



TUM School of Engineering and Design

Experimentelle Untersuchung eines hocheffizienten Brennverfahrens für Motorsportanwendungen mit begrenztem Kraftstoffangebot

Dipl.-Ing. (Univ.) Christian Daniel Koch

Vollständiger Abdruck der von der
TUM School of Engineering and Design
der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades
eines Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)
genehmigten Dissertation.

Vorsitz: Prof. Dr.-Ing. Wolfram Volk

Prüfende/-r der Dissertation:

1. Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister
2. Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts

Die Dissertation wurde am 24.06.2021 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die TUM School of Engineering and Design am 14.12.2021 angenommen.

Vorwort und Danksagung

Die Themenstellung dieser Arbeit ist zu einer Zeit entstanden, als großes Interesse bestand, die Kraftstoffmengenbegrenzung, die zunehmend im Spitzenmotorsport eingeführt wurde, aus Brennverfahrensicht zu bewerten und mögliche Betriebsstrategien abzuleiten. Der Spagat aus Höchstleistung und höchster thermischer Effizienz stellte eine besondere Herausforderung dar, weshalb Lösungen abseits konventioneller Entwicklungspfade betrachtet werden mussten. Das so entstandene Forschungsprojekt zwischen der *Volkswagen Motorsport GmbH* (Kurz: VWM), dem *Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart* (Kurz: FKFS) und dem *Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen* (Kurz: LVK) der *Technischen Universität München* wurde in drei Arbeitspakete eingeteilt: Die Projektkoordination und Teilebereitstellung, die durch Volkswagen Motorsport übernommen wurde; die Durchführung virtueller Entwicklungsaufgaben seitens des FKFS und die experimentellen Brennverfahrensuntersuchungen am LVK. Gegenstand der vorliegenden Dissertation ist das dritte Arbeitspaket.

Bei Herrn Univ. Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister möchte ich mich herzlich für die langjährige Betreuung als wissenschaftlicher Mitarbeiter, die fachliche Unterstützung und die zahlreichen Anregungen und Hilfestellungen bei der Projektdurchführung bedanken. Meinem TUM Graduate School Mentor und Projektkoordinator, Herrn Dr.-Ing. Donatus Wichelhaus, möchte ich ebenfalls herzlichst danken, dass er mich mit der oben erwähnten Aufgabenstellung betraut hat und über die Projektlaufzeit fachlich wie auch inhaltlich hervorragend unterstützt hat. Herrn Dr.-Ing. Marco Chiodi möchte ich für den exzellenten fachlichen Austausch, sein außerordentliches Engagement und die stets sehr gute Zusammenarbeit herzlich danken. Auch möchte ich meinen Dank Herrn Dr.-Ing. Andreas Kächele aussprechen, der mir in simulativen Angelegenheiten stets wertvolle Unterstützung gab.

Für die Untersuchungen wurde der Forschungsmotor Z01 verwendet, der aus dem Vorgängerprojekt hervorgegangen ist. Ich möchte mich daher ganz besonders bei meinem Vorgänger, Herrn Dr.-Ing. Christian Pötsch, bedanken, dass er eine äußerst robuste Ausgangsbasis geschaffen und mir die Weiterführung des Forschungsprojekts mit ermöglicht hat. Insbesondere möchte ich mich für die langjährige Zusammenarbeit bedanken und die stets gewissenhafte und professionelle Unterstützung seinerseits in allen Projektfragen hervorheben, die zweifelsohne zu dessen Gelingen beigetragen hat. Vielen Dank!

Mein besonderer Dank gilt den Mitarbeitern der Volkswagen Motorsport GmbH, die durch ihre tatkräftige Unterstützung die Basis für den Betrieb des Forschungseinzyinders geschaffen haben und so zu einem essenziellen Teil dieser Arbeit wurden. Insbesondere Herrn Dipl.-Ing. (FH) Johannes Brandt von Fackh möchte ich für seine vielen kritischen Rückfragen und Anregungen sowie die gemeinsam durchgeführten Versuche herzlich danken. Den Mitarbeitern am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen möchte ich ebenfalls sehr herzlich für die großartige fachliche sowie technische Unterstützung danken. Dabei möchte ich meinen besonderen Dank Herrn Dipl.-Ing. (FH) Christian Hödl aussprechen, der unzählige Frage- und Hilfestellungen rund um den Prüfstand beantworten respektive anbieten konnte. Auch Herrn Weiß und seinen Mitarbeitern der Motorenwerkstatt sowie Herrn Dipl.-Ing. (FH) Ulrich Tetzner aus dem Elektroniklabor danke ich für ihre tatkräftige Unterstützung. Ohne sie hätte der Prüfstandsbetrieb in dieser Form nicht stattfinden können. Herrn Dr.-Ing. Ralf Budack der AUDI AG möchte ich für seine Unterstützung zu Fragen rund um die Motorthermodynamik und die vielen wertvollen Tipps sehr herzlich danken.

Ein Team ist nur so gut wie seine Mitglieder - vor diesem Hintergrund möchte ich vor allem den zahlreichen Studenten, die über die Jahre am Forschungsprojekt mitgearbeitet haben, ein riesengroßes Lob aussprechen. Durch ihre vielfältigen Beiträge zu den Aufgabenstellungen konnte der Forschungseinzyinder als verlässliches Entwicklungswerkzeug im Projektverbund etabliert werden. Ich wünsche Euch alles erdenklich Gute für Eure zukünftigen Vorhaben. Macht weiter so und ein herzliches Dankeschön!

Abschließend möchte ich meiner Familie ein größtmögliches Maß an Dank aussprechen. Ohne die ständige Unterstützung meiner Eltern während des Studiums und der Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter sowie die Liebe, Unterstützung und das stets offene Ohr meiner Frau Teresa wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen. Vielen Dank!

München, 14.06.2021



Kurzfassung

Um die im Motorsport mittlerweile allgegenwärtigen Forderungen nach mehr Nachhaltigkeit zu erfüllen, schränken aktuelle technische Reglements den Einsatz fossiler Ressourcen zunehmend ein. Die Herausforderung für Hersteller und Teams liegt unter diesen Randbedingungen darin, die Chance auf einen Wettbewerbsvorteil durch effiziente Lösungen zu wahren. Wenngleich sich daraus ein Wettrennen mit finanzkräftigen Entwicklungsbudgets ergibt, so lassen sich Ansätze ausmachen, die gewonnenen Erkenntnisse auf Serienanwendungen zu übertragen. Diese Arbeit soll folglich im Bereich der Antriebsentwicklung im Motorsport anknüpfen. Der Fokus liegt auf der experimentellen Untersuchung eines innovativen Brennverfahrens, das als *Spark Assisted Compression Ignition* oder *SACI* bezeichnet wird. Durch die Verwendung einer passiven Vorkammerzündung, die die Einleitung einer anteiligen Kompressionszündung ermöglichte, konnte mit diesem Brennverfahren eine Reduktion der Verluste im Hochdruckprozess der Verbrennungskraftmaschine erreicht werden. Bisherige Konzepte, wie die *Homogeneous Charge Compression Ignition* bzw. *HCCI* versprechen ähnliche Vorteile, eigneten sich aufgrund der damit verbundenen Herausforderungen bislang jedoch nicht für Hochlast- oder Performance-Anwendungen.

Die hier gezeigten experimentellen Untersuchungen wurden am Forschungseinzyylinder Z01 am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität München durchgeführt. Sie fanden im Rahmen eines Entwicklungsverbundes mit zwei weiteren Partnern statt. Das FKFS in Stuttgart war seinerseits zuständig für die numerischen 3D-CFD-Untersuchungen, die gemeinsam mit dem Experiment einen wesentlichen Bestandteil der Brennverfahrensentwicklung darstellten. Die Volkswagen Motorsport GmbH war für die übergreifende Projektkoordination sowie die Bereitstellung der Versuchsteile zuständig. Inhaltlich sollen zunächst einige theoretische Betrachtungen aufgezeigt werden, aus denen die Brennverfahrensvorteile hervorgehen. Anschließend wird der Einzylinderprüfstand vorgestellt, sodass das verwendete Messsystem und die Messmethodik ersichtlich werden. Die gezeigten experimentellen Untersuchungen lassen sich in drei Bereiche gliedern. Die Darstellung des Brennverfahrens sowie erste Entwicklungsschritte stehen hierbei am Anfang. Um eine Betriebsstrategie ableiten zu können, folgte eine Optimierung, die neben der Untersuchung von Kontrollparametern auch Komponentenversuche beinhaltet. Abschließend findet ein Vergleich des SACI-Brennverfahrens mit zwei anderen Brennverfahrenstypen unter gleichen Randbedingungen statt, um eine Bewertungsgrundlage zu schaffen. Die Arbeit endet mit einer Zusammenfassung der Forschungsergebnisse und einer Einordnung des SACI-Brennverfahrens gegenüber vergleichbaren Rennsportbrennverfahren, woraus ein Ausblick für künftige Anwendungen formuliert wird.

Abstract

As the world of motorsports is dominated by an almost ubiquitous demand for more sustainability, technical regulations are imposed to limit the use of fossil resources. For manufacturers and teams alike, challenges arise to maintain a high level of competitiveness through ever more efficient solutions. Even in the face of a costly spending race, some of the benefits of these technical solutions are viable for the transfer to series production vehicles. This work is intended to complement the drivetrain development of motorsports applications with the emphasis on power unit efficiency. Its focus is the experimental investigation of a combustion process by the name of *Spark Assisted Compression Ignition*, or *SACI* in short. By employing a passive pre-chamber spark plug to initiate partial auto-ignition, the combustion process promises a reduction of thermodynamic losses associated with the high-pressure phase of an internal combustion engine. This has direct implications on the engine's overall thermal efficiency. Concepts such as the widely known *Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI)* promise similar efficiency gains, however, have yet to overcome a number of constraints in order to be adaptable to high load applications.

The experimental investigations shown in this work were conducted on a single cylinder test bench at the Technical University of Munich (TUM). As part of a collaboration between the Volkswagen Motorsport GmbH and the FKFS of Stuttgart, the former was in charge of project coordination while the latter contributed 3D-CFD simulations which enabled a detailed understanding of the underlying mixture formation and combustion phenomena. A discussion of a number of selected theoretical aspects of combustion and a collection of the applied methodology are presented throughout the first chapters. The presentation of the subsequent results section is structured as follows: the initial steps to realize SACI combustion are shown in a way which highlights the history of events. An optimization of control parameters so as to achieve the best possible operating strategy are subsequently presented. Finally, a comparison of SACI combustion with two other applicable combustion profiles is conducted. The work is concluded with a summary of the benefits and drawbacks associated with SACI combustion as well as an outlook on applications for racing and even series production purposes.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort und Danksagung	iii
Kurzfassung	v
Abbildungsverzeichnis	xi
Tabellenverzeichnis	xv
Nomenklatur	xvii
1 Einleitung	1
1.1 Zielsetzung und Motivation	3
1.2 Inhaltliche Gliederung der Arbeit	5
2 Ausgewählte theoretische Betrachtungen	7
2.1 Überblick thermodynamischer Zusammenhänge	7
2.1.1 Motorische Vergleichsprozesse	8
2.1.2 Optimierungspotentiale der Prozessführung	13
2.1.3 Konsequenzen für die Brennverfahrensentwicklung im Motorsport	16
3 Brennverfahren	19
3.1 Übersicht gängiger Brennverfahren	19
3.1.1 Ottomotorische Brennverfahren	20
3.1.2 Dieselmotorische Brennverfahren	23
3.1.3 Vorkammerunterstützte Ottobrennverfahren	27
3.2 Brennverfahren mit Kompressionszündung	33
3.2.1 Untersuchungen als Zweitakt-Brennverfahren	34
3.2.2 Untersuchungen als Viertakt-Brennverfahren	37
3.2.3 Maßnahmen zur Erweiterung des Betriebsbereichs	38
3.3 Fremdzündungsunterstützte Brennverfahren mit Kompressionszündung	41
3.3.1 Kurzzusammenfassung	46
4 Messsystem und -methodik	47
4.1 Versuchsaufbau	47
4.1.1 Vorstellung des Einzylinderprüfstands	47
4.1.2 Beschreibung des Prüflings	58
4.2 Vorstellung Messmethodik und Versuchsablauf	59
4.2.1 Parametrierung des Messsystems	59
4.2.2 Experimenteller Ablauf	61

5 Ergebnisauswertung und -diskussion	63
5.1 Voruntersuchungen SACI-Brennverfahren	64
5.1.1 Klopfbegrenzung des SACI-Brennverfahrens	74
5.2 Thermodynamische Untersuchung des SACI-Brennverfahrens	77
5.2.1 Untersuchungen zur Einspritzstrategie	77
5.2.2 Zwischenfazit zur Einspritzstrategie	89
5.2.3 Komponentenversuche mit SACI-Brennverfahren	91
5.2.4 Zwischenfazit zu den Komponentenversuchen	100
5.2.5 Kennfelduntersuchung SACI	102
5.3 Vergleich verschiedener Brennverfahren	107
5.3.1 Lastvariation	110
5.3.2 Ansauglufttemperaturvariation	114
5.3.3 Zwischenfazit und Interpretation der Ergebnisse	116
6 Zusammenfassung und Ausblick	121
6.1 Abschließende Gegenüberstellung	123
6.2 Weiterführende Schritte	125
Literatur	127
Anhang	139

Abbildungsverzeichnis

1.1	Begrenzung des maximalen Kraftstoffdurchsatzes durch die FIA, siehe [8].	2
2.1	Prinzipskizze der Wärmekraftmaschine, in Anlehnung an [19].	8
2.2	p - v - und T - s -Diagramm der Vergleichsprozesse, in Anlehnung an [1].	11
2.3	<u>Links</u> : Abhängigkeit von ϵ und κ . <u>Rechts</u> : Verhalten bei Grenzdrücken. Nach [1].	12
2.4	Aufstellung der Verlustanalyse eines realen Ottomotors. Nach [1].	14
2.5	Aufstellung der Einzelverluste. In Anlehnung an [1].	15
2.6	Schematische Darstellung des Einflusses der Magerverbrennung.	17
3.1	Ausgewählte Einteilung der ottomotorischen Brennverfahren. In Anlehnung an [17].	21
3.2	Ausgewählte Einteilung des Diesalbrennverfahrens. In Anlehnung an [18].	24
3.3	Einspritz- und Brennverlauf des Diesalbrennverfahrens. In Anlehnung an [17]. . .	25
3.4	<u>Ferrari-Patent</u> : Anordnung Injektor und Zündsysteme. In Anlehnung an [47]. . .	31
3.5	Prinzipielle Unterschiede der Kraftstoffumsetzung. In Anlehnung an [29].	33
3.6	Wirkprinzip Einleitung der SACI-Verbrennung. In Anlehnung an [87].	42
4.1	Darstellung der Bauteilverantwortung mittels blauer Trennebene (CAD-Rend.). .	49
4.2	Illustration der Aufgabenteilung und des Informationsflusses im Forschungsverbund.	50
4.3	Übersicht des Prüfstandsbaus.	53
4.4	Detailansicht des Luftpfades am Einzylinderprüfstand.	54
4.5	Übersicht der Automatisierung und Steuerung des Einzylinderprüfstandes.	56
4.6	Übersicht der Messdatenerfassung am Einzylinderprüfstand.	57
5.1	Übersicht der in Kapitel 5 vorgestellten Untersuchungen.	63
5.2	<u>Links</u> : Skizze erster Überlegungen (Quelle: Dr.-Ing. A. Kächele, FKFS). <u>Rechts</u> : $p_{Zyl.}$ - α -Diagramm: Extremes Klopfereignis.	65
5.3	<u>Links</u> : Voruntersuchungen HCCI. <u>Rechts</u> : Konv. Funkenzündung. <u>Betriebspunkt</u> : $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 15 \text{ bar}$, $\lambda_{links} = 1,6$, $\lambda_{rechts} = 0,85$	66
5.4	<u>Links</u> : Voruntersuchungen HCCI. <u>Rechts</u> : Konv. Funkenzündung. <u>Betriebspunkt</u> : $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 15 \text{ bar}$, $\lambda_{links} \approx 1,6$, $\lambda_{rechts} = 0,85$	68
5.5	3D-CFD-Bildsequenz des Kraftstoffluftgemischs im Hauptbrennraum (Quelle: FKFS).	70
5.6	Sichtbarer Brennraumbereich durch das Boroskop.	73
5.7	Sequenz optischer Aufnahmen bis ZOT mit einer Bildrate von ca. 2°KW	74

5.8	SACI Klopfverhalten. <u>Links:</u> $p_{Saug.} = 2,0 \text{ bar abs.}$, <u>Mitte:</u> $p_{Saug.} = 2,5 \text{ bar abs.}$, <u>Rechts:</u> $p_{Saug.} = 3,0 \text{ bar abs.}$, $n_{Mot.} = 7000 \text{ min}^{-1}$, $\lambda \approx 1,6$	75
5.9	Vorgehensweise der Einspritzuntersuchungen.	79
5.10	EOI₁-Variation. <u>Links:</u> Indizierter Mitteldruck. <u>Rechts:</u> Variationskoeffizient. . .	80
5.11	EOI₁-Variation. <u>Links:</u> Indizierter Wirkungsgrad. <u>Rechts:</u> Schwerpunktlage. . .	81
5.12	EOI₂-Variation (Drehzahl). <u>Links:</u> Ind. Mitteldruck. <u>Rechts:</u> Variationskoeffizient. . .	82
5.13	EOI₂-Variation (Drehzahl). <u>Links:</u> Ind. Wirkungsgrad. <u>Rechts:</u> Schwerpunktlage. . .	82
5.14	EOI₂-Variation (Last). <u>Links:</u> Ind. Mitteldruck. <u>Rechts:</u> Variationskoeffizient. . .	83
5.15	EOI₂-Variation (Last). <u>Links:</u> Ind. Wirkungsgrad. <u>Rechts:</u> Schwerpunktlage. . .	84
5.16	Anteil Nacheinspr. <u>Links:</u> Ind. Mitteldruck <u>Rechts:</u> Variationskoeffizient. . . .	85
5.17	Anteil Nacheinspr. <u>Links:</u> Ind. Wirkungsgrad <u>Rechts:</u> Schwerpunktlage.	85
5.18	Variation Lambda. <u>Links:</u> Ind. Mitteldruck <u>Rechts:</u> Variationskoeffizient. . . .	86
5.19	Variation Lambda. <u>Links:</u> Ind. Wirkungsgrad <u>Rechts:</u> Schwerpunktlage.	87
5.20	Variation Einspritzdruck. <u>Links:</u> Ind. Mitteldruck <u>Rechts:</u> Variationskoeffizient. . .	88
5.21	Variation Einspritzdruck. <u>Links:</u> Ind. Wirkungsgrad <u>Rechts:</u> Schwerpunktlage. . . .	88
5.22	Variierte Kolbenkronen für Einzylindermotor. In Anlehnung an [120].	92
5.23	Prinzipskizze der Squish- und Reverse-Squish-Strömung. In Anlehnung an [24].	92
5.24	Kolbenvariation. <u>Links:</u> η_i über Last. <u>Rechts:</u> η_i über Drehzahl.	94
5.25	Kolbenvariation. <u>Links:</u> CoV über Last. <u>Rechts:</u> CoV über Drehzahl.	94
5.26	Kolbenvariation. <u>Links:</u> U_{50} -Lage über Last. <u>Rechts:</u> U_{50} -Lage über Drehzahl. . . .	95
5.27	Kolbenvariation. <u>Links:</u> Heizverlauf. <u>Rechts:</u> Summenheizverlauf. Betriebspunkt: $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 22,5 \text{ bar}$, $\lambda = 1,6$	96
5.28	Variation VK-Volumen. <u>Links:</u> p_{mi} über Last. <u>Rechts:</u> p_{mi} über Drehzahl.	98
5.29	Variation VK-Volumen. <u>Links:</u> η_i über Last. <u>Rechts:</u> η_i über Drehzahl.	98
5.30	Variation VK-Volumen. <u>Links:</u> CoV über Last. <u>Rechts:</u> CoV über Drehzahl.	99
5.31	Var. VK-Volumen. <u>Links:</u> U_{50} -Lage über Last. <u>Rechts:</u> U_{50} -Lage über Drehzahl. . . .	100
5.32	Variation VK-Volumen. <u>Links:</u> p_{mi} über ZZP. <u>Rechts:</u> η_i über ZZP. Betriebspunkt: $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$, $p_{Saug.} = 2,5 \text{ bar abs.}$, $\lambda = 1,6$	100
5.33	Kennfeld. <u>Links:</u> Ind. Wirkungsgrad. <u>Rechts:</u> Ind. HD-Wirkungsgrad.	103
5.34	Kennfeld. <u>Links:</u> Variationskoeff. <u>Rechts:</u> Ind. spez. HD-Verbrauch.	103
5.35	Kennfeld. <u>Links:</u> Schwerpunktlage. <u>Rechts:</u> Brenndauer 10 – 90 % (Massenums.).	104
5.36	Kennfeld. <u>Links:</u> Max. Spitzendruck. <u>Rechts:</u> Max. Druckanstieg.	105
5.37	Kennfeld. <u>Links:</u> Unverbrannte HCs. <u>Rechts:</u> NOx-Emissionen.	106
5.38	Kennfeld. <u>Links:</u> CO-Emissionen. <u>Rechts:</u> Abgastemperatur (Krümmer).	106
5.39	Brennverfahrenvergleich. <u>Links:</u> Ind. Hochdruckwirkungsgrad. <u>Rechts:</u> Variationskoeffizient.	110
5.40	Brennverfahrenvergleich. <u>Links:</u> Schwerpunktlage. <u>Rechts:</u> Brenndauer 10-90 %.	111
5.41	Brennverfahrenvergleich. Indizierter Mitteldruck über Schwerpunktlage. $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 25 \text{ bar}$	112

5.42	Brennverfahrensvergleich. <u>Links:</u> Mittl. Spitzendruck. <u>Rechts:</u> Max. Druckanstieg.	112
5.43	Brennverfahrensvergl. <u>Links:</u> THC-Emissionen. <u>Rechts:</u> NO_x -Emissionen. . .	113
5.44	Brennverfahrensvergl. <u>Links:</u> Heizverlauf. <u>Rechts:</u> Summenheizverlauf.	114
5.45	Brennverfahrensvergleich. Variation der Ansauglufttemperatur. <u>Links:</u> Ind. Hochdruckwirkungsgrad. <u>Rechts:</u> Variationskoeffizient.	115
5.46	Brennverfahrensvergleich. Variation der Ansauglufttemperatur. <u>Links:</u> Schwerpunktlage. <u>Rechts:</u> Brenndauer 10-90 %.	115
6.1	Vergleichsmatrix: Brennverfahren für Motorsportanwendungen.	123

Tabellenverzeichnis

4.1	Auszug aus Motorenreglement gem. Artikel 255a, Saisonjahr 2013. [107].	48
5.1	SACI-Initialkonfiguration am Forschungszylindermotor Z01.	64
5.2	Varierte Betriebsparameter für Voruntersuchungen.	65
5.3	Randbedingungen der Betriebspunkte.	67
5.4	Auswertung thermodynamischer Messgrößen.	68
5.5	Überarbeitete Konfiguration für das SACI-Brennverfahren.	69
5.6	Betriebsparameter zu nachgerechnetem Betriebspunkt mittels 3D-CFD-Simulation.	70
5.7	Betriebsparameter klopfender Motorbetrieb (Variation orange hinterlegt).	75
5.8	Konfiguration des Versuchsmotors für Einspritzuntersuchungen.	78
5.9	Betriebsparameter für EOI_1 -Variation.	79
5.10	Betriebsparameter für EOI_2 -Variation (Drehzahl & Last).	81
5.11	Betriebsparameter für Variation der Zweiteinspritzung.	84
5.12	Betriebsparameter für die Variation des Kraftstoffluftverhältnisses.	86
5.13	Betriebsparameter für die Variation des Einspritzdrucks.	88
5.14	Bedatungsempfehlung zur SACI-Einspritzung (CoV-optimal).	91
5.15	Konfiguration des Versuchsmotors für Komponentenversuche.	93
5.16	Betriebsparameter für die Variation des Kolbenaufbaus.	93
5.17	Unterscheidungsmerkmale der variierten Vorkammerzündkerzen.	97
5.18	Betriebsparameter für die Variation des Vorkammervolumens.	97
5.19	Betriebsparameter für SACI-Kennfelduntersuchung.	102
5.20	Konfigurationsübersicht für Brennverfahrensvergleich.	109
5.21	Betriebsparameter für den Brennverfahrensvergleich.	110

Nomenklatur

Lateinische Symbole

<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Bedeutung</i>
B	mm	Bohrungsmaß des Zylinders
D_{AR}	mm	Restriktor-Durchmesser
dm	kg	Differenzielles Massenelement
$dp/d\alpha$	bar/°KW	Druckanstiegsrate
\dot{q}	W/m ²	Wärmestromdichte
dU	J	Differenzielle Innere Energie
$f_{Grenz.}$	kHz	Grenzfrequenz für Tiefpassfilter
H_u	kJ/kg	Unterer Heizwert
$i_{1,2}$	–	Übersetzungsverhältnis
$L_{min.}$	–	Mindestluftbedarf
$l_{Pl.}$	mm	Pleuellänge
M	Nm	Drehmoment
$n_{Mot.}$	1/min	Drehzahl
P	Nm	Drehmoment
$p_{Einl.}$	bar	Druck für Brennraumabgleich
p_{me}	bar	Effektiver Mitteldruck
p_{mi}	bar	Indizierter Mitteldruck
p_{Rail}	bar	Druck im Kraftstoff-Rail
$p_{Saug.}$	bar	Saugrohrdruck
p_{SG}	bar	Spülgefälle zw. Einlass- und Auslassdruck
Q	J	Wärmemenge
dq	J	Differenzielle Wärmemenge
\dot{Q}	W	Wärmestrom
q_{zu}	J/kg	Spezifische, zugeführte Wärmemenge
q_{ab}	J/kg	Spezifische, abgeführte Wärmemenge
R_L	J/kgK	Allgemeine Gaskonstante von Luft ($R_L = 8,314J/kgK$)
\dot{S}	W	Entropiestrom
s	mm	Kolbenhub
T	K	Temperatur

