von Fahrzeugen mit hohem Gewicht, wodurch sich der Einsatz in Müllfahrzeugen und Stadtbussen erklärt [14], [17], [38]. Neben diesen auf Rekuperation und Anfahren ausgelegten Systemen wurden serielle hydraulische Hybridsysteme für Lieferwägen [15], [148] und ebenso in einer heavy-duty-Anwendung vorgestellt [189].

Daneben finden sich auch einzelne Systemanwendungen für Rekuperation und Boost in PKWs. Beispiele hierfür sind eine SUV-Applikation in paralleler Hybridstruktur [112] und der Einsatz in einem Kompaktwagen zur Steigerung der Beschleunigungsperformance [199]. Darüber hinaus wurde für das Jahr 2016 der Serienanlauf eines Fahrzeuges in der Kompaktklasse mit hydraulischem Hybridsystem zur kostengünstigen Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen angekündigt [154].

In den bislang präsentierten Systemen werden eine oder zwei separate Antriebseinheiten für den motorischen und generatorischen Betrieb verwendet. Zumeist handelt es sich dabei um Schrägachsenpumpen mit variablem Fördervolumen [15], [112], [189], [225]. Vereinzelt werden auch Schrägscheiben-Axialkolbenpumpen [199] oder Pumpen mit einzeln schaltbaren Fördervolumina verwendet [190].

Als Energiespeicher auf der Hochdruckseite kommen Blasen- oder Kolbenspeicher mit typischen Systemdrücken von 300 bar bis 350 bar zum Einsatz [58], [189]. Niederdruckseitig werden Speicher mit einem Fülldruck von etwa 5 bar verwendet, um Kavitation am Pumpeneintritt zu vermeiden [112], [225]. Wird das Druckniveau der Niederdruckseite gleichzeitig als Steuerdruck für variable Hydraulikpumpen und -motoren verwendet, so ist typischerweise ein auf 10 bar bis 15 bar angehobener Vordruck erforderlich.

## 5.3 Systementwicklung

Aus der einleitenden Betrachtung geht hervor, dass unter anderem der vergleichsweise einfache Systemaufbau einen der Vorzüge des Hydraulikhybrids darstellt. Für das während der vorliegenden Arbeit entwickelte Hybridsystem wird an diesem Punkt angesetzt und der Grundsatz der Komplexitätsreduktion konsequent weitergeführt, weshalb die Verwendung einer Innenzahnradpumpe als Hydraulikaggregat vorgeschlagen wird. Die bislang realisierten

Hydraulikhybride werden vor allem für Rekuperation und Boost eingesetzt. Das im Folgenden entwickelte System soll daneben auch Start-Stopp sowie Lastpunktanhebung darstellen können und somit umfangreiche Hybridfunktionalitäten übernehmen.

### 5.3.1 Innenzahnradpumpe

Im Gegensatz zu den bislang vorgestellten Systemen wird auf den Einsatz eines Hydraulikaggregats mit regelbarem Fördervolumen (FV) verzichtet. An dessen Stelle wird eine Innenzahnradpumpe mit starrem Volumen eingesetzt, was im Vergleich zur variablen Pumpe zu einer Gewichtersparnis von etwa 30 % führt [35], [36] und die Komplexität der Pumpensteuerung reduziert. Darüber hinaus ist auch kein niederdruckseitiger Vordruck erforderlich, da Innenzahnradpumpen gegen einen leichten Unterdruck ansaugen können [105].

Die Untersuchungen im Kapitel 4.4 zeigen, dass das maximale Drehmoment des Zweizylindermotors je nach Aufladekonzept und Applikation über dem Drehzahlband zwischen 40 Nm und 80 Nm liegt. Dabei werden bei hohen Lasten die höchsten Motorwirkungsgrade erzielt. Für die Erreichung von niedrigen Stickoxidemissionen ist ein Betrieb bei mittlerer bis hoher Teillast zielführend, also Kennfeldbereiche mit möglichst überstöchiometrischer Applikation. Im Hinblick auf einen hinsichtlich Verbrauch und Emissionen optimierten Motorbetrieb ist bei Niedriglastbetrieb eine Lastpunktverschiebung notwendig, wofür vergleichsweise moderate Drehmomente erforderlich sind. Weiterhin ist für die Nutzung der Rekuperationsenergie darauf zu achten, dass es sich um einen Antriebsstrang für einen Kleinwagen mit niedrigem Gewicht handelt, welcher vorzugsweise bei niedrigen Geschwindigkeiten betrieben wird. Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, wird das maximale Drehmoment für den generatorischen Betrieb in einer ersten Abschätzung auf 30 Nm gesetzt.

Die Drehmomentauslegung im motorischen Betriebsmodus zielt einerseits auf eine Unterstützung des Verbrennungsmotors im Sinne einer Performancesteigerung ab und andererseits kann eine Betriebspunktverschiebung von der Volllast in Teillastbereiche erfolgen. Weiterhin soll ein Start-Stopp-Betrieb des Zweizylinders realisiert werden. Hierfür erfolgt eine Auslegung des erforderlichen Startdrehmoments unter Berücksichtigung von Motorlosbrechmoment, Durchdrehwiderstand und Zylinderfüllung, vgl. [96]. Das Vorgehen ist angelehnt an die Untersuchungen in [72], [120] und [139]. Aus diesen Abschätzungen resultiert ein Zieldrehmoment von 60 Nm für den motorischen Betrieb des Hybridsystems.

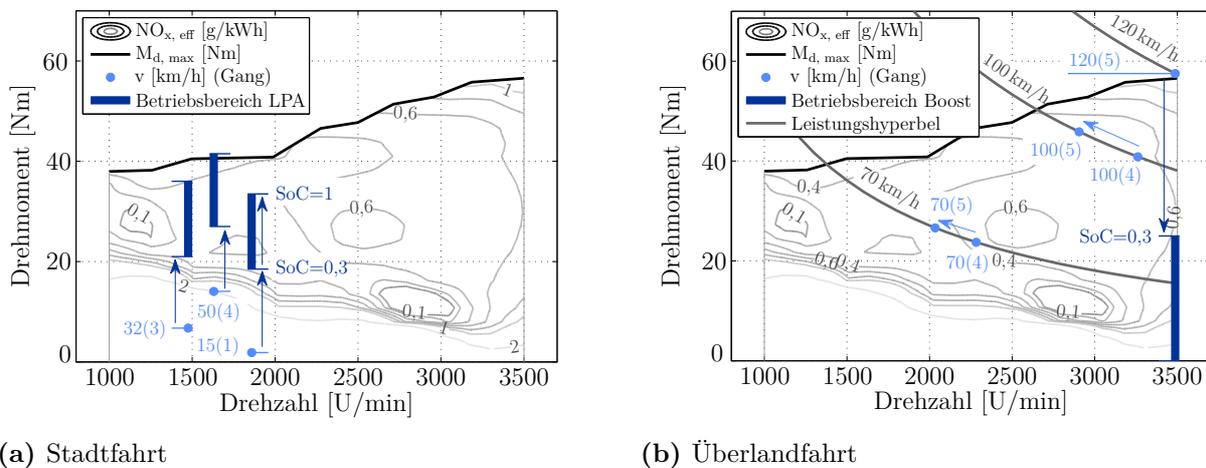
Aufgrund des festen Fördervolumens der Innenzahnradpumpe ist deren Drehmoment lediglich vom mechanisch-hydraulischen Wirkungsgrad sowie der Druckdifferenz über der Pumpe und demnach dem Ladezustand des hydropneumatischen Speichers abhängig, wie die formelmäßigen Zusammenhänge zeigen, vgl. [214]:

$$M_{d,gen} = \frac{(p_{HD} - p_{ND}) \cdot FV}{20 \cdot \pi \cdot \eta_{mh}} \quad (5.1)$$

$$M_{d,mot} = \frac{(p_{HD} - p_{ND}) \cdot FV \cdot \eta_{mh}}{20 \cdot \pi} \quad (5.2)$$

Für die Realisierung der unterschiedlichen Momentenniveaus folgt daraus entweder der Einsatz von zwei unterschiedlichen Übersetzungen zur Anbindung der Innenzahnradpumpe oder von zwei verschiedenen Pumpen für motorischen und generatorischen Betrieb. Im Rahmen der Systementwicklung wird zur Darstellung der genannten Drehmomente eine Innenzahnradpumpe mit einem Fördervolumen von  $13,3 \text{ cm}^3/\text{U}$  und den Übersetzungen von  $i_{gen} = 0,35$  sowie  $i_{mot} = 1$  gewählt, vgl. [223]. Durch die Druckabhängigkeit des Drehmoments ergibt sich eine grundsätzliche Randbedingung für den Hybridbetrieb, welche insbesondere bei der Entwicklung der Betriebsstrategie beachtet werden muss, welche in Kapitel 5.3.4 beschrieben ist.

Die Erstauslegung der Hybriddrehmomente wird mit Hilfe der Gesamtfahrzeugsimulation des NEFZ validiert, wobei aufgrund des Zeitpunkts der Auslegung die Motorkennfelder aus den Vorarbeiten übernommen werden, vgl. [89]. In Abbildung 5.3 sind zur Analyse des Stadt- und Überlandbetriebs die Motorbetriebspunkte bei Konstantfahrten für unterschiedliche Geschwindigkeiten im Motorkennfeld dargestellt. Darüber hinaus sind die aus der Lastpunktverschiebung resultierenden Betriebspunkte gezeigt. Die Verschiebung bei einem Ladestand von 100 % entspricht dabei dem zuvor abgeschätzten Zielmoment von 30 Nm. Die eingetragenen Balken zeigen den Bereich, der sich bei Variation des State of Charge (SoC) zwischen 30 % und 100 % ergibt. Die Lastpunktverschiebung ermöglicht bei niedrigen Ge-

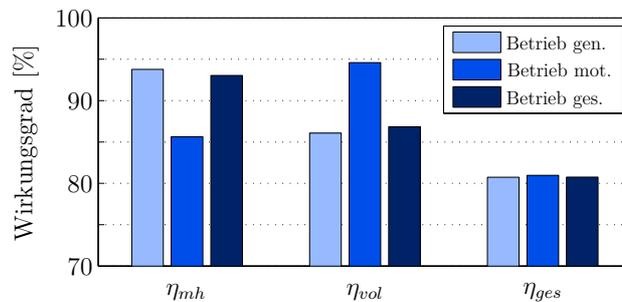


**Abbildung 5.3:** Motorbetriebspunkte und Hybridbetrieb im NEFZ, vgl. [34], [223]

schwindigkeiten den Betrieb des Verbrennungsmotors bei mittlerer bis hoher Last und somit in verbrauchs- und emissionsgünstigen Zonen. Abbildung 5.3b verdeutlicht, dass der Motor bei der Überlandfahrt aufgrund des niedrigen maximalen Motordrehmoments bereits im höheren Lastbereich betrieben wird. Eine Lastpunktverschiebung ist hier nicht zielführend, allerdings ist eine Betriebspunktoptimierung durch Getriebeübersetzungen und Schaltstrategie möglich, vgl. [34], [223].

Die Betrachtung zeigt jedoch auch, dass die Geschwindigkeit von 120 km/h aufgrund der begrenzten Motorleistung lediglich kurzzeitig durch Boostbetrieb dargestellt werden kann.

Zur Analyse des Betriebs der Hydraulikpumpe im NEFZ sind in Abbildung 5.4 die Pumpenwirkungsgrade dargestellt. Dabei erfolgt eine separate Betrachtung des mechanisch-hydraulischen Wirkungsgrads zur Beschreibung der Relation zwischen Druck und Drehmoment sowie des volumetrischen Wirkungsgrads zur Analyse des Förderverhaltens. Die Wirkungsgrade sind jeweils gemittelt für den generatorischen und motorischen Betrieb ausgewertet, wobei sich der Gesamtwirkungsgrad aus dem Produkt der Einzelwirkungsgrade ergibt. Im



**Abbildung 5.4:** Wirkungsgrade der Hydraulikpumpe im NEFZ

generatorischen Einsatz wird die Innenzahnradpumpe bei hohen mechanisch-hydraulischen und mittleren volumetrischen Wirkungsgraden betrieben. Daraus folgt, dass das für den Druckaufbau erforderliche Drehmoment effizient dargestellt wird, allerdings Förderverluste auftreten. Im Boostbetrieb zeigt der hohe volumetrische Wirkungsgrad eine effiziente Ausnutzung des Ölvolumens. Die Umwandlung des Hydraulikdrucks in Drehmoment erfolgt weniger effektiv als in den generatorischen Betriebsmodi. Der Gesamtwirkungsgrad der Innenzahnradpumpe liegt bei dieser ersten Betrachtung im NEFZ bei über 80 %.

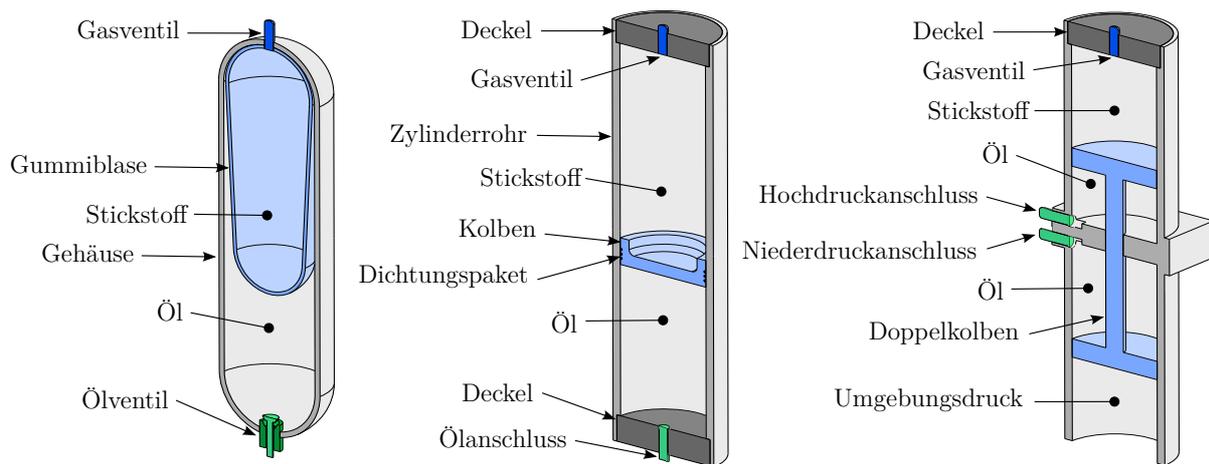
### 5.3.2 Energiespeicher

Die hydropneumatischen Energiespeicher werden anhand ihres Aufbaus in verschiedene Bauformen eingeteilt. Prinzipiell werden dabei der Blasen- und der Kolbenspeicher unterschieden. Eine Sonderbauform stellt darüber hinaus der Doppelkolbenspeicher dar. Der Aufbau dieser Speicher ist schematisch in Abbildung 5.5 dargestellt.

Der Blasen Speicher besteht aus einem Gehäuse aus Metall oder faserverstärktem Kunststoff, in welchen eine mit Stickstoff gefüllte Gummiblase eingebracht ist. Auf der einen Seite der Hülle befindet sich ein Gasventil, welches zur Befüllung der Gummiblase dient. Das Ventil auf der anderen Seite stellt den Hochdruckanschluss zur Hydraulikpumpe dar. Während des Betriebs wird die Gummiblase und somit der Stickstoff entsprechend dem ein- und ausströmenden Öl komprimiert und expandiert.

Kolbenspeicher sind aus einem zylindrischen Gehäuseteil und zwei Endplatten, in welche das Gasventil und das Hochdruckölventil integriert sind, aufgebaut. Zwischen dem Stickstoff- und dem Ölvolumen ist ein gedichteter Kolben angeordnet.

Blasenspeicher reagieren prinzipbedingt direkt auf Druckoszillationen im System, wogegen die Reibung der Kolbendichtung beim Kolbenspeicher zu Dämpfungseffekten im Hydraulikkreislauf führt. Hydraulikspeicher werden in der Regel in vertikaler Position mit dem Ölventil



**Abbildung 5.5:** Hydropneumatische Energiespeicher: Blasen-, Kolben- und Doppelkolbenspeicher

an der Unterseite montiert. Aufgrund des horizontalen Einbaus im Fahrzeug ist auf die Sauberkeit des Hydraulikfluids zu achten, da sich Schmutzpartikel im Speicher sammeln und die Gummi-Blase oder die Kolbendichtung beschädigen können.

Hydraulische Hybridsysteme erfordern in der Regel eine Hoch- und eine Niederdruckseite, weshalb jeweils zwei der beschriebenen Speicher für den vollständigen Systemaufbau erforderlich sind. Eine Ausnahme hiervon stellt der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Hybrid dar, da niederdruckseitig mit Umgebungsdruck gearbeitet werden kann, weshalb der Niederdruckspeicher durch einen Öltank realisiert wird.

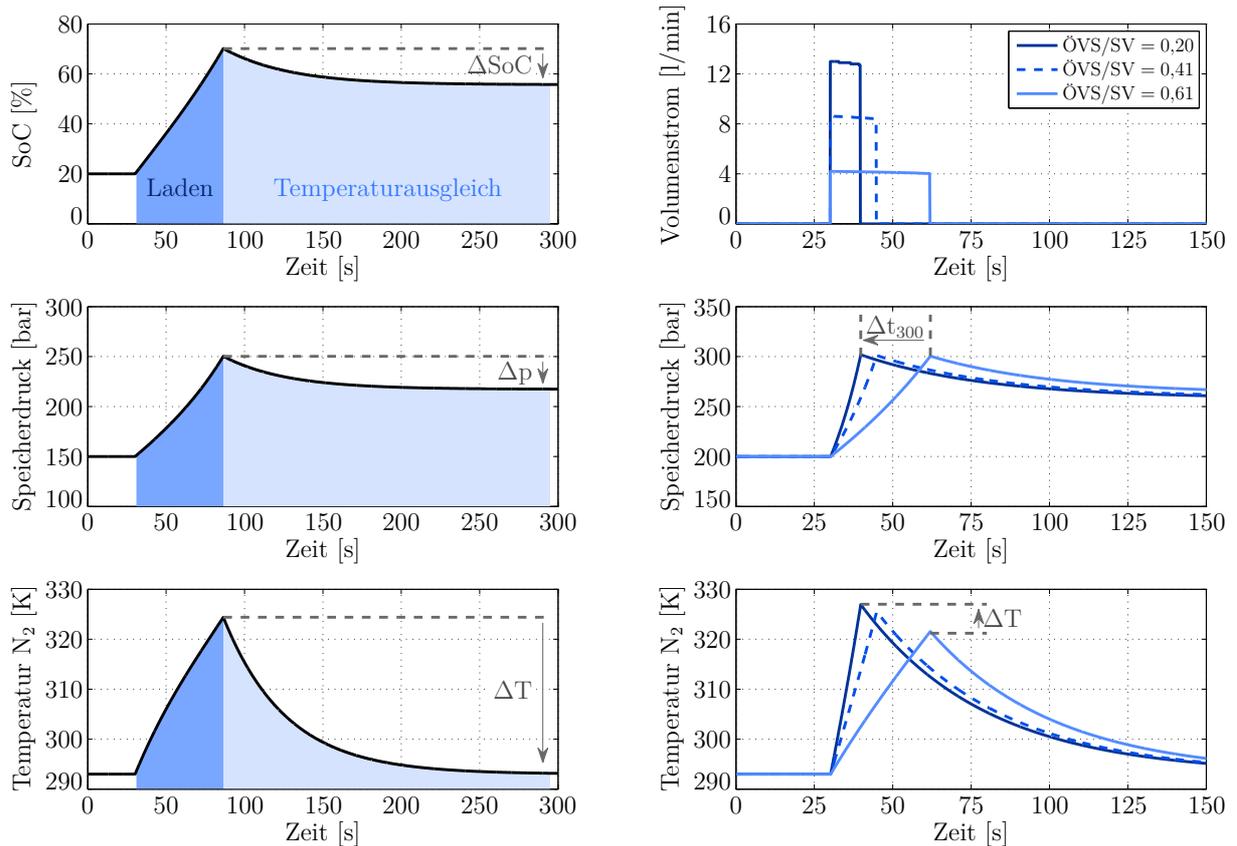
Bei der Bauform des Doppelkolbenspeichers sind zwei Kolbenspeicher in einem gemeinsamen Gehäuse untergebracht, wobei die Kolben starr miteinander verbunden und somit die vier Gas- und Ölvolumina miteinander gekoppelt sind. Dadurch verändern sich die Volumina entsprechend des Ölvolumenstroms (ÖVS), wodurch der Druck auf der Niederdruckseite während des Betriebs konstant bleibt. Der Druckanstieg aufgrund des einströmenden Öls im motorischen Betrieb, welcher bei Verwendung von zwei separaten Speichern auftritt, wird somit eliminiert. Somit sind die Druckdifferenz und folglich das Pumpendrehmoment größer. Weiterhin ist die nutzbare Energiemenge erhöht, bei gleichzeitiger Reduktion von Gewicht und Bauraumbedarf durch den Doppelkolbenspeicher [17], [223].