Lateinische Symbole

<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Bedeutung</i>
$T_{ans.}$	°C	Ansauglufttemperatur
$U_{10,50,90}$	°KW	Massenumsatzpunkte bei 10, 50, 90 %
\dot{V}	dm ³ /min	Volumenstrom
V_H	cm ³	Hubraum aller Zylinder
V_h	cm ³	Einzelhubvolumen
V_c	cm ³	Kompressionsvolumen
V_{VK}	mm ³	Volumen der Vorkammer

Griechische Symbole

<i>Symbol</i>	<i>Einheit</i>	<i>Bedeutung</i>
α	°KW	Kurbelwinkel
$\alpha_{Abgleich, allg.}$	°KW	Druckabgleich mit ND-Indizierung
$\alpha_{Abgleich, Miller}$	°KW	Druckabgleich mit ND-Indizierung (Miller-Steuerzeit)
ϵ	–	Verdichtungsverhältnis
$\epsilon_{geom.}$	–	Geometrisches Verdichtungsverhältnis
$\eta_{eff.}$	–	Effektiver Wirkungsgrad
$\eta_{ind.}$	–	Indizierter Wirkungsgrad
$\eta_{th.}$	–	Thermischer Wirkungsgrad
$\eta_{th., Carnot}$	–	Carnot-Wirkungsgrad, vgl. Abschnitt 3.1.1
$\eta_{vollk.}$	–	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors, nach [1]
κ	–	Isentropenkoeffizient
λ	–	Kraftstoffluftverhältnis
λ_{global}	–	Kraftstoffluftverhältnis des Brennraums bei Ladungsschichtung
$\lambda_{Vorkammer}$	–	Kraftstoffluftverhältnis innerhalb der Vorkammer
λ_l	–	Liefergrad
μ	–	Durchflusszahl
ψ_{AGR}	–	Prozentualer Anteil an AGR-Rate
ρ	kg/cm ³	Dichte
$\sigma_{pZyl.}$	bar	Standardabweichung des Zylinderdrucks

Akronyme

<i>Akronym</i>	<i>Ausgeschriebene Form</i>
3D	Dreidimensional
AGR	Abgasrückführung
AMG	Aufrecht Melcher Großaspach
AR-Combustion	Activated Radical-Combustion
ATAC	Active Thermo-Atmosphere Combustion
ATL	Abgasturbolader
AUS	Automatisierung und Steuerung
BD_{10,90}	Brenndauer (10 – 90 % Massenumsatz)
BK	Balgkupplung
BMW	Bayerische Motoren Werke Aktiengesellschaft
BoP	Balance of Performance
BPI	Bowl Prechamber Ignition
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFR	Cooperative Fuel Research
CHIC	Compression-Ignited Homogeneous Charge
CO	Kohlenmonoxid
CO₂	Kohlendioxid
COV	Variationskoeffizient (Engl.: Coefficient of Variation)
DI	Direkteinspritzung (Engl.: Direct Injection)
EOI	Einspritzende (Engl.: End of Injection)
EOI₂	Einspritzende Zweiteinspritzung
FDCCP	Fluid Dynamically Controlled Combustion Process
FIA	Fédération Internationale de l'Automobile
FKFS	Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart
FPGA	Schaltkreis der Digitaltechnik (Engl.: Field Programmable Gate Array)
GDI	Benzin-Direkteinspritzung (Engl.: Gasoline Direct Injection)
HC	Kohlenwasserstoffe (Engl.: Hydrocarbons)
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HD	Hochdruck
HDEV5	Hochdruckeinspritzventil 5
HDP5	Hochdruckpumpe 5
KG	Klopfgrenze
KW	Kurbelwinkel
LabVIEW	Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench
LAG	Lavinia Aktyvatsia Gorenia

Akronyme

<i>Akronym</i>	<i>Ausgeschriebene Form</i>
LAN	Local Area Network
LED	Light-emitting Diode
LLC	Limited Liability Company
LMP1	LeMans-Prototype 1 (Rennwagen-Klasse)
LVK	Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen
MATLAB	Matrix Laboratory
MDE	Messdatenerfassung
MPI	Multi Point Injection
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NI	National Instruments
NO_x	Sammelbegriff für verschiedene Stickstoffoxide
OT	Oberer Totpunkt
PCI	Bus-Standard (Engl.: Peripheral Component Interconnect)
PFI	Saugrohreinspritzung (Engl.: Port Fuel Injection)
PID	Regelkreis mit Rückkopplung (Engl.: Proportional Integral Derivative)
PKW	Personenkraftwagen
PN	Partikelanzahl (Engl.: Particle Number)
PWM	Pulsweitenmodulation
PXIe	Bus-System, (PCI eXtensions for Instrumentation)
RON	Research Octane Number
SACI	Spark Assisted Compression Ignition
SAE	Society of Automotive Engineers
SPCCI	Spark Controlled Compression Ignition
THC	Total Hydrocarbons
TJI	Turbulent Jet Ignition
TS	Toyota Soken Brennverfahren
TTL	Transistor-Transistor-Logik
TUM	Technische Universität München
U50	Lage Verbrennungsschwerpunkt (Ort von 50 % Massenumsatz)
UT	Unterer Totpunkt
VK	Vorkammer
VWM	Volkswagen Motorsport
WEC	World Endurance Championship
WRC	World Rally Championship
ZOT	Zünd-Oberer Totpunkt
ZZP	Zündzeitpunkt

1 Einleitung

Sollte man die Frage nach der Speerspitze der Antriebsentwicklung beantworten, so sind zweifelsohne Rennserien wie die vielfach als Königsklasse bezeichnete FIA¹ *Formula One World Championship* oder die FIA *World Endurance Championship* zu nennen. Seit deren Bestehen wurde nach technischen Lösungen gesucht, die das Leistungsvermögen der Antriebe maximal ausreizen, wobei hier stets die Gratwanderung der reglementkonformen Umsetzung eine Herausforderung darstellte und finanzielle wie auch ökologische Aspekte zumeist in den Hintergrund rückten. [2], [3]

Betrachtet man dies vor dem Hintergrund der heute allgegenwärtigen gesellschaftlichen Debatte über Nachhaltigkeit, wird insbesondere die Bedeutung eines achtsamen Umgangs mit fossilen Ressourcen deutlich. Das Umweltbundesamt gibt beispielsweise an, dass seit dem Beginn der Industrialisierung im achtzehnten Jahrhundert die CO₂-Konzentration anthropogenen Ursprungs in der Atmosphäre um ca. 44 % angestiegen ist. [4] Das Klimaschutzabkommen, das im Dezember 2015 in Paris beschlossen und mittlerweile von 195 Staaten ratifiziert wurde (vgl. [5]), stellt eine Absichtsbekundung der unterzeichnenden Nationen dar, die Nettoemission von Treibhausgasen bis zum Jahr 2050 auf Null zu beschränken und die atmosphärische Temperaturerhöhung unter 2 °C zu halten. Dieser Beschluss ist das erste völkerrechtliche Abkommen seiner Art. [4] Es kann als vorläufiger Höhepunkt eines gesamtgesellschaftlichen Wertewandels aufgefasst werden, der auch den Motorsport nicht unberührt lässt.

Bestrebungen mit einem Fokus auf Nachhaltigkeit waren im Motorsport bis in die Mitte der 1980er Jahre noch weitestgehend unbekannt. Die kompromisslose technische Entwicklung der Formel 1 führte dazu, dass bis zum Jahr 1983 keine besonderen Maßnahmen ergriffen wurden, den Kraftstoffverbrauch der Aggregate zu senken. Erst in der Saison 1984 wurde eine volumetrische Kraftstoffbegrenzung auf 220 l eingeführt, was einer Kraftstoffmasse von ca. 185 kg entspricht. Diese wurde jedoch mit den freisaugenden Rennmotoren selten ausgenutzt. Mit der Einführung von Beschränkungen, um die fortwährende Leistungssteigerung der gleichzeitig erlaubten Turbomotoren einzubremsen, mussten erstmals zum Erhalt der Konkurrenzfähigkeit möglichst hohe Leistungen bei geringen Verbräuchen erzielt werden. [2] Als Beispiel kann der Honda 1,5l-V6-Rennmotor der Formel 1-Saison 1988 aufgeführt werden, der einen spezifischen Kraftstoffverbrauch von $b_e = 258 \text{ g/kWh}$ erreichte. Mit den gegebenen Kraftstoffdaten ergibt

¹ FIA: Fédération Internationale de l'Automobile, ein internationaler Dachverband des Motorsports mit Sitz in Paris, Frankreich.

dies einen effektiven Volllastwirkungsgrad von $\eta_{eff.} \approx 34 \%$, was im Vergleich zu den damaligen Serienaggregaten einen beachtlichen Wert darstellte. [2], [6] Nach dem Verbot der Turbomotoren ab der Formel 1-Saison 1989 stiegen die Literleistungen der ausschließlich als Saugmotoren ausgeführten Triebwerke in den 1990er Jahren kontinuierlich an. [6] Es kann davon ausgegangen werden, dass der maximale Kraftstoffverbrauch nur durch Hubraum- und Drehzahlbeschränkungen infolge der Festschreibung neuer technischer Reglements beeinflusst wurde, ohne dass darauf ein konkreter Fokus lag. Hier standen Sicherheits- und Kostenaspekte im Vordergrund.

Zur Mitte der 2000er Jahre wurden Bestrebungen seitens der Motorsportdachverbände erkennbar, mit dem Motorsport unter anderem zur Positionierung künftiger Antriebstechnologien beizutragen. Beispielhaft seien Stichworte wie Downsizing-Konzepte, Abgasturboaufladung oder Hybridisierung zu nennen. Dies geschah mitunter vor dem Hintergrund dem oben beschriebenen Wertewandel Folge zu leisten, der einen achtsameren Umgang mit fossilen Energieträgern einforderte. So wurde zur Formel 1-Saison 2009 die Einführung des *Kinetic Energy Recovery Systems* (Kurz: KERS) beschlossen, das dem Fahrer eine Leistungssteigerung von 60 kW für einen Zeitraum von $6,6$ Sekunden pro Runde ermöglichte. [7] Weitere Maßnahmen als Beitrag zur Verbesserung der Nachhaltigkeit waren der Einsatz einer immer tiefgreifenderen Elektrifizierung der Antriebstränge oder die Beschränkung der zur Verfügung stehenden Kraftstoffmenge, vgl. [8], [9]. Im technischen Reglement der Formel 1-Saison 2014 wurde zum einen die maximal verfügbare Kraftstoffmasse von 100 kg Kraftstoff pro Rennen festgelegt sowie der maximale Kraftstoffdurchsatz nach der folgenden Formel vorgeschrieben, vgl. Ausdruck 1.1. [8] Hierbei sollte in Kombination mit einer Drehzahlbeschränkung auf $n_{Mot.,max.} = 15.000 \text{ min}^{-1}$ der Kraftstoffverbrauch gegenüber früheren Aggregaten um bis zu 35% reduziert werden. [10]

$$\dot{m}_{Kst.} = 0,009 * n_{Mot.} + 5,5 \tag{1.1}$$

In Abbildung 1.1 zeigt die hellblaue Fläche den zulässigen Kraftstoffdurchsatz über der Drehzahl.

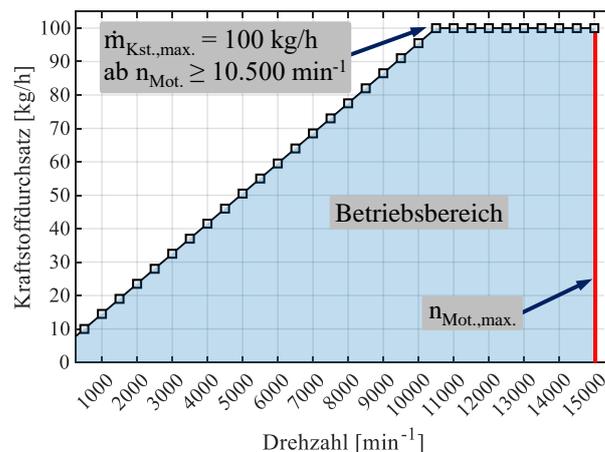


ABB. 1.1: Begrenzung des maximalen Kraftstoffdurchsatzes durch die FIA, siehe [8].

Ungeachtet der ökologischen Ziele ist aus diesen neugefassten Regularien sowohl in der Formel 1 als auch in der LMP1-Klasse der Langstreckenweltmeisterschaft ein Entwicklungswettbewerb zwischen wenigen finanzkräftigen Herstellern entstanden, aus dem eine extrem kostspielige Subkultur an Aggregaten und Triebstranglösungen hervorgeht, die den Herstellern und Teams das größtmögliche Leistungsvermögen bei maximaler Effizienz verspricht. Beispielsweise verkündete Mercedes AMG Petronas F1 in einer Pressemitteilung während der Saison 2017, dass sie am Prüfstand eine Systemeffizienz ihres Antriebsstrangs von über 50 % erreichen konnten. [11]

Ein weiterer Pfad, um die Nachhaltigkeit in der Formel 1 zu erhöhen, ist der Beschluss neuartige Kraftstoffe einzusetzen. So sollen ab der Saison 2021 Kraftstoffe mit 20 % synthetischen Anteilen verwendet werden, die vollständig regenerativ herstellbar sind. [12] Bis zum Jahr 2023 soll deren Anteil bei 100 % liegen. [13] Dies ist ein entscheidender Paradigmenwechsel im Motorsport, da der Fokus des Reglements nicht mehr ausschließlich in der Fahrzeug-Performance verortet ist, sondern eine Orientierung an den Forderungen aktueller Klimaschutzabkommen vorliegt. Diese Wandlung ist essentiell, da die gesellschaftliche Akzeptanz des Motorsports in Gefahr ist, sofern man auch in Zukunft auf fossile Energieträger setzt. Der Motorsport bietet neben Unterhaltung einen hohen Marketing- und letztlich auch Markenwert. Dies kann jedoch nur dann fortbestehen, wenn auch hier Ansätze für einen Beitrag zum Klimaschutz umgesetzt werden. Die Entwicklung klimaneutraler Kraftstoffe bietet an dieser Stelle eine Chance. Auch unter dem Aspekt, dass die Technologie für den PKW-Markt und die Individualmobilität nutzbar gemacht werden kann. Da zu erwarten ist, dass die Kosten für derartige Kraftstoffe entsprechend hoch ausfallen, sollte der Entwicklungsfokus gleichermaßen auf der Klimaneutralität sowie auf neuen Antriebstechnologien liegen. Hierzu gehören auch hocheffiziente Brennverfahren, die alle heute bekannten Mechanismen der Wirkungsgradsteigerung bedienen, wie beispielsweise Mager- und / oder Kompressionszündverfahren. Denn der Umweltgedanke ist im Motorsport längst zu einem unverzichtbaren Element avanciert, das die technischen Regelwerke entscheidend beeinflusst.

1.1 Zielsetzung und Motivation

Das übergeordnete Ziel dieser Arbeit liegt in der Entwicklung eines Brennverfahrens für Motor-sportanwendungen, das einerseits sehr hohe Lasten darstellen kann und sich andererseits durch eine sehr hohe thermische Effizienz auszeichnet. Dabei werden folgende Teilziele verfolgt:

- **Erstmalige Darstellung:** Welche Entwicklungsschritte, Komponenten oder Einstellparameter der Motorsteuerung sind erforderlich, um einen anteilig kompressionsgezündeten Betrieb bei hohen Motorlasten stabil darzustellen? Der Beantwortung dieser Frage soll im Rahmen von Voruntersuchungen nachgegangen werden.
- **Ableitung einer Betriebsstrategie:** Welche Applikationsparameter haben einen übergeordneten Einfluss auf das Brennverfahren? Um dies zu beantworten, soll anhand von Sensitivitätsanalysen eine vorläufige Betriebsstrategie entwickelt werden.

- **Erweiterung des Betriebsbereichs:** Zeichnen sich bauteilseitig besondere Einflüsse ab, die sich positiv auf das Brennverfahren auswirken können? Dieser Fragestellung soll mittels geeigneter Komponentenversuche nachgegangen werden, um erste Trends zu identifizieren.
- **Vergleich und Einordnung:** Welches Leistungsvermögen und welche Effizienzpotentiale zeigt das Brennverfahren im Vergleich zu anderen Brennverfahren, die sich für Anwendungen im Rennsport eignen? Ein entsprechendes Experiment soll als Bewertungsgrundlage zur Einordnung des entwickelten Brennverfahrens durchgeführt werden.

Durch eine allgegenwärtige Nachhaltigkeitsdebatte, die auch die Entscheidungen der Veranstalter sowie in letzter Konsequenz die Inhalte technischer Regularien mitbestimmt, kann davon ausgegangen werden, dass Werkzeuge, wie die Begrenzung der pro Rennen verfügbaren Kraftstoffmenge, auch in anderen Rennsportklassen eingeführt werden. Die Entwicklung des im Folgenden als *SACI-Brennverfahren* bezeichneten Brennverfahrens (vgl. Abschnitt 5.1) soll daher erste Anhaltspunkte zur Weiterentwicklung bestehender Brennverfahren hin zu sehr hoher thermischer Effizienz liefern, sodass diese für künftige Neuentwicklungen im Motorsport berücksichtigt werden könnten.

Die Kombination aus einem für Ottomotoren vergleichsweise hohen geometrischen Verdichtungsverhältnis, eines sehr hohen Aufladegrades, die Vorgabe eines mageren Kraftstoffluftgemisches und letztlich die Verwendung einer passiven Vorkammerzündkerze mit einer darauf abgestimmten Ladungsbewegung geht infolge der Recherchen des Autors über den Stand der bekannten Technik hinaus. Das Funktionsprinzip des hier vorgestellten SACI-Brennverfahrens beruht auf der Verwendung des besagten Zündsystems zur Einleitung einer anteiligen Kompressionszündung, die durch die Anwesenheit einer gezielten Ladungsschichtung in ihrer Stabilität und Intensität kontrolliert werden kann. Erste Untersuchungen im Forschungsverbund wurden dazu bereits im Jahr 2017 von CHIODI *et al.* vorgestellt. [14] Betrachtet man die in Kapitel 3 dargebotene Literaturstudie, so wird schnell erkennbar, dass die maximalen Arbeitsmitteldrücke (anteilig) kompressionsgezündeter Brennverfahren mit Fremdzündungsunterstützung den Teillastbereich konventioneller Ottomotoren nicht übersteigen. Das hier vorgestellte Brennverfahren bietet hingegen die Möglichkeit, in Mitteldruckbereiche vorzudringen, die beispielsweise im Performance-Segment von Straßenfahrzeugen bei Vollast zu erwarten sind, vgl. z.B. [15].

Können die gelisteten Fragen geklärt werden, vermag die vorliegende Dissertation aus wissenschaftlicher Sicht dazu beitragen, dass sich sowohl unter den kontrollierten Bedingungen des Rundstreckensports Potentiale zur Weiterentwicklung bieten, als auch dass ein Wissenstransfer vom Motorsport auf die Straße für künftige Serienanwendungen stattfinden könnte. Aus gesamtgesellschaftlicher Sicht tragen hocheffiziente Performance-Brennverfahren zu einem bewussteren Umgang mit den gegebenen Ressourcen bei, die gleichzeitig die Darstellung sportlicher Triebstranglösungen für ein emotionales Fahrerlebnis ermöglichen.

1.2 Inhaltliche Gliederung der Arbeit

In diesem Abschnitt soll kurz auf den Aufbau der vorliegenden Arbeit eingegangen werden. Nachdem in Kapitel 1 die gesellschaftliche und wissenschaftliche Motivation für die Entwicklung eines hocheffizienten Brennverfahrens für Motorsportanwendungen beschrieben wurde, sollen in Kapitel 2 einige grundlegende Betrachtungen folgen. Dabei sollen neben einer Auseinandersetzung mit den gängigen idealen Vergleichsprozessen (vgl. Abschnitt 2.1.1) auch Ansätze aufgezeigt werden, an welcher Stelle die Prozessführung bezogen auf die Hochdruckschleife optimiert werden kann, siehe Abschnitt 2.1.2. Daraus sollen Handlungsfelder für eine Brennverfahrensentwicklung im Motorsport abgeleitet werden, was in Abschnitt 2.1.3 am Ende des Kapitels erfolgt.

Anschließend wird in Kapitel 3 der Begriff des Brennverfahrens vorgestellt und auf die wesentlichen Ausprägungen eingegangen, vgl. Abschnitt 3.1. Neben den konventionellen Brennverfahren wird besonderes Augenmerk auf die homogen-kompressionsgezündeten Brennverfahren gelegt, da diese hohe Wirkungsgradvorteile durch das Potential der schnellen Gemischumsetzung bieten, siehe Abschnitt 3.2. Sowohl die Entwicklung dieser Brennverfahrensart als auch zentrale Charakteristika, wie die weitreichenden Einschränkungen des Betriebsbereichs, sollen in diesem Kontext hervorgehoben werden. Abschließend soll die Fremdzündungsunterstützung gesondert behandelt werden, um eine Basis für die Anknüpfung des im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Brennverfahrens zu bieten, vgl. Abschnitt 3.3. Wo möglich, soll der Bezug zu den in Kapitel 2 abgeleiteten Optimierungsschritten der Prozessführung hergestellt werden.

Für die hier vorgestellte Brennverfahrensentwicklung wurde auf einen Forschungsmotor zurückgegriffen, der in Kapitel 4 näher beschrieben werden soll. Dabei stehen zunächst der Prüfstandsaufbau und der Prüfling im Vordergrund, die in Abschnitt 4.1 beschrieben werden. Anschließend sollen die Methoden vorgestellt werden, mit denen die Untersuchungen durchgeführt wurden, vgl. Abschnitt 4.2. Die Zielsetzung dieses Kapitels ist dem Leser einen Überblick über die Möglichkeiten des Messsystems und die zu erwartende Messgüte zu liefern.

Den Hauptteil der vorliegenden Arbeit stellt Kapitel 5 dar, in dem die Ergebnisse der experimentellen Brennverfahrensuntersuchung vorgestellt und diskutiert werden sollen. Die Ergebnisdarstellung ist dabei in drei Abschnitte untergliedert: Zunächst werden die als Voruntersuchungen bezeichneten Entwicklungsschritte, die zur erstmaligen Darstellung des SACI-Brennverfahrens geführt haben, vorgestellt, vgl. Abschnitt 5.1. Hierbei soll auch das Zusammenspiel aus virtueller Entwicklung mittels 3D-CFD-Simulationen und dem Prüfstandsversuch hervorgehoben werden. In einem zweiten Abschnitt soll eine tiefere thermodynamische Untersuchung des SACI-Brennverfahrens erfolgen, aus der eine mögliche Betriebsstrategie abgeleitet wird, siehe Abschnitt 5.2. Diese in einer Bedatungsempfehlung zusammengefasste Strategie (Abschnitt 5.2.1) soll anschließend zur Durchführung zweier Komponentenvergleiche verwendet werden. Der zu diesem Zeitpunkt bekannte Bestand aus Komponenten und Applikations-

parametern soll daraufhin im Rahmen einer Kennfelduntersuchung in Abschnitt 5.2.5 vermessen werden, um das Betriebsverhalten des SACI-Brennverfahrens übersichtlich darzustellen. In einem dritten Schritt wird das SACI-Brennverfahren in einem Quervergleich mit zwei anderen Brennverfahren hinsichtlich dessen Leistungsvermögen und Robustheit bewertet, siehe Abschnitt 5.3. Eine abschnittweise Zusammenfassung der Erkenntnisse wird die Untersuchungen begleiten.

Die abschließende Zusammenfassung der in Kapitel 5 vorgestellten Ergebnisse soll in Kapitel 6 erfolgen. Hierbei sollen die wesentlichen Erkenntnisse hervorgehoben und vor dem Hintergrund des Rennsporteinsatzes bewertet werden. Ferner sollen die zu Beginn von Kapitel 1 beschriebenen künftigen Herausforderungen für die Antriebstechnologie im Motorsport aufgegriffen und basierend auf den Untersuchungsergebnissen bewertet werden. In einem abschließenden Ausblick sollen weitere Untersuchungen angedacht und mögliche Verwendungspotentiale des SACI-Brennverfahrens beschrieben werden, vgl. Abschnitt 6.2.

2 Ausgewählte theoretische Betrachtungen

Gegenstand dieses Kapitels sollen einige ausgewählte, theoretische Betrachtungen sein, vor deren Hintergrund die spätere Auseinandersetzung mit den Untersuchungen und gewonnenen Messdaten durchgeführt werden soll. Zunächst soll in begrenztem Umfang auf die Thermodynamik des Ottomotors eingegangen und wesentliche Zusammenhänge für die Optimierung der Verbrennungsprozessführung abgeleitet werden. In einem zweiten Schritt sollen diese Inhalte auf die Brennverfahrensentwicklung unter den Randbedingungen des Motorsports übertragen werden. Der Autor erhebt hierbei keinerlei Anspruch auf Vollständigkeit. Weitere Details können der einschlägigen Literatur entnommen werden, vgl. z.B. [1], [16]–[20].

2.1 Überblick thermodynamischer Zusammenhänge

Der Verbrennungsmotor fällt in die Kategorie der Wärmekraftmaschinen, da eine Umwandlung von chemisch gebundener Energie im Brennstoff in mechanische Energie als Wellenarbeit stattfindet, vgl. [18]. BAEHR *et al.* definieren die Wärmekraftmaschine als eine Einrichtung, in der kontinuierlich Energie in Form von Wärme aufgenommen und mechanische Arbeit abgegeben wird. [19] Ferner können Wärmekraftmaschinen nach STAN als thermodynamisches System aufgefasst werden, das von der Umgebung abgegrenzt ist, in dessen Inneren Zustandsänderungen am Arbeitsmedium ablaufen können und das mit der Umgebung in Form von Energiezu- und -abfuhr wechselwirken kann. Die Abläufe in Wärmekraftmaschinen werden grundlegend als rechtsdrehende Kreisprozesse beschrieben; ein Begriff, auf den im anschließenden Abschnitt eingegangen werden soll. [20]

Der Arbeitsprozess der Verbrennungskraftmaschine ist nach PISCHINGER ein komplexer Vorgang, was unter anderem dadurch begründet ist, dass große Temperatur- und Druckunterschiede vorliegen, der Verbrennungsvorgang selbst komplex ist sowie Strömungs- und Verdampfungsvorgänge periodisch auftreten. [1] Die technische Thermodynamik bietet eine Möglichkeit, diejenigen Prozesse und Prozessgrößen, die die Zustandsänderungen in einem thermodynamischen System definieren, durch geeignete Annahmen zu analysieren und zu beschreiben. [19], [20] Im Rahmen des folgenden Abschnittes soll daher konkret auf die Analyse der Verbrennungskraftmaschine eingegangen werden. Ziel ist es, eine Grundlage für Abschnitt 2.1.2 zu schaffen, in dem mögliche Optimierungspotentiale der Prozessführung aufgezeigt werden sollen.