Die Kapazität aller hydropneumatischen Speicher kann vergrößert werden, indem am Gasventil eine separate Stickstoffflasche angeschlossen wird. Dies erlaubt außerdem eine gewisse Flexibilität im Hinblick auf Packagerandbedingungen.

Das grundsätzliche Betriebsverhalten ist für alle Speicherbauformen identisch, weshalb die nachfolgenden Betrachtungen nicht auf eine spezielle Bauform bezogen sind. Abbildung 5.6a zeigt das Verhalten der Speichergrößen Ladezustand, Druck und Temperatur während eines simulierten Lade- und anschließendem Abklingvorgangs, vgl. [220].

Während des Ladens wird Hydrauliköl in den Hochdruckspeicher gepumpt, was zu einer Kompression des Stickstoffvolumens führt. Dementsprechend steigen der Gasdruck und der SoC des hydropneumatischen Speichers, ebenso wie die Temperatur des Stickstoffs, an. Im

Anschluss an das Laden ist das Speichersystem in Ruhe und es findet ein Temperatenausgleich statt. Je nach Bauform führt der Wärmeübergang vom erhitzten Stickstoff an die Gummiblase, den Behälter, das Hydrauliköl und schließlich an die Umgebung zu thermischen Verlusten, bis letztendlich ein vollständiger Temperatenausgleich stattgefunden hat. Aufgrund dieser Vorgänge sinkt auch der Druck im Speicher, was einen Verlust im Ladezustand und somit eine Verschlechterung des Speicherwirkungsgrades bedeutet.



(a) Lade- und Abklingvorgang

(b) Auswirkung von ÖVS/SV

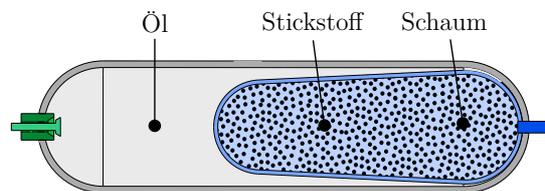
**Abbildung 5.6:** Betriebsverhalten eines hydropneumatischen Energiespeichers, vgl. [220]

Der entscheidende Parameter im Hinblick auf die Verluste in der Abklingphase ist die Kompression des Stickstoffs und die damit verbundene Erwärmung. Somit sind der Ölvolumenstrom (ÖVS) während des Ladevorgangs und das Speichervolumen (SV) die wesentlichen Parameter. Die Ladevorgänge bei unterschiedlichen Quotienten von Ladevolumenstrom zu Speichergröße in Abbildung 5.6b belegen, dass eine schnellere Kompression zu erhöhten Temperaturen und damit zu steigenden Verlusten führt. Weiterhin wird der gleiche Ladezustand früher erreicht.

Das Speicherverhalten zeigt, dass es im Hinblick auf einen hohen Systemwirkungsgrad einer Abstimmung der einzelnen Komponenten des Hybridsystems bedarf. Darüber hinaus gibt es verschiedene Möglichkeiten, die Erwärmung des Gasspeichers durch Modifikationen am Speichersystem gering zu halten und somit die Wärmeverluste zu reduzieren.

Eine Variante stellt die Substitution der Stickstofffüllung durch ein anderes Gas oder Gasgemisch dar, welches sich bei einer Kompression weniger stark erwärmt [118], [176]. Neben deren Realgasverhalten und Werkstoffverträglichkeit sind für den Einsatz Sicherheitsaspekte und die Gaskosten zu bewerten. Stickstoff ist in der Speichertechnik etabliert und kostengünstig und wird daher auch in den vorliegenden Untersuchungen verwendet.

Daneben kann der Wirkungsgrad des Speichers durch eine geeignete Füllung erhöht werden. Dabei wird ein Material mit hoher Wärmekapazität, Wärmeleitfähigkeit und großer Oberfläche in den Speicher eingebracht, welches während der Kompression Wärme aufnimmt. Durch das folglich geringere Aufheizen des Gasspeichers sinkt die Wärmeübertragung an die Umgebung. Weiterhin erhöht die Verschiebung der Prozessführung hin zur isothermen Kompression die Energiekapazität des Speichers [118]. Bereits untersuchte Varianten sind dabei die Füllung der Gasblase mit einem Schaum und das Anbringen von fadenartiger Kupferwolle oder einer Metallfeder [144], [176], [188]. Daneben wurde auch eine separate Kühlung des Gases durch Lüfter und Wärmetauscher vorgeschlagen [188]. Weiterhin bietet sich an, eine Isolation zwischen dem Gas und der Gummiblase eines Blasenspeichers beziehungsweise dem Gehäuse eines Kolbenspeichers einzubringen, um den Wärmeübergang zwischen der Gasfüllung und den umgebenden Bauteilen zu reduzieren [144]. Im Rahmen des Projekts wird ein von HYDAC entwickelter, mit Elastomerschaum gefüllter Blasenspeicher untersucht [16], welcher in Abbildung 5.7 schematisch dargestellt ist.



**Abbildung 5.7:** Blasenspeicher mit Schaumfüllung

Als Speicherbauform wird zunächst aufgrund der Vorzüge hinsichtlich Package und Betriebsverhalten der Einsatz eines Doppelkolbenspeichers in Betracht gezogen, vgl. [223]. Da die Verwendung der Innenzahnpumpen jedoch eine drucklose Niederdruckseite ermöglicht und dort an Stelle eines hydropneumatischen Speichers ein Öltank zum Einsatz kommt, wird die Energiespeicherung durch einen Blasenspeicher realisiert. Weiterhin ist eine Füllung mit Elastomerschaum vorgesehen, um einen möglichst hohen Wirkungsgrad zu erreichen. Den in diesem Projekt durchgeführten Simulationen liegt allerdings ein Blasenspeicher in Standardbauform zugrunde, da zum Zeitpunkt der Arbeiten das Verhalten des neu entwickelten, schaumgefüllten Speichers noch nicht in das verwendete Speichermodell implementiert war.

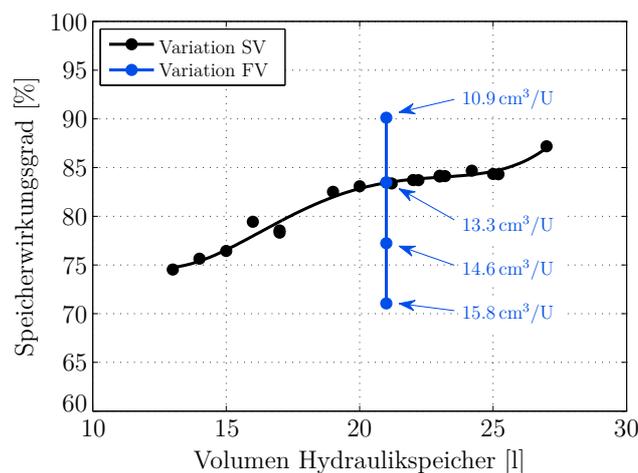
Die Auslegung der Speichergröße erfolgt in der Regel durch Vorgabe des erforderlichen Energieinhalts oder des Ölvolumens unter Einhaltung eines maximalen Speicherdrucks, wobei in Fahrzeuganwendungen beispielsweise eine geforderte Rekuperationsenergie herangezogen wird [118], [164]. Da im vorliegenden Antriebsstrang der Fokus jedoch auf der Darstellung

eines vollwertigen Hybridsystems über Rekuperation und Boost hinaus liegt, wird dieses in der Gesamtfahrzeugsimulation dimensioniert.

Die Speichergröße ist dabei entscheidend für das Potential der Lastpunktanhebung im Fahrbetrieb sowie für die Dauer der möglichen Boostunterstützung. Durch den begrenzten Energieinhalt eines hydropneumatischen Speichers ist einerseits die Dauer, in welcher das Hybridsystem den Verbrennungsmotor generatorisch oder motorisch unterstützen kann, begrenzt. Andererseits ist ein großes Speichervolumen aus Packagegesichtspunkten problematisch. Als Kompromiss wird das Speichervolumen bei der Systemauslegung zu 21 l gewählt, vgl. [223]. Zur Bewertung des Hybridspeichers wird dessen Lade- und Entladeverhalten während des Fahrzyklus detailliert betrachtet. Hierzu wird aus den Daten des Speichermodells in einer Auswerterroutine die innere Energie des Stickstoffpolsters bei jeder Änderung des Hybridbetriebsmodus berechnet. Durch diese Zuordnung zum Betriebsmodus kann die in Start- und Boostphasen genutzte Energie ins Verhältnis zu der während Lastpunktanhebung und Rekuperation zugeführten Energie gesetzt und damit der Wirkungsgrad des Speichers berechnet werden, vgl. [156].

Aufgrund des transienten Einsatzes des Hybridsystems im Fahrbetrieb erfolgt nach den einzelnen Phasen des Hybridbetriebs unter Umständen kein vollständiger Temperaturengleich, weshalb kein stationärer Speicherzustand erreicht wird. Daher werden keine Wirkungsgrade für die einzelnen Betriebsmodi ausgewiesen und die Auswertung erfolgt über die gesamte Speicheraktivität im Zyklus.

Abbildung 5.8 zeigt den Speicherwirkungsgrad im NEFZ bei Variation des Speichervolumens und der Größe der Innenzahnradpumpe. Der Speicherwirkungsgrad steigt mit zunehmender Speichergröße und kleinerem Pumpenfördervolumen, was im Einklang mit dem in Abbildung 5.6 gezeigten, grundsätzlichen Speicherverhalten steht.



**Abbildung 5.8:** Wirkungsgrad des Hybridspeichers im NEFZ, vgl. [220]

Für die gewählte Kombination aus Innenzahnradpumpe mit  $13,3 \text{ cm}^3/\text{U}$  Fördervolumen und 21 l Speichervolumen resultiert ein Wirkungsgrad von 83 % für den Blasenspeicher in Standardbauform.

### 5.3.3 Gesamtsystem

Als Gesamtsystem ergibt sich auf Basis der Auslegung und Dimensionierung der einzelnen Komponenten ein Hybridsystem bestehend aus einer Innenzahnradpumpe, einem niederdruckseitigen Öltank und einem hochdruckseitigen Blasenspeicher. Die Einordnung des Systems im Vergleich zum beschriebenen Stand der Technik ist in Tabelle 5.2 zusammengefasst. Durch die Verwendung der Bauform der Innenzahnradpumpe ergibt sich ein niedriges Systemgewicht und eine geringe Steuerungskomplexität. Weiterhin sind diese Pumpen weniger anfällig gegen Verunreinigungen im Hydrauliköl. Das invariable Fördervolumen stellt allerdings eine Herausforderung für die Betriebsstrategie dar und die einseitige Hochdruckstabilität erfordert den Einsatz einer Planetenstufe oder zweier separater Aggregate für motorischen und generatorischen Betrieb. Dies ist allerdings auch aufgrund der unterschiedlich ausgelegten Drehmomentniveaus notwendig und stellt somit keine zusätzliche Einschränkung dar. Der niederdruckseitig anliegende Umgebungsdruck ermöglicht größere Druckdifferenzen

Stand der Technik	LVK Hybrid	Bewertung
Pumpe / Motor		
Schrägachsen-/ Schrägscheiben- pumpen	Innenzahnrad- pumpe	+ niedrigeres Gewicht + geringere Komplexität + geringere Verschmutzungsanfälligkeit – festes Fördervolumen – einseitige Hochdruckstabilität
Niederdruckspeicher		
5 bar bis 15 bar	Umgebungs- druck	+ höhere Druckdifferenz + größere nutzbare Energiemenge + keine Leckageproblematik
Hochdruckspeicher		
300 bar bis 350 bar	$\geq 350$ bar	+ höhere Leistungsdichte

**Tabelle 5.2:** Vergleich und Bewertung des Hybridsystems zum Stand der Technik

über dem Hydraulikaggregat und somit ein höheres Spitzendrehmoment sowie die Nutzung einer höheren Energiemenge. Zudem kann auftretendes Leckageöl in den drucklosen Tank abfließen, so dass keine separate Pumpe zur Wiedereinspeisung ins System erforderlich ist. Die Wahl des Druckniveaus an der oberen Grenze des Stands der Technik und die geplante weitere Anhebung führen darüber hinaus zu einer hohen Leistungsdichte des Systems.

Nicht nur im Vergleich zu elektrischen, sondern auch innerhalb der hydraulischen Hybride stellt das präsentierte Konzept damit ein konsequent unter den Prämissen niedriges Gewicht, geringe Komplexität und niedrige Kosten entwickeltes Hybridsystem dar.

### 5.3.4 Hybridbetriebsstrategie

Durch die Kombination von Verbrennungsmotor und Hybridsystem ergibt sich der Freiheitsgrad, in welcher Weise die geforderte Antriebs- oder Bremsleistung auf die beiden Antriebsquellen aufgeteilt wird. Die eingesetzte Hybridstruktur stellt dabei eine wesentliche Randbedingung dar, da die Systemverschaltung die Leistungsverteilung mehr oder weniger frei zulässt. Weiterhin sind hierfür zahlreiche Motorbetriebsparameter, der Systemzustand des Hybridsystems sowie die Anforderungen des Fahrers und der Umgebung zu berücksichtigen. In der Hybridbetriebsstrategie werden diese Parameter erfasst und ausgewertet. Darauf basierend erfolgt dann die Steuerung des Antriebsstrangs. Hybridbetriebsstrategien lassen sich anhand ihres Aufbaus, ihrer Umsetzung und ihrer Funktion in unterschiedliche Kategorien beziehungsweise Strukturen einteilen.

Eine erste Möglichkeit ist die Definition einer gewünschten Leistungslinie des Verbrennungsmotors über der Motordrehzahl. Die Differenz zwischen dieser und dem Leistungsbedarf des Fahrzeugs wird dabei durch das Hybridsystem dargestellt [22], [44].

Für die grundsätzliche Steuerung der Betriebsmodi kann der aktuelle Fahrerwunsch in Form der Gaspedalstellung ebenso in die Wahl des Betriebsmodus einbezogen werden wie der Ladezustand des Energiespeichers [213]. Wird die Fahrzeuggeschwindigkeit berücksichtigt, so können Nachteile, wie beispielsweise ein Entleeren des Hybridspeichers durch die Leistungsanforderung bei hohen Geschwindigkeiten, vermieden werden. Die Implementierung von Hysteresen bei regelbasierten Strategien ist vorteilhaft, da dadurch ein häufiges Wechseln zwischen den Betriebsmodi verhindert wird [43].

Bei aufwändiger entwickelten Strategien fließen unter anderem das Bordnetz des Fahrzeugs, die Fahrsituation und der Betriebsbereich des Verbrennungsmotors in die Entscheidungsfindung ein. Für die zusätzliche Belastung durch eine Lastpunktanhebung kann ein Wirkungsgradunterschied zum rein verbrennungsmotorischen Betrieb und daraus ein Kriterium berechnet werden, inwieweit der Hybridbetrieb vorteilhaft ist [67]. Die Berechnungen während des Fahrzeugbetriebs ermöglichen eine fortlaufende Ermittlung der günstigsten Betriebsart. Eine zusätzliche Erweiterung ist das gezielte Energiemanagement des Hybridspeichers. So kann in Abhängigkeit des System- und Fahrzustands ein bedarfsgerechtes und wirkungsgradoptimales Laden des Energiespeichers sichergestellt werden. Ein Vorschlag hierfür ist die Verwendung von unterschiedlichen Ladekennfeldern [73].

Neben kennlinien- oder kennfeldbasierten Strategien kann die Hybridsteuerung auch durch die mathematische Optimierung von Gütefunktionen realisiert werden. Dabei können beispielsweise Abhängigkeiten des Antriebsstrangwirkungsgrads implementiert und die Verlustenergie beziehungsweise der Primärenergiebedarf minimiert werden [108]. In einem weiteren Vorschlag werden der Kraftstoffverbrauch, die Batterielebensdauer und Schadstoffemissionen in einer Kostenfunktion zusammengefasst, welche minimiert wird [187]. Neben dem Wirkungsgrad des Antriebs wurde eine Strategie entwickelt, welche die Kosten der transferierten Energie bewertet [200]. Auch die in [73] vorgestellte Variante berechnet Energiekosten auf Basis einer Betrachtung der Energieflüsse im System. Weitere Beispiele für Energiefluss- und Energiebilanzbetrachtungen wurden in [25] und [74] vorgestellt. Einen anderen Ansatz

stellt die online-Optimierung von Gütefunktionen dar, woraus eine regelbasierte Strategie abgeleitet wird [87].

Durch Strategien mit künstlicher Intelligenz kann eine Wahrscheinlichkeit für das Auftreten bestimmter Fahrsituationen mit in die Hybridregelung einbezogen werden [213]. Vorgeschlagen wurde dabei unter anderem auch eine Fahrertyperkennung und eine entsprechende Anpassung der Betriebsstrategie an verbrauchs-, komfort- oder dynamikorientierte Nutzer [170].