2.1.1 Motorische Vergleichsprozesse

Der Begriff des reversiblen - und damit idealisierten - Kreisprozesses, dessen theoretische Grundlage zuerst von N. L. S. Carnot¹ entwickelt wurde, beschreibt die aufeinanderfolgenden, thermodynamischen Zustandsänderungen an einem Arbeitsmedium sowie die anschließende Rückkehr in den Ausgangszustand des Systems. Dabei verknüpft das Arbeitsmedium als Energieträger die jeweiligen Prozessschritte. [19] Idealisierte Kreisprozesse ermöglichen durch ihre modellhafte Darstellung die Vorausberechnung von zentralen Größen wie beispielsweise den Prozesswirkungsgraden und erlauben einen Vergleich unabhängig vom Aufbau der Wärmekraftmaschine. [20] Eine tiefgreifendere Betrachtung, z.B. in Form einer stofflichen Umwandlung der Ausgangsprodukte, lässt diese Art der Kreisprozesse jedoch nicht zu. [18] Wie oben erwähnt, sind die realen Vorgänge innerhalb einer Verbrennungskraftmaschine während der Energieumwandlung sehr komplex. HEYWOOD beschreibt den idealen Kreisprozess als eine vergleichsweise einfache Möglichkeit, den Motorprozess näherungsweise zu analysieren. So können dadurch beispielsweise thermodynamische Eigenschaften des motorischen Betriebs dargestellt und Trends infolge von Veränderungen am System abgeleitet werden. Ebenfalls können Auswirkungen auf das Betriebsverhalten hinreichend genau vorhergesagt werden, wenn sich grundlegende Eigenschaften des Motors ändern. [16] Die Wechselwirkung einer Wärmekraftmaschine mit ihrer Umgebung findet neben der nutzbaren Arbeit, die zumeist in Form von Wellenarbeit vorliegt, anhand von Abwärme über Kühlmedien sowie in Form von Enthalpie über das Verbrennungsabgas statt. [18] Dies ist schematisch in Abbildung 2.1 dargestellt.

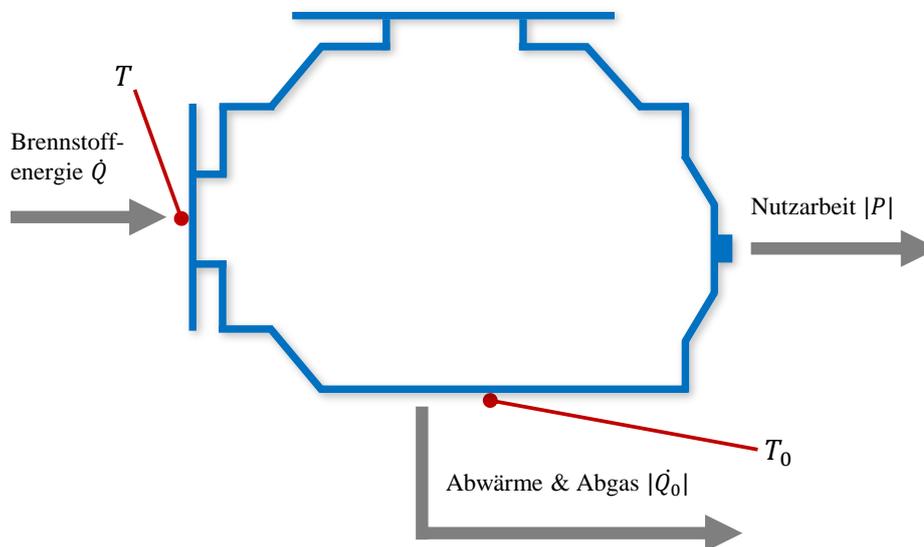


ABB. 2.1: Prinzipskizze der Wärmekraftmaschine, in Anlehnung an [19].

¹ Carnot, Nicolas Léonard Sadi (1796-1832): Französischer Ingenieur und Physiker. Bekannt als der Begründer des Wissenschaftszweiges der Thermodynamik, siehe [19].

Bildet man die Leistungsbilanz über das gezeigte thermodynamische System, so ergibt sich folgende Beziehung (vgl. [19]):

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} + \dot{Q}_0 + P = 0 \quad (2.1)$$

Ein zentraler Begriff im Zusammenhang mit den Vergleichsprozessen der Wärmekraftmaschine ist der des thermischen Wirkungsgrades, da dieser die Güte der Energiewandlung beschreibt. Für den thermischen Wirkungsgrad ergibt sich, ausgehend von Ausdruck 2.1, der Zusammenhang 2.2, wie er in der einschlägigen Fachliteratur zu finden ist, vgl. [1], [19], [20].

$$\eta_{th} = \frac{-P}{\dot{Q}} = 1 - \frac{|\dot{Q}_0|}{\dot{Q}} \quad (2.2)$$

Berücksichtigt man die Forderung des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik², dass keine Entropie in einem geschlossenen System vernichtet werden kann, so muss die Entropiebilanz über die Systemgrenze größer gleich null sein oder - im Idealfall von ausschließlich reversiblen Zustandsänderungen - null ergeben. Dies bedingt, dass neben der Entropie infolge des einströmenden Wärmestroms \dot{Q} und der Entropie durch innere, irreversible Prozesse ein abfließender Entropiestrom über die Systemgrenze existieren muss. Da die abgegebene Nutzarbeit frei von Entropie ist, wird die Entropiebilanz über einen Abwärmestrom \dot{Q}_0 erfüllt, vgl. Abbildung 2.1. Allgemein gilt, dass für eine möglichst hohe Umwandlung des zugeführten Wärmestroms (Brennstoffenergie!) in mechanische Leistung (Nutzarbeit!) dieser besagte Abwärmestrom (Abgas, Abwärme!) möglichst klein sein sollte, vgl. [19]. Für den thermischen Wirkungsgrad ergibt sich mit Ausdruck 2.3 für den Wärmestrom \dot{Q}_0

$$\dot{Q}_0 = -T_0 \left(\frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_{Irr.} \right) \quad (2.3)$$

die folgende Beziehung:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_0}{T} - \frac{T_0 \dot{S}_{Irr.}}{\dot{Q}} \quad (2.4)$$

² Zweiter Hauptsatz der Thermodynamik: Grundgleichung der Thermodynamik, die den Begriff der Entropie einführt und die Umwandlung von Energieformen beschreibt. Erstmals von R. J. E. Clausius (1818-1888) im Jahre 1850 formuliert. [19].

Den höchsten Wert des thermischen Wirkungsgrades erreicht man im Falle einer reversibel arbeitenden Wärmekraftmaschine, für die der Ausdruck $\dot{S}_{Irr.} = 0$ gilt. Der thermische Wirkungsgrad ist jedoch selbst in diesem Idealfall aufgrund der Forderung des zweiten Hauptsatzes kleiner eins und hängt nur von den beiden Temperaturen T und T_0 ab, siehe Ausdruck 2.4. [19] Die hier dargestellte Schreibweise für den thermischen Wirkungsgrad wird auch als *Carnot-Faktor* bezeichnet. Für eine tiefere Auseinandersetzung wird an dieser Stelle auf [19] oder [20] verwiesen.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T}{T_0} = \eta_{th,Carnot} \quad (2.5)$$

Damit die Analyse des Motorprozesses unabhängig vom Arbeitsverfahren erfolgen kann, bedarf es einer Reihe an idealisierten Annahmen. Nach HEYWOOD und PISCHINGER lassen sich folgende Vereinfachungen auflisten: [1], [16]

- **Ablauf der Verbrennung:** Der Ablauf der Verbrennung wird in der Literatur üblicherweise über einen *Gleichraum-* oder einen *Gleichdruckprozess* beschrieben. Auch eine Mischform - bekannt als *Grenzdruckprozess* - der beiden Vergleichsprozesse existiert. Nach STAN wird der Gleichraumprozess auch als idealer Otto-Kreisprozess bezeichnet, siehe [20]. Die Verbrennung, die modellhaft als eine Wärmezufuhr angenommen wird, erfolgt stets vollständig, d.h. der Verbrennungswirkungsgrad $\eta_{Umsetzung}$ erfüllt den Ausdruck:

$$\eta_{Umsetzung} = 1 \quad (2.6)$$

- **Wärmeübergang:** Im Verbrennungsmotor wird, wie eingangs erwähnt, ein Teil der chemisch gebundenen Energie während und nach erfolgter Verbrennung in Form von Wärmeenergie an ein Kühlmedium abgegeben. Für die idealisierten Kreisprozesse soll dieser Wärmeübergang vernachlässigt werden, d.h. es handelt sich um ein adiabates System.
- **Ladungswechsel:** Der Ladungswechsel wird als Wärmeabfuhr modelliert. Dieser Vorgang erfolgt - analog zur Verbrennung - stets vollständig, d.h. es verbleibt keinerlei Restgas nach Beendigung des Kreisprozesses im Arbeitsraum. Strömungsverluste in den Ladungswechselkanälen und Spülungsverluste infolge der Ventilsteuerzeiten können nicht in Erscheinung treten, da ausschließlich der Hochdruckprozess als geschlossener Prozess betrachtet wird.
- **Stoffgrößen:** Das Arbeitsmedium wird als ideales Gas angenommen, dessen Stoffgrößen konstant bleiben. Die Zusammensetzung ist unveränderlich und die spezifischen Wärmekapazitäten sind konstant. Dies ermöglicht eine analytische Berechnung der Ergebnisse.
- **Zustandsänderungen:** Die Zustandsänderungen *Verdichten* und *Expandieren* erfolgen vollständig reversibel, d.h. mit der Annahme des adiabaten thermodynamischen Systems erfolgen sie isentrop.

In Abbildung 2.2 werden die oben benannten Vergleichsprozesse in einem p - v - und T - s -Diagramm dargestellt, wobei es sich bei der Größe v um das spezifische Zylindervolumen und bei der Größe s um die spezifische Entropie im System Brennraum handelt. Die zugeführten Wärmemengen der gezeigten Vergleichsprozesse sind stets gleich groß. An der Lage der unteren und oberen Totpunkte im p - v -Diagramm ist erkennbar, dass für die gezeigten Vergleichsprozesse ein Verdichtungsverhältnis mit jeweils gleichem Betrag gewählt wurde.

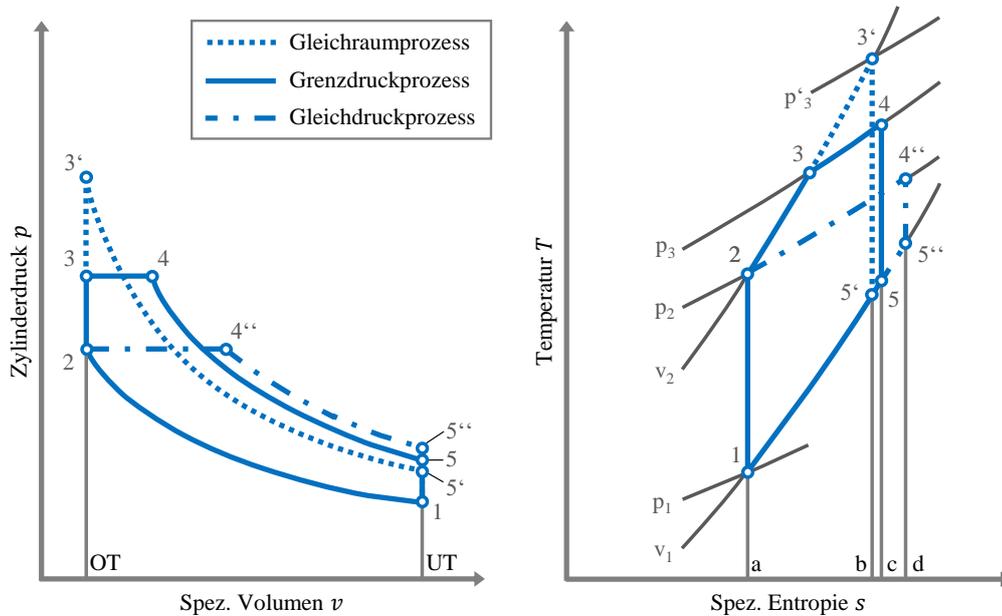


ABB. 2.2: p - v - und T - s -Diagramm der Vergleichsprozesse, in Anlehnung an [1].

Bei der Betrachtung von Abbildung 2.2 soll der Fokus auf dem Gleichraumprozess liegen. Hierbei werden einige charakteristische Merkmale deutlich. Zum einen weist der Gleichraumprozess den höchsten Spitzendruck bei Verbrennungsende und den niedrigsten Expansionsenddruck auf. Über die Zusammenhänge der isentropen Verdichtung ergibt sich somit bei Verbrennungsende auch die größte Spitzentemperatur. [1] Bildet man im T - s -Diagramm den Flächeninhalt der Fläche **a-1-5'-b** und vergleicht diesen mit den Flächen **a-1-5-c** und **a-1-5''-d**, so wird ersichtlich, dass im Gleichraumprozess die niedrigste Verlustwärme abgeführt wird. Nach Ausdruck 2.3 folgt daraus, dass der Gleichraumprozess den höchsten thermischen Wirkungsgrad gegenüber dem Gleichdruck- und dem Grenzdruckprozess aufweisen muss. Ersetzt man in Ausdruck 2.2 die zu- und abgeführte Wärmemenge durch die Ausdrücke der isentropen Kompression und Expansion, so ergibt sich für den thermischen Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses der folgende Zusammenhang, siehe [1]:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{1-\kappa}} \tag{2.7}$$

Ausdruck 2.7 lässt erkennen, dass der thermische Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses eine Funktion des geometrischen Verdichtungsverhältnisses³ ϵ und des Isentropenexponenten κ ist. Steigert man das Verdichtungsverhältnis, so erhöht sich der thermische Wirkungsgrad zunächst mit steilem und anschließend mit einem flacheren Gradienten. Der typische Bereich von Ottomotoren liegt zwischen $\epsilon = 8 - 12,5 : 1$, je nach Prinzip der Luftansaugung (freisaugend, aufgeladen) oder nach dem Ort der Gemischbildung (Saugrohr- oder Direkteinspritzung), siehe z.B. [18], [21], [22]. Der Isentropenexponent κ ist eine Funktion der isobaren und der isochoren Wärmekapazitäten, die für die hier gezeigten Vergleichsprozesse als konstant angenommen werden. Daraus resultiert ein konstanter Isentropenexponent. In realen Gasen herrscht jedoch eine Temperaturabhängigkeit, sodass sich der Isentropenexponent über das Arbeitsspiel verändert. Bei Umgebungstemperatur des Arbeitsmediums⁴ beträgt $\kappa \approx 1,4$. Mit steigender Temperatur sinkt der Isentropenexponent des Gemischs auf Werte $\kappa < 1,3$. [1] Eine ausführlichere Darstellung liefert beispielsweise BAEHR, der ein Verhalten des Isentropenexponenten über der Temperatur für ausgewählte ideale Gase auflistet. [19] Auf der linken Seite von Abbildung 2.3 wird der Einfluss des Isentropenexponenten auf den thermischen Wirkungsgrad noch einmal grafisch dargestellt.

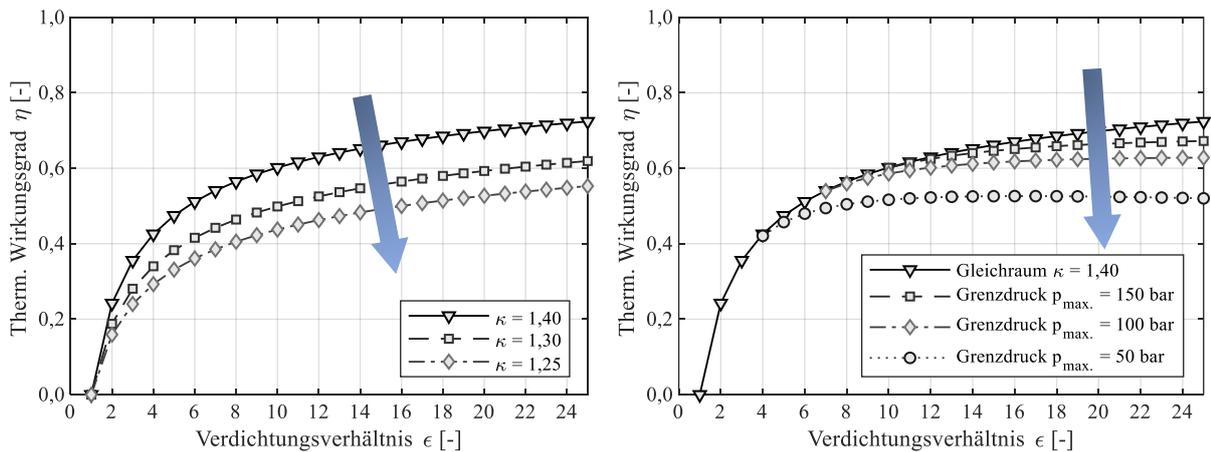


ABB. 2.3: Links: Abhängigkeit von ϵ und κ . Rechts: Verhalten bei Grenzdrücken. Nach [1].

Die rechte Seite von Abbildung 2.3 zeigt das Verhalten des thermischen Wirkungsgrades für verschiedene maximale Brennraumdrücke, wenn diese durch die strukturelle Festigkeit in ihrer Höhe begrenzt sind. Ein hoher Wirkungsgrad lässt sich insbesondere durch eine hohe Spitzen-druckverträglichkeit erreichen, wobei dieser Zusammenhang stärker ins Gewicht fällt, je höher das geometrische Verdichtungsverhältnis ist. Der zugrundeliegende Kreisprozess ist auch als Grenzdruck- oder Seiliger⁵-Prozess bekannt. Auf eine Herleitung soll an dieser Stelle verzichtet und stattdessen auf die gängige Fachliteratur verwiesen werden. [1], [17], [18]

3 Geometrisches Verdichtungsverhältnis: Beschreibt das Verhältnis des maximalen zum minimalen Zylindervolumen, definitionsgemäß $\epsilon = \frac{v_c + v_h}{v_c}$. [18]

4 Mit Arbeitsmedium sei an dieser Stelle ein stöchiometrisches Kraftstoff-Luft-Gemisch gemeint.

5 Seiliger, Myron P. (1874-1952): Amerikanischer Ingenieur. Stellte 1922 den gleichnamigen Vergleichsprozess vor, der zuerst eine isochore Wärmezufuhr und anschließend eine von Festigkeitsgrenzen begrenzte isobare Wärmezufuhr aufweist. [18]

2.1.2 Optimierungspotentiale der Prozessführung

Für die Entwicklung eines effizienten Brennverfahrens ist eine Auseinandersetzung mit den Verlusten, die bei der Kraftstoffumsetzung in einem Verbrennungsmotor auftreten, von hoher Bedeutung. In diesem Abschnitt soll daher wie folgt vorgegangen werden: Zunächst wird eine Übersicht der Einzelverluste und den sich somit ergebenden Teilwirkungsgraden erstellt. Darauf aufbauend werden diejenigen Einzelverluste identifiziert, die durch eine Optimierung des Arbeitsprozesses im Rahmen der Brennverfahrensentwicklung beeinflussbar sind. Anschließend soll dargestellt werden, welchen Einfluss die Einzelverluste auf den Gesamtwirkungsgrad haben und in welcher Form eine Optimierung erfolgen könnte. Abschließend soll zusammengefasst werden, nach welchem Ansatz die Auswahl des in dieser Arbeit vorgestellten Brennverfahrens erfolgte.

In Abschnitt 2.1.1 wurden drei Idealprozesse vorgestellt. Vergleicht man die Gleichraumverbrennung mit dem Arbeitsprozess eines realen Verbrennungsmotors, so treten einige Verluste in Erscheinung, deren Minimierung eines der grundlegenden Ziele der Motorenentwicklung ist. Unter dem Begriff der *Verlustanalyse* bzw. der *Verlustteilung* wird die Auflistung und quantitative Einordnung der Teilverluste verstanden. Manche Verluste entstehen, da im realen Arbeitsprozess z.B. eine unendlich schnelle Wärmezufuhr, eine isochore oder adiabate Zustandsänderung sowie eine vollkommene Verbrennung nicht realisierbar sind. Im Einzelnen werden die folgenden Verluste unterschieden: [1], [17], [23]

- Einfluss der Ladung bzw. des Ladungszustands
- Verluste aus unvollständiger bzw. unvollkommener Verbrennung (Umsetzungsverluste)
- Einfluss des realen Verbrennungsablaufes (verglichen mit Idealprozess)
- Verluste durch Wärmeübergang
- Verluste durch Leckage (z.B. BlowBy)
- Einfluss von Überströmeffekten (z.B. bei Kammermotoren)
- Verluste durch den realen Ladungswechsel
- Mechanische Verluste infolge Reibung

PISCHINGER hat die genannten Verluste für einen Reihen-Vierzylinder-Ottomotor ausgewertet, die in Abbildung 2.4 beispielhaft aufgeführt sind. Der betrachtete Betriebspunkt hatte eine Drehzahl von $n_{Mot.} = 3000 \text{ min}^{-1}$ und einen Mitteldruck von $p_{me} = 5 \text{ bar}$. Es ist erkennbar, dass die Verluste durch den Wandwärmeübergang, den Ladungswechsel sowie infolge von Reibung jeweils vergleichsweise große Anteile besitzen. Diese Anteile verändern sich über die Drehzahl und über die Motorlast, da beispielsweise die Verluste des Wärmeübergangs zeitabhängig sind (sinkender Trend mit steigender Drehzahl!) oder der Einfluss der Drosselung relativ zu niedrigeren Lasten hin zunimmt. Die Verluste aus der realen Verbrennung und der Kraftstoffumsetzung haben je nach Betriebspunkt lediglich geringe Auswirkungen auf den Gesamtwirkungsgrad, dürfen aber beispielsweise in der Nähe der Zündgrenzen nicht vernachlässigt werden. [1]

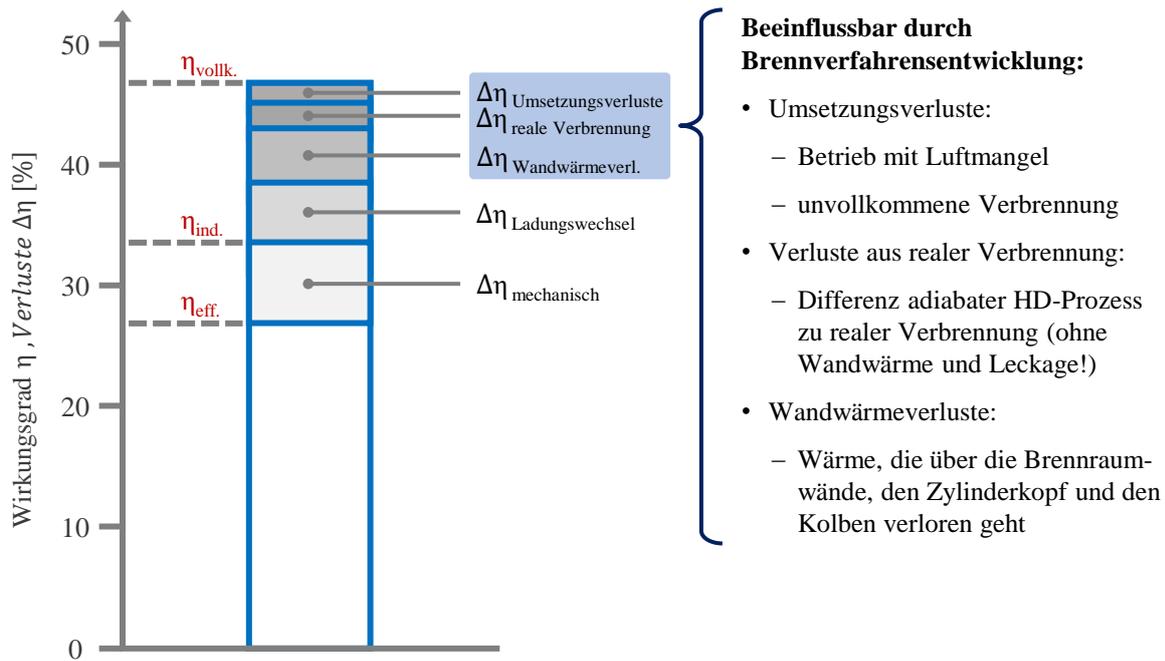


ABB. 2.4: Aufstellung der Verlustanalyse eines realen Ottomotors. Nach [1].

Wie in der Einleitung in Kapitel 1 beschrieben wurde, ist die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit die Entwicklung und experimentelle Untersuchung eines effizienten Brennverfahrens für Motorsportanwendungen. Betrachtet man die aufgelisteten Verluste vor diesem Hintergrund, so lässt sich Folgendes ableiten: Die Verluste aus der Kraftstoffumsetzung, der Einfluss des realen Brennverlaufs sowie die Verluste infolge des Wandwärmeübergangs können primär durch die Weiterentwicklung eines Brennverfahrens beeinflusst werden (siehe Abbildung 2.4), weshalb die vorliegende Arbeit an dieser Stelle anknüpfen wird.

Die Verluste infolge des realen Ladungswechsels stellen einen Sonderfall dar. Zwar bietet beispielsweise die Verwendung eines Magerbrennverfahrens die Möglichkeit, die Ladungswechselverluste in der Teillast aufgrund der Entdrosselung zu reduzieren (vgl. Schichtbrennverfahren, siehe z.B. [1], [17]), jedoch liegt der Entwicklungsschwerpunkt dieser Arbeit zum einen darauf, den Hochdruckprozess des Brennverfahrens zu optimieren, und zum anderen sind Überlegungen hinsichtlich des Teillastverbrauchs aufgrund der überwiegenden Volllastanteile im Motorsport zunächst von untergeordneter Bedeutung. Dennoch zeigt sich bei Magerbrennverfahren im Motorsport, dass auch die Kanalgeometrie ein Optimierungsproblem darstellt, da im Magerbetrieb hohe Luftmassenströme vorkommen und somit die Ladungswechselarbeit zunimmt. Diese durch eine Annäherung klassischer Füllungskanäle zu reduzieren, ist jedoch aufgrund der Anforderungen an die Ladungsbewegung nur eingeschränkt möglich. Zur Veranschaulichung des Einflusses der drei genannten Verlustarten - Umsetzungsverluste, Verluste infolge realer Verbrennung und Wandwärmeverluste - zeigt Abbildung 2.5 drei Mal jeweils zwei p-V-Diagramme. Die Diagramme sind aufeinander aufbauend und die Verlustkette ist von links nach rechts zu betrachten.