Darüber hinaus wurden prädiktive Betriebsstrategien entworfen. Sie berücksichtigen beispielsweise Navigationsdaten, den Streckenverlauf, Verkehrszeichen, Verkehrsfunkdaten und Fahrerassistenzsysteme sowie Car-to-Car-Kommunikation. Dadurch können der vorausliegende Leistungs- und Energiespeicherbedarf ermittelt und das Hybridsystem entsprechend vorkonditioniert werden. [195], [175], [213]

Für den vorliegenden Hybrid-Antriebsstrang wird eine robuste regelbasierte Strategie entwickelt. Im Gegensatz zu den aus dem Stand der Technik bekannten Betriebsstrategien wird nicht ein Zielbetriebspunkt für den Verbrennungsmotor und daraus der Betriebszustand des Hybridsystems ermittelt. Vielmehr wird dem ladezustandsabhängigen Hybriddrehmoment Rechnung getragen, in dem auf Basis des SoC das aktuell theoretisch resultierende Drehmoment berechnet wird. Anhand des Ladezustandes des hydropneumatischen Speichers kann zudem prognostiziert werden, wie sich Drehmoment und SoC bei motorischem oder generatorischem Einsatz entwickeln würden und ob somit ein Hybridbetrieb zum vorliegenden Zeitpunkt und zukünftig sinnvoll ist. Diese Betrachtung stellt die Basis der Hybridbetriebsstrategie dar. Die weiteren berücksichtigten Parameter sind in Tabelle 5.3 zusammengefasst. Die fahrzeugseitig einbezogenen Werte dienen der Bestimmung des aktuellen Fahrzustandes. Der Betriebspunkt des Verbrennungsmotors sowie die Verbrauchs- und Emissionskennfelder

Komponente Antriebsstrang	Parameter
Fahrzeug	Gaspedalstellung
	Bremspedalstellung
	Gang
	Fahrzeuggeschwindigkeit
	Fahrzeugbeschleunigung
Verbrennungsmotor	Motordrehzahl
	Motordrehmoment
	Motorkennfelder (Verbrauch, Emissionen)
Hybridsystem	Ladezustand
	Drehmoment Hydraulikpumpe/-motor

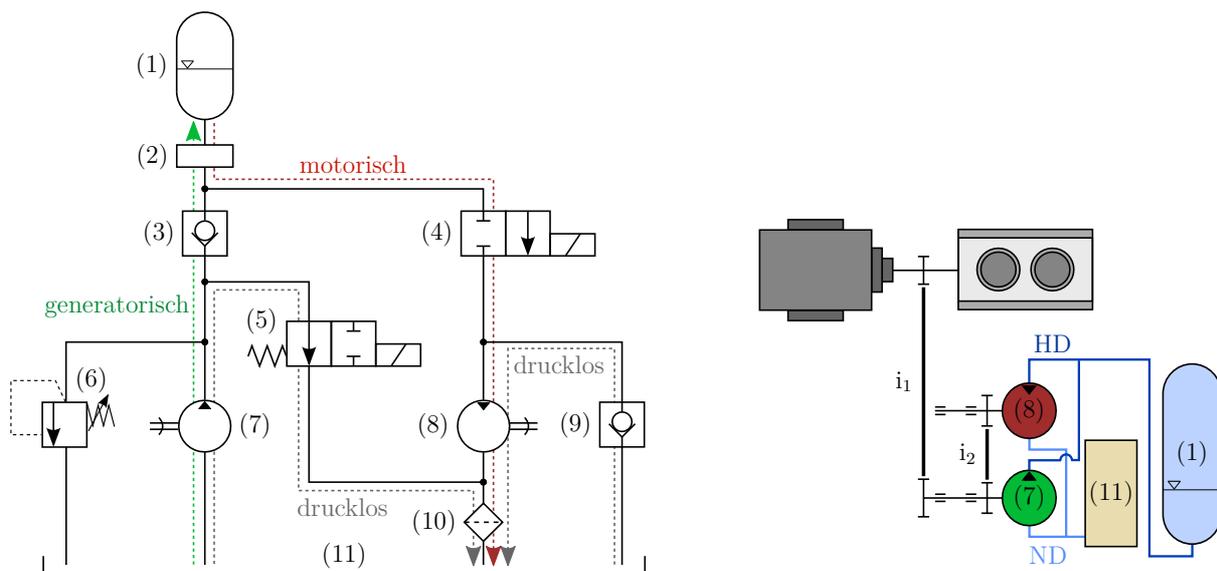
**Tabelle 5.3:** Eingangsparameter für die Hybridbetriebsstrategie

werden zur Bewertung des Nutzens, der Möglichkeit und der Notwendigkeit eines Einsatzes des Hybridsystems herangezogen.

Die Lastpunktanhebung wird eingesetzt, wenn das Emissions- und Verbrauchsniveau des Motors dadurch gesenkt werden können. Weiterhin erfolgt ein Ladevorgang bei niedrigem SoC, sofern der aktuelle Motorbetriebspunkt eine entsprechende Drehmomentreserve aufweist. Der Boostbetrieb kann erforderlich sein, um eine Beschleunigungsphase darzustellen. Daneben ist auch ein Boostbetrieb zur Senkung des verbrennungsmotorischen Lastpunkts vor dem Hintergrund einer Minimierung der Stickoxidemissionen möglich.

## 5.4 Prüfstandsvalidierung

Nach der Auslegung und Simulation erfolgen die Erprobung und Validierung des Hybridsystems am Motorprüfstand. Für die Untersuchungen wird abweichend von einem möglichen Fahrzeugpackage ein variabler und modularer Aufbau entwickelt, vgl. [122]. In Abbildung 5.9 ist dieser sowohl als Hydraulikschaltplan als auch schematisch dargestellt. Für den generatorischen und motorischen Betrieb wird jeweils eine separate Hydraulikpumpe verwendet. Dies ermöglicht eine einfache und unabhängige Variation der Pumpengröße für beide Be-



- |                                    |                                |
|------------------------------------|--------------------------------|
| (1) Blasenspeicher                 | (7) Pumpe generatorisch        |
| (2) Sicherheits- & Absperrblock    | (8) Pumpe motorisch            |
| (3) Rückschlagventil generatorisch | (9) Rückschlagventil motorisch |
| (4) 2/2-Wege Ventil motorisch      | (10) Filter                    |
| (5) 2/2-Wege Ventil generatorisch  | (11) Öltank                    |
| (6) Druckbegrenzungsventil         |                                |

**Abbildung 5.9:** Hydraulikschaltplan und schematischer Prüfstands-aufbau des Hybridsystems

triebsmodi. Die Anbindung an die Kurbelwelle ist motorabtriebseitig über einen gemeinsamen Kettentrieb mit der Übersetzung  $i_1$  realisiert. Die motorische Hydraulikpumpe ist über einen weiteren Kettentrieb mit  $i_2$  angebunden. Für die Prüfstandsversuche wird auf eine schaltbare Kupplung zur An- und Abkopplung des Hybridsystems verzichtet.

Im rein verbrennungsmotorischen Betrieb befinden sich die Hydraulikpumpen (7) und (8) im Betriebszustand des drucklosen Umlaufs, wobei sie das angesaugte Hydrauliköl durch den Filter (10) zurück in den Tank (11) fördern. Zusammen mit den Reibungsverlusten des Kettentriebs und der Lagerungen bildet das dabei entstehende Drehmoment zur Umwälzung des Ölvolumens ein Leerlaufdrehmoment des Hybridsystems, welches als Nullniveau für die Untersuchungen definiert wird. Der generatorische Betrieb wird durch Schließen des Ventils (5) erreicht, wodurch die generatorische Pumpe (7) Öl durch ein Rückschlagventil (3) in den hydropneumatischen Speicher (1) pumpt. Diesem ist ein Sicherheits- und Absperrblock (2) mit Druckbegrenzungsventil und Druckmessstelle vorgeschaltet. Ein weiteres Druckbegrenzungsventil (6) ist nach der generatorischen Pumpe (7) angeordnet. Durch Öffnen des Ventils (4) wird der motorische Betrieb aktiviert, wobei die Rückschlagventile (3) und (9) durch den Öldruck geschlossen werden.

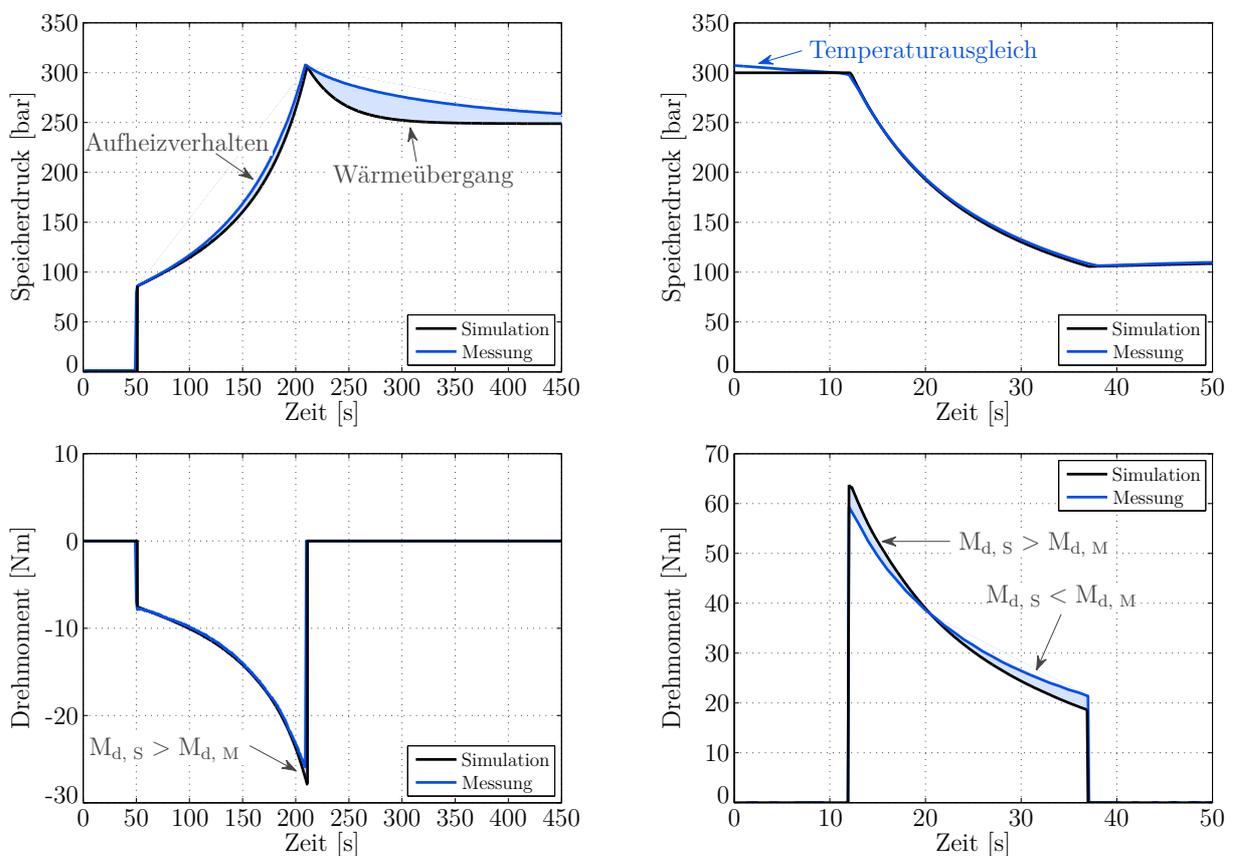
In nachfolgender Tabelle 5.4 sind wesentliche Daten der am Prüfstand verwendeten Komponenten zusammengefasst. Die Kombinationen von Fördervolumen und Übersetzungen werden so gewählt, dass sich im generatorischen und motorischen Betrieb die in Abschnitt 5.3.1 ausgelegte Leistungscharakteristik ergibt, vgl. [155]. Die Validierung wird mit einem Blasen Speicher in Standardbauweise durchgeführt, welcher ein Volumen von 20 l aufweist und bis 350 bar Systemdruck betrieben wird. Das Gesamtgewicht des Systems liegt über den in Abschnitt 3.3.4 geplanten 50 kg. Allerdings handelt es sich bei den in Tabelle 5.4 aufgeführten Komponenten um Standardbauteile aus der Hydraulik, welche nicht für PKW-Anwendungen

Komponente	Wert
Innenzahnradpumpen	
Fördervolumen	5,4 cm <sup>3</sup> /U (gen), 15,8 cm <sup>3</sup> /U (mot)
Gewicht	5 kg (gen), 6 kg (mot)
Hydropneumatischer Speicher	
Kapazität	20 l
Niederdruckvorspannung	90 bar
Maximaldruck	350 bar
Gewicht (Standard Stahlbauweise)	50 kg
Prüfstand	
Übersetzung $i_1$	0,85
Übersetzung $i_2$	1,05

**Tabelle 5.4:** Komponenten und technische Daten des Hybridprüfstands

ausgelegt sind, weshalb ihnen ein Potential zur Gewichtsreduktion zugeschrieben werden kann. Durch die Verwendung eines Blasenspeichers aus Faserverbundwerkstoffen an Stelle der Stahlbauweise kann beispielsweise dessen Gewicht um etwa 30% reduziert werden.

In Abbildung 5.10 ist das Ergebnis der Validierung zusammengefasst, vgl. [155]. Messung und Simulationen für generatorischen und motorischen Betrieb sind in der Auswertung gegenübergestellt, wobei entsprechend des hauptsächlichen Einsatzes im Antriebsstrang für Lastpunktanhebung bei Niedrigdrehzahl einerseits und Leistungsunterstützung andererseits unterschiedliche Motordrehzahlen gewählt werden. Für den generatorischen Hybridbetrieb ist in Abbildung 5.10a ein Ladevorgang von 90 bar Speicherdruck auf 310 bar bei einer Motordrehzahl von 1000 U/min (Pumpendrehzahl 850 U/min) dargestellt. Der Druckaufbau ist



(a) Generatorischer Hybridbetrieb (1000 U/min)      (b) Motorischer Hybridbetrieb (2500 U/min)

**Abbildung 5.10:** Speicherverhalten in Messung und Simulation

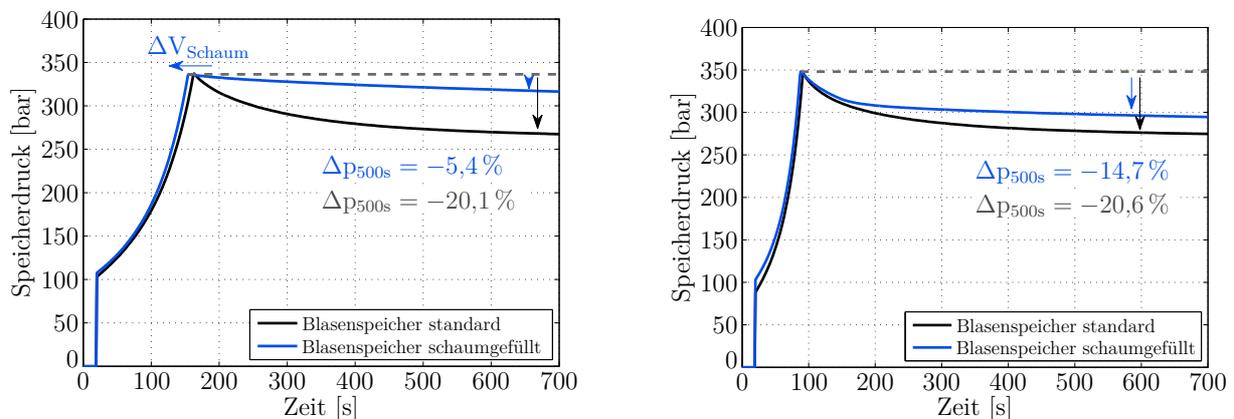
bei der Messung im Vergleich zur Simulation leicht erhöht. Die Ursache hierfür kann einer Abweichung zwischen simulierter und tatsächlicher Stickstofftemperatur zugeschrieben werden. Das Drehmomentniveau sowie dessen Anstieg mit zunehmendem SoC wird sehr gut abgebildet, lediglich das Spitzendrehmoment am Ende ist in der Simulation leicht höher. Starke Unterschiede zeigen sich indes in der Phase des Temperaturausgleichs. Der anfängliche Druckabfall ist in der Simulation deutlich höher als der gemessene Verlauf, was Defizite in der Wärmeübergangsberechnung des Speichersimulationsmodells offenlegt. Insbesondere direkt

im Anschluss an das Speicherladen sind die berechneten Wärmeverluste zu groß, was dazu führt, dass der Speicherwirkungsgrad in der Simulation unterschätzt wird und das maximal motorisch verfügbare Drehmoment reduziert ist. Der Verlust an SoC generiert allerdings in der Gesamtfahrzeugsimulation ein etwas gesteigertes Potential für den generatorischen Betrieb, zumindest zu Beginn der Abkühlphase.

Im Boostbetrieb bei einer Motordrehzahl von 2500 U/min (Pumpendrehzahl 2231 U/min) zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung von simuliertem und gemessenem Speicherdruck. Die Abweichung zu Beginn der Messung ist auf den Temperatenausgleich nach der vorhergehenden Ladephase zurückzuführen. Der Vergleich beginnt bei einem Druck von 300 bar und endet bei 110 bar. Allerdings werden beim motorischen Betrieb abweichende Drehmomente ermittelt. Dabei ist zunächst das simulierte Moment erhöht, was sich mit geringerem Ladezustand des Speichers umkehrt. Eine mögliche Ursache sind Abweichungen zwischen dem verwendeten Wirkungsgradkennfeld und dem tatsächlichen Wirkungsgrad der eingesetzten Innenzahnradpumpe, insbesondere bezüglich der Druckabhängigkeit.

Insgesamt bildet das Speichermodell den Lade- und Entladevorgang des Hybridsystems realitätsgetreu ab. Ein Defizit besteht jedoch in der ersten Phase des Temperatenausgleichs. Das generatorische Drehmoment wird aus Speicherdruck und Wirkungsgradkennfeld korrekt ermittelt. Das mittlere motorische Moment weist ebenfalls eine hohe Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation auf, allerdings zeigen sich Abweichungen bei hohem und niedrigem SoC. Für die Bewertung des Antriebsstrangs in Kapitel 6 können die Speichersimulation sowie die Wirkungsgradkennfelder verwendet werden, wobei für eine exakte Simulation noch Entwicklungsarbeit am Modell erforderlich ist.

Neben einem Blasenspeicher in Standardbauform wird am Prüfstand auch eine schaumgefüllte Variante untersucht, vgl. [222]. Das dabei ermittelte Verhalten beider Bauformen ist in Abbildung 5.11 gegenübergestellt, um Unterschiede in deren Verhalten aufzuzeigen. Abbildung 5.11a zeigt einen Ladevorgang auf 335 bar bei einer Motordrehzahl von 1000 U/min



(a) Ladevorgang bei 1000 U/min

(b) Ladevorgang bei 2000 U/min

**Abbildung 5.11:** Experimentell ermitteltes Potential des geschäumten Speichers

(Pumpendrehzahl 850 U/min) und Abbildung 5.11b auf 350 bar bei 2000 U/min (Pumpendrehzahl 1700 U/min). Durch die Schaumfüllung reduziert sich bei gleicher Speichergröße das Stickstoffvolumen, wodurch das frühere Erreichen des Zieldrucks erklärt werden kann. Nach 500 s Temperaturengleich hat der Speicherdruck der Standardbauform um etwa 20 % abgenommen. Bei niedriger Drehzahl wird für den schaumgefüllten Speicher ein Druckabfall um lediglich etwas mehr als 5 % ermittelt. Mit höherer Drehzahl nimmt dieser auf knapp 15 % zu. Die Wirksamkeit des in Abschnitt 5.3.2 diskutierten Effekts des Schaums nimmt mit zunehmend schnellem Laden, also mit höherem Ölvolumenstrom, ab. Die Schaumfüllung ist weniger in der Lage, den Temperaturanstieg des Stickstoffs zu kompensieren. Dennoch verbleiben Vorteile im Vergleich zur Standardbauform.

Die Wärmeverluste des hydropneumatischen Speichers können durch die Schaumfüllung verringert und der Speicherwirkungsgrad gesteigert werden. Für den konzipierten Antriebsstrang wird daher die Verwendung dieser Bauform vorgeschlagen.

## 6 Bewertung des Antriebsstrangkonzpts

Nach der Brennverfahrensentwicklung für den Zweizylinder-Gasmotor und der Auslegung des hydraulischen Hybridsystems wird die Eignung des Antriebsstrangs in der Gesamtfahrzeugsimulation untersucht. Dabei soll eine Evaluierung hinsichtlich der Leistungsfähigkeit des Antriebsstrangs, der Emissionseinhaltung und der Funktionalität des Hybridkonzepts mit zugehöriger Hybridbetriebsstrategie erfolgen. Die dargestellten Verbrauchs- und Emissionswerte dienen zur Einordnung und grundsätzlichen Bewertung des Konzepts, mit der Einschränkung, dass stationär gemessene Kennfelder Anwendung finden und damit der transiente Motorbetrieb sowie die Warmlaufphase nicht berücksichtigt werden.