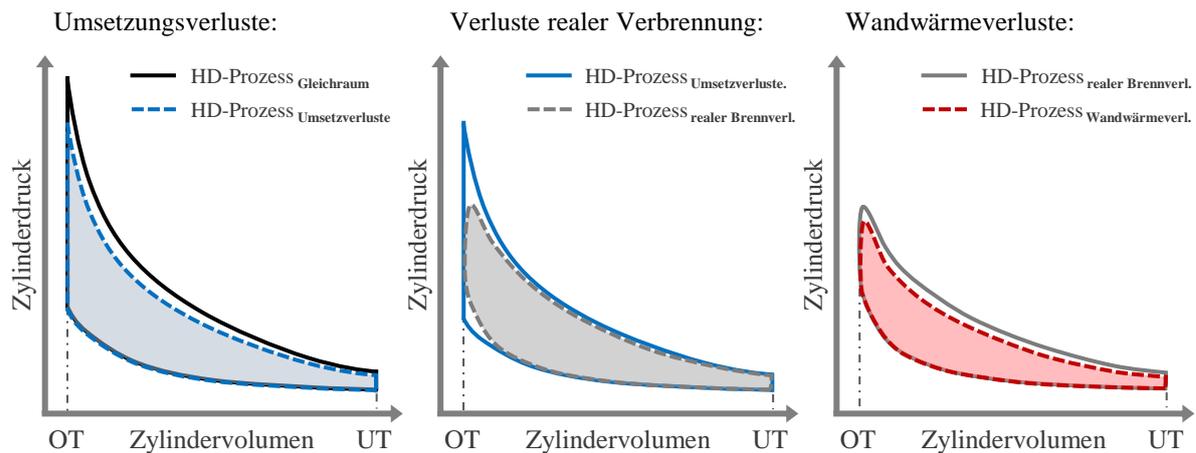


ABB. 2.5: Aufstellung der Einzelverluste. In Anlehnung an [1].

Umsetzungsverluste:

Bei dieser Verlustart, die in Abbildung 2.5 links abgebildet ist, schlagen PISCHINGER *et al.* eine Unterscheidung zwischen zwei Formen vor: Der *unvollständigen* und der *unvollkommenen* Verbrennung. [1] Erstere entsteht als Resultat aus der Beschaffenheit des Kraftstoff-Luftgemisches. Liegt ein unterstöchiometrisches Gemisch vor, fehlen die Reaktionspartner, um den eingebrachten Kraftstoff vollständig umzusetzen. Dies hat zur Folge, dass die Prozesstemperaturen und somit die NO_x -Emissionen sinken; der Ausstoß von Kohlenmonoxid steigt aufgrund der Unvollständigkeit der Umsetzung hingegen stark an. In der Praxis wird dieses Vorgehen in Kennfeldbereichen eingesetzt, die aus Gründen des Bauteilschutzes einer Gemischanreicherung bedürfen (hohe Last, hohe Drehzahl!). Aufgrund der höheren Brenngeschwindigkeit bei leicht unterstöchiometrischen Bedingungen wird insbesondere im Rennsport auf eine Anfettung zurückgegriffen, um die Klopfneigung zu reduzieren und so das Leistungsvermögen der Aggregate zu erhöhen. [24] Für den Hochdruckprozess bedeutet dies jedoch immer eine Nichtausnutzung der Kraftstoffenergie und damit einen signifikanten Wirkungsgradverlust (Kraftstoffenergie im Nenner, siehe 2.2), auch wenn bessere Schwerpunktlagen diesem Umstand geringfügig entgegenwirken. Die Verluste, die aus einer unvollkommenen Verbrennung resultieren, sind hingegen immer vorhanden. Infolge einer realen Verbrennung sind auch bei stöchiometrischen Bedingungen Konzentrationen von HC- und CO-Emissionen im Abgas nachweisbar, da die chemisch gebundene Energie nicht vollständig umgesetzt werden kann. Hierbei kommt die Reaktion zum Erliegen, bevor das chemische Gleichgewicht erreicht wurde. Die Ursache sind z.B. Inhomogenitäten im Kraftstoff-Luftgemisch, vgl. [16], [25]. Ihr Anteil liegt üblicherweise bei ca. 1 %, jedoch kann dieser stark ansteigen, wenn die Verbrennung den Zündgrenzen nahekommmt. [1] Es kann demnach zusammengefasst werden, dass zur Minimierung dieser Verlustart im Brennverfahren ein (unter-)stöchiometrisches Gemisch, geringe zyklische Schwankungen sowie eine möglichst vollständige Umsetzung durch stabile Zündbedingungen anzustreben sind.

Verluste aus realer Verbrennung:

Die Verluste infolge einer realen Verbrennung werden in Abbildung 2.5 mittig dargestellt. Sie ergeben sich gegenüber dem Idealzyklus durch physikalische Grenzen, wie z.B. der Wärmezufuhr- und -abfuhr, die nicht unendlich schnell in den Totpunkten erfolgen kann. Auch eine beliebig hohe Wärmezufuhr ist nicht möglich, da nahezu immer eine Spitzendruckbegrenzung des Triebwerks existiert. Darüber hinaus würde ein maximaler Druck genau im oberen Totpunkt keinen Hebel finden, um diesen in mechanische Arbeit am Kolben umzuwandeln, sodass das Druckmaximum in der Praxis zeitlich verzögert auftreten muss. Je weiter sich der Kolben jedoch während der Verbrennung vom oberen Totpunkt entfernt, desto weniger freigesetzte Energie kann in Arbeit umgesetzt werden. Durch eine Verschleppung der Verbrennung verlagert sich die Energie in Form von Enthalpie ins Abgassystem. [1], [16], [26] Diese Verlustart steht im Zusammenhang mit den Verlusten infolge des Wandwärmeübergangs. Eine schnelle Verbrennung in der Nähe des oberen Totpunktes würde zwar die Verluste infolge realer Verbrennung minimieren, jedoch mit einer Erhöhung der Wandwärmeverluste einhergehen. [1] Hinsichtlich des Hochdruckwirkungsgrades ist ein Optimum aus einer möglichst schnellen Verbrennung und den geringstmöglichen Wandwärmeverlusten zu finden, vgl. nächster Absatz.

Wandwärmeverluste:

Die Verluste infolge des Wandwärmeübergangs sind beispielhaft in Abbildung 2.5 rechts dargestellt. Sie umfassen die an die Brennraumwände abgegebene Wärmeenergie, die der Umwandlung der Kraftstoffenergie in mechanische Arbeit nicht zur Verfügung steht. Dabei kommt es zu einer Überlagerung aus einem Wärmeübergang durch Konvektion sowie infolge thermischer Strahlung. Bei Ottomotoren ist derjenige Anteil des Wärmeübergangs durch Strahlung, der auf einzelne Spezies während der Verbrennung zurückgeführt werden kann, um ein Vielfaches geringer als derjenige aus Konvektion, weshalb eine gemeinsame Bestimmung üblich ist. [1] Die Höhe der Wandwärmeverluste hängt von mehreren Faktoren ab, wie beispielsweise von Lage und Form des Brennverlaufs, der maximalen Höhe der Gastemperaturen sowie von der Beschaffenheit des Kraftstoff-Luftgemisches. Dies bestimmt, wie stark die reale Expansion den idealen Expansionsverlauf unterbietet, vgl. Abbildung 2.5. [16]

2.1.3 Konsequenzen für die Brennverfahrensentwicklung im Motorsport

Um die aufgeführten Verluste im Hochdruckprozess eines Rennmotors zu minimieren, gibt es eine Reihe von Ansätzen, die im Folgenden kurz vorgestellt werden sollen. Wie bereits erwähnt, besteht mit dem Einsatz eines Magerbrennverfahrens eine Möglichkeit zur Effizienzsteigerung. Bringt man eine Luftmenge in den Brennraum ein, die nicht für die Vollständigkeit der Reaktion benötigt wird, so wirkt sich diese durch ihre thermodynamischen Eigenschaften positiv auf die Verbrennung aus. Durch sie verringert sich die spezifische Wärmekapazität des Brennraum-inhalts, was zu einer Erhöhung des Isentropenexponenten während der Kompression führt. Kann von der Ladung eine größere Wärmemenge aufgenommen werden, fällt die Drucksteigerung

infolge der Kompression geringer aus. Dadurch sinken sowohl die Verdichtungsendtemperatur als auch die Gastemperatur in der Hochdruckphase, was die spezifische Wärmekapazität während der Expansion absenkt und somit zu einem höheren Isentropenexponenten führt. Dies hat eine Steigerung des Hochdruckwirkungsgrades der Gleichraumverbrennung zur Folge, vgl. Abbildung 2.3. [1], [16], [17] Die Auswirkungen niedrigerer Prozesstemperaturen auf den thermischen Wirkungsgrad sollen in Abbildung 2.6 mittels eines T-s-Diagramms noch einmal verdeutlicht werden.

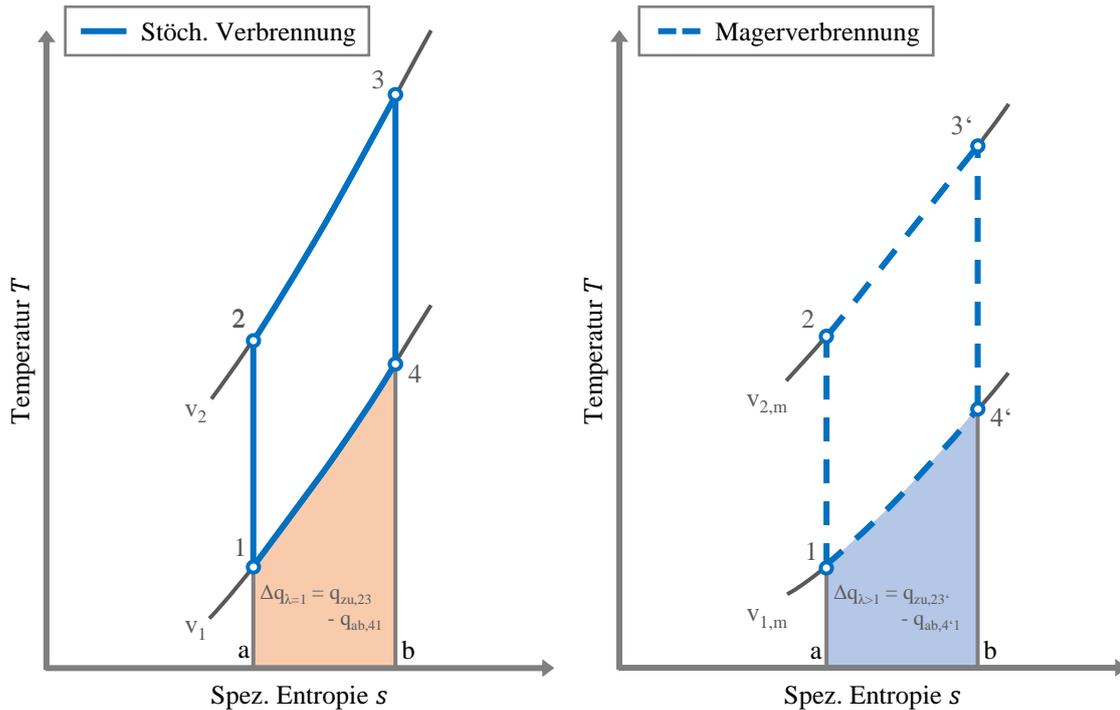


ABB. 2.6: Schematische Darstellung des Einflusses der Magerverbrennung.

Die orange und hellblaue Fläche repräsentieren jeweils die Bilanz des spezifischen Wärmeaustausches basierend auf einer idealen Gleichraumverbrennung. Durch die geringeren Prozesstemperaturen ist die Steigung der Isochoren geringer, sodass bei gleichem Energieinhalt die spezifische Wärmeabfuhr niedriger ist. Aufgrund des Zusammenhangs in Ausdruck 2.8 ergibt sich somit ein Teil der Wirkungsgradsteigerung infolge einer Magerverbrennung. [20]

$$\eta_{th} = 1 - \frac{q_{zu} - |q_{ab}|}{q_{zu}} \quad (2.8)$$

Durch die niedrigeren Prozesstemperaturen der Magerverbrennung ergeben sich folgerichtig auch geringere Wandwärmeverluste, was einen weiteren Beitrag zur Wirkungsgradsteigerung gegenüber einer (unter-)stöchiometrischen Verbrennung leistet. Im Hinblick auf die Umsetzungsverluste kann das Vorhandensein von überschüssigen Reaktionspartnern zu einer vollständigeren Verbrennung führen. [1], [17] Diesen genannten Vorteilen stehen jedoch auch Nachteile gegenüber. Eine Eigenschaft der Magerverbrennung sind die langsameren chemischen Reaktionsgeschwin-

digkeiten, was in höheren Lastbereichen zu späteren Schwerpunktlagen führt. Somit erhöhen sich die Verluste aus der realen Verbrennung. Gleichzeitig bedingt ein Magerbrennverfahren, dass das Zylindervolumen anteilig mit nicht reaktionsfähigem Gemisch gefüllt wird. Dieser für Serienanwendungen als Vorteil angesehene Umstand, der die Möglichkeit zur Reduktion der Ladungswechselperluste (Entdrosselung!) im Teillastbereich bietet, bedeutet im Rennmotor einen Füllungs- und damit einhergehend einen Leistungsverlust. Geeignete Aufladekonzepte werden im Rennsport erforderlich, um die Füllungs Nachteile zu kompensieren. Auf die Nachteile hinsichtlich der Abgasnachbehandlung, die mit Magerbrennverfahren assoziiert werden, wird an dieser Stelle nicht eingegangen und stattdessen auf die gängige Fachliteratur verwiesen, vgl. z.B. [1], [25].

Ferner kann die gezielte Restgasbeimengung den Hochdruckwirkungsgrad nicht nur von Rennmotoren positiv beeinflussen. Analog zur Magerverbrennung bietet das Restgas aufgrund seiner chemischen Zusammensetzung die Möglichkeit die Prozesstemperaturen abzusenken, wobei die spezifische Wärmekapazität gegenüber der Umgebungsluft nochmals größer ist. [1] Gleichzeitig reduzieren sich die chemischen Reaktionsgeschwindigkeiten. Diese Eigenschaft wird unter anderem als Betriebsstrategie für die HCCI-Verbrennung eingesetzt, vgl. Kapitel 3. Vor dem Hintergrund einer Motorsportanwendung könnten Restgasstrategien den Vorteil bieten, katastrophale Betriebsbereiche, die sich durch extreme Wärmefreisetzungsraten ergeben, zu vermeiden, vgl. Abschnitt 3.2. Dem steht jedoch wie für das Magerbrennverfahren der Nachteil gegenüber, dass die Verdrängungswirkung Potentiale zur Energieumsetzung minimiert, sodass in Rennmotoren in der Regel möglichst geringe, im Zylinder verbleibende Restgasgehalte angestrebt werden. [24] Die Restgasbeimengung kann intern oder extern erfolgen, wobei die externe Rückführung durch die Kühlmöglichkeit die größeren Potentiale zur Steigerung des Hochdruckwirkungsgrades bietet, die interne Rückführung jedoch dynamischer erfolgen kann. [17], [18]

Die bereits vielfach erwähnte Raumzündung bietet zahlreiche Vorteile hinsichtlich einer Wirkungsgradsteigerung. Diese verspricht sehr schnelle Umsetzungsgeschwindigkeiten, sodass die Verluste aus dem realen Verbrennungsablauf reduziert werden. Gleichzeitig bietet sich auch hierbei eine Ladungsverdünnung (Luftüberschuss, Restgas) an, damit die Wärmefreisetzungsraten bei steigendem Energieinhalt in tolerierbare Bereiche verschoben werden können. Gemeinsam mit insgesamt niedrigeren Verbrennungstemperaturen gegenüber der konventionellen Flammfrontverbrennung wirkt sich dies positiv auf üblichen Wirkungsgradverluste aus, vgl. Abbildung 2.3. Werden die erforderlichen Randbedingungen bereitgestellt, so ist auch eine weitestgehend vollständige Verbrennung mit niedrigen zyklischen Schwankungen möglich. Um die thermodynamischen Vorteile dieses Brennverfahrenstyps ausnutzen zu können, müssen jedoch einige Hürden überwunden werden. In diesem Zusammenhang sind insbesondere die hohen Kontrollanforderungen sowie die Komplexität der technischen Lösungen (Abgasrückführung!) zu nennen. [27], [28] Diese würden an einem Rennmotor den Forderungen nach hohem Leistungsvermögen und gutem transienten Verhalten entgegenstehen. Die Eigenschaften kompressionsgezündeter Brennverfahren werden im Detail in Abschnitt 3.2 vorgestellt und diskutiert.

3 Brennverfahren

Nachdem in Kapitel 2 einige ausgewählte theoretische Betrachtungen zum Arbeitsprozess der Hubkolbenmaschine dargestellt wurden, sollen in diesem Kapitel verschiedene Brennverfahren gegenübergestellt werden. Neben den gängigen otto- und dieselmotorischen Brennverfahren soll eine Auswahl an Brennverfahren im Entwicklungsstadium vorgestellt sowie deren wesentliche Merkmale hervorgehoben werden. Besonderer Fokus soll dabei auf denjenigen Brennverfahren liegen, die sich durch eine anteilige oder vollständige Kompressionszündung auszeichnen.

3.1 Übersicht gängiger Brennverfahren

In der Fachliteratur gibt es eine Vielzahl an Einteilungsmöglichkeiten für Hubkolbenmotoren im Allgemeinen, siehe beispielsweise [16]–[18]. Eine Klassifizierung kann nach HEYWOOD auf grundlegenden Attributen, wie dem Arbeitsprinzip, der Zylinderanordnung oder dem verwendeten Brennverfahren erfolgen. [16] Der Begriff des Brennverfahrens lässt sich beliebig vielschichtig unterscheiden, da bereits geringfügige technische Änderungen, wie z.B. die Beschaffenheit des Kraftstoffluftgemisches oder die Öffnungsdauer der Einlassventile, spezielle Herangehensweisen bei der Implementierung des Brennverfahrens erfordern (Stichworte: Mager- oder Miller-Brennverfahren), obwohl das grundlegende Arbeitsprinzip der Hubkolbenmaschine unverändert bleibt. Nach BASSHUYSEN werden heutige Brennverfahren vorrangig in zwei Hauptkategorien unterteilt: Die ottomotorischen und die dieselmotorischen Brennverfahren. [18] Beide Brennverfahrensarten sind nach ihren jeweiligen (Mit-)Erfindern benannt¹. Eine dritte Art von Brennverfahren, die in dieser Arbeit in einem eigenen Abschnitt vorgestellt wird (vgl. Abschnitt 3.2), basiert auf dem Prinzip der homogenen Kompressionszündung. Derartige Brennverfahren sind seit den siebziger Jahren des vergangenen Jahrhunderts Gegenstand der Forschung und versprechen großes Einsparpotential hinsichtlich Verbrauch und Rohemissionen. [29] Durch hohe Anforderungen an Betriebsstrategie und Triebwerk müssen jedoch fachliche sowie wirtschaftliche Lösungen gefunden werden, bevor ein Serieneinsatz möglich ist, siehe z.B. [28].

¹ OTTO, Nikolaus August (1832-1891): Deutscher Kaufmann. Erfinder des Otto-Brennverfahrens.[28]
DIESEL, Rudolf (1853-1913): Deutscher Ingenieur. Erfinder des Diesel-Brennverfahrens. [16]

3.1.1 Ottomotorische Brennverfahren

Der Ottomotor arbeitet nach dem Prinzip der Fremdzündung eines vorgemischten Kraftstoffluftgemisches. Dieses wird zunächst durch mechanische Kolbenarbeit verdichtet und anschließend durch den Energieeintrag eines Zündfunken in einer einphasigen Hochtemperaturentflammung zur Oxidation gebracht. Der Begriff *einphasig* basiert auf der Annahme, dass das ideale Gemisch zum Zündzeitpunkt einen vollständig gasförmigen Aggregatzustand erreicht hat. In diesem Zusammenhang ist die vorgemischte Flamme als Charakteristikum des Ottomotors zu sehen. [25] In Anlehnung an MERKER sollen für die Unterscheidung der gängigen Ottobrennverfahren drei Kriterien herangezogen werden: [17]

- **Gemischbeschaffenheit:** Gasförmige Kraftstoffluftgemische können zum Ende der Gemischbildungsphase sowohl in homogener als auch bewusst in heterogener Form im Brennraum verteilt sein. Abgesehen von konzeptbedingten Gemischinhomogenitäten zeichnet sich der Homogenbetrieb dadurch aus, dass ein gewünschtes Kraftstoffluftverhältnis an allen Orten im Brennraum vorliegt. Der Homogenbetrieb kann sowohl durch äußere Gemischbildung (vorgelagert oder saugsynchron) als auch durch innere Gemischbildung erreicht werden. Im Gegensatz dazu gibt es Betriebsstrategien, die eine gezielte Schichtung verschiedener Kraftstoffluftkonzentrationen einsetzen. Dadurch können Wirkungsgradvorteile durch den Betrieb mit Luftüberschuss und reduzierte Wandwärmeverluste erzielt werden. Der Betrieb mit Ladungsschichtung kann ausschließlich durch eine innere Gemischbildung dargestellt werden, wobei sowohl während des Ansaugtaktes als auch im Kompressionstakt Einspritzvorgänge stattfinden können. [17]
- **Art der Lastregelung:** Kraftstoffluftgemische können in ottomotorischen Anwendungen i.d.R. auf zwei Arten verändert werden, um die Lastanforderung zu bedienen. Zum einen mittels einer Quantitätsregelung, zum anderen über eine Qualitätsregelung. Ersteres Prinzip der Quantitätsregelung basiert darauf, dass die absolute Menge an Frischgas über ein Drosselorgan dosiert wird. Die Drossel verändert den freigegebenen Querschnitt, wodurch infolge strömungsmechanischer Vorgänge der Druck innerhalb der Strömung unterhalb den Atmosphärendruck sinkt; der Volumenstrom reduziert sich. Dieses in den meisten Anwendungen als Drosselklappe ausgeführtes Drosselorgan kommt unabhängig von der Gemischbildungsart zum Einsatz und ist verantwortlich für die erhöhte Ladungswechselarbeit, die im angedrosselten Motorbetrieb anfällt. [16] Bei Brennverfahren mit Ladungsschichtung kann im geschichteten Betrieb auf die Drosselklappe verzichtet werden. Die Lastregelung erfolgt dann nach zweitem Prinzip, der Qualitätsregelung. Dabei wird über den Gemischbildner, d.h. über das Einspritzsystem, die Zusammensetzung des Kraftstoffluftgemisches verändert und so auf die Lastanforderungen reagiert. [28]

- Gemischbildungsart:** Wie oben bereits erwähnt, unterscheidet man grundsätzlich zwischen der äußeren und der inneren Gemischbildung. Der Überbegriff der Saugrohrein-spritzung ist auch als sogenannte *Port Fuel Injection* (kurz: PFI) bekannt. Hierbei wird der Kraftstoff über Ein- oder Mehrlocheinspritzventile bei Drücken von ca. 3–5 bar in das Saugrohr eingebracht, z.B. kanalindividuell über eine sogenannte *Multi-Point Injection* (kurz: MPI). Ein wesentlicher Aspekt der *Port Fuel Injection* ist, dass das Zeitfenster der Einspritzung weitestgehend unabhängig von den Ventilsteuerzeiten ist. Es kann den Last- und Drehzahlanforderungen angepasst werden. Im Gegensatz zur äußeren Gemischbildung ist heute jedoch die Benzindirekteinspritzung, oder *Gasoline Direct Injection* (kurz: GDI), Stand der Technik. Hierbei liegt die Gemischbildungsphase zumeist während des Einlass-taktes, um genügend Zeit für die Homogenisierung mit dem angesaugten Frischgas berei-tzustellen. Diese innere Gemischbildungsform ermöglicht im Gegensatz zur Saugrohrein-spritzung erweiterte Betriebsstrategien, wie die weiter oben genannte Ladungsschichtung. Ebenfalls können mittels Mehrfacheinspritzungen bewusste Effekte, wie das Aufwärmen des Katalysators oder die Stabilisierung der Verbrennung durch eine Beeinflussung der La-dungsbewegung erzielt werden. [17], [18], [28] Die Darstellung erfolgt üblicherweise durch Hochdruckeinspritzventile in Mehrloch- oder Hohlkegelausführung bei Einspritzdrücken zwischen 100 bar und mittlerweile bei bis zu 500 bar. [30] Weiterführende Informationen zu den Vor- und Nachteilen der Gemischbildungsarten können der Fachliteratur entnom-men werden, siehe z.B. [17], [31].

Abbildung 3.1 zeigt die getroffene Auswahl an Unterscheidungskriterien in grafischer Form.

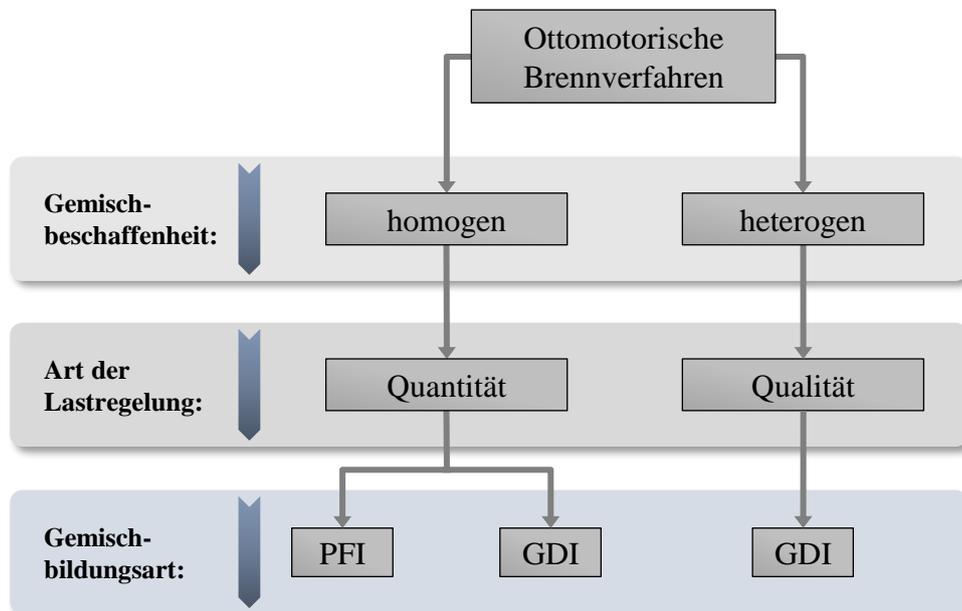


ABB. 3.1: Ausgewählte Einteilung der ottomotorischen Brennverfahren. In Anlehnung an [17].