Eine erste Abschätzung wird mit der Hybridauslegung aus Abschnitt 5.3 durchgeführt, wobei das zu Beginn verfügbare Motorkennfeld aus [89] verwendet wird. Hierzu zeigt Abbildung 6.1 die Fahrzeuggeschwindigkeit sowie den SoC und die Aktivität des Hybridsystems anhand der Betriebsmodi. Durch die Lastpunktanhebung (LPA) im Stadtbetrieb wird der Hybridspeicher früh vollständig geladen und nur durch leichte Boostphasen beim Motorstart und bei der Anfangsbeschleunigung geleert. Auf zusätzlichen Boostbetrieb wird verzichtet, um zumindest

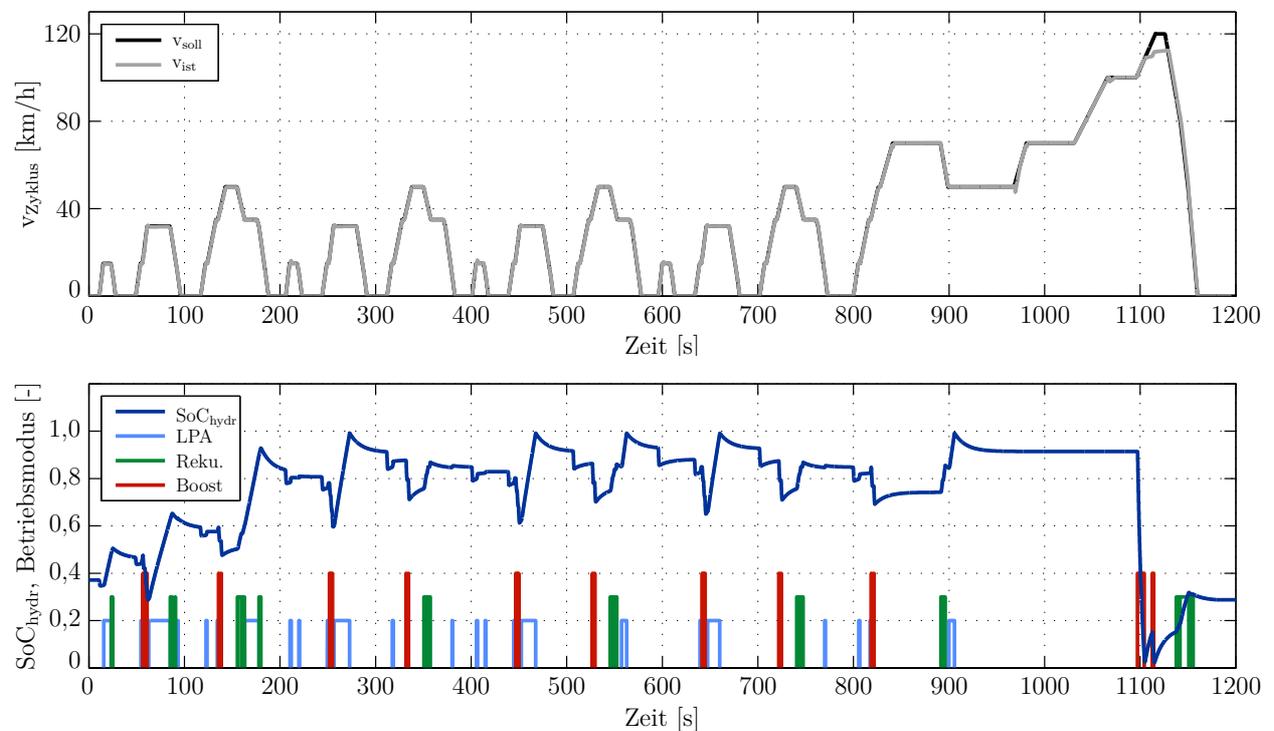
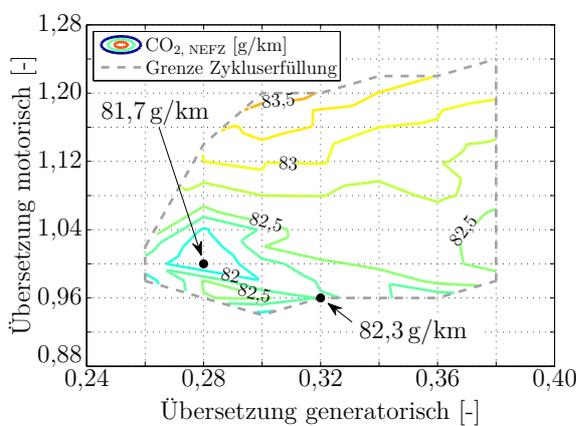


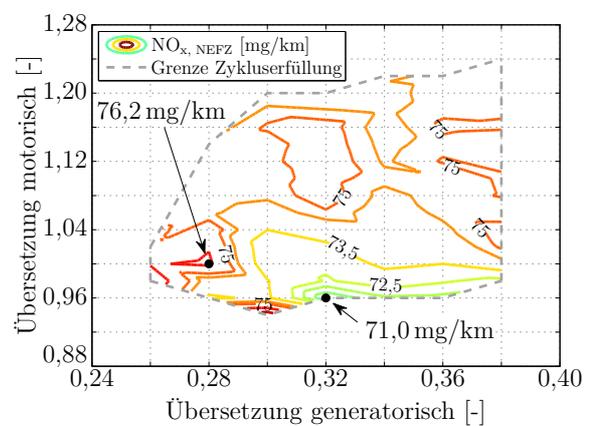
Abbildung 6.1: Simulation des NEFZ mit dem Basiskennfeld, vgl. [220]

den Beginn der Beschleunigung auf 120 km/h darstellen zu können. Diese Phase offenbart dennoch das Leistungsdefizit des Verbrennungsmotors in der ursprünglichen Applikation. Die Höchstgeschwindigkeit wird nicht erreicht, insbesondere auch weil das hydraulische Hybrid-system aufgrund des begrenzten Energieinhalts keine lang andauernde Unterstützung liefern kann. Die entwickelte Betriebsstrategie zeigt trotz der Einschränkung des druckabhängigen Hybriddrehmoments einen weitgehend stabilen Betrieb ohne auffällige Oszillationen im Betriebsmodus, wie die Darstellung in Abbildung 6.1 zeigt. Die angestrebte Einhaltung des Stickoxidgrenzwertes von 60 mg/km [69] wird mit 61 mg/km nahezu erreicht. Allerdings ist hier einschränkend anzumerken, dass einerseits der Fahrzyklus nicht vollständig erfüllt wird und andererseits die Verbrennungsstabilität nicht im kompletten Motorkennfeld gegeben ist, vgl. Abbildung 4.2. Am Ende des Fahrzyklus wird der Speicher zudem nicht ganz auf den anfänglichen SoC geladen.

Die in Kapitel 4.4.1 vorgestellte Kombination von Kolbengeometrie G2ES und Abgasturboaufladung bietet das Potential, das Stabilitätskriterium zu erfüllen und eine ausreichende Motorperformance darzustellen. Weiterhin werden die Auslegung des Hybridsystems und die Betriebsstrategie überarbeitet, wobei insbesondere ein häufigerer Boosteinsatz zu einem ausgeglicheneren SoC-Verlauf während des Zyklus führen soll. Da durch das gesteigerte Motordrehmoment ein geringerer Performanceboost des Hybridsystems ausreichend ist, wird die Größe der Innenzahnradpumpe von  $13,3 \text{ cm}^3/\text{U}$  auf  $10,9 \text{ cm}^3/\text{U}$  reduziert und anschließend eine Variation der generatorischen und motorischen Übersetzung ausgehend von 0,35 beziehungsweise 1 zur Feinabstimmung durchgeführt. Abbildung 6.2 zeigt hierzu die Auswirkung auf den ermittelten  $\text{CO}_2$ - und  $\text{NO}_x$ -Ausstoß. Die Grenzen der Zykluserfüllung resultieren aus zu geringem Boostdrehmoment für Motorstart und Beschleunigungsphasen, zu geringer Rekuperationsfähigkeit und Emissionsminderung bei zu hohem generatorischen Drehmoment sowie der fehlenden Möglichkeit des Speicherladens bei zu geringem generatorischen Moment. Als Ergebnis zeigt sich ein  $\text{CO}_2$ -Optimum bei der Übersetzungskombination 0,28 und



(a) Kohlenstoffdioxid ausstoß

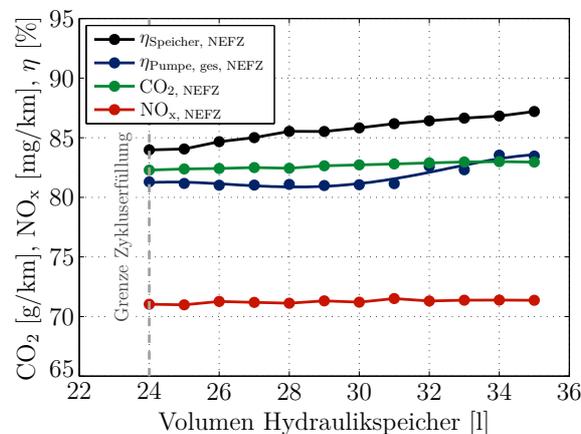


(b) Stickoxidemissionen

**Abbildung 6.2:** Auswirkung der Übersetzungen der Hydraulikpumpe im NEFZ

1. Die Stickoxide sind bei den Übersetzungsverhältnissen 0,32 und 0,96 minimiert. Die Kohlenstoffdioxidemissionen zeigen eine geringere Abhängigkeit von den Übersetzungen als die Stickoxidemissionen, welche ausgehend von ihrem Minimum stärker ansteigen. Aus diesem Grund wird der leichte CO<sub>2</sub>-Anstieg in Kauf genommen und die Übersetzungen für den generatorischen Hybridbetrieb zu 0,32 und für die motorischen Betriebsmodi zu 0,96 gewählt. Abgestimmt auf das veränderte Drehmomentverhalten des Hybridsystems in Verbindung mit dem Motorkennfeld der Abgasturboaufladung erfolgt eine Weiterentwicklung der Betriebsstrategie. Die Eingangsparameter aus Tabelle 5.3 bleiben unverändert in Verwendung, wobei die zugehörige Bedatungen der Zu- und Abschaltbedingungen modifiziert werden.

Zudem erfolgt eine Variation der Größe des hydropneumatischen Speichers. Ziel ist es für den gesetzlichen Fahrzyklus eine ausgeglichene Ladebilanz zu Beginn und Ende des Zyklus zu erreichen. Die Auswirkung der Speichergröße auf Speicher- und Pumpenwirkungsgrad sowie die Emissionswerte ist in Abbildung 6.3 dargestellt. Die Simulationen zeigen, dass eine Speichergröße von 24l zur Erfüllung der SoC-Neutralität erforderlich ist. Gleichzeitig wird deutlich, dass mit größerem Speichervolumen zwar entsprechend den Untersuchungen bei der Dimensionierung des Hybridsystems der Speicherwirkungsgrad ansteigt, dies jedoch keine wesentliche Auswirkung auf den CO<sub>2</sub>- und NO<sub>x</sub>-Ausstoß hat. Das bedeutet, dass das Speichervolumen durch die überarbeitete Dimensionierung und Betriebsstrategie bestmöglich genutzt wird. Daher wird das Volumen des hydropneumatischen Speichers ausgehend von der ersten Abschätzung von 21l auf 24l erhöht. Auf eine stärkere Anhebung wird verzichtet, um den erforderlichen Bauraum der Hybridkomponenten möglichst gering zu halten.



**Abbildung 6.3:** Auswirkung der Speichergröße auf die Zyklusergebnisse des NEFZ

Der Speicherwirkungsgrad der resultierenden Kombination liegt bei 84% für den NEFZ und damit 1 Prozentpunkt über dem der ursprünglichen Auslegung. Der gesamte Pumpenwirkungsgrad ist mit 81,3% ebenfalls leicht erhöht.

Das durch die stärkere Aufladung höhere Motordrehmoment ermöglicht zudem eine Anpassung der Getriebeübersetzungen, wobei vor allem die Motorbetriebspunkte bei höheren Fahrzeuggeschwindigkeiten gezielt im Motorkennfeld in Bereiche mit niedrigem Verbrauchsbeziehungsweise Emissionsniveau verschoben werden können. Dabei kann insbesondere die Übersetzung des 5. Ganges stark verlängert werden. Zudem werden die Übersetzungen des 3.

und 4. Ganges leicht angepasst. Die Veränderungen an Hybridsystem und Getriebe im Zuge der Verwendung der Abgasturboaufladung und der Weiterentwicklung auf Basis der ersten Zyklusergebnisse sind in Tabelle 6.1 zusammengestellt.

Parameter	Erstauslegung	Überarbeitung
Hybridsystem		
Fördervolumen Hydraulikpumpe	13,3 cm <sup>3</sup> /U	10,9 cm <sup>3</sup> /U
Übersetzung motorisch	1,00	0,96
Übersetzung generatorisch	0,35	0,32
Speichervolumen	211	241
Getriebe		
Übersetzung 1. Gang	3,455	3,455
Übersetzung 2. Gang	1,944	1,944
Übersetzung 3. Gang	1,286	1,246
Übersetzung 4. Gang	0,909	0,920
Übersetzung 5. Gang	0,810	0,695
Übersetzung Differential	3,895	3,895

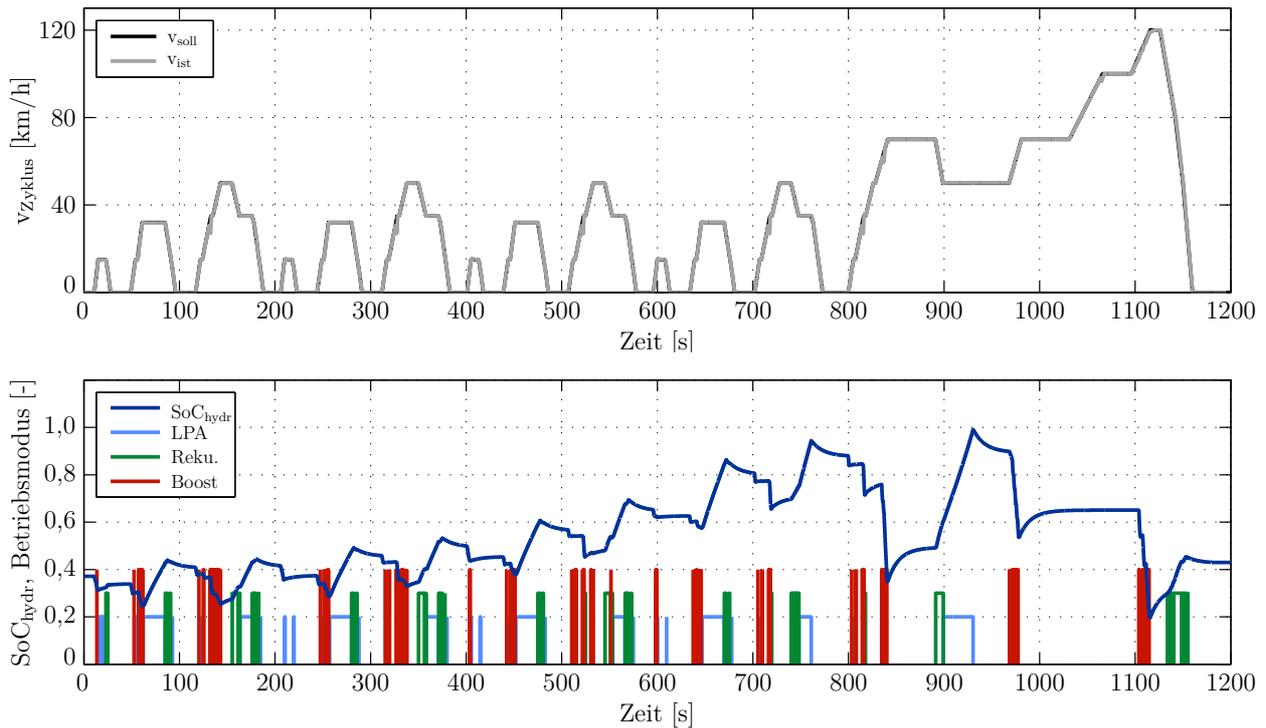
**Tabelle 6.1:** Daten von Erstauslegung und Überarbeitung des Antriebsstrangs

Aus der Überarbeitung resultiert die vollständige Zykluserfüllung des NEFZ, wie der nachfolgenden Abbildung 6.4 entnommen werden kann. Weiterhin wird die Wirksamkeit der Maßnahmen zur Erhöhung des Boostbetriebs bestätigt, wodurch der Hybridspeicher erst gegen Ende des Stadtfahrzyklus fast vollständig geladen ist. Ebenso wird der Speicher nicht unterhalb eines SoC von 0,2 entladen, was ebenso positiv zu bewerten ist wie die Erreichung der SoC-Neutralität im Fahrzyklus.

Als einzige Einschränkung zeigt sich ein etwas instationäres Zu- und Abschaltverhalten des Boostmodus, welches in der gezeigten Form eine Herausforderung sowohl für die Motordynamik als auch im Hinblick auf die Fahrbarkeit darstellt. Diesem kann jedoch durch Maßnahmen im Hochdruckteil des Hybridsystems begegnet werden, beispielsweise durch geeignete Charakteristiken beim Öffnen des Hydraulikventils, wodurch ein gedämpfter Übergang zwischen den Betriebsmodi erreicht werden kann.

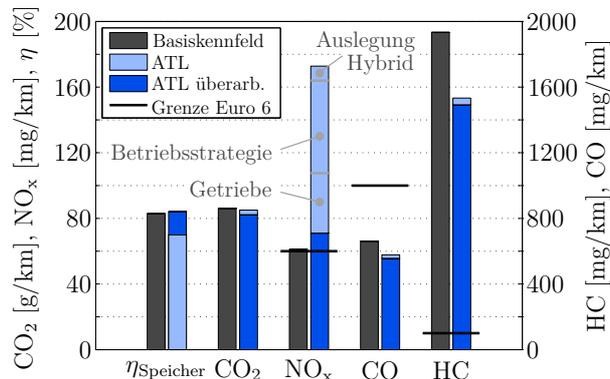
Durch die Darstellung der Konstantfahrt bei 120 km/h im Fahrzyklus erhöhen sich die Stickoxidemissionen, da der Verbrennungsmotor an der Vollast betrieben wird. In diesem Bereich stellt die Applikation einen Kompromiss aus Leistungserzielung und Motorbelastung dar und ist nicht hinsichtlich NO<sub>x</sub>-Emissionen optimiert. Dennoch liegt der über den Zyklus gemittelte Wert mit 71 mg/km zumindest im Bereich des Grenzwerts von 60 mg/km.

In Abbildung 6.5 sind die Zyklusergebnisse im Detail aufbereitet. Neben den Werten der eingangs diskutierten Basisvariante sind die Resultate bei Abgasturboaufladung vor und nach der Überarbeitung von Hybridsystem und Getriebeübersetzungen dargestellt. Insbesondere



**Abbildung 6.4:** Simulation des NEFZ mit Abgasturboaufladung, überarbeiteter Hybridauslegung und angepasster Getriebeübersetzung

bei den Stickoxidemissionen zeigt sich deutlich die Wirksamkeit dieser einzelnen Maßnahmen. Die größten Einsparungen werden durch die veränderte Hybridbetriebsstrategie und durch die Neuabstimmung des Getriebes erzielt. Allerdings ist dabei anzumerken, dass beide Maßnahmen erst durch den Einsatz der Abgasturboaufladung und durch angepasste Dimensionierung der Hybridkomponenten möglich werden. Die Erhöhung der Stickoxide im Vergleich zur Simulation mit dem Basiskennfeld ist, wie bereits angesprochen, auf die vollständige Zykluserfüllung zurückzuführen.



**Abbildung 6.5:** Speicherwirkungsgrad und Emissionwerte im NEFZ

Der  $\text{CO}_2$ -Ausstoß liegt im Bereich von  $82 \text{ g/km}$  und der Grenzwert der Abgasnorm Euro 6 für die CO-Emissionen wird um 50% unterschritten, vgl. [69]. Das Emissionsniveau der

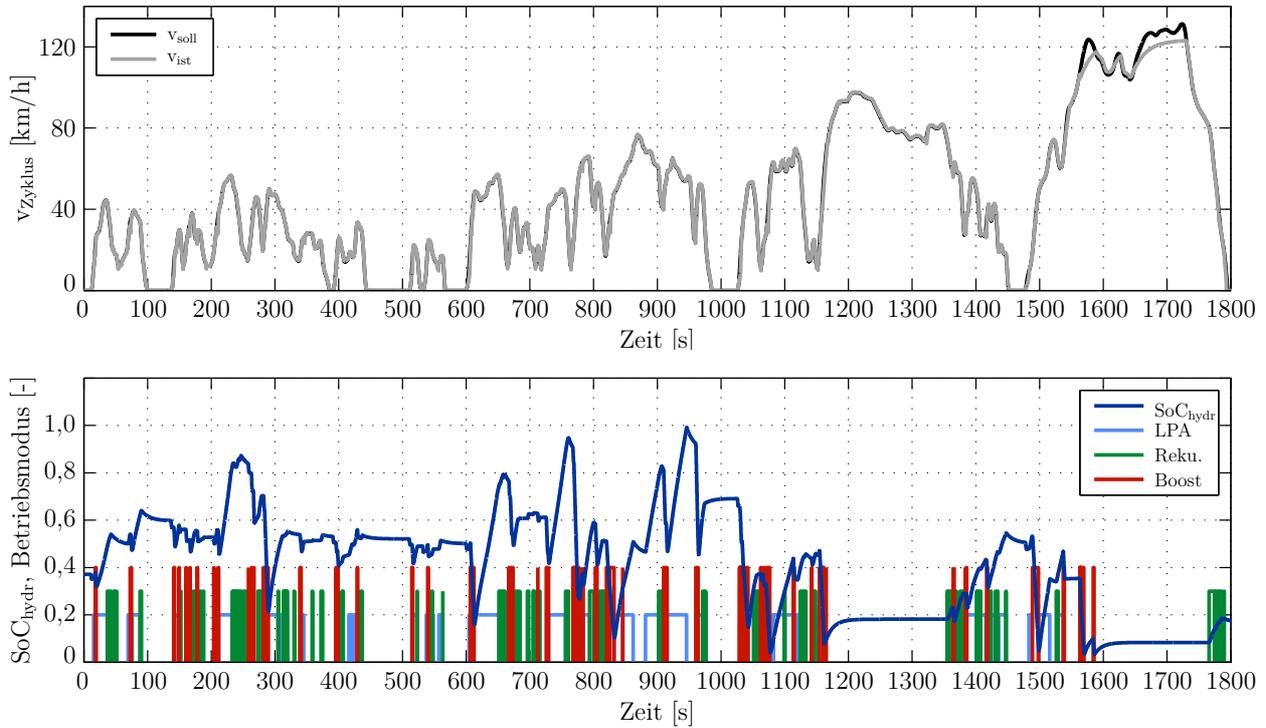
Kohlenwasserstoffe liegt mit 1500 mg/km allerdings deutlich über dem zulässigen Wert von 100 mg/km [69]. Dies belegt die enorme Herausforderung zur Senkung der HC-Emissionen, welche bereits bei den verschiedenen Untersuchungen in Kapitel 4 angesprochen wurde.

Für die Kennfeldvermessung wurde die Abgasturboaufladung in Kombination mit der Kolbenmulde G2ES verwendet. Die weiteren Technologieentwicklungen dieser Arbeit haben jedoch das Potential, das Emissionsniveau zu verbessern. Durch eine stärkere Aufladung können das Luftverhältnis bei hohen Lasten zur Darstellung der gleichen Leistung erhöht und dadurch das Niveau der Stickoxidemissionen gesenkt werden. Weiterhin können bei Einsatz des gespülten Vorkammerzündsystems die Stickoxide drastisch reduziert werden, vgl. Tabelle 4.6. Diese Aspekte lassen die Erreichung des  $\text{NO}_x$ -Grenzwerts möglich erscheinen. Allerdings ist dabei aufgrund der sinkenden Abgastemperaturen und der nicht vollständig optimierten Vorkammerspülung zunächst mit einer weiteren Erhöhung der HC-Emissionen zu rechnen. Die Weiterentwicklungen an der Kolbenmulde zur Variante G3 und insbesondere die Verringerung des Feuerstegvolumens könnten diesen Anstieg kompensieren. Eine deutliche HC-Reduktion im stark überstöchiometrischen Betrieb durch einen Oxidationskatalysator ist auf Basis der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen selbst bei einem Einsatz vor dem Turbolader nicht zu erwarten. Hier bedarf es weiterer Forschung und Entwicklung im Bereich der Abgasnachbehandlung von unverbranntem Methan, um das Potential des vorgestellten Antriebs nutzen zu können.

Eine Variante zur Realisierung des Antriebskonzepts ist die in [20] angesprochene Reglementierung von Nicht-Methan Kohlenwasserstoffen (NMHC) und die losgelöste Betrachtung der  $\text{CH}_4$ -Emissionen. Diese könnten dann mit dem Faktor 25, vgl. Abschnitt 4.1.1, den Kohlenstoffdioxidemissionen zugeschlagen werden, wodurch die Einhaltung des HC-Emissionsgrenzwerts möglich wird. Im vorliegenden Fall würde dies ohne anderweitige Maßnahmen einem  $\text{CO}_2$ -Äquivalent von 37,5 g/km entsprechen und das Antriebskonzept mit dem daraus resultierenden  $\text{CO}_2$ -Ausstoß von etwa 120 g/km deutlich unattraktiver machen.

Der NEFZ repräsentiert den aktuellen Stand der Gesetzgebung. Allerdings handelt es sich dabei um einen synthetischen Fahrzyklus, welcher durch den Worldwide harmonized Light duty driving Test Cycle (WLTC) ersetzt werden soll [196]. Der Zyklus besteht aus vier Abschnitten mit ansteigenden Durchschnittsgeschwindigkeiten, ausgehend von niedrig, über mittel bis zum als sehr hoch bezeichneten letzten Teil [196]. Da dieser Zyklus ein realitätsnäheres Geschwindigkeitsprofil aufweist, kann damit das vorgestellte Antriebskonzept auf dessen tatsächliche Eignung untersucht werden. Die Simulationsergebnisse des WLTC mit der überarbeiteten Version des Antriebs mit Abgasturboaufladung sind in Abbildung 6.6 dargestellt. Der deutlich transientere Geschwindigkeitsverlauf mit stärkeren Beschleunigungsphasen führt mit dem entwickelten Hybridkonzept zu häufiger Boostunterstützung. Die stärker ausgeprägten Verzögerungsphasen können für erhöhte Rekuperation genutzt werden. Insbesondere in den ersten beiden Zyklusteilen kann die Lastpunktanhebung zur Betriebspunktoptimierung eingesetzt werden. Der dritte Abschnitt kann durch den Verbrennungsmotor in Kombination mit Boost- und Rekuperationsbetrieb dargestellt werden. Lediglich in der

letzten Phase mit den höchsten Geschwindigkeiten, kann der Antriebsstrang in der vorgestellten Konfiguration die Beschleunigungsanforderungen nicht erfüllen. Verbrennungsmotorisch steht in diesem Teil zu wenig Leistung zur Verfügung und der Hybridboost kann aufgrund der begrenzten Speicherkapazität und des niedrigen SoC nur kurz eingesetzt werden.



**Abbildung 6.6:** Simulation des WLTC mit Abgasturboaufladung, überarbeiteter Hybridauslegung und angepasster Getriebeübersetzung

Zusammengefasst zeigen die Gesamtfahrzeugbetrachtungen, dass der extreme Ansatz eines einfachen Zweizylinder-Gasmotors in Kombination mit einem hydraulischen Hybridsystem bestehend aus einer Innenzahnradpumpe und einem Blasenspeicher den NEFZ sowie einen realitätsnahen Fahrbetrieb grundsätzlich darstellen kann.

Die Leistungsdefizite des Verbrennungsmotors können durch die Wahl einer etwas größeren Turbine des Turboladers behoben werden, wobei die damit verbundenen Low-End-Torque-Verluste durch das Hybridsystem kompensiert werden können. Auch ein Spirallader in geeigneter Dimensionierung kann hier eine Alternative darstellen.

Als besondere Herausforderung verbleiben die HC-Emissionen. Diese können durch konsequente Schadraumminimierung und durch Optimierung des Vorkammersystems verringert werden. Die Untersuchungen legen darüber hinaus die Notwendigkeit offen, im Hinblick auf die Einhaltung der Emissionsgrenzwerte ein Abgasnachbehandlungssystem zu entwickeln, welches bei 400 °C Abgastemperatur ausreichende  $\text{CH}_4$ -Umsetzungsgrade erzielt.



## 7 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit einem Antriebsstrang für ein Kleinfahrzeug zur Darstellung eines geringen CO<sub>2</sub>-Ausstoßes. Den Entwicklungsarbeiten liegen dabei die Prämissen der Kostenminimierung und der Nachhaltigkeit zugrunde. Vor diesem Hintergrund wird die Kombination aus kostengünstigem, auf das Wesentliche reduzierten Zweizylinder-Motor und hydraulischem Hybridsystem vorgeschlagen. Für den Verbrennungsmotor werden methanbasierte Kraftstoffe aus Biomasse und regenerativer elektrischer Energie als zukunftsfähig bewertet.

Der Verbrennungsmotor verfügt über einen starren Ventiltrieb ohne Variabilitäten und ist mit Saugrohreinblasung und Luftkühlung ausgestattet. Durch den Zündabstand von 180°KW und 540°KW kann auf zusätzliche Ausgleichswellen verzichtet werden. Zur Erreichung eines hohen Wirkungsgrades wird der Motor überstöchiometrisch betrieben. Diese Prozessführung bringt Herausforderungen betreffend der Brenndauer, der Entflammung, der Verbrennungsstabilität und der Motorperformance mit sich. Um diesen zu begegnen, wurden im Rahmen der Forschungstätigkeit unterschiedliche Ansätze entwickelt und experimentell untersucht. Eine schnell ablaufende Verbrennung stellt die Grundlage für die Realisierung eines Brennverfahrens mit niedrigen Emissionen und hohem Wirkungsgrad dar. Dies konnte durch die gezielte Nutzung der Brennraumströmung und des Turbulenzniveaus im Brennraum erreicht werden, indem eine sternförmige Kolbenmulde eingesetzt wird. Für die Zündung und stabile Verbrennung der überstöchiometrischen Kraftstoff-Luft-Gemische wurde ein auf die Kolbengeometrie abgestimmtes, gespültes Vorkammerzündsystem entwickelt. Dadurch konnten sowohl der Motorwirkungsgrad gesteigert als auch das Niveau der Stickoxidemissionen drastisch reduziert werden. Daneben wurden für den überstöchiometrisch betriebenen Zweizylinder mit ungleicher Zündfolge eine Abgasturboaufladung ausgelegt und die Aufladung mittels Spirallader untersucht. Beide Aufladesysteme bieten die Möglichkeit, in Verbindung mit dem Magerbrennverfahren, bereits bei niedrigen Drehzahlen einen hohen Ladedruck darzustellen. Die Analyse unterschiedlicher Katalysatoren zeigte die derzeit begrenzte Möglichkeit der Abgasnachbehandlung überstöchiometrischer Gasmotoren auf.

Unter dem Fokus auf geringe Systemkosten und schonenden Ressourceneinsatz wurde ein vereinfachtes hydraulisches Hybridsystem bestehend aus einer Innenzahnradpumpe und einem Blasenspeicher konzipiert. Nach der grundsätzlichen Analyse des Betriebsverhaltens wurde das System auf die Anforderungen des Antriebsstrangs und des Verbrennungsmotors ausgelegt. Für den Hybrid wurde eine Betriebsstrategie mit den Modi Start-Stopp, Boost, Rekuperation und Lastpunktanhebung entwickelt. Das Hybridsystem wurde simulativ untersucht und erfolgreich am Prüfstand validiert.

Das Antriebskonzept aus Zweizylinder-Magergasmotor und hydraulischem Hybridsystem wurde in einer Gesamtfahrzeugsimulation auf Basis von stationär gemessenen Kennfeldern analysiert. Dabei konnten die Eignung und Funktionalität der Auslegung des Antriebsstrangs und der Hybridbetriebsstrategie nachgewiesen werden. Die Geschwindigkeitsvorgabe des gesetzlichen Fahrzyklus, sowie die Forderung nach einem ausgeglichenen Ladezustand wurden erfüllt. Vor dem Hintergrund der entwickelten Technologien für den Verbrennungsmotor erscheint die Einhaltung des  $\text{NO}_x$ -Grenzwerts möglich, die HC-Emissionen liegen jedoch über dem gesetzlich zugelassenen Wert. Die Gesamtfahrzeugsimulationen zeigen weiterhin, dass der Fahrzeugantrieb auch in der Lage ist, einen transienten Fahrzyklus darzustellen.

Während der beschriebenen Forschungsarbeiten wurden unterschiedliche Aspekte der überstöchiometrischen Prozessführung betrachtet und deren Potentiale herausgearbeitet. Darauf aufbauend gilt es sowohl weiterführende Untersuchungen im Hinblick auf die Optimierung der Einzelkomponenten als auch auf die Kombination der Einzelmaßnahmen anzustellen. Brennraumseitig ist das Potential der HC-Emissionssenkung durch konsequente Schadraumminimierung zu ermitteln. Weiterhin sind die Entflammungs- und Verbrennungsvorgänge des Vorkammerzündsystems detailliert zu analysieren und daraus ist eine optimierte Gestaltung mit zugehöriger Einblasestrategie abzuleiten. Sowohl die Vorkammer als auch die Abgasturboaufladung sind im transienten Betrieb zu untersuchen und es ist eine Applikationsstrategie für den gemeinsamen Betrieb zu entwickeln, wobei die Vorkammer betriebspunktabhängig gespült und ungespült eingesetzt werden kann. Neben der Abgasturboaufladung ist das Potential eines geeignet dimensionierten Spiralladers zu ermitteln. Betreffend den Vollmotor sind die Steuerzeiten des Versuchsaggregats für den aufgeladenen Betrieb mit Saugrohreinblasung ebenso zu optimieren wie das Hub-Bohrungs-Verhältnis zur Ausschöpfung des vollen Potentials des Brennverfahrens. Eine Weiterentwicklung kann die Modifikation der Kanal- und Brennraumdachgeometrie des Zylinderkopfes darstellen. Großer Forschungsbedarf besteht bei der außermotorischen Nachbehandlung von unverbrannten Kohlenwasserstoffen. Das Hybridsystem kann hinsichtlich des Wirkungsgrades insbesondere durch den Einsatz eines schaumgefüllten Blasenspeichers verbessert werden. Darüber hinaus kann eine Optimierung der Innenzahnradpumpe auf den hauptsächlichen Betriebsbereich erfolgen und ein gewichts- und packageoptimiertes Gesamtsystem entwickelt werden. Neben der Kombination der Innenzahnradpumpe mit Übersetzungsstufen ist auch eine Integration von zwei separaten Hydraulikaggregaten an unterschiedlichen Eingriffspositionen am Triebstrang in Betracht zu ziehen.

Entsprechend des zu Beginn definierten Forschungsziels wurden in der vorliegenden Arbeit Möglichkeiten erarbeitet, einen kostengünstigen, ressourcenschonenden Antrieb eines Kleinfahrzeuges mit nachhaltigem Kraftstoff für zukünftige Mobilität zu realisieren. Die erzielten Ergebnisse sind als Basis für weiterführende Untersuchungen zu sehen.

# Literaturverzeichnis

- [1] ALT, M.; DAMEN, M.; NOE, A.; GROENIGER, J.; STREHL, D.; WAGNER, J.; O'DANIEL, G.; PERALTA, N.: *The New Turbocharged Three-Cylinder Engine with Gasoline Direct Injection for Opel ADAM*. 22nd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, Aachen, 2013
- [2] ANDERT, J.; KÖHLER, E.; NIEHUES, J.; SCHÜRMAN, G.: *Range Extender von KSPG. Ein neuer Wegbereiter der Elektromobilität*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 73, Nr. 05, 2012
- [3] ASSMUS, K.: *Mechanische Aufladung eines Zweizylinder-Ottomotors mittels Spirallader*. Diplomarbeit, TU München, 2014
- [4] ATTARD, W. P.; BLAXILL, H.: *A Gasoline Fueled Pre-Chamber Jet Ignition Combustion System at Unthrottled Conditions*. SAE Technical Paper 2012-01-0386, 2012
- [5] ATTARD, W. P.; BLAXILL, H.: *A Lean Burn Gasoline Fueled Pre-Chamber Jet Ignition Combustion System Achieving High Efficiency and Low NO<sub>x</sub> at Part Load*. SAE Technical Paper 2012-01-1146, 2012
- [6] ATTARD, W. P.; FRASER, N.; PARSONS, P.; TOULSON, E.: *A Turbulent Jet Ignition Pre-Chamber Combustion System for Large Fuel Economy Improvements in a Modern Vehicle Powertrain*. SAE Technical Paper 2010-01-1457, 2010
- [7] AVL LIST GMBH: *Combustion / Emission Module, AVL Fire Version 2011.1*. 2011
- [8] AVRAMOPOULOS, I.; SPRYSCH, A.; HOLTHAUS, U.; GERN, G.: *Golf Variant 2,0 l bi-fuel (Erdgas/Benzin) – Package, Motormanagement und Sicherheit als Serienlösung*. Innovative Fahrzeugantriebe, Dresden, 2002
- [9] AYMANN, R.; SCHARF, J.; UHLMANN, T.; PISCHINGER, S.: *Turboladerwirkungsgrade in pulsierender Abgasströmung*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 73, Nr. 07-08, 2012
- [10] BACH, C.; LÄMMLE, C.: *Erdgas als Treibstoff. Das Projekt „Clean Engine Vehicle“ (CEV)*. VI. Tagung Motorische Verbrennung. Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze, München, 2003
- [11] BACH, C.; LÄMMLE, C.; BILL, R.; JANNER, P.; DYNAR, D.; SOLTIC, P.; ONDER, C.; BOULOUCHOS, K.; GUZZELLA, L.; GEERING, H. P.: *Clean Engine Vehicle. Ein*