Für Ottobrennverfahren lassen sich eine Reihe von Vorteilen identifizieren: Ein hohes gewichtsbezogenes Leistungsvermögen, die einfache Kontrolle der Motorlast mittels Quantitätsregelung und Fremdzündung sowie vergleichsweise einfache und wirtschaftliche Möglichkeiten zur Abgasnachbehandlung bei stöchiometrischer Verbrennung. Ferner kann für Kleinstanwendungen, wenn konzeptbedingte Nachteile wie Kurzschlussströmungen und demzufolge HC-Emissionen von untergeordneter Bedeutung sind oder anderweitig kompensiert werden können, das Arbeitsprinzip geändert und im Zweitaktverfahren näherungsweise die doppelte Leistungsabgabe gegenüber konventionellen Viertaktmotoren erreicht werden. [16]

Wie in Abschnitt 2.1.1 im vorherigen Kapitel beschrieben, ist der thermische Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses eine Funktion des geometrischen Verdichtungsverhältnisses $\epsilon_{Geom.}$ sowie des Isentropenexponenten κ . Im Gegensatz zu den Anfangszeiten des Ottomotors, als die ersten Aggregate auf geometrische Verdichtungsverhältnisse von ca. 4 : 1 limitiert wurden um ernsthafte Klopfprobleme zu vermeiden (vgl. [16]), werden heutige konventionelle Ottomotoren mit innerer Gemischbildung bis 10 : 1 (aufgeladen) bzw. bis 12 : 1 (freisiegend) verdichtet. [17], [32] Dazu sind über die Jahre eine Vielzahl an Entwicklungsschritten erforderlich gewesen, wie beispielsweise der Einsatz der Benzindirekteinspritzung. Durch diese Form der inneren Gemischbildung wird der Umgebung während der Ansaug- und Kompressionsphase Energie in Form von Wärme entzogen, sodass eine Erhöhung von bis zu zwei Einheiten geometrischer Verdichtung gegenüber saugrohreinspritzenden Motoren möglich ist. [31] Die nächste Stufe der Entwicklung ist der Einsatz von speziellen Strategien der Ventilsteuerung, die vor dem Hintergrund der Effizienzsteigerung thermodynamisch günstige Effekte hervorrufen können. Als Beispiel sei hier das Miller-Brennverfahren im Ottomotor zu nennen, auf das in Abschnitt 5.3 näher eingegangen wird. Wie BUDACK *et al.* im Jahr 2016 zeigen konnten, verhalf die Verkürzung der Einlassöffnungsdauer sowie eine Erhöhung des Hubvolumens um $\Delta V_h \approx 20\%$ dazu, das geometrische Verdichtungsverhältnis auf $\epsilon_{Geom.} = 11,7 : 1$ bei einem serienmäßigen 2,0 l-DI-Turbomotor anheben zu können. [21] EICHLER *et al.* beschrieben im selben Jahr, dass die kommende Motorengeneration *EA211evo* für eine im PKW-Volumensegment gängige Leistungsklasse von 96 kW mit einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von $\epsilon_{Geom.} = 12,5 : 1$ auf den Markt kommt. Sie betonen hierbei, dass Effizienzvorteile durch ein Zusammenspiel aus Verdichtungserhöhung und Miller-Brennverfahren erreicht werden konnten, wobei jedoch eine speziell abgestimmte Ladungsbewegung (Kanal- und Brennraumgeometrie) sowie eine Anpassung der Aufladeinheit an die neuen Randbedingungen erforderlich wurde. [22]

Eine Erhöhung des Isentropenexponenten κ lässt sich im Ottomotor ohne Weiteres nur durch einen gezielten Magerbetrieb realisieren. Der Luftüberschuss nimmt an der Verdichtungsphase teil, wobei dieser aufgeheizt wird und somit den Anfangspunkt der Expansionsphase zu niedrigeren Temperaturen verschiebt, vgl. Abschnitt 2.1.2. Damit geht eine Erhöhung des Isentropenexponenten einher, da die temperaturabhängige isobare und isochore Wärmekapazität sinkt. [17] Da ottomotorische Magerbrennverfahren einen Sauerstoffüberschuss im Abgas auf-

weisen, wird jedoch die katalytische Konvertierung von Stickoxiden erschwert. Dies ist unterschiedlichen Reaktionsraten der Rohemissionsbestandteile geschuldet, weshalb zur vollständigen NO_x -Reduktion die Reaktionspartner fehlen. Eine Strategie zur Reduktion von Stickoxiden wird somit erforderlich, weshalb sich aufgrund der zusätzlichen Komplexität und Kosten eine Fortsetzung des flächendeckenden Einsatzes von stöchiometrischen Ottobrennverfahren mit Drei-Wege-Katalysatoren abzeichnet. [17], [18]

Den genannten Vorteilen steht jedoch eine Reihe an Herausforderungen und Zielkonflikten gegenüber, die die Motivation zur Erforschung alternativer Brennverfahren statt dem konventionellen Ottobrennverfahren begründen. Eine zentrale Herausforderung ist - bedingt durch die Quantitätsregelung - der Betrieb bei Teil- und Niedriglast. [16] Hier weisen Ottomotoren mit zunehmender Androsselung steigende Ladungswechselverluste auf. Die Ladungswechselerarbeit ist weitestgehend lastunabhängig, sodass bei einer relativen Betrachtung die Ladungswechselverluste mit sinkender Last prozentual größere Anteile ausmachen. [1] Variable Ventiltriebssysteme, die eine gezielte Lastpunktanhebung oder Miller-Strategien ermöglichen, helfen dabei, der Problematik entgegenzutreten, da durch die geringere Einlasseventlänge² und die reduzierten Einlassventilhübe der Luftaufwand sinkt. [18] Jedoch ist hier das qualitätsgeregelte Dieselmotorenverfahren stets im Wirkungsgradvorteil, da es theoretisch keiner Drosselung bedarf. Unter anderem ist dies auch ein Grund für das fortwährende Forschungsinteresse an homogen-kompressionsgezündeten Brennverfahren für Teil- und Niedriglastanwendungen, um eine Alternative zur Umgehung der Drosselungsverluste zu schaffen. [27] Eine weitere Herausforderung ist die Dauer der Wärmefreisetzung. Vor dem Hintergrund des idealen Kreisprozesses ist eine möglichst schnelle Gemischumsetzung anzustreben, um den theoretisch erreichbaren Wirkungsgrad im Gleichraumprozess weitestgehend anzunähern, vgl. Kapitel 2. Konventionelle Ottobrennverfahren weisen jedoch finite Brenndauern auf, die sich je nach Lastzustand und Drehzahlbereich unterscheiden³.

3.1.2 Dieselmotorische Brennverfahren

An dieser Stelle soll aus Gründen des Vergleichs kompressionsgezündeter Brennverfahren kurz auf das Dieselmotorenverfahren eingegangen werden. Anders als beim Ottomotor zeichnet sich dieser Brennverfahrenstyp dadurch aus, dass der flüssige Kraftstoff unter hohem Druck in die hochverdichtete Ansaugluft im Brennraum eingebracht wird. Es wird von einer heterogenen, nicht vorgemischten Verbrennung gesprochen. [17], [25] Sind eine ausreichend hohe Lufttemperatur sowie durch die hohen geometrischen Verdichtungsverhältnisse von 14 – 22 : 1 ein entsprechender Verdichtungsdruck im Brennraum erreicht, kommt es nach einer Zündverzugszeit zur Selbstzündung. Eine zeitliche Trennung von Gemischbildung, Zündung und anschließender oxidativer Umsetzung des Kraftstoffluftgemisches, wie sie beim Ottomotor vorliegt, weist das

² Einlasseventlänge: Beschreibt die Öffnungsbreite in $^{\circ}\text{KW}$ zwischen dem Beginn des Ventilhubes und dem Ende des Ventilhubes bezogen auf einen Referenzhub (z.B. 0,5 mm oder 1,0 mm).

³ Otto-DI-Brennverfahren: Brenndauer zwischen 10 – 90 % Massenumsatz: Ca. 30 – 50 $^{\circ}\text{KW}$ [18].
HCCI-Brennverfahren: Brenndauer zwischen 10 – 90 % Massenumsatz: Ca. 4 – 10 $^{\circ}\text{KW}$ [33].

dieselmotorische Brennverfahren nicht auf. [17], [18] Die Abschnitte Gemischbildung, zu der Strahlerfall und ein Phasenübergang von flüssig zu gasförmig gehören, die Zündung - in diesem Fall eine mehrphasige Niedertemperaturentflammung - sowie die anschließende Verbrennung und Schadstoffentstehung verschimmeln. Sie laufen aufgrund der Gemischheterogenität örtlich und teilweise zeitlich parallel ab und stehen in Wechselwirkung zueinander. [17], [25]

Dieselmotorische Kraftstoffluftgemische sind global als mager anzusehen, da je nach Lastzustand teilweise ein extremer Luftüberschuss von $\lambda_{global} \approx 5 - 7$ vorliegt. [1], [18], [19] Lokal hingegen bilden sich starke Gradienten durch den oben erwähnten Phasenübergang, wobei Kraftstoffluftgemische von bis zu $\lambda_{lokal} \approx 0,25$ erreicht werden. Die Laststeuerung erfolgt durch eine Variation der eingespritzten Kraftstoffmenge (vgl. [16]), d.h. es liegt eine Qualitätsregelung analog zum ladungsgeschichteten Otto-DI-Brennverfahren vor. Diese Analogie wird in Abbildung 3.2 noch einmal grafisch dargestellt. Der Brennbeginn wird über den Beginn der Einspritzung gesteuert. [17] Durch die Anzahl und den zeitlichen Verlauf der Kraftstoffeinspritzungen kann das Brennverfahren hinsichtlich Drehmoment-, Geräusch- und Emissionsverhalten beeinflusst werden. Eine innere Gemischbildung mittels Direkteinspritzung ist bei heutigen Varianten des Dieselmotors im PKW-Sektor Stand der Technik. Auf frühere Ausführungen, bei denen die Gemischbildung mithilfe spezieller Vor- und Wirbelkammerkonstruktionen unterstützt wurde, soll an dieser Stelle auf Abschnitt 3.1.3 sowie auf die Fachliteratur verwiesen werden, vgl. z.B. [18].

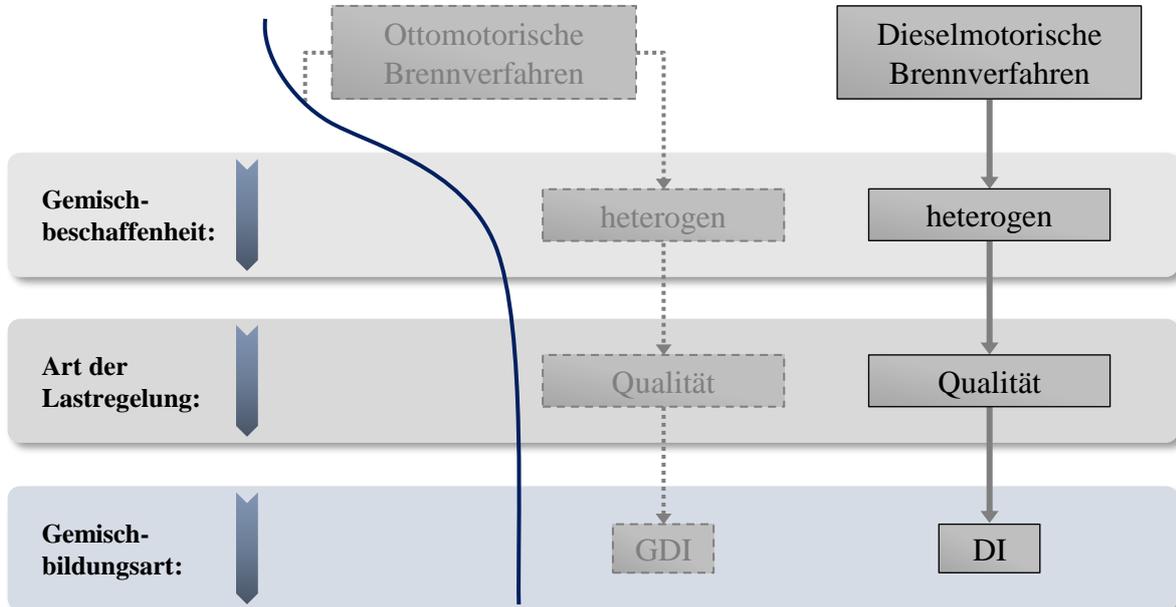


ABB. 3.2: Ausgewählte Einteilung des Dieselmotors. In Anlehnung an [18].

Um die Vorgänge, die während der Gemischbildung, der Zündung und der Verbrennung ablaufen, einzuordnen, wird auf den Brennverlauf zurückgegriffen, der die Rate der Wärmefreisetzung während der Verbrennung darstellt. Es wurde sich für eine Darstellung nach MERKER entschie-

den, vgl. Abbildung 3.3, in der eine entsprechende Unterteilung vorgenommen wird. Die erste Phase **vorgemischte Verbrennung** kennzeichnet sich durch eine Entmischung der eingespritzten Kraftstoffmenge in der Umgebungsluft, sodass eine Art Vormischung entsteht. Nach MERKER ist die Wärmefreisetzung in diesem Bereich von der chemischen Reaktionsgeschwindigkeit sowie von der Menge an vorgemischtem, reaktivem Endgas abhängig. Hier werden Verbrennungstemperaturen von ca. $T_{vorgemischt} \approx 1600 - 1800 \text{ }^\circ\text{C}$ erreicht. In dieser Phase entsteht das für Dieselmotoren charakteristische Verbrennungsgeräusch, das beispielsweise durch eine Verschiebung des Einspritzzeitpunktes sowie durch die Einbringung gezielter Voreinspritzungen in seiner Intensität beeinflusst werden kann. [16], [17] Die zweite Phase der Energiefreisetzung, die **mischungskontrollierte Verbrennung**, ist dominiert von turbulenten Mischungsvorgängen. Hier nimmt die Wärmefreisetzung kontinuierlich ab, jedoch kann je nach Betriebszustand ein zweiter Anstieg verzeichnet werden. Betrachtet man den Einspritzstrahl, so können in hinreichendem Abstand zum Spritzloch Temperaturen von $T_{diffusiv} \approx 2000 - 2500 \text{ }^\circ\text{C}$ erreicht werden. Die Flamme ist gelb bis weiß, was auf die thermische Strahlung der Kohlenstoffketten zurückzuführen ist. [16], [18] Der Einspritzstrahl wird dort, wo ein stöchiometrisches Kraftstoffluftgemisch vorliegt, durch eine Diffusionsflamme eingehüllt. Bewegt man sich weiter weg vom Strahlmittelpunkt, erreicht man das Hauptentstehungsgebiet der NO_x -Rohemissionen thermischen Ursprungs. [17] Der Anteil der Wärmefreisetzung, der hauptsächlich **reaktionskinetisch kontrolliert** ist, ist in eine dritte Phase eingeteilt. Hier werden noch ca. 20 % des Kraftstoffes umgesetzt. [16] Je nach Einspritzsystem kann diese Menge variieren. Da sich der Kolben bereits in der Abwärtsbewegung befindet, das Brennraumvolumen dadurch wieder zunimmt und folglich die Brennraumtemperaturen gesenkt werden, ist der Ausbrand primär chemisch kontrolliert. [17]

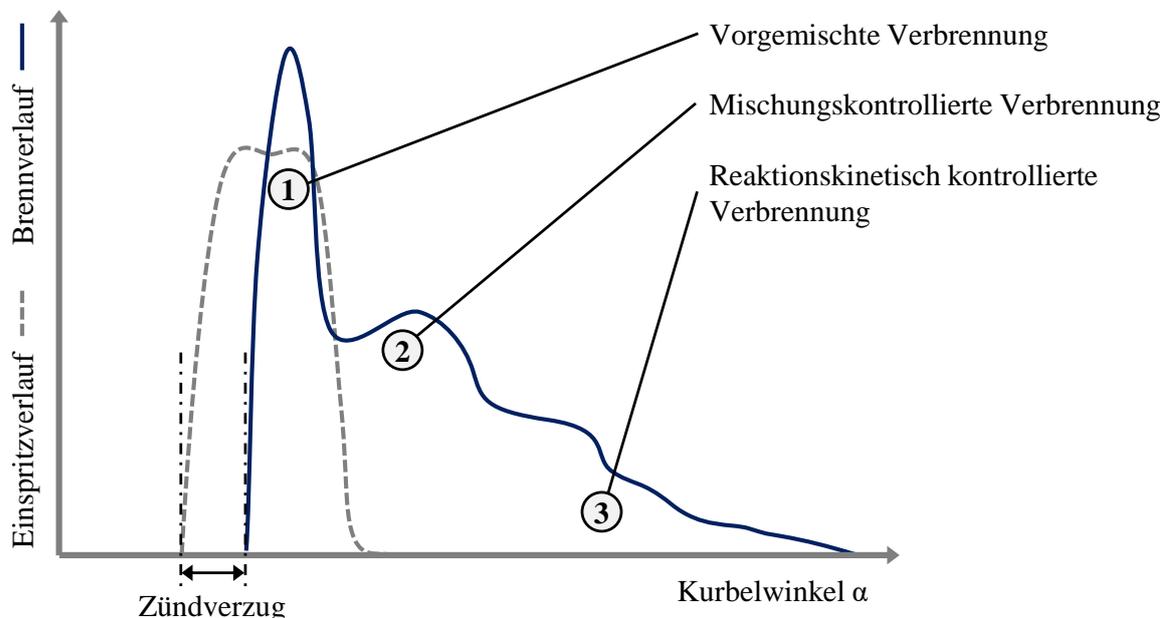


ABB. 3.3: Einspritz- und Brennverlauf des Dieselmotors. In Anlehnung an [17].

Dieselmotoren werden mit einigen zentralen Vorteilen in Verbindung gebracht. Hierbei sei insbesondere die Art der Lastregelung zu erwähnen, die durch die eingespritzte Kraftstoffmenge erfolgt. Somit kann der Dieselmotor in der Theorie vollständig ungedrosselt betrieben werden, was ihm insbesondere im Teil- und Niedriglastbereich Vorteile gegenüber dem Ottomotoren verschafft. Die durch ein zusätzliches Drosselorgan entstehenden Anteile der Ladungswechselverluste entfallen somit, vgl. [1], [18] oder Abschnitt 3.1.1. Auch für die CO₂-Emissionen kann hier ein Zusammenhang hergestellt werden. Da der absolute CO₂-Ausstoß durch den Kohlenstoffgehalt des Kraftstoffes bedingt wird, kann die Emission klimaschädlicher Treibhausgase nur durch eine Verbrauchsreduktion abgesenkt werden. [34]

Reale Ausführungen des Dieselmotors weisen geometrische Verdichtungsverhältnisse zwischen 15 : 1 bis 17 : 1 auf. Sie siedeln sich daher in einem höheren Bereich an, als dies bei vergleichbaren Ottomotoren der Fall ist. [35] Ursächlich dafür ist, dass durch die hohe Verdichtung die Druck- und Temperaturrandbedingungen erzeugt werden, die für die Selbstzündung des Dieselmotors im Brennraum nötig sind. Durch die vergleichsweise sehr späte Einspritzung, die zeitlich mit den Zünd- und Verbrennungsvorgängen überlappt, treten Phänomene wie Vorentflammungen und Klopfen prinzipbedingt beim Dieselmotor nicht in Erscheinung. Mit einem hohen Verdichtungsverhältnis geht auch ein hohes Expansionsverhältnis einher, wodurch das Niveau der Abgastemperatur sinkt. Da die Rußgrenze den Magerbetrieb des Dieselmotors bedingt, ergibt sich ferner eine höhere Kraftstoffumsetzung und somit geringere Verluste durch unvollkommene Verbrennung als bei vergleichbaren stöchiometrisch oder unterstöchiometrisch betriebenen Ottomotoren. [16]

Die Herausforderungen, die mit dem Dieselmotoren assoziiert werden, sind hingegen vielfältig. Durch die Rußgrenze ist ein saugmotorisch betriebener Dieselmotor im Vergleich zu einem Saugbenziner immer im Mitteldrucknachteil, da magere Gemische ($\lambda \geq 1,2$) gefahren werden müssen und somit weniger Energieinhalt umgesetzt werden kann. [16] Um diesen Nachteil zu kompensieren, ist in einer Vielzahl von Anwendungen die Abgasturboaufladung Stand der Technik, die ihrerseits eng mit der Triebwerksauslegung verknüpft sein muss. [1], [18] Vergleicht man den realen Verbrennungsablauf bei hohen Lasten mit einer idealen Gleichraumverbrennung, so ergeben sich nach PISCHINGER gegenüber analogen Aggregaten mit Ottomotoren größere Verluste. Zur Vermeidung von hohen Triebwerksbelastungen wird eine Spitzendruckbegrenzung erforderlich, die eine Verschiebung des Einspritzbeginns in Richtung spät bedingt. Gleichzeitig reduziert eine spätere Wärmefreisetzung das Niveau der Stickoxidemissionen. Eine wirkungsgradoptimale Verbrennung ist somit jedoch nicht mehr gewährleistet. Die Verluste nehmen mit steigender Last und Drehzahl zu. Durch die grundlegend höheren Brennraumdrücke im Vergleich zu konventionellen Ottomotoren sind auch die Wandwärmeverluste größer. Zieht man das insgesamt niedrigere Drehzahlniveau in Betracht, sind diese Verluste im direkten Vergleich ebenfalls höher, da die Zeitspanne für den Wärmeübergang höher ist. Bedingt durch die prinzipiell höheren mechanischen Belastungen, werden Dieselmotoren in der Regel mit schwereren Trieb-

werkskomponenten ausgelegt. Dies wirkt sich nachteilig auf die mechanischen Verluste aus. Auf die Herausforderungen der Abgasnachbehandlung, wie beispielsweise dem Rußpartikelaustritt und den Stickoxidemissionen, soll in diesem kurzen Brennverfahrensvergleich nicht eingegangen werden. Es wird stattdessen auf die einschlägige Fachliteratur verwiesen, siehe z.B. [1], [16]–[18].

3.1.3 Vorkammerunterstützte Ottobrennverfahren

In diesem Abschnitt sollen einige ausgewählte Varianten des Ottobrennverfahrens in Kombination mit einer Vorkammerzündung vorgestellt werden. Das Prinzip der Vorkammerzündung geht weit in der Geschichte der Verbrennungskraftmaschine zurück. Das erste Patent datiert auf das Jahr 1909, als L'ORANGE⁴ einen dieselmotorischen Betrieb ohne externe Aufladung durch die Verwendung einer Vorkammer ermöglichte. Der Kraftstoff wurde hierbei mit einem Druck von ca. 50 bar in eine Vorkammer eingebracht. Durch eine anteilige unterstöchiometrische Wärmefreisetzung und den dadurch bedingten Druckanstieg wurde das Kraftstoffluftgemisch in den Hauptbrennraum mitgerissen. Mithilfe dieser Strömungsenergie wurde eine zur Direkteinspritzung ähnliche Form von Gemischbildung erzeugt und die damaligen technischen Limitationen überwunden. [17], [18], [36] Vorkammersysteme fanden noch bis in die neunziger Jahre im Zusammenhang mit Dieselmotoren Verwendung, entsprechen jedoch seit der rapiden Verbreitung der Hochdruck-Direkteinspritzung nicht mehr dem Stand der Technik. Zwar bieten sie durch die verschleppte Verbrennung ein geringes Niveau an Stickoxidemissionen sowie vergleichsweise niedrige Druckanstiegsraten und somit ein günstiges akustisches Verhalten (vgl. Abschnitt 3.1.2), allerdings ergeben sich zum einen durch die größere Oberfläche sowie das prinzipbedingte Überströmen nennenswerte Wirkungsgradverluste, zum anderen ein eingeschränktes Kaltstartverhalten sowie höhere Rußemissionen. [1], [18]

Eine der ersten Anwendungen der Vorkammerzündung am Ottomotor wurde im Jahr 1979 von GUSSAK *et al.* veröffentlicht. [37] Das als *Avalanche Activated Combustion* bezeichnete Brennverfahren basiert auf der anteiligen Umsetzung einer kleinsten Menge an Kraftstoff, die anschließend durch Überströmbohrungen in den Brennraum transportiert wird und dort durch eine Kombination von fluidmechanischen und chemischen Vorgängen ein homogenisiertes Endgas entzündet. Aufgrund der geometrischen Beschaffenheit der Vorkammer sowie des Gemischbildungszeitpunktes wird die initiale Kraftstoffmenge nicht vollständig umgesetzt. Die hohe chemische Aktivität dieser unvollständig reagierten Zwischenprodukte ist ein zentraler Bestandteil des Funktionsprinzips. Der Fokus der Entwicklung des ursprünglich als *Lavinia Aktivatsia Gorenia* (kurz: LAG) bezeichneten Brennverfahrens war die Reduktion von motorischem Klopfen sowie eine Absenkung der erforderlichen Oktanzahl des Kraftstoffes. Ferner konnte mit diesem Brennverfahren die Magerlauffähigkeit verbessert werden. [37], [38]

⁴ L'ORANGE, Prosper (1876-1939): Deutscher Ingenieur. Gilt als Erfinder der Vorkammerzündung. Partner von Rudolf Diesel, der seinerzeit wegweisende konstruktive Beiträge zum Betrieb von Dieselmotoren leistete. [18]

Vorkammerzündsysteme erzeugen im Gegensatz zur konventionellen Funkenzündung eine Vermischung der austretenden Fackelstrahlen mit dem Endgas im Hauptbrennraum und leiten dort eine turbulenzgesteuerte Verbrennung ein. [23] Da ein größeres Volumen im Brennraum von den Fackelstrahlen erreicht wird, als dies bei der Flammfrontverbrennung der Fall ist, sinkt die Brenndauer sowie die Wahrscheinlichkeit für motorisches Klopfen. Damit können frühere Verbrennungsschwerpunktlagen gefahren werden, was die Möglichkeit bietet, die geometrische Verdichtung anzuheben. [39] Die sich daraus ergebenden Vorteile für den Teillastverbrauch wurden in Abschnitt 3.1.1 beschrieben.