- niedrigstemittierendes und verbrauchsarmes Erdgas-Antriebskonzept*. EMPA, Verbrennungsmotoren/Feuerungen, Dübendorf und Zürich, 2004
- [12] BACH, C.; LÄMMLE, C.; BILL, R.; SOLTIC, P.; DYNAR, D.; JANNER, P.; BOULOUCHOS, K.; ONDER, C.; LANDENFELD, T.; KERCHER, L.; SEEL, O.; BARONICK, J. D.: *Clean Engine Vehicle. A Natural Gas Driven Euro-4/SULEV with 30% CO<sub>2</sub>-Emissions*. SAE Technical Paper 2004-01-0645, 2004
- [13] BACKHAUS, R.: *Neue aufgeladene Motoren für den Erdgasbetrieb*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 70, Nr. 07-08, 2009
- [14] BASELEY, S.; EHRET, C.; GREIF, E.; KLIFFKEN, M. G.: *Hydraulic Hybrid System for Commercial Vehicles*. SAE Technical Paper 2007-01-4150, 2007
- [15] BATAVIA, B. L.: *Hydraulic Hybrid Vehicle Energy Management System*. SAE Technical Paper 2009-01-2834, 2009
- [16] BAUER, F.: *Increasing the efficiency of hydraulic accumulators by enforcing isothermal behavior*. 9. IFK, Internationales Fluidtechnisches Kolloquium. "Modern Fluid Power – Challenges, Responsibilities, Markets", Aachen, 2014
- [17] BAUER, F.; FELD, D.; GRÜN, S.: *Doppelkolbenspeicher. Innovativer Hydraulikspeicher für mobile Arbeitsmaschinen*. 3. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 2011
- [18] BAUMGARTNER, L. S.; WOHLGEMUTH, S.; ZIRNGIBL, S.; WACHTMEISTER, G.: *Investigation of a Methane Scavenged Prechamber for Increased Efficiency of a Lean-Burn Natural Gas Engine for Automotive Applications*. SAE International Journal of Engines, Vol. 8, Issue 2, 2015
- [19] BERNER, H.-J.; BARGENDE, M.: *Ein CO<sub>2</sub>-minimales Antriebskonzept auf Basis des Kraftstoffes Erdgas*. In: Dingel, O.: *Gasfahrzeuge. Die passende Antwort auf die CO<sub>2</sub>-Herausforderung der Zukunft?*, expert-verlag, Renningen, 2004
- [20] BERTRAM, C.: *Vergleich der ottomotorischen Verbrennung von Erdgas bei bivalenter und monovalenter Motorauslegung*. Dissertation, TU Wien, 2006
- [21] BEY, R.; OHREM, C.; BIERMANN, J.-W.; BÜTTERLING, P.: *Downsizingkonzept mit Zweizylinder-Erdgasmotor*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 74, Nr. 09, 2013
- [22] BIERMANN, J.-W.; BADY, R.: *Hybridantriebe – Strukturvarianten, Betriebsstrategien sowie deren Vor- und Nachteile*. 5. Symposium „Elektrische Straßenfahrzeuge“, Technische Akademie, Esslingen, 1998
- [23] BLINT, R. J.: *The Relationship of the Laminar Flame Width to Flame Speed*. Combustion Science and Technology, Vol. 49, Issue 1-2, pp. 79-92, 1986

- 
- [24] BLOSS, W. H.; HERWEG, R.; ZIEGLER, G. F. W.: *Untersuchung der Flammenkernbildung im Ottomotor*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 51, Nr. 05, 1990
- [25] BÖCKL, M.: *Adaptives und prädikatives Energiemanagement zur Verbesserung der Effizienz von Hybridfahrzeugen*. Dissertation, TU Wien, 2008
- [26] BOEHM, D.; HOLLÄNDER, C.; LANDMANN, T.: *Hybrid-Antriebe bei Raupenbaggern – Konzepte und Lösungen*. 3. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 2011
- [27] BOGENSPERGER, M.; BAN, M.; PRIESCHING, P.; TATSCHL, R.: *Modeling of Premixed SI-Engine Combustion Using AVL Fire – A Validation Study*. International Multidimensional Engine Modeling Users’s Group Meeting at SAE Congress, Detroit, 2008
- [28] BÖGL, A.; HEMMINGER, B.; JANSSEN, A. N.; KERKAU, M.; KERNER, J.; KRONICH, A.; SCHLÜTER, M.: *Die neuen V6 Turbomotoren im Porsche Macan*. 35. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2014
- [29] BOHATSCH, S.: *Ein Injektorkonzept zur Darstellung eines ottomotorischen Brennverfahrens mit Erdgas-Direkteinblasung*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2011
- [30] BOLAND, D.: *Wirkungsgradoptimaler Betrieb eines aufgeladenen 1,0 l Dreizylinder CNG Ottomotors innerhalb einer parallelen Hybridarchitektur*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2010
- [31] BONKOWSKI, M.; BOGNER, M.: *Der Riemengetriebene Starter-Generator (RSG) als aktuelle Herausforderung für eine funktionsoptimierte Riementrieb-Systementwicklung*. In: VDI Berichte: Umschlingungsgetriebe: Ketten oder Riemen? Innovative Elemente optimal einsetzen, 2003
- [32] BORGHI, R.: *On the Structure and Morphology of Turbulent Premixed Flames*. In: Casci, C.; Bruno, C.: *Recent Advances in the Aerospace Sciences*, pp. 117-138, Plenum Press, New York, 1985
- [33] BORGHI, R.: *Turbulent Combustion Modelling*. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 14, Issue 4, pp. 245-292, 1988
- [34] BORHAUER, J.: *Entwicklung einer Betriebsstrategie für ein Hybridfahrzeug mit aufgeladenem Zweizylinder-Gasmotor*. Bachelorarbeit, TU München, 2012
- [35] BOSCH REXROTH CORPORATION HYDRAULICS: *Axial Piston Fixed Pump*. Fountain Inn, 2007
- [36] BOSCH REXROTH CORPORATION HYDRAULICS: *Axial Piston Variable Pump*. Fountain Inn, 2007

- [37] BÖWING, R.; THIEMANN, J.: *Zündverfahren. Untersuchung verschiedener Zündverfahren zur Verbrennungseinleitung bei stark abgasverdünnten Gemischen im Ottomotor.* FVV Vorhaben Nr. 648, Abschlussbericht, 1998
- [38] BRACHT, D. v.; EHRET, C.; KLIFFKEN, M. G.: *Berechenbare Wirtschaftlichkeit: Hydraulischer Hybridantrieb im Feldversuch.* 2. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 2009
- [39] BRETTSCHEIDER, J.: *Berechnung des Luftverhältnisses von Luft-Kraftstoff-Gemischen und des Einflusses von Messfehlern auf  $\lambda$ .* In: Bosch Technische Berichte 6 (1979), Nr. 4, S. 177-186, 1979
- [40] BUNCE, M.; BLAXILL, H.; KULATILAKA, W.; JIANG, N.: *The Effects of Turbulent Jet Characteristics on Engine Performance Using a Pre-Chamber Combustor.* SAE Technical Paper 2014-01-1195, 2014
- [41] BUNDESMINISTERIUM FÜR VERKEHR, BAU UND STADTENTWICKLUNG (BMVBS): *Die Mobilitäts- und Kraftstoffstrategie der Bundesregierung (MKS). Energie auf neuen Wegen.* Berlin, 2013
- [42] BURROWS, J.; LYKOWSKI, J.; MIXELL, K.: *Corona-Zündsystem für hocheffiziente Ottomotoren.* MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 74, Nr. 06, 2013
- [43] BUSCH, R.: *Entwicklung und Realisierung einer vollautomatischen Betriebsstrategie für einen leistungsorientierten Hybridantrieb.* Dissertation, RWTH Aachen, 1997
- [44] BUSCHHAUS, W.: *Entwicklung eines leistungsorientierten Hybridantriebs mit vollautomatischer Betriebsstrategie.* Dissertation, RWTH Aachen, 1994
- [45] BUSCHMANN, G.; MAYR, B.; LINK, M.; KNOBEL, C.: *Hybridantrieb: Konkurrenz oder Unterstützung für Verbrennungsmotoren?* In: Voß, B.: Hybridfahrzeuge. expert-verlag, Renningen, 2005
- [46] CHIGIER, N.: *Energy, Combustion, and Environment.* McGraw-Hill, USA, 1981
- [47] CHIODI, M.; BERNER, H.-J.; BARGENDE, M.: *Schnelle 3D-CFD-Untersuchungen des Ansaugsystems eines aufgeladenen 1l-Erdgasmotors mit dem Entwicklungstool Quick-Sim.* In: Wild, S.: Ansaugsysteme aufgeladener Motoren. Technik – Materialien – Bauraum, expert-verlag, Renningen, 2006
- [48] CHMELA, F.; KAPUS, P.: *Das TRI-FLOW-Verbrennungsverfahren für den Magerbetrieb von Gasmotoren.* MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 55, Nr. 09, 1994
- [49] CHOUDHARY, T. V.; BANERJEE, S.; CHOUDHARY, V. R.: *Catalysts for combustion of methane and lower alkanes.* Applied Catalysis A: General, Vol. 234, Issues 1-2, pp. 1-23, 2002

- 
- [50] COLIN, O.; BENKENIDA, A.: *The 3-Zones Extended Coherent Flame Model (ECFM3Z) for Computing Premixed/Diffusion Combustion*. Oil & Gas Science and Technology - Rev. IFP, Vol. 59, No. 6, pp. 593-609, 2004
- [51] CONRAD, M.: *Hydraulic Hybrid Vehicle Technologies*. Clean Technologies Forum, Sacramento, 2008
- [52] CUNIBERTI, M.; MICELLI, D.; STROPPIANA, A.; VENEZIA, C.: *Charging system for a small bi-cylinder engine: the TwinAir experience*. 16. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2011
- [53] CZERWINSKI, J.: *Über die Zündung und Verbrennung im 4-Takt-Ottomotor mit unterteiltem Brennraum*. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 6 Nr. 176, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1985
- [54] DAMKÖHLER, G.: *The Effect of Turbulence on the Flame Velocity in Gas Mixtures*. Zeitschrift für Elektrochemie und angewandte Physikalische Chemie, Vol. 46, No. 11, 1940
- [55] DAVY, M.; EVANS, R. L.; MEZO, A.: *The Ultra Lean Burn Partially Stratified Natural Gas Engine*. SAE Technical Paper 2009-24-0115, 2009
- [56] DIN 1940:1976-12: *Verbrennungsmotoren; Hubkolbenmotoren, Begriffe, Formelzeichen, Einheiten*. Beuth Verlag, Berlin, 1976
- [57] DIN 51624:2008-02: *Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge – Erdgas – Anforderungen und Prüfverfahren*. Beuth Verlag, Berlin, 2008
- [58] DOAN, S.; YAROSZ, J.; FILIPI, Z.; SHIH, A.: *Deaeration Device Study for a Hydraulic Hybrid Vehicle*. SAE Technical Paper 2012-01-2038, 2012
- [59] DOOSJE, E.: *Limits of mixture dilution in gas engines*. Dissertation, TU Eindhoven, 2010
- [60] DURBIN, P.: *Near-Wall Turbulence Closure Modeling Without 'Damping Functions'*. Theoretical and Computational Fluid Dynamics, Vol. 3, Issue 1, pp.1-13, 1991
- [61] EHRET, C.; GEERLING, G. R.; KLIFKEN, M. G.; NAGEL, F.: *Hydrostatisch Regeneratives Bremssystem (HRB)*. 1. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 2007
- [62] EICHHORN, A.; LEJSEK, D.; HETTINGER, A.; KUFFERATH, A.: *Challenge Determining a Combustion System Concept for Downsized SI-engines – Comparison and Evaluation of Several Options for a Boosted 2-cylinder SI-engine*. SAE Technical Paper 2013-01-1730, 2013

- [63] EICHLER, F.; DEMMELBAUER-EBNER, W.; PERSIGEHL, K.; WENDT, W.: *Der 1,0-L-Dreizylinder-TSI-Motor im modularen Baukasten von Volkswagen*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 75, Nr. 11, 2014
- [64] EICHLER, F.; MIDDENDORF, H.; HELBING, C.; HENTSCHEL, J.; SCHERF, J.; WENDT, W.: *Der neue 1,0l 3-Zylinder TSI*. 35. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2014
- [65] EICHLER, F.; SZENGEL, R.; HELBING, C.; WORM, J.: *The New EA211 1.4l TSI CNG*. 22nd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, Aachen, 2013
- [66] EINEWALL, P.; JOHANSSON, B.: *Combustion Chambers for Supercharged Natural Gas Engines*. SAE Technical Paper 970221, 1997
- [67] ENGSTLE, A.: *Energiemanagement in Hybridfahrzeugen*. Dissertation, TU München, 2008
- [68] ERNST, R.; FRIEDFELDT, R.; LAMB, S.; LLOYD-THOMAS, D.; PHILIPS, P.; RUSSELL, R.; ZENNER, T.: *The New 3 Cylinder 1.0L Gasoline Direct Injection Turbo Engine from Ford*. 20th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, Aachen, 2011
- [69] EUROPÄISCHES PARLAMENT, RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: *Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 20. Juni 2007 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge*. 2007
- [70] EVANS, R.; BROWN, R.; MEZO, A.: *Improving the combustion process in lean-burn natural gas compressor engines*. Paper No. 20, CIMAC Congress 2010, Bergen, 2010
- [71] FATHI, M.; SARAY, R.; CHECKEL, M.: *The influence of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on combustion and emissions of n-heptane / natural gas fueled Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) engines*. Applied Energy, Vol. 88, Issue 12, pp.4719-4724, 2011
- [72] FESEFELDT, T. F.: *Ganzheitliche Betrachtung zur Auswahl der Starteinrichtung des Verbrennungsmotors eines Parallel-Hybrids mit Trennkupplung*. Dissertation, TU Darmstadt, 2010
- [73] FLECKNER, M.: *Strategien zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs für ein Vollhybridfahrzeug*. Dissertation, RWTH Aachen, 2010
- [74] FRIED, O.: *Betriebsstrategie für einen Minimalhybrid-Antriebsstrang*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2003
- [75] FRIEDRICH, C.; GREBE, U.: *Effiziente Ottomotoren durch Erdgas und Aufladung*. 9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2003

- 
- [76] FUSSHOELLER, B.; JAUSS, A.: *EOBD-fähige Motorsteuerung für die monovalenten Erdgasfahrzeuge von Opel*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 65, Nr. 11, 2004
- [77] GEIGER, J.; BÖWING, R.; KOSS, H.-J.; THIEMANN, J.: *Zündsysteme für Ottomotoren mit hoher Ladungsverdünnung*. 3. Stuttgarter Symposium Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, Stuttgart, 1999
- [78] GEIGER, J.; PISCHINGER, S.; BÖWING, R.; KOSS, H.-J.; THIEMANN, J.: *Ignition Systems for Highly Diluted Mixtures in SI-Engines*. SAE Technical Paper 1999-01-0799, 1999
- [79] GETZLAFF, J.; DINGEL, O.; AVRAMOPOULOS, I.; KAHRSTEDT, J.: *Ansätze zur Optimierung des Brennverfahrens eines Erdgasmotors für zukünftige Pkw-Anforderungen*. VI. Tagung Motorische Verbrennung. Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze, München, 2003
- [80] GETZLAFF, J.; DINGEL, O.; KAHRSTEDT, J.; KUHNERT, D.; LATSCH, R.: *Mageres CNG-Brennverfahren für minimale CO<sub>2</sub>-Emissionen*. In: Dingel, O.: *Gasfahrzeuge. Die passende Antwort auf die CO<sub>2</sub>-Herausforderung der Zukunft?*, expert-verlag, Renningen, 2004
- [81] GETZLAFF, J.; PAPE, J.; GRÜNIG, C.; KUHNERT, D.; LATSCH, R.: *Entwicklung eines überstöchiometrischen Erdgasbrennverfahrens für Pkw-Anwendungen*. 5. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, Dessau, 2007
- [82] GETZLAFF, J.; PAPE, J.; GRUENIG, C.; KUHNERT, D.; LATSCH, R.: *Investigations on Pre-Chamber Spark Plug with Pilot Injection*. SAE Technical Paper 2007-01-0479, 2007
- [83] GREBE, U. D.; NITZ, L. T.: *VOLTEC – Das Antriebssystem für Chevrolet Volt und Opel Ampera*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 72, Nr. 05, 2011
- [84] GREMMINGER, A.: *Untersuchung der Wirkmechanismen bei katalytischer Methanreduktion*. FVV Vorhaben Nr. 1134, Abschlussbericht, 2014
- [85] GRILL, M.: *Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren*. Dissertation, Universität Stuttgart, 2006
- [86] GROSS, V.; KUBACH, H.; SPICHER, U.; SCHIESSL, R.; MAAS, U.: *Laserzündung und Verbrennung im Ottomotor mit Direkteinspritzung*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 71, Nr. 07-08, 2010
- [87] GRUNDHERR ZU ALTENTHAN UND WEIYHERHAUS, J. v.: *Ableitung einer heuristischen Betriebsstrategie für ein Hybridfahrzeug aus einer Online-Optimierung*. Dissertation, TU München, 2010

- [88] GULIAEFF, A.; WANNINGER, K.; KLOSE, F.; MALETZ, G.; TISSLER, A.: *Development of a Sulfur Tolerant PGM Based Zeolite Catalyst for Methane Oxidation and Low Temperature Hydrocarbon Trapping*. SAE Technical Paper 2013-01-0531, 2013
- [89] HABERSBRUNNER, G.: *Potentiale von Verbrennungsmotoren in Hybridanwendungen*. Dissertation, TU München, 2012
- [90] HABERSBRUNNER, G.; WOHLGEMUTH, S.; WACHTMEISTER, G.: *Aufbau eines Antriebskonzeptes mit einem luftgekühlten Erdgasmotor*. 6. Tagung Gasfahrzeuge – Die ehrliche und wirtschaftliche CO<sub>2</sub>-Alternative, Stuttgart, 2011
- [91] HANJALIC, K.; POPOVAC, M.; HADZIABDIC, M.: *A Robust Near-Wall Elliptic-Relaxation Eddy-Viscosity Turbulence Model for CFD*. International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 25, No. 6, pp. 1047-1051, 2004
- [92] HEED, B.; WINGÅRD, S.: *Catalytic converter with good conversion efficiency for methane*. 4. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, Dessau, 2005
- [93] HEIDT, C.; LAMBRECHT, U.; HARDINGHAUS, M.; KNITSCHKY, G.; SCHMIDT, P.; WEINDORF, W.; NAUMANN, K.; MAJER, S.; MÜLLER-LANGER, F.; SEIFFERT, M.: *CNG und LPG - Potenziale dieser Energieträger auf dem Weg zu einer nachhaltigeren Energieversorgung des Straßenverkehrs*. Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung (BMVBS), AZ Z14/SeV/288.3/1179/UI40, 2013
- [94] HELBIG, J.; HÖFNER, D.; GRIGO, M.; KUHN, M.; SENFT, P.: *Der neue 1,8-l-Vierzylinder-T-FSI-Motor von Audi. Teil 2: Konstruktion, Anbauteile und Thermodynamik*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 67, Nr. 11, 2006
- [95] HENTSCHEL, J.; MUTH, J.; ERDMANN, G.: *Power to Gas – Forecast of Sustainable Potentials in 2030*. 22nd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, Aachen, 2013
- [96] HERBST, F.: *Konzeptentwicklung für ein Start-Stopp-System*. Semesterarbeit, TU München, 2012
- [97] HEUSER, P.; GEIGER, J.; LAUER, S.; SANKHLA, H.; DHONGDE, A.; SIMM, P.: *Der Erdgasmotor im Nutzfahrzeug als Dieselmotor-Derivat*. 35. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2014
- [98] HEYWOOD, J. B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, USA, 1988
- [99] HILTON, J.: *Schwungrad-Hybridfahrzeuge als Alternative zu Elektrofahrzeugen*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift, Jhrg. 114, Nr. 11, 2012
- [100] HOFMANN, P.: *Hybridfahrzeuge*. Springer-Verlag, Wien, 2010