Dem flächendeckenden Einsatz vorkammerbasierter Zündsysteme in PKW-Ottomotoren stehen jedoch einige Herausforderungen gegenüber. GUENTHER *et al.* geben an, dass sich die Gemischaufbereitung innerhalb der Vorkammerzündkerze als schwierig gestaltet. Gerade im Falle aktiver Vorkammersysteme (vgl. nächster Absatz) erschweren die engen Bauraumverhältnisse die Verdampfung eines flüssigen Kraftstoffes, was beispielsweise in Betriebsmodi wie dem Kaltstart problematisch sein kann. [40] Weitere Herausforderungen werden beispielsweise mit dem Leerlauf- und Niedriglastbetrieb in Verbindung gebracht, vgl. [41].

Einsatz in Großgasmotoren

In Großgasmotoren mit Bohrungsdurchmessern von mehr als $B \geq 200 \text{ mm}$ entsprechen Vorkammerzündsysteme heute dem Stand der Technik, da die Zündenergie konventioneller Zündkerzen in Verbindung mit hohen Luftüberschüssen für die Einleitung einer stabilen Entflammung und hinreichend hohen Brenngeschwindigkeit nicht ausreicht. [1], [28] Im Laufe der Entwicklung haben sich je nach Hubvolumen zwei Konzepte etabliert. Bei der **aktiven Vorkammerzündkerze** wird das Zündsystem um eine direkte Verbindung zur Kraftstoffversorgung erweitert. In jedem Arbeitsspiel wird ein geringer Teil an Brenngas in der Vorkammer abgesetzt, sodass sich lokal ein weitestgehend stöchiometrisches Kraftstoffluftgemisch ausbildet. Nach erfolgter Zündung und anschließender Verbrennung innerhalb des Vorkammervolumens findet ein Übertritt der Brenngase durch die Drosselstellen in den Hauptbrennraum statt. Im Hauptbrennraum bilden sich um die Vorkammerzündkerze Fackelstrahlen aus, die sich je nach Lochanordnung und -größe ausbreiten. Vorkammerzündkerzen erzeugen im erfassten Bereich eine Erhöhung der turbulenten kinetischen Energie, die ihrerseits zur Faltung der Flammfront und somit zur Flammausbreitung beiträgt. [1], [25], [28] Aktive Vorkammerzündkerzen werden in Großgasmotoren ab ca. 6 l Hubraum eingesetzt. Einer der Hauptnachteile ist ein zweiter Pfad zur Kraftstoffversorgung, der vorgehalten werden muss, um den stabilen Motorbetrieb im Mageren zu ermöglichen. [23]

Im Gegensatz zum Konzept der gemischgespülten, d.h. aktiven Vorkammerzündkerze werden **passive Vorkammerzündkerzen** in Gasmotoren mit einem Hubvolumen zwischen 3–6 l verwendet. [23] Diese werden nur durch die in den Hauptbrennraum eingebrachte Kraftstoffmenge mit Gemisch versorgt, das über die Überströmbohrungen infolge der Ladungsbewegung in die Kammer transportiert wird. Der Nachteil dieses Konzepts ist der im Vergleich mit einer aktiven Zündkammer eingeschränkte Betriebsbereich, da die Phänomenologie innerhalb des Vorkammerolumens durch den eingebrachten Energieinhalt beeinflusst wird. Der Zusammenhang zwischen der Auswahl einer aktiven oder passiven Vorkammerkerze und dem Hubvolumen ergibt sich über den damit verbundenen Bohrungsdurchmesser. Je größer dieser ist, desto aufwändiger ist es, bei hohen Luftüberschüssen eine hinreichend schnelle Gemischumsetzung zu gewährleisten. [23]

Bowl Pre-Chamber Ignition

Mit dem *Bowl Pre-Chamber Ignition*-Brennverfahren (kurz: BPI) wurde ein weiteres Brennverfahren für Ottomotoren entwickelt, das durch eine Kombination aus einer Mehrfacheinspritzung und einer passiven Vorkammerzündkerze Wirkungsgradvorteile bei gleichzeitig überschaubarem Aufwand für die Abgasnachbehandlung bieten soll. Basierend auf einem Patent aus dem Jahre 1998 (vgl. [42]) untersuchten KETTNER *et al.* an einem angepassten BMW Rotax F650 Motor diesen Brennverfahrenstyp, dessen Fokus auf der Steigerung des thermischen Wirkungsgrads im Vergleich mit konventionellen ottomotorischen Brennverfahren lag. [43]

Das Funktionsprinzip basiert auf einer Doppeleinspritzstrategie. Durch eine Haupteinspritzung während des Ansaugtaktes wird ein homogenes Grundgemisch mit einem Kraftstoffluftverhältnis von $\lambda_{global} \approx 1,5 - 1,7$ gebildet. Mithilfe einer zweiten Einspritzung, die nur ca. $\leq 5\%$ der eingespritzten Kraftstoffmenge umfasst, wird eine kraftstoffreiche Gemischwolke in einer Kolbenmulde platziert. Durch die Druckdifferenz zwischen Hauptbrennraum und Vorkammervolumen infolge der Kolbenaufwärtsbewegung wird das kraftstoffreiche Gemisch in die Vorkammer transportiert. Werden Einspritzzeitpunkt und -menge je nach Betriebspunkt korrekt gewählt, so liegt zum Zündzeitpunkt ein zündfähiges Gemisch an den Elektroden innerhalb der Kammer vor. Infolge der Verbrennung entstehen im Hauptbrennraum Fackelstrahlen, die die Umsetzung des homogen-mageren Grundgemisches auslösen.

KETTNER *et al.* konnten zeigen, dass eine Erweiterung der Abmagerungsfähigkeit bis zu einem Kraftstoffluftverhältnis von $\lambda_{global} \approx 1,7$ bei Teillastbetriebspunkten möglich war. Bei einem Betriebspunkt bei $n_{Mot.} = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 2 \text{ bar}$ lag der Verbrauchsvorteil gegenüber einem konventionell fremdgezündeten, stöchiometrischen Kraftstoffluftgemisch bei ca. 10 %. Bei einer Drehzahl von $n_{Mot.} = 3000 \text{ min}^{-1}$ konnten noch ca. 7 % eingespart werden. Die spezifischen Stickoxidemissionen konnten um den Faktor 4 reduziert werden. Als nachteilig sind aus heutigen Gesichtspunkten vor allem die prinzipbedingte Kraftstoffbenetzung der Kolbenkrone sowie die erforderliche Kolbenmulde zu benennen. Letztere dürfte bei höheren Lasten, wenn eine Klopfbegrenzung vorliegt, gegenüber flachen Kolbenaufbauten ins Hintertreffen geraten. [43]

Mahle Turbulent Jet Ignition

Das von ATTARD *et al.* gemeinsam mit der Fa. Mahle Powertrain LLC entwickelte *Turbulent Jet Ignition*-Brennverfahren (kurz: TJI) ermöglicht eine schnelle Gemischumsetzung durch die Verteilung von vielen Zündorten im Brennraum. Im Gegensatz zum reinen HCCI-Brennverfahren (vgl. Abschnitt 3.2), bei dem ein Kraftstoffluftgemisch durch eine Kompressionszündung umgesetzt wird, basiert das TJI-Brennverfahren auf der schnellen und großflächigen Verteilung von unverbrannten, hochreaktiven Zwischenprodukten, die im Vorfeld durch eine Verbrennung innerhalb einer Vorkammerzündkerze erzeugt wurden. [44]–[46] Für die TJI-Verbrennung wird eine aktive Vorkammerzündkerze verwendet, die ein vergleichsweise geringes Vorkammervolumen von ca. 2 % des Kompressionsvolumens aufweist. Somit werden unter anderem die Wandwärmeverluste innerhalb der Vorkammer reduziert. [44] Die Betriebsstrategie beinhaltet die bewusste Anreicherung der Vorkammerzündkerze mit einem unterstöchiometrischen Kraftstoffluftgemisch, sodass die Flamme in den Überströmbohrungen erlischt. Die anschließend durch die Überströmbohrungen in den Hauptbrennraum eingebrachten Zwischenprodukte sind chemischer, turbulenter und thermischer Natur. Dazu ist eine späte Zweiteinspritzung bei etwa $EOI_2 = 70 \dots 80^\circ KW$ v. ZOT in der Vorkammer erforderlich; der dort eingebrachte Energieinhalt beträgt ca. 2 % der gesamten Brennstoffenergie. [44]

Als vorteilhaft sind die schnellen Brennraten des TJI-Brennverfahrens zu erwähnen. Diese ergeben sich infolge einer großvolumigen Verteilung von reaktiven Zwischenprodukten durch die Fackelstrahlen. Dadurch zeigt dieser Brennverfahrenstyp eine hohe Toleranz gegenüber Abmagerung, die aufgrund der Zündgrenzen konventioneller Ottobrennverfahren so nicht möglich ist. ATTARD *et al.* konnten einen stabilen Motorbetrieb bis zu einem Kraftstoffluftverhältnis von $\lambda_{global} \approx 2,1$ darstellen. [44] Gleichmaßen bieten schnelle Brennraten die Möglichkeit, höhere thermodynamische Potentiale beispielsweise in Form einer Verdichtungserhöhung auszunutzen. Dies ist durch die Verschiebung der Klopfgrenze bedingt, da dem Endgas durch dessen schnelle Umsetzung weniger Zeit zur Entstehung von Verbrennungsanomalien bleibt. Auch sinkt mit einer Verbesserung der Schwerepunktlage in denjenigen Bereichen im Kennfeld, die klopfbegrenzt sind, die Abgastemperatur. Dies könnte insbesondere in hohen Drehzahlbereichen unter heißen Randbedingungen Vorteile bei Einsatz einer Abgasturboaufladung bieten. Ferner ist eine bewusste Steuerung der Verbrennung durch die Funkenzündung innerhalb der Vorkammerzündkerze möglich. Die im Wesentlichen mit dem HCCI-Brennverfahren assoziierten Kontrollanforderungen werden somit umgangen, siehe Abschnitt 3.2. Wird statt Ottokraftstoff ein gasförmiger Kraftstoff verwendet, konnten ATTARD *et al.* in einer weiteren Veröffentlichung zeigen, dass mit dem TJI-Brennverfahren bei einem globalen Kraftstoffluftverhältnis von $\lambda_{global} = 1,8$ die gleiche Schwerepunktlage mit identischer Zyklenstabilität, nahezu demselben Zündwinkel sowie gleichem Druckanstieg gegenüber einem stöchiometrisch betriebenen Ottomotor mit konventioneller Funkenzündung erreicht werden konnte. [46]

Als nachteilig sind insbesondere die hohen Anforderungen an den verfügbaren Bauraum zu erwähnen. Ein 3D-CAD-Rendering ist beispielsweise in [46] zu finden. Um das TJI-System samt Kraftstoffanbindung zu integrieren, müssen Änderungen am Zylinderkopf im Hinblick auf die Gemischbildung (bei Verwendung einer zentralen Einspritzlage) sowie den Wassermantel (Kühlung Zündkerzenschacht, Auslassventile!) in Kauf genommen werden. Je nach Ausgangssituation steht dies im Widerspruch zu einer *Plug & Play*-Lösung. Ferner ist die Abzweigung von einer geringen Kraftstoffmenge aus dem Hochdruckpfad erforderlich, sodass ein zweites Hochdruckeinspritzventil vorgehalten werden muss. Dies stellt nicht zuletzt hohe Anforderungen an die Steuergerätearchitektur, um die aktive Zündkammer in allen Betriebsbereichen zu ermöglichen.

Ferrari V12-Patent

Der Sportwagenhersteller *Ferrari S.p.A.* hat im April 2019 eine Patentanmeldung eingereicht, die einen Serieneinsatz einer Vorkammerzündkerze vermuten lässt. Hierbei handelt es sich um einen V12-Saugmotor mit einem Hubvolumen von $V_H = 6,5 \text{ l}$, in dessen Brennraumdach neben einem Injektor zwischen den Auslassventilen sowohl eine mittig angeordnete Vorkammerzündkerze als auch eine konventionelle Hakenzündkerze untergebracht ist, vgl. Abbildung 3.4. [47] Dieses Konzept bietet dem Hersteller zusätzliche Freiheitsgrade, um künftige Abgasgesetzgebungen zu erfüllen. Durch die Vorkammerzündkerze kann auf Maßnahmen zum Bauteilschutz, wie einer Anfettung des Kraftstoffluftgemisches, verzichtet werden. Ferner bietet die konventionelle Zündkerze die Möglichkeit, Betriebszustände darzustellen, in denen eine reproduzierbare Spülung der Vorkammerzündkerze nicht gewährleistet werden kann. Diese könnten beispielsweise der Leerlauf oder das Katalysatorheizen sein. [48], [49]

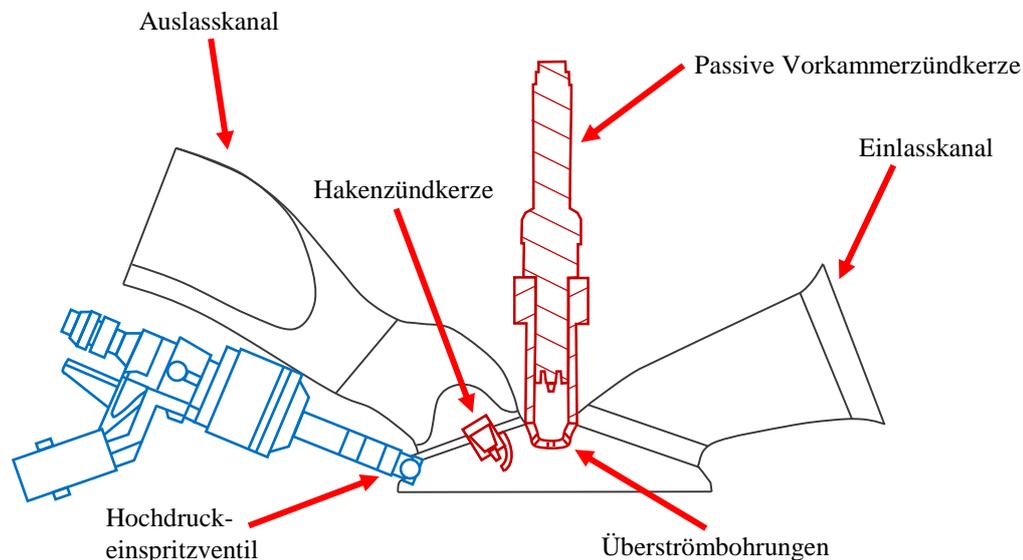


ABB. 3.4: Ferrari-Patent: Anordnung Injektor und Zündsysteme. In Anlehnung an [47].

Das Ferrari-Patent beschreibt eine passive Vorkammerzündkerze, die durch die Überströmbohrungen mit dem Hauptbrennraum kommuniziert. Eine zyklengenaue Umschaltung zwischen den Zündsystemen soll möglich sein. Im Betriebsmodus Katalysatorheizen sowie unterhalb von $p_{mi} = 5 \text{ bar}$ wird die konventionelle Zündkerze verwendet. Oberhalb von $p_{mi} = 5 \text{ bar}$ dient das Vorkammerzündsystem als Zündquelle. [47] Ein wesentlicher Vorteil ist das große Bohrungsmaß, das hubraumstarke Saugmotoren aufweisen⁶. Somit wird die Unterbringung zweier Zündsysteme erleichtert. Für moderne Turbomotoren, deren Brennraumdächer deutlich kleiner ausfallen, wäre dieses Konzept wesentlich komplexer in der technischen Umsetzung.

Vorkammerzündung im Motorsport

Das Prinzip der Vorkammerzündung hat im Motorsport insbesondere durch die Einführung von technischen Reglements, die einen effizienzbasierten Ansatz verfolgen, zunehmend an Bedeutung gewonnen. Nachdem Mercedes-Benz in der Formel 1 in den Jahren 2014 und 2015 eine den übrigen Herstellern überlegene Antriebseinheit konstruiert hatte, wurden vor Beginn der Saison 2016 erste Informationen öffentlich, dass einige Hersteller auf eine Vorkammerzündung zurückgreifen würden. Im Zuge der Einführung einer Kraftstoffmengen- und Durchflussbegrenzung, wie sie beispielsweise in der Formel 1 seit der Saison 2014 per Reglement erforderlich ist (vgl. z.B. [8]), bieten Vorkammerzündkonzepte die Möglichkeit, durch ihre positiven Effekte auf das Verbrennungsverhalten eine gleichzeitige Leistungs- und Effizienzsteigerung zu ermöglichen.

Dies wird auch seitens des Formel 1-Herstellers *Honda* betont. In einem im Jahr 2018 veröffentlichten Artikel im japanischen Magazin *Motor Fan Illustrated* wird eine detaillierte Historie der Entwicklungsschritte am Formel 1-Aggregat zwischen der Saison 2016 und 2017 beschrieben. Diese umfasste unter anderem die Schritte, die am Brennverfahren vorgenommen wurden. Es wird berichtet, dass ein Magerbrennverfahren als Ansatz für die Einhaltung der Kraftstoffmengenbegrenzung gewählt wurde. Um die damit verbundene Verlangsamung der Verbrennung zu kompensieren, wurde ab der Saison 2017 eine Vorkammerzündkerze eingesetzt. Da das technische Reglement nur einen Injektor pro Zylinder erlaubt, musste auf eine aktive Kraftstoffversorgung der Vorkammer verzichtet werden. *Honda* spricht hierbei von einem Optimierungsproblem, da zum einen eine Verbesserung der Homogenisierung im Hauptbrennraum verfolgt wurde, zum anderen die Spülung der Vorkammerzündkerze für eine stabile Entflammung essenziell war. [51]

Aufgrund der wettbewerbsbedingten Geheimhaltung sind dem Autor zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit keine weiteren öffentlich zugänglichen sowie belastbaren Quellen bekannt, aus denen sich konkrete Zeitpunkte oder Entwicklungsschritte im Zusammenhang mit der Vorkammerzündung in der Formel 1 ableiten lassen.

⁶ Beispiel: Das Bohrungsmaß des Ferrari 812 Superfast beträgt $B = 94,0 \text{ mm}$. [50] Aktuelle turboaufgeladene Großserienaggregate liegen hier zumeist bei einer Bohrung von $B = 82,5 - 84,0 \text{ mm}$, vgl. z.B. [21].

3.2 Brennverfahren mit Kompressionszündung

In diesem Abschnitt sollen Brennverfahren, die sich durch eine Kompressionszündung mit anschließender Volumenreaktion auszeichnen, vorgestellt werden. Analog zu konventionellen Ottobrennverfahren sind bei Brennverfahren mit homogener Kompressionszündung die angesaugte Frischluft sowie der Kraftstoff vor der Verdichtungsphase bereits weitestgehend vermischt. Gegen Ende der Verdichtungsphase findet eine im Brennraumvolumen verteilte Selbstzündung statt, die von der Reaktionskinetik des Kraftstoffluftgemisches dominiert wird. In der Regel muss die Temperatur des Frischgases erhöht werden, sodass die Bedingungen für eine Selbstzündung im Verlauf der Kompressionsphase erreicht werden. [18], [27] Diesbezüglich haben sich einige Betriebsstrategien ergeben, die in Abschnitt 3.2.3 vorgestellt werden. Die Erhöhung der Ladungstemperatur beschleunigt die Oxidationsreaktionen, die notwendig sind, sodass die sogenannten Radikalkettenreaktionen stattfinden können. Im Gegensatz zu fremdgezündeten Ottomotoren, deren Brennraum im Anschluss an die Zündung in die drei Bereiche Endgas (unverbrannt), Flammenzone und verbranntes Restgas eingeteilt werden kann, muss für homogen kompressionsgezündete Brennverfahren eine andere Einteilung gefunden werden. Im Idealfall findet hier die Freisetzung des Wärmeinhalts (Q) in den Massenelementen des Brennraums (dq) gleichzeitig statt, siehe Abbildung 3.5 rechts. Die Idealvorstellung des gleichzeitigen Massenumsatzes in allen Gemischelementen wird jedoch aufgrund von Inhomogenitäten nur eingeschränkt erreicht (symbolisch durch die schräg verlaufende Linie dargestellt). Dies steht im Gegensatz zum fremdgezündeten Ottomotor, dessen gesamte freigesetzte Wärme der Summe der freigesetzten Verbrennungswärme vollständig umgesetzter einzelner Massenanteile (dm) entspricht. In Abbildung 3.5 wird dies auf der rechten Seite dargestellt. [27], [29]

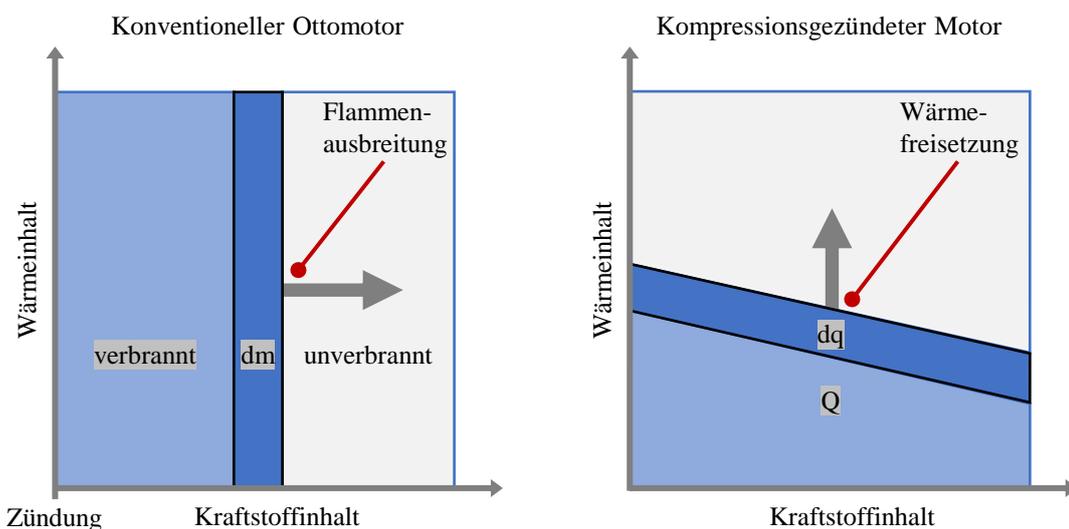


ABB. 3.5: Prinzipielle Unterschiede der Kraftstoffumsetzung. In Anlehnung an [29].

Kompressionsgezündete Brennverfahren entwickelten sich vor allem um die Jahrtausendwende zu einem populären Forschungsgebiet. Die Kombination aus stark verdünnten Kraftstoffluftgemischen und dezentral im Raum verteilten Zündorten versprach zahlreiche Vorteile. Durch das Ausbleiben einer Flammfront und damit lokaler Hot-Spots sowie hohe Luftüberschüsse, die mitunter zur Kontrolle der Wärmefreisetzung erforderlich sind, sind sehr niedrige Stickoxidemissionen möglich. [17], [33], [52], [53] Gleichzeitig konnten diese besagten sehr mageren Kraftstoffluftgemische stabil gezündet werden, was eine Verringerung der Wandwärmeverluste bewirkt und Möglichkeiten zur Entdrosselung bietet, vgl. Kapitel 2. Dadurch ergeben sich gegenüber konventionellen Ottomotoren Vorteile im Niedrig- und Teillastbetrieb. [17], [27], [28]

Nachteile, die mit der homogenen Kompressionszündung in Verbindung gebracht werden, sind unter anderem die hohen Kontrollanforderungen an die thermodynamischen Bedingungen im Brennraum, sodass eine gezielte Einleitung der Selbstzündung erreicht werden kann. [27], [54] Infolge der hohen Wärmefreisetzungsraten steigen die Anforderungen zusätzlich, was den darstellbaren Lastbereich nach oben stark einschränkt - ein unter rennsportlichen Gesichtspunkten kritischer Punkt, da die Leistungsentwicklung so schnell an ihre Grenzen stößt. Ferner entstehen Herausforderungen für die Abgasnachbehandlung aus den niedrigen Abgastemperaturen, die auf die Verbrennungstemperaturen, die kurzen Brenndauern und die vergleichsweise hohen Verdichtungsverhältnisse zurückgeführt werden können. Dies kann sich nachteilig auf die Nachoxidation von HC- und CO-Emissionen auswirken, vgl. z.B. [17]. Wird eine Erhöhung des Lastbereichs angestrebt, können die Stickoxidemissionen ansteigen. Dies macht eine Strategie zur Entstickung erforderlich, da konventionelle Methoden (z.B. Drei-Wege-Katalysator) im Magerbetrieb hinsichtlich der NO_x -Emissionen wirkungslos sind. [55]

Im Folgenden soll auf die geschichtliche Entwicklung der homogenen Kompressionszündung in motorischen Anwendungen eingegangen werden. Erste bekannte Anwendungen basierten auf Motoren mit Zweitaktarbeitsprinzip, die in Abschnitt 3.2.1 vorgestellt werden sollen. In den 1980er Jahren konnte das Brennverfahren auch am Viertaktmotor dargestellt werden, worauf in einem separaten Abschnitt eingegangen wird, vgl. Abschnitt 3.2.2. In Abschnitt 3.2.3 werden Maßnahmen zur Erweiterung des Betriebsbereichs anhand einiger ausgewählter Publikationen vorgestellt.