- 
- [101] HOFMANN, P.; HOFHERR, T.; DAMBÖCK, M.; FRITZ, W.; KAMPELMÜHLER, F.: *Der CULT Antrieb: Hocheffizienter CNG Motor mit Direkteinblasung*. 34. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2013
- [102] HONEYWELL TURBO TECHNOLOGIES: *Garrett by Honeywell, Turbocharger Guide*. Vol. 5, Product catalogue, s. a.
- [103] HU, L. R.; WILLIAMS, S.: *Sulfur Poisoning and Regeneration of Pd Catalyst and Simulated Emission Conditions of Natural Gas Engine*. SAE Technical Paper 2007-01-4037, 2007
- [104] HYDAC INTERNATIONAL: *Hydro-Speicher in der Hybridtechnologie*. Sulzbach/Saar, 2012
- [105] HYDAC INTERNATIONAL: *Innenzahnradpumpen. Spezifikationen*. Sulzbach/Saar, s. a.
- [106] ILLG, F.-A.: *Motorräder die Geschichte machten – Honda, Die CX500/650-Reihe*. Motorbuch Verlag, 1992
- [107] INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE, IPCC: *Climate Change 2007 - The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the IPCC*. Hrsgb: Solomon, S.; Qin, D.; Manning, M.; Chen, Z.; Marquis, M.; Averyt, K.; Tignor, M. und Miller, H. L. Cambridge University Press, Cambridge and New York, 2007
- [108] JENTGES, M.: *Entwicklung optimaler Betriebsstrategien eines hoch aufgeladenen Ottomotors mit elektrischer Beschleunigungsunterstützung*. Dissertation, RWTH Aachen, 2007
- [109] JOHANSSON, B.; OLSSON, K.: *Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines Part I: Fluid Flow and Combustion*. SAE Technical Paper 950469, 1995
- [110] JOOS, F.: *Technische Verbrennung. Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen*. Springer Berlin Heidelberg, 2006
- [111] KAMPELMÜHLER, F.; RUDOLF, M.: *Systemarchitektur für Niedrigstemissionsfahrzeuge – MAGNA STEYR Gasfahrzeug Technologie*. 8. Tagung Gasfahrzeuge – Antrieb mit Zukunft, Stuttgart, 2013
- [112] KEPNER, R. P.: *Hydraulic Power Assist – A Demonstration of Hydraulic Hybrid Vehicle Regenerative Braking in a Road Vehicle Application*. SAE Technical Paper 2002-01-3128, 2002
- [113] KISHI, K.; SATOU, T.: *The new Nissan high efficient 1.2L 3cyl GDI Supercharged Engine enables 95g/km CO<sub>2</sub> emissions and high driving performance*. 33. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2012

- [114] KLIFFKEN, M. G.; BECK, M.; EHRET, C.; STAWIARSKI, R.: *Kosten bremsen und Umwelt schonen mit hydraulischem Hybridantrieb*. In: ATZoffhighway, Sonderausgabe von ATZ, 2009
- [115] KOCHAR, Y.; SEITZMAN, J.; LIEUWEN, T.; METCALFE, W.; BURKE, S.; CURRAN, H.; KREJCI, M.; LOWRY, W.; PETERSEN, E.; BOURQUE, G.: *Laminar Flame Speed Measurements and Modeling of Alkane Blends at Elevated Pressures with Various Diluents*. Proceedings of ASME Turbo Expo 2011, GT2011-45122, 2011
- [116] KÖHLER, E.; ESCH, H.-J.; NIEHUES, J.; ANDERT, J.; PISCHINGER, M.; SCHÜRSMANN, G.: *Engine Test Bench and Vehicle Testing of KSPG Range Extender with "FEVcom" Full Engine Vibration Compensation*. 21st Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, Aachen, 2012
- [117] KOHMÄSCHER, T.; GRÜTTERT, S.; SKIRDE, E.: *HPB – Hydraulischer Power Boost in kostensensitiven Anwendungen*. 3. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, Karlsruhe, 2011
- [118] KORKMAZ, F.: *Hydrospeicher als Energiespeicher*. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, 1982
- [119] KOWAL, J.; DRILLKENS, J.; SAUER, D. U.: *9. Superkondensatoren. Elektrochemische Doppelschichtkondensatoren*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 74. Nr. 02, 2013
- [120] KRAMER, U.: *Potentialanalyse des Direktstarts für den Einsatz in einem Stopp-Start-System an einem Ottomotor mit strahlgeführter Benzin-Direkteinspritzung unter besonderer Berücksichtigung des Motorauslaufvorgangs*. Dissertation, Universität Duisburg - Essen, 2005
- [121] 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*. 30. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2009
- [122] LAHNER, M.: *Entwicklung, Simulation und Aufbau eines hydraulischen Hybridsystems*. Diplomarbeit, TU München, 2012
- [123] LAMPERT, J. K.; SHAHJAHAN KAZI, M.; FARRAUTO, R. J.: *Palladium catalyst performance for methane emissions abatement from lean burn natural gas vehicles*. Applied Catalysis B: Environmental, No. 14, pp. 211-223, 1997
- [124] LAUER, T.; PIZZIRANI, N.; MURAKAMI, S.: *Rechnergestützte Analyse des Verbrennungskonzeptes eines mager verbrennenden Gasmotors*. X. Tagung Motorische Verbrennung. Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze, München, 2011
- [125] LICHT, J.; WANNER, S.; MAIWALD, O.; KEULER, J.: *Neue Spirallader-Generation. Mehr Leistung bei weniger Verbrauch*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 73, Nr. 10, 2012

- 
- [126] LINKENHEIL, K.: *Grundlegende Untersuchung eines Mikrowellenzündsystems für Motoren mit Benzindirekteinspritzung*. Dissertation, TU Berlin, 2007
- [127] MAAK, D.; BRODA, A.; EILTS, P.: *Biomethan – eine echte Alternative zu fossilem Erdgas?* In: Tschöke, H.; Munack, A.; Krahl, J.: *Innovative Automobiltechnik III: Zukunftsweisende Arbeiten von Nachwuchsforschern in der Industrie und an Universitäten*, Cuvillier Verlag, Göttingen, 2012
- [128] MAHR, B.; BASSETT, M.; HALL, J.; WARTH, M.: *Entwicklung eines effizienten und kompakten Range-Extender-Motors*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 72, Nr. 10, 2011
- [129] MARBLE, F. E.; BROADWELL, J. E.: *The coherent flame model for turbulent chemical reactions*. TRW-29314-6001-RU-00, 1977
- [130] MASTRANGELO, G.; MICELLI, D.; SACCO, D.: *Extremes Downsizing durch den Zweizylinder-Ottomotor von Fiat*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 72, Nr. 02, 2011
- [131] MATSUO, S.; KAWABATA, Y.; OKAMOTO, K.; AMANO, T.: *A numerical study of effects of combustion chamber shape on pre-chamber combustion*. s. a.
- [132] MAVINAHALLY, N. S.; ASSANIS, D. N.; GOVINDA MALLAN, K. R.; GOPALAKRISHNAN, K. V.: *Torch Ignition: Ideal for Lean Burn Premixed-Charge Engines*. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 116, Issue 4, pp. 793-798, 1994
- [133] MEILAND, L.: *Abgasturboaufladung eines Zweizylinder-Ottomotors*. Masterarbeit, TU München, 2013
- [134] MEILAND, L.: *Thermodynamische Analyse eines Zweizylinder-Magergasmotors*. Semesterarbeit, TU München, 2013
- [135] MENEVEAU, C.; POINSOT, T.: *Stretching and Quenching of Flamelets in Premixed Turbulent Combustion*. Combustion and Flame, Vol. 86, Issue 4, pp. 311-332, 1991
- [136] MIDDENDORF, H.; THEOBALD, J.; LANG, L.; HARTEL, K.: *Der 1,4-L-TSI-Ottomotor mit Zylinderabschaltung*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 73, Nr. 03, 2012
- [137] MOKHTARI, S.; SOUHAITÉ, P.; TELLIER, A.: *Combustion System Design of the New PSA Peugeot Citroën PureTech 1.2 e-THP Engine*. 23rd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, Aachen, 2014
- [138] MOWERY, D. L.; GRABOSKI, M. S.; OHNO, T. R.; MCCORMICK, R. L.: *Deactivation of PdO-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> oxidation catalyst in lean-burn natural gas engine exhaust: aged catalyst characterization and studies of poisoning by H<sub>2</sub>O and SO<sub>2</sub>*. Applied Catalysis B: Environmental, No. 21, pp. 157-169, 1999

- [139] MUELLER, S. H.-J.: *Der Startvorgang von hybridisierten Ottomotoren – Untersuchung, Bewertung, Optimierung*. Dissertation, TU Darmstadt, 2010
- [140] MÜLLER-LANGER, F.: *Analyse und Bewertung ausgewählter zukünftiger Biokraftstoffoptionen auf der Basis fester Biomasse*. Dissertation, TU Hamburg-Harburg, 2011
- [141] NELLEN, C.; BOULOUCHOS, K.: *Aufgeladene Gasmotoren mit AGR und Dreiwege-Katalysator – der Weg zu niedrigsten Emissionen bei hohem Wirkungsgrad und großer Leistungsdichte*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 61, Nr. 01, 2000
- [142] NEUSSER, H.-J.; SZENGEL, R.; KIRSCH, U.; WORM, J.: *Der neue Dreizylinder-Erdgasmotor von Volkswagen*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 74, Nr. 04, 2013
- [143] OLSSON, K.; JOHANSSON, B.: *Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines Part 2: Combustion and Emissions*. SAE Technical Paper 950517, 1995
- [144] OTIS, D. R.: *New Developments in Predicting and Modifying Performance of Hydraulic Accumulators*. National Conference on Fluid Power, pp. 473-489, 1974
- [145] OTTEN, R.; (KRIEGER, M.): *Der Audi A3 g-tron und das e-gas-Projekt: Teil und Treiber der Energiewende*. 8. Tagung Gasfahrzeuge – Antrieb mit Zukunft, Stuttgart, 2013
- [146] OTTO, F.; RÖSSLER, K.; BERTRAM, C.; FÜRHAPTER, A.: *Potenzielle des aufgeladenen monovalenten Erdgasmotors bei PKW*. 11. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2007
- [147] PARK, J. S.; KANG, B. M.; KIM, K. J.; LEE, T. W.; YEOM, J. K.; CHUNG, S. S.: *Study on combustion characteristics and application of radial induced ignition method in an actual engine*. International Journal of Automotive Technology, Vol. 6, No. 6, pp. 555-561, 2005
- [148] PATIL, C.: *Model-Based Approach to Estimate Fuel Savings from Series Hydraulic Hybrid Vehicle: Model Development and Validation*. SAE Technical Paper 2011-01-2274, 2011
- [149] PELS, T.; REITZ, D.; MAN, L.; VESTGARD, B.: *Kleiner Startergenerator – große Wirkung*. 7. LuK Kolloquium, Bühl, 2002
- [150] PETERS, N.: *Laminar flamelet concepts in turbulent combustion*. Twenty-first Symposium (International) on Combustion. The Combustion Institute, pp. 1231-1250, 1986
- [151] PETERS, N.: *The turbulent burning velocity for large-scale and small-scale turbulence*. Journal of Fluid Mechanics, Vol. 384, pp. 107-132, 1999
- [152] PISCHINGER, R.; KELL, M.; SAMS, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. In: List, H.: Der Fahrzeugantrieb. Dritte Auflage, Springer-Verlag, Wien, 2009

- 
- [153] PISCHINGER, S.: *Effects of spark plug design parameters on ignition and flame development in an SI-engine*. Ph. D. Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1985
- [154] PSA PEUGEOT CITROËN: *Hybrid air, an innovative petrol full-hybrid solution*. press kit, Paris, 2013
- [155] RAIDT, B.: *Inbetriebnahme eines neuartigen hydraulischen Hybridsystems*. Diplomarbeit, TU München, 2013
- [156] REITER, C.: *Modellierung eines Hybridsystems in Matlab/Simulink*. Bachelorarbeit, TU München, 2012
- [157] REITER, C.: *Entwicklung und Konstruktion einer Vorkammerzündung für einen Zweizylinder-Ottomotor*. Semesterarbeit, TU München, 2014
- [158] REULEIN, C.; SCHÜNEMANN, E.; SCHWARZ, C.; WETZEL, M.: *Thermodynamik des BMW-Dreizylindermotors*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 74, Nr. 05, 2013
- [159] RIESS, M.; BENZ, A.; WÖBKE, M.; SENS, M.: *Einlassseitige Ventilhubstrategien zur Turbulenzgenerierung*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 74, Nr. 07-08, 2013
- [160] ROBINET, C.; HIGELIN, P.; MOREAU, B.; PAJOT, O.; ANDRZEJEWSKI, J.: *A New Firing Concept for Internal Combustion Engines: "L'APIR"*. SAE Technical Paper 1999-01-0621, 1999
- [161] RÖSLER, S.: *Optimierung des Brennverfahrens eines aufgeladenen Erdgasmotors*. Diplomarbeit, TU München, 2012
- [162] RÖTH, J. A.: *Untersuchung und Modellierung der optimalen Warmlaufstrategie eines monovalenten Erdgasmotors mit Turbolader*. Dissertation, ETH Zürich, 2009
- [163] RÖTHLISBERGER, R.: *An experimental investigation of a lean burn natural gas prechamber spark ignition engine for cogeneration*. Dissertation, École Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2001
- [164] ROTTHÄUSER, S.: *Verfahren zur Berechnung und Untersuchung hydropneumatischer Speicher*. Dissertation, RWTH Aachen, 1993
- [165] RUAN, G.; KIENZLE, D.; ROTH, D.; BECKER, M.: *Doppelspulenzündung für Ottomotor-konzepte mit AGR*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 74, Nr. 03, 2013
- [166] RÜTTEN, O.; DIETRICH, C.; WEINOWSKI, R.; NIJS, M.; KÜPPNER, C.; PISCHINGER, S.: *Potentiale zur CO<sub>2</sub>- und Emissionsreduktion durch Kombination von modernen ottomotorischen Brennverfahren mit Erdgas als alternativem Kraftstoff*. Gasfahrzeuge. Minimale CO<sub>2</sub>-Emissionen zur Erfüllung kommender Grenzwerte, Stuttgart, 2009

- [167] RÜTTEN, O.; HÜCHTEBROCK, B.; PISCHINGER, S.; GOTTER, A.: *Steuerungsstrategien für aufgeladene Erdgasmagermotoren*. 5. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, Dessau, 2007
- [168] SAANUM, I.; BYSVEEN, M.; TUNESTAL, P.; JOHANSSON, B.: *Lean Burn Versus Stoichiometric Operation with EGR and 3-Way Catalyst of an Engine Fueled with Natural Gas and Hydrogen Enriched Natural Gas*. SAE Technical Paper 2007-01-0015, 2007
- [169] SAMS, T.; SIFFERLINGER, B.: *AVL Rotary Range Extender. A Rotary Engine Based Range Extender Concept*. e-mobility conference. Smarte Städte – Smarte Mobilität, Graz, 2013
- [170] SAROCH, L.: *Fahrertypabhängige Betriebsstrategie und leistungsorientierte Antriebsstrangregelung für Parallelhybridantriebe in PKW*. Dissertation, TU Dresden, 2008
- [171] SASAKI, Y.; ADACHI, S.; NAKATA, K.; TANEI, K.; SHIBUYA, S.: *The new Toyota 1.0L L3 ESTEC gasoline engine*. 35. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2014
- [172] SCHERNUS, C.; DIETRICH, C.; NEBBIA, C.; SEHR, A.; WEDOWSKI, S.; WEINOWSKI, R.: *Turbocharging of Downsized Gasoline DI Engines with 2 and 3 Cylinders*. SAE Technical Paper 2011-24-0138, 2011
- [173] SCHERNUS, C.; NEBBIA, C.; DIETRICH, C.; HERMSEN, F.-G.; HEUER, S.; WITTEK, K.; STIENEN, R.: *Two-Cylinder Turbocharged Gasoline Engine Concepts*. The Spark Ignition Engine of the Future. Exploring Innovative Concepts to Meet Future CO<sub>2</sub> Emissions and Hybridization Challenges, Insa de Strasbourg, 2011
- [174] SCHNEIDER, E.: *Numerische Simulation turbulenter vorgemischter Verbrennungssysteme: Entwicklung und Anwendung eines RANS-basierten Gesamtmodells*. Dissertation, TU Darmstadt, 2005
- [175] SCHRAUT, M.: *Umgebungserfassung auf Basis lernender digitaler Karten zur vorausschauenden Konditionierung von Fahrerassistenzsystemen*. Dissertation, TU München, 2000
- [176] SHERMAN, M. P.; KARLEKAR, B. V.: *Improving the Energy Storage Capacity of Hydraulic Accumulators*. 8th Intersociety Energy Conversion Conference, Paper 739094, Philadelphia, 1973
- [177] SIGNARGOUT, P.; CHAPELLE, C.; PASSERON, L.; FOURCHON, D.; FOURNIER, E.; MERCKX, P.; SOUHAITÉ, P.: *Der neue 3-Zylinder PureTech 1.2 e-THP von PSA Peugeot Citroën. Durchbruch bei Verbrauch und Fahrverhalten*. 35. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2014

- 
- [178] SILVEIRA, B. H. d.; BENVENUTI, L. H.; WERNINGHAUS, E.; COELHO, E. P. D.; SILVA, C. D.; OLIVEIRA, F. R. d.; SILVA, J. C. S.: *Development of a Concept Vehicle for Compressed Natural Gas*. SAE Technical Paper 2004-01-3452, 2004
- [179] SMITH, R.; SCHNEUWLY, A.; AUER, J.: *Use of Ultracapacitors in HEV to Address their Power and Energy Needs*. In: Voß, B.: *Hybridfahrzeuge*. expert-verlag, Renningen, 2005
- [180] SONDERFORSCHUNGSBEREICH 224: *Motorische Verbrennung*. Abschlussbericht, Aachen, 2001
- [181] SORGER, H.; HUBMANN, C.; BESTE, F.; AUSSERHOFER, N.; GRUBER, S.: *Single Cylinder 25kW Range Extender for High Compactness and NVH Performance*. 23rd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, Aachen, 2014
- [182] SPADACCINI, L. J.; COLKET III, M. B.: *Ignition Delay Characteristics of Methane Fuels*. *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 20, Issue 5, pp. 431-460, 1994
- [183] SPECHT, M.; ZUBERBÜHLER, U.; BAUMGART, F.; FEIGL, B.; FRICK, V.; STÜRMER, B.; STERNER, M.; WALDSTEIN, G.: *Storing Renewable Energy in the Natural Gas Grid. Methane via Power-to-Gas (P2G): A Renewable Fuel for Mobility*. 6. Tagung Gasfahrzeuge – Die ehrliche und wirtschaftliche CO<sub>2</sub>-Alternative, Stuttgart, 2011
- [184] STAHL, G.; WARNATZ, J.: *Numerical Investigation of Time-Dependent Properties and Extinction of Strained Methane- and Propane-Air Flamelets*. *Combustion and Flame*, Vol. 85, Issues 3-4, pp. 285-299, 1991
- [185] STEINPARZER, F.; BRÜNER, T.; SCHWARZ, C.; RÜLICHE, M.: *Die neuen Drei- und Vierzylinder-Ottomotoren von BMW*. *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, Jhrg. 75, Nr. 06, 2014
- [186] STEINPARZER, F.; SCHWARZ, C.; BRÜNER, T.; MATTES, W.: *Die neuen BMW 3- und 4-Zylinder Ottomotoren mit TwinPower Turbo Technologie*. 35. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2014
- [187] STIEGELER, M.: *Entwurf einer vorausschauenden Betriebsstrategie für parallele hybride Antriebsstränge*. Dissertation, Universität Ulm, 2008
- [188] STROGANOV, A.; SHESHIN, L.: *Improvement of Heat-Regenerative Hydraulic Accumulators*. The 12th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'11, Tampere, 2011
- [189] SURAMPUDI, B.; NEDUNGADI, A.; OSTROWSKI, G.; MONTEMAYOR, A.; GRUENEWALD, H.: *Design and Control Considerations for a Series Heavy Duty Hybrid Hydraulic Vehicle*. SAE Technical Paper 2009-01-2717, 2009