3.2.1 Untersuchungen als Zweitakt-Brennverfahren

Erste Studien zu Oxidationsreaktionen von Substanzen unter erhöhten Drücken gehen auf die wissenschaftlichen Arbeiten von SEMJONOW⁷ zurück. Dieser untersuchte in den späten zwanziger Jahren des vergangenen Jahrhunderts unter anderem die Reaktionseigenschaften von Phosphor mit Sauerstoff. [56] In einem Experiment wurde Sauerstoff in ein Gefäß eingebracht, das

⁷ SEMJONOW, Nikolai Nikolajewitsch (1896-1986): Russischer Wissenschaftler und Physikochemiker. Nobelpreisträger für seinen Beitrag zur Wissenschaft in den Bereichen Verbrennung, Explosion, Flammausbreitung sowie die Abläufe während Verbrennungsreaktionen.

dampfförmiges Phosphor enthielt. Eine wesentliche Erkenntnis war, dass sich die erwartete Chemilumineszenzreaktion nicht sofort einstellte, sondern erst, wenn ein bestimmter Sauerstoffdruck erreicht wurde. Die beiden Reaktionspartner - Sauerstoff und Phosphor - konnten lange stehen gelassen werden, ohne dass die Reaktion von selbst eintreten würde. Erst durch die Erhöhung des Sauerstoffdrucks fand die Reaktion statt. Wurde dieser Grenzdruck wieder unterschritten, brach die Reaktion ab. Ein ähnliches Verhalten konnte durch Kompression des Volumens, in dem sich die beiden Reaktionspartner befinden, hervorgerufen werden, vgl. [56]. Die Erklärung für diese Entdeckung, d.h. den abrupten Übergang von einem inerten Zustand in eine sich schnell beschleunigende chemische Reaktion, war die Anwesenheit von hochreaktiven freien Atomen oder Molekülfragmenten, die sich in unregelmäßigen Abständen im System bildeten. Diese Atome oder Molekülfragmente, die ungepaarte Elektronen besitzen, sind in der Chemie auch unter dem Begriff der Radikale zusammengefasst. [57] Da nur geringe Aktivierungsenergien erforderlich waren, konnten die Radikale schnell mit anderen Molekülen im Gemisch reagieren und währenddessen neue Radikale bilden. Dies löste eine Kettenreaktion der Phosphoroxidation aus. [56], [58]

Eine der ersten bekannten motorischen Anwendungen eines homogen-kompressionsgezündeten Brennverfahrens geht auf das Jahr 1950 zurück. Der sogenannte *Lohmann-Fahrradmotor*, der von TEEGEN⁸ als Hilfsaggregat für Fahrräder entwickelt wurde, arbeitete nach dem Zweitaktprinzip und hatte einen Hubraum von 18 cm^3 . Die Gemischbildung erfolgte außerhalb in einem Mischer, der sich aus einer nadelgesteuerten Düse für den Kraftstoff sowie einer Filterpatrone für die Frischluft zusammensetzte. Der angesaugte Kraftstoff - Leuchtpetroleum gemischt mit Zweitaktöl - wurde durch die bei konventionellen Zweitaktmotoren prinzipbedingte Kurbelkammerspülung weiter aufbereitet und im Verlauf der Kompressionsphase zur Selbstzündung gebracht. [59] Mit steigender Betriebstemperatur schien sich die Laufruhe zunehmend zu verbessern (vgl. [60]); eine Eigenschaft, die in späteren Untersuchungen zu dieser Art von Brennverfahren wiederholt bestätigt werden konnte, vgl. Abschnitt 3.2.3.

In den späten 1970er Jahren erschienen erste Publikationen, in denen die Entdeckungen von SEMJONOW mit Verbrennungskraftmaschinen untersucht wurden. ONISHI *et al.* betrachteten 1979 das Verhalten von Zweitaktmotoren in Betriebsbereichen, die von Verbrennungsanomalien geprägt waren. Hierbei konnte ein Brennverfahren entwickelt werden, das einen stabilen kompressionsgezündeten Betrieb mit einer merklichen Reduktion des Kraftstoffverbrauchs ermöglichte. Konträr zum damaligen Stand der Technik beruhte das *Active Thermo-Atmosphere Combustion* (kurz: ATAC) genannte Brennverfahren darauf, Selbstzündungen im Endgas gezielt herbeizuführen. Die Abgrenzung zum Dieselmotor wurde darin verstanden, dass die Reaktionspartner zum Zündzeitpunkt homogen im Brennraum verteilt waren. [29] ONISHI *et al.* zeigten, dass sich der Betriebsbereich auf geringe bis mittlere Motorlasten erstreckte und dass die Anwesenheit einer externen Zündquelle im ATAC-Betrieb obsolet war. Die ATAC-Verbrennung wies bei opti-

⁸ TEEGEN, Hermann (1899-1962): Deutscher Erfinder und Konstrukteur.

schen Untersuchungen nach dem Schlieren-Prinzip keine klassische Flammfrontverbrennung auf, sondern stattdessen viele, im Brennraum verteilte Punkte, an denen chemische Reaktionen sichtbar wurden. Sehr geringe Schwankungen des indizierten Zylinderdrucksignals der Verbrennung konnten im Zusammenhang mit ATAC beobachtet werden. [29]

NOGUCHI *et al.* untersuchten das *Toyota-Soken* (kurz: TS) genannte Brennverfahren im selben Jahr, welches eine hohe Ähnlichkeit zum ATAC-Brennverfahren aufwies, da auch hier viele kleine Zündorte statt einer sich sphärisch ausbreitenden Flammfront beobachtet werden konnten. [61] Es wurden optische Untersuchungen an einem Zweitakt-Gegenkolbenmotor sowohl im konventionell fremdgezündeten Betrieb als auch unter Verwendung des TS-Brennverfahrens durchgeführt. Mittels einer Reihe von Bandpassfiltern konnten anhand der Lichtintensität Erkenntnisse über die Anwesenheit und Lebensdauer von verschiedenen Radikalen gesammelt werden. Die Autoren zeigten, dass die Lichtintensität der untersuchten Radikale im kompressionsgezündeten Betrieb höhere Amplituden besaß. Der Zeitraum, wie lange die entsprechenden Lichtintensitäten auftraten, war jedoch kürzer als im konventionell fremdgezündeten Betrieb. [61]

Weitere Untersuchungen am Zweitaktmotor folgten, wobei eine Vielzahl an Bezeichnungen für die homogene Kompressionszündung eingeführt wurden. Beispielsweise DURET *et al.* entwickelten im Jahr 1988 den *Fluid Dynamically Controlled Combustion Process* (kurz: FDCCP), mit dem die Verbrauchsvorteile und äußerst geringen Rohemissionen am Zweitaktmotor bestätigt werden konnten. [62] Dies führte zur Entwicklung eines Dreizylinder-Zweitaktmotors, der in einem Versuchsfahrzeug eingebaut wurde und neben einer Verbrauchsreduktion von bis zu 20 % gegenüber einem leistungsähnlichen Viertakt-Ottomotor die damaligen Emissionsanforderungen weit unterbieten konnte. [63] ISHIBASHI und ASAI, die ein radikalgesteuertes Brennverfahren für die *Honda Motor Co., Ltd.* entwickelten, bezeichneten es als *Activated Radical-Combustion* (kurz: AR-Combustion). Neben Anwendungen in Leichtkrafträdern standen auch maritime und vierrädrige Zweitaktanwendungen im Fokus. [64] Im Jahr 1995 folgte der erste Einsatz eines kompressionsgezündeten Brennverfahrens im Rennsport. ASAI *et al.* entwickelten für die von der *Amaury Sport Organisation* ausgetragene *Rallye Dakar* ein Motorrad, das eine Gewichtersparnis von ca. 40 kg gegenüber dem *Honda*-Werksmotorrad mit Viertaktmotor bot. Dies gelang durch die Verwendung eines Zweitaktmotors mit einem Hubraum von $V_h = 402 \text{ cm}^3$, der im unteren Lastbereich nach dem AR-Combustion-Prinzip arbeitete. Kompressionsgezündet konnten Lasten $p_{me} \geq 6 \text{ bar}$ bei bis zu $n_{Mot.} = 8000 \text{ min}^{-1}$ dargestellt werden. Dazu wurde ein spezielles Ventil am Auslasskanal verbaut, das die bewusste Zurückhaltung von Restgas ermöglichen sollte. Insbesondere in Bereichen auf Sand, in denen die Traktion der Räder limitiert war, bewegte sich der Fahrer hauptsächlich in kompressionsgezündeten Kennfeldbereichen. Demnach entstand ein Verbrauchsvorteil nicht nur durch die Gewichtersparnis, sondern auch durch den Einsatz der Kompressionszündung. Ferner konnte die zyklische Stabilität im unteren Lastbereich verbessert werden, sodass die Drehmomententfaltung gleichmäßiger verlief. Über eine Distanz von ca. 10.000 km mussten keine technischen Defekte beklagt werden. [65] Zusammenfassend kann

festgehalten werden, dass das Auftreten von freien Radikalen früh im Zusammenhang mit homogen kompressionsgezündeten Brennverfahren untersucht wurde, da die Radikale eine wesentliche Rolle für die Zündung und den Verlauf der Reaktion spielen. [29], [61], [64] Darüber hinaus boten sich Zweitaktmotoren für die Untersuchung kompressionsgezündeter Brennverfahren an, da die Zurückhaltung von Restgas prinzipbedingt vergleichsweise einfach darstellbar war, vgl. z.B. [63].

3.2.2 Untersuchungen als Viertakt-Brennverfahren

Im Jahr 1983 führten NAJT und FOSTER Untersuchungen an einem kompressionsgezündeten Brennverfahren durch, das als *Compression-Ignited Homogeneous Charge* (kurz: CHIC) bezeichnet wurde. Ziel der Studie war unter anderem die Variation von Betriebsparametern, um das Verhalten von CHIC zu verstehen. Als Versuchsträger kam ein Viertakt-Einzyliermotor vom Typ *Waukesha CFR* der Fa. *CFR Engines Inc.* zum Einsatz, dessen Ansauglufttemperatur und rückgeführte Abgasmenge variabel einstellbar waren. [54] Die Autoren beschrieben die homogene Kompressionszündung als einen rein chemischen Ablauf innerhalb eines ideal gerührten Reaktors, für den sie folgende Schritte unterschieden: Unter ≈ 680 °C, d.h. bei Temperaturen, die während der Kompressionsphase nicht überschritten werden, reagieren freie Kraftstoffradikale mit Sauerstoffmolekülen. Dabei laufen diejenigen Reaktionsschritte ab, die anschließend zur Selbstzündung führen. Über einer Temperatur von ≈ 730 °C, die nach Einsetzen der Verbrennung erreicht wird, findet eine thermische Zersetzung der Kraftstoffradikale statt. [54] Die experimentellen Untersuchungen des CHIC-Brennverfahrens umfassten die Variation sowohl von geometrischen Eigenschaften als auch von motorischen Betriebsparametern. Hierbei zeigte sich, dass beispielsweise eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses zu früheren Zündzeitpunkten sowie stärkeren Energiefreisetzungsraten führte. Ferner erlaubten höhere Verdichtungsverhältnisse das Zünden von Betriebspunkten mit geringerem Energieinhalt sowie bei geringeren Ansauglufttemperaturen. Es musste aufgrund der stark erhöhten Energiefreisetzungsraten jedoch ein Kompromiss gefunden werden. NAJT und FOSTER zeigten hierbei einen Zielkonflikt auf: Die Erhöhung des Energieinhalts ist für eine stabilere und frühere Zündung erforderlich, jedoch steigen gleichzeitig die Wärmefreisetzungsraten sehr schnell an. Im Gegensatz führte eine Verringerung des Energieinhalts zu einer entschärften Wärmefreisetzung, jedoch auch zu einer verzögerten Zündung. [54]

THRING *et al.* publizierten im Jahr 1989 eine Studie zum *Homogeneous Charge Compression Ignition*-Brennverfahren (kurz: HCCI⁹) an einem Viertaktmotor. Das HCCI-Brennverfahren sollte der Theorie nach die Vorteile des Diesel- und des Ottomotors vereinen, nämlich die Möglichkeit für einen ungedrosselten Betrieb bei niedrigen und mittleren Lasten analog zum qualitätsgeregelten Dieselmotor sowie das hohe spezifische Leistungsvermögen und die geringen Partikelemissionen des homogenen Ottomotors. [66] Die Autoren zeigten, dass sich der HCCI-Betrieb durch

9 Über die Jahre wurden zahlreiche Bezeichnungen für die homogene Kompressionszündung erschaffen. Einige wurden hier bereits erwähnt (ATAC, TS, FDCCP, AR, CHIC), andere werden im Folgenden noch vorgestellt. Die am häufigsten verwendete Bezeichnung ist jedoch *HCCI*, weshalb diese im Rahmen der vorliegenden Arbeit als Bezeichnung für die reine homogene Kompressionszündung stehen soll.

sehr geringe Zyklenschwankungen auszeichnete, was die Ergebnisse anderer Veröffentlichungen bestätigten, vgl. z.B. [29], [61]. Die Untersuchungen ergaben ferner, dass bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 8 : 1$ eine Ansaugluftvorwärmung auf ca. 315 °C erforderlich war, ehe der HCCI-Betrieb einsetzte. Stabile Betriebszustände konnten ab Ansauglufttemperaturen von 370 °C erreicht werden. Dadurch wurde bestätigt, dass ein Weg zur Einleitung der HCCI-Verbrennung die Bereitstellung einer großen thermischen Energie war, sodass während der Kompressionsphase die für die Selbstzündung notwendigen Zwischenreaktionen stattfinden können. Eine weitere Anhebung der Ansauglufttemperatur half den Betriebsbereich zu erweitern, sodass Kraftstoffluftverhältnisse bis $\lambda = 3$ stabil gezündet werden konnten. [66] Ein weiterer, wichtiger Parameter, der bei den Untersuchungen variiert wurde, war die rückgeführte Abgasmenge (im Folgenden: AGR-Rate). THRING *et al.* zeigten, dass hohe AGR-Raten von mindestens 13 % erforderlich waren, um einen stabilen Motorbetrieb zu gewährleisten; die stabilsten Bedingungen konnten bei 20 % AGR-Rate gefunden werden. Gleichzeitig war die Erhöhung der AGR-Rate ein Stellhebel, um Betriebspunkte mit extremen Selbstzündungen zu vermeiden. Die chemisch inerten Eigenschaften des Restgases halfen die Reaktivität im Endgas derart zu verringern, sodass überhöhte Druckerhöhungsraten ausblieben.

Obwohl Maßnahmen wie eine Ansaugluftvorheizung oder eine Restgasbeimischung zum Einsatz kamen, zeichneten die ersten Publikationen das Bild, dass der mit dem HCCI-Brennverfahren darstellbare Betriebsbereich stark eingeschränkt ist. So gaben ONISHI *et al.* ein Verbrauchskennfeld zwischen $n_{Mot.} = 1000 - 4000\text{ min}^{-1}$ mit einem effektiven Mitteldruck von bis zu $p_{me} = 2,5\text{ bar}$ an. [29] AOYAMA *et al.* konnten immerhin effektiven Mitteldruck von bis zu $p_{me} \approx 6\text{ bar}$ bei $n_{Mot.} = 1000\text{ min}^{-1}$ an einem umgebauten Dieselaggregat darstellen. [52] Diese Lasten und Drehzahlen deuteten an, dass das HCCI-Brennverfahren zum damaligen Untersuchungsstand nur in der unteren Teillast eingesetzt werden könnte, um hier den Verbrauch und die Emissionen zu senken. Als Zwischenfazit kann festgehalten werden, dass Parameter wie das Verdichtungsverhältnis, die Frischgastemperatur und die Restgasmenge in den anfänglichen Publikationen zur homogenen Kompressionszündung als wesentliche Entwicklungspfade zur Erweiterung des Betriebsbereichs der HCCI-Verbrennung verstanden wurden.

3.2.3 Maßnahmen zur Erweiterung des Betriebsbereichs

Wie im vorangehenden Abschnitt beschrieben, haben die ersten Untersuchungen der homogenen Kompressionszündung gezeigt, dass ein stabiler Betrieb nur in eingeschränkten Last- und Drehzahlbereichen möglich ist. Da der Fokus dieser Arbeit auf einem Hochleistungsbrennverfahren liegt, sollen insbesondere diejenigen technischen Maßnahmen betrachtet werden, mit denen eine Erweiterung des HCCI-Brennverfahrens zu höheren Lasten möglich ist.

Obere Lastbeschränkung der homogenen Selbstzündung:

Die HCCI-Verbrennung weist ähnliche Charakteristika wie das ottomotorische Klopfen auf. [67], [68] Die mit einer homogenen Kompressionszündung maximal erreichbare Motorlast ist somit durch die prinzipbedingte schnelle Wärmefreisetzung limitiert. [16], [27] Nach WARNATZ *et al.* erfolgt die Wärmefreisetzung der Selbstzündung mit einer Geschwindigkeit, die einen Druckausgleich im Brennraum verhindert. [25] Dadurch kommt es in der Praxis mit steigender Last zu einer zunehmenden Überlagerung von Druckwellen. In der Literatur werden die Belastungen, die durch motorisches Klopfen entstehen, vor dem Hintergrund der Bauteilfestigkeit und der Schwingungsanregung bewertet, siehe z.B. [16]. Festigkeitsgrenzen können zum einen aus einer mechanischen Belastung infolge von Druckoszillationen und zum anderen in Form von einem erhöhten Wärmeübergang durch gasdynamische Effekte und somit einer hohen thermischen Belastung erreicht werden. [25] Ferner kann sich die Schwingungsanregung negativ auf die akustische Wahrnehmung der Verbrennung sowie in Form von mechanischen Ermüdungserscheinungen durch die Anregung von Eigenfrequenzen der Motorstruktur auswirken. [67], [68] Nach ZHAO wird die Klopfgrenze der HCCI-Verbrennung oft mit einer Grenze der maximalen Druckanstiegsrate gleichgesetzt. In Arbeiten von DEC *et al.* wird von einer Grenze bei umgerechnet $8 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$ gesprochen, die nicht überschritten werden sollte. [69], [70] Hierbei sei jedoch anzumerken, dass ein zeitlicher Bezug für ein drehzahlunabhängiges Bewertungskriterium wichtig ist. [27] Da der Versuchsmotor, der in Kapitel 4 vorgestellt wird, für eine Motorsportanwendung konzipiert wurde, konnten hohe Spitzendrücke und Druckanstiegsraten toleriert werden. Aufgrund des *Proof of Concept*-Charakters der Untersuchungen wurde davon abgesehen, eine Obergrenze für die Druckanstiegsraten zu definieren (Näheres siehe Abschnitt 4.2). Eine Betrachtung der übrigen Betriebsgrenzen der HCCI-Verbrennung, wie z.B. dem Aussetzerbetrieb, in dem eine stabile Zündung der homogenen Ladung nicht mehr gewährleistet ist, soll an dieser Stelle aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht durchgeführt werden. Es wird stattdessen auf die einschlägige Fachliteratur verwiesen, vgl. z.B. [27], [66]. Im Folgenden sollen einige Maßnahmen aufgezeigt werden, die den oberen Lastbereich der homogenen Selbstzündung erweitern können.

Einfluss der Ansaugluftvorwärmung:

Da Druck und Temperatur thermodynamisch miteinander verknüpft sind, wurde frühzeitig der Einfluss der Ansauglufttemperatur untersucht, wobei im Vergleich zu konventionellen Ottomotoren zunächst sehr hohe Temperaturniveaus betrachtet wurden. Es konnte gezeigt werden, dass der HCCI-Betrieb zyklisch stabiler und in einem ausgedehnteren Bereich möglich war, wenn statt $T_{ans.} = 315 \text{ }^\circ\text{C}$ Werte von bis zu $T_{ans.} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$ gewählt wurden. [66] AOYAMA *et al.* bestätigten, dass die Ansauglufttemperatur ein effektives Mittel ist, um die Magerlaufgrenze zu erweitern. An ihrem Versuchsmotor konnte bei Umgebungstemperatur ein Kraftstoffluftverhältnis von $\lambda \approx 3$ gezündet werden. Mittels Vorwärmung auf $T_{ans.} = 172 \text{ }^\circ\text{C}$ war hingegen eine HCCI-Verbrennung bei $\lambda \approx 5,4$ möglich. Die Temperaturerhöhung wirkte sich auf das Brennverfahren insofern aus, dass bei höherer Ansauglufttemperatur der Zeitpunkt des steilen Druckanstiegs in Richtung früh wanderte. [52] Diese Erkenntnisse wurden von PERSSON *et al.* in einer umfassen-

den Untersuchung weitestgehend bestätigt, wobei sie die Ansauglufttemperatur nur zwischen $T_{ans.} = 15 - 50$ °C variierten. Eine stabile HCCI-Verbrennung wurde hier durch eine negative Ventilüberschneidung (vgl. Abschnitt zur *Restgasstrategie*) gewährleistet. Die Veränderung der Ansauglufttemperatur konnte die zyklischen Schwankungen um ca. $\Delta COV \approx 1,5$ % absenken. Ferner sanken die HC- und CO-Emissionen, was vermutlich durch höhere Abgastemperaturen und demzufolge Nachoxidationen begründet werden kann. WILLAND *et al.* schlussfolgerten, dass eine externe Aufheizung der Ansauglufttemperatur für den Einsatz im Fahrzeug aufgrund der benötigten Energiemengen sowie der Kontrollanforderungen im transienten Betrieb nicht sinnvoll sei. Die Temperatur müsse über andere Wege erzeugt werden (vgl. Abschnitt *Restgasstrategie*).

Potentiale der Restgasstrategie:

THRING *et al.* attestierten der AGR, dass sie einerseits die Verbrennungstemperaturen begrenzt, andererseits durch dessen inerte chemische Eigenschaften die Reaktivität des Endgases einschränkt¹⁰. [66] NAJT und FOSTER sprachen der AGR eine temperaturregulierende Funktion zu, die zur Einleitung der Kompressionszündung verwendet werden kann. Kohlenwasserstoff-Spezies, die sich im darauffolgenden Arbeitsspiel noch im Brennraum befinden, sollen jedoch keine ausgeprägte Reaktivität aufweisen und somit für den Zeitpunkt der Selbstzündung unerheblich sein. [54] Untersuchungen mit einer gekühlten Niederdruck-AGR, siehe z.B. [69], [71], [72], konnten zeigen, dass der darstellbare Lastbereich erweitert werden kann, da die AGR die Wärmefreisetzung regulieren kann. Durch eine Wärmeabgabe im AGR-System außerhalb des Zylinders ist das Potential den Zeitpunkt der Kompressionszündung zu steuern, jedoch eingeschränkt. [73] Eine Methode zur Darstellung einer internen AGR war in einer Vielzahl an Studien zu finden, die eine Kontrollmöglichkeit der HCCI-Verbrennung auch unter transienten Randbedingungen versprach: Hierbei handelte es sich um die Restgaszurückhaltung mittels negativer Ventilüberschneidung¹¹, wobei die Ventilsteuerzeiten entsprechend angepasst wurden. Ein Teil des Restgases im Brennraum wird somit zurückbehalten und im darauffolgenden Ladungswechsel-OT zwischenverdichtet. Anschließend wird die Brennraumladung durch die (verkürzte) Einlassphase mit Frischgas ergänzt, sodass Rest- und Frischgas in der nächsten Hochdruckphase vermischt sind, siehe z.B. [74]–[77]. War ein variabler Ventiltrieb vorhanden, konnten somit die internen Restgasraten gesteuert und folglich die HCCI-Verbrennung eingeleitet werden. Komplexere Lösungen, bei denen eine Kombination aus externer Niederdruck-AGR und interner Hochdruck-AGR Anwendung finden, bieten die Möglichkeit, zwischen der Höhe der Inertgaswirkung und des Temperatureinflusses unterscheiden zu können. Die Zündbedingungen und die Wärmefreisetzung können dem Betriebspunkt angepasst werden. [55], [78], [79] Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die AGR essenziell für eine Lastanhebung der HCCI-Verbrennung ist. Gleichzeitig steigt jedoch unweigerlich die Komplexität der Aggregate.

10 Restgas weist während der Kompressionsphase eine höhere spezifische Wärmekapazität als ein vergleichbares Kraftstoffluftgemisch auf. Aus reaktionskinetischer Sicht wird es als chemisch inert angesehen, vgl. [1].

11 Der auslassseitige Resthub kommt zu keiner Überschneidung mit dem einlassseitigen Hub, da Auslass-schließt früh und Einlass-öffnet spät gewählt wird, vgl. z.B. [74].

Möglichkeiten der Aufladung:

Da die HCCI-Verbrennung unter anderem bei sehr hohen Verdünnungsraten abläuft, ist die Überlegung, den darstellbaren Lastbereich durch eine Dichteerhöhung am Einlassventil zu erweitern, naheliegend. Die Aufladung wurde beispielsweise von CHRISTENSEN *et al.* umfassend untersucht. Diese konnten mithilfe einer externen Aufladung den indizierten Mitteldruck mit flüssigen Kraftstoffen auf bis zu $p_{mi} \approx 12 \text{ bar}$ steigern. Dabei konnte gezeigt werden, dass der gemittelte Brennraumdruck auf bis zu $p_{Zyl.,max.} \approx 240 \text{ bar}$ ansteigt. Die Brenndauer (basierend auf 10–90 % der Massenumsatzpunkte) verlängerte sich infolge der Aufladung um wenige Grad Kurbelwinkel. Statt unter saugmotorischen Bedingungen von ca. $BD_{10,90} = 3 - 5,5 \text{ }^\circ KW$ stieg die Brenndauer auf $BD_{10,90} = 6 - 9 \text{ }^\circ KW$ bei $p_{Einlass} = 2 \text{ bar}$ Ladedruck. [33] AOYAMA *et al.* kamen zu ähnlichen Ergebnissen. Sie schlussfolgerten, dass die Aufladung ein Mittel sei, um den Lastbereich zu erweitern, das jedoch einen geringeren Effekt auf das Brennverfahren hätte, wie die Erhöhung der Ansaugtemperatur (vgl. Abschnitt *Ansaugluftvorwärmung*). Insbesondere die Arbeiten von CHRISTENSEN *et al.* und DEC *et al.* sind vor dem Hintergrund der Leistungsentwicklung hervorzuheben. Sie erreichten die bislang höchsten Mitteldrücke in Verbindung mit einer HCCI-Verbrennung. Die erforderlichen Maßnahmen waren jedoch beachtlich. So musste der Ladedruck auf bis zu $p_{Einlass} = 3,6 \text{ bar}$ gesteigert werden. Dies wurde jeweils unter Verwendung eines externen Verdichters erreicht. Ferner mussten AGR-Raten von bis zu $\psi_{AGR} = 60 \%$ eingebracht werden, um die Reaktionsraten zu begrenzen. Somit konnten indizierte Mitteldrücke von $p_{mi} = 16 \text{ bar}$ (CHRISTENSEN) respektive $p_{mi} = 20 \text{ bar}$ (DEC) dargestellt werden. [69]–[71] Die Einflüsse des Verdichtungsverhältnisses (z.B. [66], [74], [80], [81]), verschiedener Einspritzstrategien (z.B. [74], [82]), der Kühlwassertemperatur (z.B. [83]) oder der Kraftstoffzusammensetzung (z.B. [84], [85]) sollen an dieser Stelle aus Gründen der Übersichtlichkeit nicht näher betrachtet werden.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Hauptnachteile des HCCI-Brennverfahrens der beschränkte Lastbereich, die hohen mechanischen Anforderungen (z.B. Spitzendruck) sowie der Bedarf an komplexen Regelstrategien insbesondere für transiente Betriebszustände darstellen. Es wird erforderlich sein diese Hindernisse fachlich und wirtschaftlich zu überwinden, ehe ein flächendeckender Einsatz im Serien-PKW oder gar im Motorsport möglich ist. [27], [28]

3.3 Fremdzündungsunterstützte Brennverfahren mit Kompressionszündung

Die im vorherigen Abschnitt beschriebenen Vorteile des HCCI-Brennverfahrens - beispielsweise die Möglichkeiten zur Effizienzsteigerung und Emissionsreduktion - ergeben sich mitunter daraus, dass die HCCI-Verbrennung bei deutlich magereren, ungedrosselten Betriebsbedingungen sowie höheren Verdichtungsverhältnissen erfolgen kann. Da HCCI-Brennverfahren auf einer Volumenreaktion basieren (vgl. z.B. [29], [54], [64], [66], [74] respektive Abschnitt 3.2), ist eine Vermeidung von unkontrollierten Wärmefreisetzen, die schädigende Betriebsbedingungen

herbeiführen können, essentiell. Neben den im letzten Abschnitt aufgezeigten Maßnahmen zur Betriebsbereichserweiterung stellt die Verwendung der Zündkerze eine weitere Kontrollmöglichkeit zur gezielten Einleitung der Kompressionszündung dar, siehe z.B. [78], [86]. Im Folgenden wird daher eine Auswahl an Publikationen zur Kombination aus fremdgezündeter Verbrennung und Kompressionszündung vorgestellt. Dadurch sollen wesentliche Eigenschaften hervorgehoben und Anknüpfungspunkte für die Untersuchungen der vorliegenden Arbeit geschaffen werden.