- [190] TAVARES, F.; JOHRI, R.; SALVI, A.; BASELEY, S.; FILIPI, Z. S.: *Hydraulic Hybrid Powertrain-In-the-Loop Integration for Analyzing Real-World Fuel Economy and Emissions Improvements*. SAE Technical Paper 2011-01-2275, 2011
- [191] THIEBES, P.; GEIMER, M.: *Energiespeicher für mobile Arbeitsmaschinen mit Hybridantrieben*. Erste VDI-Fachkonferenz Getriebe in mobilen Arbeitsmaschinen, Friedrichshafen, 2011
- [192] THIELE, M.; SELLE, S.; RIEDEL, U.; WARNATZ, J.; MAAS, U.: *Numerical Simulation of Spark Ignition Including Ionization*. Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 28, pp. 1177-1185, 2000
- [193] THIEN, U.; SCHAFFER, K.; EICHLSEDER, H.: *1,6 l Kompressormotor für CNG Motorisierung eines Sportfahrzeuges*. 27. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2006
- [194] TILAGONE, R.; MONNIER, G.; SATRE, A.; LENDRESSE, Y.; PERSONNAZ, J.; CULLERIER, D.; TURNIN, F.: *Development of a Lean-Burn Natural Gas-Powered Vehicle Based on a Direct-Injection Diesel Engine*. SAE Technical Paper 2000-01-1950, 2000
- [195] TÖPLER, F.; ANTONY, P.; LANGHAMMER, S.; KUBE, R.; KÖHLE, S.: *Hybridbetriebsstrategien mit elektronischem Horizont – ein Gemeinschaftsprojekt der Daimler AG, der Volkswagen AG und dem ika*. 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2008
- [196] TUTUIANU, M.; MAROTTA, A.; STEVEN, H.; ERICSSON, E.; HANIU, T.; ICHIKAWA, N.; ISHII, H.: *Development of a World-wide Worldwide harmonized Light duty driving Test Cycle (WLTC)*. Technical Report, UN/ECE/WP.29/GRPE/WLTP-IG, DHC subgroup, 2013
- [197] UMIERSKI, M.; HÜCHTEBROCK, B.: *Pkw-Erdgasantriebe mit Turboaufladung: Höchster Antriebskomfort trotz niedrigster Abgasemissionen und günstigem Verbrauch*. 4. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, Dessau, 2005
- [198] UMIERSKI, M.; RÜTTEN, O.; FRICKE, F.: *PKW-Erdgasantriebe für hohe Leistungsdichte und niedrigste Abgasemissionen*. In: Dingel, O.: Gasfahrzeuge. Die passende Antwort auf die CO<sub>2</sub>-Herausforderung der Zukunft?, expert-verlag, Renningen, 2004
- [199] VERKOYEN, T.; SCHMITZ, J.; VATHEUER, N.; INDERELST, M.; MURRENHOF, H.: *Retrofittable Hydraulic Hybrid System for Road Vehicles*. Efficiency through Fluid Power: 7th International Fluid Power Conference, Aachen, 2010
- [200] WAGENER, A.: *Adaptives Energiemanagement für einen hybriden PKW-Antrieb mit dezentraler Reglerstruktur*. Dissertation, Universität Ulm, 2004

- [201] WAGNER, U.; TZSCHEUTSCHLER, P.: *Ganzheitliche Bewertung alternativer Kraftstoffe und innovativer Fahrzeugantriebe*. In: Naunin, D.: Hybrid-, Batterie- und Brennstoffzellen-Elektrofahrzeuge. Technik, Strukturen und Entwicklungen. 4. Auflage, expert-verlag, Renningen, 2007
- [202] WARNATZ, J.; MAAS, U.; DIBBLE, R. W.: *Combustion. Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*. 4th Edition, Springer-Verlag, Berlin, 2006
- [203] WARNECKE, W.: *Influence of Future Fuels on the Development of the IC Engine*. 14. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2013
- [204] WARNECKE, W.; KARANIKAS, J.; LEVELL, B.; MESTERS, C.; SCHRECKENBERG, J.; ADOLF, J.: *Gas – a bridging technology for future mobility?* 34. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2013
- [205] WARTH, M.; BASSETT, M.; HALL, J.; KORTE, V.; MAHR, B.: *Design and Development of the MAHLE Range Extender Engine*. 20th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, Aachen, 2011
- [206] WARTH, M.; BASSETT, M.; HALL, J.; TAYLOR, G.; MAHR, B.: *Development of a Compact-Class Range Extended Electric Vehicle*. 21st Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, Aachen, 2012
- [207] WEBER MOTOR GMBH: *Servicehandbuch. 4-Takt-Motor MPE 850 Marine*. Bernau bei Berlin, 2013
- [208] WEIMER, J.: *Der Sachs DynaStart – Technologie für zukünftige Fahrzeug-Generationen*. In: Schäfer, H.: Integrierter Starter-Generator (ISG). Das multifunktionale Bindeglied zwischen Bordnetz und Antriebsstrang im Kraftfahrzeug, expert-verlag, Renningen, 2001
- [209] 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*. 30. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2009
- [210] WEYAND, P.; PIOCK, W. F.; WEITEN, C.; SCHILLING, S.: *Bedarfsgerechte Mehrfachzündung für kritische Entflammungsbedingungen*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 69, Nr. 07-08, 2008
- [211] WIEDEMANN, B.; LEPTIEN, H.; STOLLE, G.; EMMENTHAL, K.-D.: *Development of Volkswagen's Supercharger G-Lader*. SAE Technical Paper 860101, 1986
- [212] WIESE, W.: *Vorhersage von Brennverzug und -dauer bei Ottomotoren auf Basis der Brennraumströmung*. Dissertation, RWTH Aachen, 2009

- [213] WILDE, A.: *Eine modulare Funktionsarchitektur für adaptives und vorausschauendes Energiemanagement in Hybridfahrzeugen*. Dissertation, TU München, 2009
- [214] WILL, D.; GEBHARDT, N.: *Hydraulik. Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. 4. neu bearbeitete Auflage, Springer-Verlag Berlin / Heidelberg, 2008
- [215] WILLIAMS, S.; HU, L. R.; NAKAZONO, T.; OHTSUBO, H.; UCHIDA, M.: *Oxidation Catalysts for Natural Gas Engine Operating under HCCI or SI Conditions*. SAE Technical Paper 2008-01-0807, 2008
- [216] WITT, A.: *Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten*. Dissertation, TU Graz, 1999
- [217] WIZGALL, E.; KOHLER, B.: *The Multi-Purpose Engine MPE 750 from Weber Motor AG*. SAE Technical Paper 2004-32-0033, 2004
- [218] WOHLGEMUTH, S.; MEILAND, L.; WACHTMEISTER, G.; FLEDERSBACHER, P.: *Turbocharging of a Two-Cylinder Lean-burn Natural Gas Engine with Uneven Firing Order*. SAE Technical Paper 2014-01-1652, 2014
- [219] WOHLGEMUTH, S.; RÖSLER, S.; WACHTMEISTER, G.: *Piston Design Optimization for a Two-Cylinder Lean-Burn Natural Gas Engine – 3D-CFD-Simulation and Test Bed Measurements*. SAE Technical Paper 2014-01-1326, 2014
- [220] WOHLGEMUTH, S.; WACHTMEISTER, G.: *Hydropneumatic Storage Technology for Hybrid Passenger Cars*. 3rd International Electric Drives Production Conference (E|DPC), IEEE Catalog Number: CFP1385P-PRT, 2013
- [221] WOHLGEMUTH, S.; WACHTMEISTER, G.: *Optimierung des Magerbrennverfahrens eines Zweizylinder-Erdgasmotors mittels 3D-CFD-Simulation und Prüfstandsmessung*. 14. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2013
- [222] WOHLGEMUTH, S.; WACHTMEISTER, G.: *Zweizylinder-Erdgasmotor und Hydraulikhybrid – ein kostengünstiger Antriebsstrang*. 8. Tagung Gasfahrzeuge – Antrieb mit Zukunft, Stuttgart, 2013
- [223] WOHLGEMUTH, S.; WACHTMEISTER, G.; KLOFT, P.: *Development of a Hydraulic Hybrid System for Urban Traffic*. SAE Technical Paper 2013-01-1479, 2013
- [224] WOLLENHAUPT, H.; WALTNER, A.; WUNDERLICH, K.: *Die neue Erdgas-Motorengeneration von Mercedes-Benz aus der M270/M274-BlueDIRECT-Motorenfamilie*. 8. Tagung Gasfahrzeuge – Antrieb mit Zukunft, Stuttgart, 2013
- [225] WOON, M.: *Series Hydraulic Hybrid System for a Passenger Car: Design, Integration and Packaging Study*. SAE Technical Paper 2012-01-1031, 2012

- [226] WOSCHNI, G.: *Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jhrg. 31, Nr. 12, 1970
- [227] WUNDERLICH, K.; MERDES, N.; KEMMLER, R.; KLEIN, R.; GELSE, W.; ZEEB, T.; OTTO, F.; SCHWEDLER, K.: *Der neue Mercedes-Benz 4-Zylinder-Gasmotor im B170 NGT – eine weitere Maßnahme zur nachhaltigen Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen*. 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2008
- [228] WUNDERLICH, K.; MERDES, N.; WALTNER, A.; VENT, G.; KREITMANN, F.; WELLER, R.: *The new Mercedes-Benz CNG Engine Generation as Part of the BlueDIRECT Engine Family M270/M274*. 22nd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, Aachen, 2013
- [229] WURDAK, P.: *Verbrennungsrechnung eines aufgeladenen Ottomotors mittels 3D-CFD-Simulation*. Diplomarbeit, TU München, 2013
- [230] ZIMONT, V. L.: *Theory of turbulent combustion of a homogeneous fuel mixture at high reynolds numbers*. Combustion, Explosion and Shock Waves, Vol. 15, Issue 3, pp. 305-311, 1979
- [231] ZINNER, K.: *Aufladung von Verbrennungsmotoren*. Zweite, völlig neu bearbeitete und erweiterte Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1980
- [232] ZIRNGIBL, S.: *Untersuchung des Einflusses verschiedener Vorkammerkonzepte auf das Brennverfahren eines überstöchiometrisch betriebenen Zweizylinder Gasmotors*. Masterarbeit, TU München, 2014



# Projektbezogene Studienarbeiten

Während der Beschäftigung als wissenschaftlicher Mitarbeiter am LEHRSTUHL FÜR VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN entstanden unter Betreuung des Autors die nachfolgend aufgelisteten Studienarbeiten mit Bezug zum Forschungsprojekt. Die Ergebnisse der studentischen Arbeiten trugen zum Gelingen der simulativen und experimentellen Untersuchungen des Projekts bei und flossen zum Teil in die wissenschaftliche Ausarbeitung ein. Der Autor dankt allen Studierenden für ihr Engagement während des Forschungsprojekts und für ihren Beitrag zur vorliegenden Dissertation.

ASSMUS, K.: *Mechanische Aufladung eines Zweizylinder-Ottomotors mittels Spirallader*. Diplomarbeit, 2014

BARTHEL, B.: *Auslegung und Berechnung von Pleuel und Kurbelwelle eines Zweizylinder-Motors*. Bachelorarbeit, 2013

BORHAUER, J.: *Entwicklung einer Betriebsstrategie für ein Hybridfahrzeug mit aufgeladenem Zweizylinder-Gasmotor*. Bachelorarbeit, 2012

BRENDEL, F.: *Applikation eines aufgeladenen Gasmotors mittels Design of Experiments*. Semesterarbeit, 2013

BRUHN, R.: *Entwicklung und Konstruktion einer variablen Gaseinblasung für einen aufgeladenen Erdgasmotor*. Semesterarbeit, 2012

GAITAN, P.: *Ladungswechselrechnung eines aufgeladenen Ottomotors*. Bachelorarbeit, 2012

GOESER, D.: *Externe Schadstoffminimierung bei der motorischen Verbrennung von Methan*. Semesterarbeit, 2013

GRAF, M.: *Simulation der Aufladung eines Ottomotors*. Bachelorarbeit, 2012

GRÜNEIS, A.: *Abgasnachbehandlung eines aufgeladenen Ottomotors im Magerbetrieb*. Bachelorarbeit, 2013

GRÜNER, M.: *Entwicklung und Konstruktion einer variablen Anbindung eines Hybridsystems an einen Verbrennungsmotor*. Bachelorarbeit, 2012

- HAAG, L.: *Ladungswechselrechnung eines aufgeladenen Ottomotors*. Semesterarbeit, 2012
- HEFFERLE, M.: *Analyse eines aufgeladenen Erdgasmotors mit Hybridsystem*. Bachelorarbeit, 2012
- HOSBACH, M.: *Möglichkeiten der Typprüfung eines auf Erdgasantrieb umgebauten Fahrzeuges*. Bachelorarbeit, 2012
- HERBST, F.: *Konzeptentwicklung für ein Start-Stopp-System*. Semesterarbeit, 2012
- HERBST, F.: *Entwicklung, Konstruktion und Inbetriebnahme der Abgasturboaufladung eines Zweizylinder-Motors*. Diplomarbeit, 2013
- HÖPFL, M.: *Optimierung und Simulation des Abgasturboladers eines Zweizylinder-Ottomotors*. Bachelorarbeit, 2014
- IMHOFF, P.: *CFD-Simulation eines aufgeladenen Erdgasmotors*. Bachelorarbeit, 2012
- KLUGHARDT, Y.: *Potential von Biogas als Kraftstoff*. Semesterarbeit, 2012
- KRAFT, S.: *Auslegung und Konstruktion eines Ölkreislaufs für einen Abgasturbolader*. Semesterarbeit, 2012
- LAHNER, M.: *Entwicklung eines Tools zur thermodynamischen Analyse*. Semesterarbeit, 2012
- LAHNER, M.: *Entwicklung, Simulation und Aufbau eines hydraulischen Hybridsystems*. Diplomarbeit, 2012
- MEIER, T.: *Entwicklung und Konstruktion eines Getriebes für ein neuartiges Hybridsystem*. Masterarbeit, 2013
- MEILAND, L.: *Thermodynamische Analyse eines Zweizylinder-Magergasmotors*. Semesterarbeit, 2013
- MEILAND, L.: *Abgasturboaufladung eines Zweizylinder-Ottomotors*. Masterarbeit, 2013
- MOLITOR, C. M.: *Untersuchung des Akustikverhaltens eines Zweizylinder-Gasmotors in GT-Power*. Semesterarbeit, 2012

- 
- MULATZ, F.: *1D-Simulation der mechanischen Aufladung eines Zweizylinder-Gasmotors*. Bachelorarbeit, 2014
- OERTEL, P.: *Literaturrecherche: Bewertung eines hydraulischen Hybridantriebs im Kraftfahrzeug*. Semesterarbeit, 2014
- PETROVSKI, D.: *Simulation der Ladungsbewegung im Otto-Gasmotor*. Bachelorarbeit, 2013
- RAIDT, B.: *Inbetriebnahme eines neuartigen hydraulischen Hybridsystems*. Diplomarbeit, 2013
- REITER, C.: *Modellierung eines Hybridsystems in Matlab/Simulink*. Bachelorarbeit, 2012
- REITER, C.: *Entwicklung und Konstruktion einer Vorkammerzündung für einen Zweizylinder-Ottomotor*. Semesterarbeit, 2014
- ROHLOFF, J.: *Optimierung eines aufgeladenen Erdgasmotors mit Verbrennungsmodellen*. Diplomarbeit, 2012
- RÖSLER, S.: *Optimierung des Brennverfahrens eines aufgeladenen Erdgasmotors*. Diplomarbeit, 2012
- SCHAD, M.: *Angewandte Betriebsstrategien bei Parallelhybridfahrzeugen*. Semesterarbeit, 2013
- SCHOLZ, S.: *Untersuchung und Auslegung der Aufladung eines Zweizylinder-Erdgasmotors mittels 1D-Simulation*. Semesterarbeit, 2013
- SCHLUSNUS, F.: *Erweiterung der Betriebsstrategie eines Hybridfahrzeuges für den Stadt- und Pendelverkehr*. Diplomarbeit, 2012
- STEGMANN, R.: *Entwicklung eines Hybridsystems für den Stadt- und Pendelverkehr*. Diplomarbeit, 2012
- SWITA, E.: *Auswirkungen der Gasqualität auf die motorische Verbrennung*. Bachelorarbeit, 2014
- WALD, F.: *Untersuchungen zur Abgasturboaufladung in GT-Power*. Semesterarbeit, 2013
- WEST, C.: *Untersuchung der Steuerzeiten eines aufgeladenen Gasmotors*. Semesterarbeit, 2012

WURDAK, P.: *Verbrennungsrechnung eines aufgeladenen Ottomotors mittels 3D-CFD-Simulation*. Diplomarbeit, 2013

ZASTROW, S.: *Aufbau eines Simulationsmodells zur Bewertung des Motorschwingverhaltens*. Bachelorarbeit, 2012

ZUCK, M.: *Analyse und Bewertung unterschiedlicher Hybridsysteme*. Bachelorarbeit, 2012

# Publikationsliste

HABERSBRUNNER, G.; WOHLGEMUTH, S.; WACHTMEISTER, G.: *Aufbau eines Antriebskonzeptes mit einem luftgekühlten Erdgasmotor*. 6. Tagung Gasfahrzeuge – Die ehrliche und wirtschaftliche CO<sub>2</sub>-Alternative, Stuttgart, 2011

WOHLGEMUTH, S.; WACHTMEISTER, G.: *Nachhaltiges Antriebskonzept für den Stadt- und Pendelverkehr*. Automobiltechnologie in Bayern – Profile, Porträts, Perspektiven, 2012

UHLIG, B.; WOHLGEMUTH, S.: *LNG – Liquefied Natural Gas – Förderung, Transportkette und motorische Verbrennung*. Hrsg.: Wachtmeister, G., LVK-Verlag (München), 2012

WACHTMEISTER, G.; WOHLGEMUTH, S.: *Zweizylinder Gasmotor mit Magerkonzept für Kleinfahrzeuge*. 10. Symposium Trends in der Motorentechnologie, Kraftvoll – Effizient – Sparsam, Passau, 2012

WOHLGEMUTH, S.; WACHTMEISTER, G.; KLOFT, P.: *Development of a Hydraulic Hybrid System for Urban Traffic*. SAE Technical Paper 2013-01-1479, 2013

WOHLGEMUTH, S.; WACHTMEISTER, G.: *Optimierung des Magerbrennverfahrens eines Zweizylinder-Erdgasmotors mittels 3D-CFD-Simulation und Prüfstandsmessung*. 14. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2013

WOHLGEMUTH, S.; WACHTMEISTER, G.: *Zweizylinder-Erdgasmotor und Hydraulikhybrid – ein kostengünstiger Antriebsstrang*. 8. Tagung Gasfahrzeuge – Antrieb mit Zukunft, Stuttgart, 2013

WOHLGEMUTH, S.; WACHTMEISTER, G.: *Hydropneumatic Storage Technology for Hybrid Passenger Cars*. 3rd International Electric Drives Production Conference (E|DPC), IEEE Catalog Number: CFP1385P-PRT, Nürnberg, 2013

WOHLGEMUTH, S.; RÖSLER, S.; WACHTMEISTER, G.: *Piston Design Optimization for a Two-Cylinder Lean-Burn Natural Gas Engine – 3D-CFD-Simulation and Test Bed Measurements*. SAE Technical Paper 2014-01-1326, 2014

WOHLGEMUTH, S.; MEILAND, L.; WACHTMEISTER, G.; FLEDERSBACHER, P.: *Turbocharging of a Two-Cylinder Lean-burn Natural Gas Engine with Uneven Firing Order*. SAE Technical Paper 2014-01-1652, 2014

RAO, G.; HÄRTL, M.; SEIDENSPINNER, P., WOHLGEMUTH, S.: *Vorrichtung und Verfahren zur Abgasrückführung einer Verbrennungskraftmaschine und eine entsprechende Verbrennungskraftmaschine*. DE102013100096, CN000103912412A, 2014

BAUMGARTNER, L. S.; WOHLGEMUTH, S.; ZIRNGIBL, S., WACHTMEISTER, G.: *Investigation of a Methane Scavenged Prechamber for Increased Efficiency of a Lean-Burn Natural Gas Engine for Automotive Applications*. SAE International Journal of Engines, Vol. 8, Issue 2, 2015

WOHLGEMUTH, S.; MEILAND, L.: *Verfahren zur Regelung eines Ladedrucks eines Verbrennungsmotors*. DE102013221326, WO002015058875, 2015