Der Begriff *Spark Assisted Compression Ignition* (kurz: SACI) beschreibt eine Betriebsstrategie, die unter Zuhilfenahme einer externen Zündquelle ein Kraftstoffluftgemisch über eine anteilige Flammfrontverbrennung zu einer Kompressionszündung führt. In Abbildung 3.6 wird dieser Zusammenhang noch einmal schematisch dargestellt.

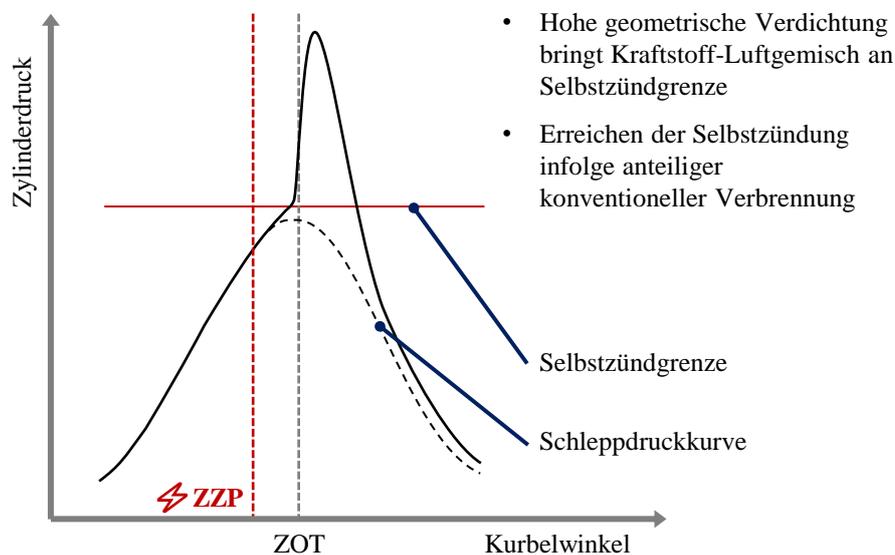


ABB. 3.6: Wirkprinzip Einleitung der SACI-Verbrennung. In Anlehnung an [87].

Der Zündfunke bietet hierbei eine Möglichkeit, das Brennverfahren schnell und mit hoher Genauigkeit zu kontrollieren. [78], [88] Bereits 1996 zeigten ISHIBASHI und ASAI an einem Zweitakt-Motor, der nach dem *Activated Radical Combustion*-Verfahren arbeitete (vgl. Abschnitt 3.2), dass der Zündfunke einen Einfluss auf den Übergangsbereich zwischen fremdgezündeter Flammfrontverbrennung und dem kompressionsgezündeten Bereich haben kann. Es folgten Untersuchungen zu Strategien für den Wechsel zwischen reiner HCCI- und konventioneller Flammfrontverbrennung unter Verwendung der Zündung, die einen Einfluss auf selbigen Übergangsbereich andeuteten, siehe z.B. [75], [77], [89]. In einer beiläufigen Beobachtung vermuteten KOOPMANS *et al.*, dass durch eine Erhöhung der negativen Ventilüberschneidung das Gemisch nahe an die Selbstzündgrenze gebracht wird und der Zündfunke und folglich die anteilige Flammfrontverbrennung die Selbstzündung schließlich einleiten. [75] Im Jahr 2005 wurde diese Betriebsstrategie von HYVÖNEN *et al.* untersucht. Es konnte gezeigt werden, dass ein Druck- und Temperaturanstieg im Brennraum durch die anteilige Flammfrontverbrennung erzeugt wurde. Dies wurde

sich zunutze gemacht, um einen Versuchsmotor im Vergleich zur reinen HCCI-Verbrennung mit einem reduzierten Verdichtungsverhältnis und einer geringeren Einlasstemperatur im selben Lastpunkt zu betreiben. Der Einfluss der Fremdzündung auf die HCCI-Verbrennung konnte bis zu einem globalen Lambda von $\lambda = 3$ beobachtet werden. Ferner wurde ersichtlich, dass die Zyklenschwankungen durch die Anwesenheit eines Zündfunken bei Betriebspunkten mit einem indizierten Mitteldruck von $p_{mi} = 3,2 \text{ bar}$ signifikant anstiegen, was auf die Gemischinhomogenität um die Zündkerze herum zurückgeführt werden kann; eine Eigenschaft, die später durch REUSS *et al.* bestätigt wurde. [86] Verwendete man die Zündkerze zur Unterstützung des HCCI-Betriebs, war ebenfalls ein Anstieg der NO_x -Emissionen zu beobachten. Dies kann mit der durch die Funkenzündung eingeleiteten Flammfrontverbrennung in Verbindung gebracht werden, da hier die Verbrennungstemperaturen die Bedingungen für die Entstehung von thermischem NO_x erfüllen. [90] Ähnliche Zusammenhänge konnten von URUSHIHARA *et al.* bestätigt werden. Unter Verwendung eines Muldenkolbens in Verbindung mit einer kombinierten PFI- und DI-Einspritzung, bei der eine Kleinmenge Kraftstoff kurz vor Zünd-OT in der Nähe der Zündkerze abgesetzt wurde, konnte eine SACI-Verbrennung stabil bei einem Kraftstoffluftverhältnis von ca. $\lambda_{global} = 1,5 \dots 1,7$ ¹² eingeleitet werden. [82] Die für den HCCI-Betrieb erforderliche Temperatur vor Verdichtungsbeginn konnte durch den Einsatz der Zündkerze bis auf das Niveau der Umgebungstemperatur abgesenkt werden. [82]

Die Erweiterung des Lastbereichs durch eine Zündfunkenunterstützung der homogenen Kompressionszündung konnte von mehreren Autoren übereinstimmend bestätigt werden. Die Untersuchungen von SZYBIST *et al.* und MANOFSKY *et al.* erfolgten beispielsweise bei einem stöchiometrischen Kraftstoffluftgemisch. [78], [91] Zur Lastbereichserweiterung wurde auf eine Kombination aus gekühlter externer AGR, interner AGR mittels negativer Ventilüberschneidung sowie einer Funkenzündung zurückgegriffen. Letztere ermöglichte insbesondere die Steuerung des Zündbeginns sowie die Verbrennungslage. Infolge der Lasterhöhung wurde die interne AGR durch eine Verringerung der negativen Ventilüberschneidung reduziert. Die externe AGR-Rate musste folglich für die Darstellung desselben Lastpunktes erhöht werden. Gleichzeitig stieg der Vorzündbedarf, was auf die Temperaturabsenkung im Brennraum zurückgeführt werden kann. Es konnte im Zusammenhang mit dieser Strategie beobachtet werden, dass bei niedrigeren Lasten der Anteil der Wärmefreisetzung infolge einer Kompressionszündung gegenüber demjenigen der Flammfrontverbrennung dominierte. Zu höheren Lasten hin stieg die Wärmefreisetzung durch die langsamere Flammfrontverbrennung an, sodass sich die Druckanstiegsraten, u.a. auch durch eine Spätverstellung des Zündzeitpunktes, reduzieren ließen. Die untersuchte SACI-Betriebsstrategie bot folglich die Möglichkeit, den Lastbereich gegenüber der HCCI-Verbrennung zu erweitern, da eine Kontrollmöglichkeit über die Druckanstiegsraten bestand. [78]

¹² URUSHIHARA *et al.* geben in Abbildung 10 ein nicht auf den Mindestluftbedarf bezogenes Kraftstoffluftverhältnis von $22 \leq AF \leq 25$ an. Mit einem Mindestluftbedarf $L_{min.} = 14,7 \text{ kgLuft/kgKst.}$ ergibt sich somit definitionsgemäß ein Kraftstoffluftverhältnis von $\lambda = 1,5 \dots 1,7$. [82]

Eine Charakterisierung der verschiedenen Abschnitte der SACI-Verbrennung wurde von mehreren Autoren vorgeschlagen und das Brennverfahren, u.a. mithilfe optischer Messtechniken, dahingehend untersucht, siehe z.B. [86], [92], [93]. Im Folgenden soll die Einteilung, die REUSS *et al.* basierend auf ihren Untersuchungen abgeleitet haben, näher betrachtet werden. Es wurden vier Phasen für die funkengestützte Kompressionszündung identifiziert: [86]

1. **Spark Discharge:** Die Funkenzündung mit anschließender Entladung der Zündenergie.
2. **Early Kernel Growth:** Die Phase, in der die sphärische Ausbreitung einer Flamme erstmals sichtbar wird. Es findet noch keine messbare Wärmefreisetzung statt.
3. **Flame Heat Release:** Der Anteil an Wärmefreisetzung infolge Flammfrontverbrennung.
4. **Compression Ignition:** Dieser Anteil der Wärmefreisetzung wird durch eine Kompressionszündung eingeleitet. Eine Volumenreaktion dominiert die Energieumsetzung.

Die experimentellen Untersuchungen erfolgten bei einem Betriebspunkt mit einer Drehzahl von $n_{Mot.} = 1000 \text{ min}^{-1}$ und einem indizierten Mitteldruck von ca. $p_{mi} = 1,5 - 2,5 \text{ bar}$. Es wurde eine Mehrfacheinspritzung analog zu den Untersuchungen von URUSHIHARA *et al.* eingesetzt (vgl. [82]), wobei ca. 42,9 % der gesamten Kraftstoffmenge mit einem Einspritzende von $EOI_2 = 45^\circ \text{KW}$ vor Zünd-OT eingebracht wurden. Das globale Kraftstoffluftverhältnis lag bei $\lambda_{global} \approx 1,38$. Es konnte ferner beobachtet werden, dass Schwankungen in der Dauer der zweiten Phase - das initiale Kernelwachstum - großen Einfluss auf die Schwerpunktage des Arbeitsspiels hatten. Die Phasen drei und vier hatten hingegen keinen nennenswerten Einfluss auf die zyklische Stabilität. [86] PERSSON *et al.* konnten anhand von Hochgeschwindigkeitsaufnahmen zeigen, dass die Flammfrontverbrennung im Verlauf ihrer Ausbreitung eine Kompressionszündung in den äußeren Brennraumbereichen induziert. Vor der Flammfront konnten Inselbildungen neuer Reaktionszonen im Endgas beobachtet werden. [92] Eine weitere Erkenntnis aus den Untersuchungen ist die Abnahme jedoch nicht das Ende der Flammenausbreitung nach erfolgter Kompressionszündung. Eine Koexistenz zwischen einer turbulenten, vorgemischten Flammfrontverbrennung und einer Volumenreaktion ist möglich, vgl. z.B. [79], [86], [92]–[94].

Die Untersuchungen der *University of Michigan*, insbesondere durch OLESKY *et al.*, konnten das Verständnis der thermodynamischen Vorgänge des SACI-Brennverfahrens vertiefen. Bei konstanten Betriebsbedingungen ($n_{Mot.} = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 6 \text{ bar}$) wurde folgende Strategie untersucht: Die Zündung wurde in Richtung früh verschoben und gleichzeitig wurde die Einlasstemperatur abgesenkt. Infolgedessen stieg der Anteil der Flammfrontverbrennung und, da weniger Energieinhalt für die Kompressionszündung verfügbar war, sanken die maximalen Wärmefreisetzungsraten. Die maximale thermische Effizienz blieb hingegen weitestgehend gleich. Dieses Verhalten konnte durch simulative Untersuchungen von MIDDLETON *et al.* bestätigt werden. [95]. OLESKY *et al.* identifizierten eine Temperatur von ca. $T_{Brennraum} \approx 1040 \text{ K}$, die mindestens im Brennraum bestehen muss, um die Kompressionszündung stabil einzuleiten. Ferner konnte wiederholt bestätigt werden, dass die Zyklenschwankungen in denjenigen Betriebspunkten zunahmten, die

einen höheren Anteil an Flammfrontverbrennung aufwiesen. [79] In einer auf diesen Messergebnissen aufbauenden Studie wurde von ORTIZ-SOTO *et al.* eine Vorgehensweise zur Berechnung des SACI-Arbeitsprozesses vorgeschlagen. Unter anderem wurde eine Herangehensweise zur Bestimmung des Wandwärmeübergangs vorgestellt, die auf einer modifizierten Woschni¹³-Gleichung nach CHANG *et al.* basiert (siehe auch: [96]). Somit konnten genauere Vorhersagen in Anwesenheit zweier Verbrennungsarten - der turbulent vorgemischten Verbrennung und der Volumenreaktion infolge einer Kompressionszündung - ermöglicht werden. [97]

MAZDA SPCCI-Brennverfahren:

Im Mai 2016 kündigte die *MAZDA Motor Corporation* offiziell an, dass sie an einem serien-tauglichen Magerkonzept mit Kompressionszündung arbeiten, um den Flottenverbrauch um bis zu 25 % zu senken. Diese noch als *Skyactiv-G* bezeichneten Motoren sollten zur Verwirklichung der CO₂-Strategie des Herstellers beitragen. [98] Im August 2017 folgte die Ankündigung, dass sie ein ottomotorisches Brennverfahren mit anteiliger, homogener Kompressionszündung in Serie bringen werden, vgl. z.B. [99]. Unter der Bezeichnung *Spark Controlled Compression Ignition* (kurz: SPCCI) wurde das Brennverfahren vorgestellt und zum Patent angemeldet, vgl. z.B. US-Patentschrift [100]. Das Funktionsprinzip soll unter anderem auf einer Zündkerze basieren, die den motorischen Betrieb sowohl mit $\lambda = 1$ als auch unter stark abgemagerten Bedingungen ermöglicht. In der Fachpresse werden Werte zwischen $\lambda = 2 - 3$ im Magerbetrieb diskutiert. Das geometrische Verdichtungsverhältnis soll bei $\epsilon_{Geom.} = 16,3 : 1$ liegen, vgl. [101], [102]. Auf ein fremdgezündetes Brennverfahren mit konventioneller Verbrennung soll nur beim Start, bei niedrigen Umgebungstemperaturen sowie in den höchsten Drehzahlbereichen zurückgegriffen werden. In den mageren Betriebspunkten soll der Zündfunke - analog zu anderen Ausprägungen des SACI-Brennverfahrens - zur Entflammung einer Kleinmenge des Gemisches dienen. Über eine Drallklappe soll die notwendige Ladungsbewegung erzeugt werden, mit der die besagte Kleinmenge reproduzierbar zum Zündsystem gelangt. Auch für diese Variante des SACI-Brennverfahrens wird angegeben, dass das umliegende Gemisch durch die hohe Grundverdichtung an die Grenze der Selbstzündung gebracht werden soll. Infolge der von der Zündkerze ausgelösten Flammfrontverbrennung sollen die Bedingungen für eine kontrollierte, anteilige Kompressionszündung erreicht werden. *MAZDA* spricht von einem *Air Piston*, einem Kolben aus Luft, der für eine zusätzliche Verdichtung sorgt. [99], [101], [102] Einer Veröffentlichung von NAKAI *et al.* zufolge greift *MAZDA* auf Zylinderdrucksensoren zurück, die einen geschlossenen Regelkreis ermöglichen, anhand dessen der Motor im Betrieb überwacht und aktiv geregelt werden kann. Zusätzlich verfügt das Aggregat über einen mechanisch angetriebenen Schraubenverdichter, durch den u.a. die schnelle Umschaltung zwischen zwei Betriebsmodi ($\lambda = 1 <> \lambda \geq 2$) ermöglicht wird. *MAZDA* setzt ein externes Abgasrückführsystem und eine Hochdruckeinspritzung mit einem Systemdruck von bis zu $p_{Rail} = 700 \text{ bar}$ ein. Somit sollen im

¹³ WOSCHNI, Gerhard (1936-2003): Ehemaliger Ordinarius des Lehrstuhls für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität München. Er entwickelte unter anderem eine bekannte Methode zur Vorausberechnung des Wärmeübergangs im Verbrennungsmotor.

kompressionsgezündeten Betriebsmodus die maximalen Wärmefreisetzungsraten kontrollierbar werden. Sowohl das gezielte Einbringen von Inertgas - eine Praxis, wie sie oft in der Fachliteratur beobachtet werden konnte, vgl. z.B. [78], [79] - als auch die Möglichkeit sehr späte Einspritzungen noch weitestgehend aufzubereiten, sollen helfen, das Brennverfahren entsprechend robust zu machen. Gleichermäßen ermöglichen die genannten Maßnahmen die Darstellung von $\lambda = 1$ -Betriebspunkten in Anbetracht der hohen geometrischen Verdichtung. [102] Laut Herstellerangabe erreicht ein MAZDA 3 einen kumulierten CO_2 -Ausstoß von 96 g/km mit einem Hubraum von $2,0 \text{ l}$. Der Durchschnittsverbrauch wird mit $4,3 \text{ l}$ im NEFZ beziffert. Die Nennleistung wird mit $P_{Nenn} = 132 \text{ kW}$ bei $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$ angegeben; das Nenndrehmoment von $M_{Nenn} = 224 \text{ Nm}$ stünde ab $n_{Mot.} = 3000 \text{ min}^{-1}$ an¹⁴. Dieses Ottobrennverfahren soll eine Verbrennung bei niedrigeren Temperaturen als bei vergleichbaren Dieselmotoren ermöglichen. Somit soll das SPCCI-Brennverfahren ein geringeres Niveau an Stickoxidemissionen aufgrund hohem Luftüberschuss bieten. [102] Hinsichtlich des Innovationsgrades ist das SPCCI-Brennverfahren ein neuartiges Brennverfahren, da es die Potentiale einer Kompressionszündung mit dem breiten Betriebsbereich eines konventionellen Brennverfahrens zu kombinieren scheint. Der technische Aufwand ist hierfür nach heutigen Maßstäben jedoch beträchtlich. Erste Tests attestieren dem SPCCI-Brennverfahren Verbrauchsvorteile von bis zu 12 % im Vergleich mit ähnlich platzierten Wettbewerbern. Eine konkurrenzfähige Dynamikerfahrung ist jedoch angesichts des niedrigen Nenndrehmoments in der jetzigen Ausführung kritisch zu hinterfragen, da diese gegenüber Wettbewerbern im gleichen Segment deutlich geringer ausfällt. Für künftige Anwendungen mit einem höheren Elektrifizierungsgrad könnte dieser Nachteil von untergeordneter Bedeutung sein.

3.3.1 Kurzzusammenfassung

Die vorgestellten Untersuchungen zeigen, dass das SACI-Brennverfahren den Lastbereich der HCCI-Verbrennung erweitern kann. Ferner können durch die Kontrollmöglichkeiten der Funkenzündung auch Betriebsstrategien unter transienten Bedingungen dargestellt werden. Die höchsten indizierten Mitteldrücke, die im Rahmen der Recherchen für den Betrieb mit dem SACI-Brennverfahren ermittelt werden konnten, liegen jedoch zwischen $p_{mi} = 7,5 - 10 \text{ bar}$, vgl. [78], [91], [103], [104]. Dadurch ist eine Eignung als effizientes Brennverfahren für eine Hochleistungsanwendung zunächst nicht gegeben. Für die vorliegende Arbeit kann demnach die Aufgabenstellung aus Sicht des Brennverfahrens wie folgt abgeleitet werden: Es soll eine anteilige Kompressionszündung für geringe Verluste infolge Kraftstoffumsetzung, realer Verbrennung und Wandwärmeübergang mit den Kontrollmöglichkeiten einer Fremdzündung kombiniert werden. Diese Betriebsstrategie soll bei Lasten oberhalb von $p_{mi} \geq 20 \text{ bar}$ darstellbar sein.

¹⁴ Anmerkung: Hubraumgleiche Aggregate mit konventioneller Funkenzündung in der Leistungsklasse bis 140 kW mit Abgasturboaufladung bieten ein höheres Nenndrehmoment von bis zu $M_{Nenn} = 320 \text{ Nm}$, siehe z.B. [21].

4 Messsystem und -methodik

Das Kapitel *Messsystem und -methodik* ist in zwei Abschnitte gegliedert. In Abschnitt 4.1 wird die Versuchsumgebung beschrieben, die im Speziellen den Prüfstands Aufbau sowie den Prüfling umfasst. Hierbei sollen beispielsweise die eingesetzte Konditionier- und Messtechnik sowie die untersuchten Prüflingskonfigurationen vorgestellt werden. Im zweiten Abschnitt wird auf die Versuchsmethodik sowie die gewählten Abläufe während der Untersuchungen eingegangen, vgl. Abschnitt 4.2. Dabei stehen insbesondere die Reproduzierbarkeit und statistische Aussagekraft der Versuchsergebnisse im Vordergrund. Die genannten Abschnitte sollen hinsichtlich der Messtechnik und -methodik als Referenz für die in Kapitel 5 vorgestellten und diskutierten Untersuchungsergebnisse dienen.

4.1 Versuchsaufbau

Um dem Leser den Versuchsaufbau näher zu bringen, wird folgende Unterteilung vorgenommen: Zunächst erfolgt in Abschnitt 4.1.1 eine Vorstellung des Einzylinderprüfstands mit dem Ziel eine Gesamtübersicht über die Versuchsumgebung zu schaffen. Gleichzeitig wird auf die eingesetzte Prüfstandsperipherie und -messtechnik mit hinreichender Detaillierung eingegangen. Anschließend werden in Abschnitt 4.1.2 der Forschungseinzylinder als solches beschrieben sowie die eingesetzten Konfigurationen vorgestellt.

4.1.1 Vorstellung des Einzylinderprüfstands

Das Kürzel *Z01* beschreibt einen Einzylindermotor, der im Rahmen einer vorangegangenen Forschungskoooperation konzipiert, konstruktiv umgesetzt und für Untersuchungen im Bereich der motorischen Vorentwicklung eingesetzt wurde. [30] Die involvierten Projektpartner waren auf industrieller Seite die *Volkswagen Motorsport GmbH* mit Sitz in Hannover sowie das *Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart*. Auf universitärer Seite wurde das Vorhaben am *Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen* an der Fakultät Maschinenwesen der Technischen Universität München durchgeführt. Im Folgenden soll der Kontext der Aufgabenstellung sowie die Verteilung der Aufgabenpakete unter den Projektpartnern kurz vorgestellt werden.

Im internationalen Motorsport wurden die gültigen Motorenreglements im letzten Jahrzehnt in zahlreichen Rennserien von der *Fédération Internationale de l'Automobile* (Kurz: FIA) dahingehend abgeändert, dass der Einsatz von direkteinspritzenden Ottomotoren mit Abgasturboaufladung vorgeschrieben wurde. Dabei wurden flächendeckend hochaufgeladene Vier- oder Sechszylinderaggregate mit 1,6 – 2,0 l Hubraum verwendet und größere, freisaugende Motorenkonzepte sukzessive abgelöst. Als treibende Kraft stand hierbei die Übertragbarkeit zur Serienentwicklung im PKW-Sektor im Vordergrund. Vorteilhaft für die Automobilhersteller war ebenfalls, dass durch geringfügige Änderungen am Basistriebwerk eine Teilnahme an verschiedenen Rennklassen begünstigt wurde. [105] Als die Volkswagen AG im Jahr 2011 den Einstieg als Werksteam in der World Rally Championship-Saison 2013 verkündete (vgl. z.B. [106]), wurde die Neuentwicklung eines reglementkonformen 1,6 l-Vierzylinder-Rennmotors erforderlich. Dies lag darin begründet, dass im Aggregateportfolio des Konzerns zu diesem Zeitpunkt kein vergleichbares, für den Renneinsatz geeignetes Triebwerk zur Verfügung stand. Auszugsweise zeigt Tabelle 4.1 einige der reglementierten Eigenschaften im Saisonjahr 2013: [107]

TAB. 4.1: Auszug aus Motorenreglement gem. Artikel 255a, Saisonjahr 2013. [107].

Parameter	Wert [Einheit]
Max. Einzelhubvolumen $V_{h,max}$.	400 [cm^3] [(+0 cm^3 , -1 cm^3)]
Max. Drehzahl $n_{Mot.,max}$.	8500 [min^{-1}]
Max. abs. Ladedruck $p_{Saug.,max}$.	2,5 [bar abs.]
Balance of Performance-Methodik	Air-Restriktor, Durchmesser: $D_{AR} = 33$ [mm]
Gemischbildung	Benzin-Direkteinspritzung, Druckbegr.: $p_{Rail,max} = 250$ [bar], ein Injektor pro Zylinder
Kraftstoff	Vorgabe eines Einheitskraftstoffes, i.d.R. $RON = 103$ [-]

Im Gegensatz zu früheren Motorenreglements bestand die Schwierigkeit des WRC-Reglements darin, die Konkurrenzfähigkeit des Antriebs durch alternative Entwicklungsschwerpunkte sicherzustellen. Waren beispielsweise in der Formel 1 bis zur Saison 2013 geometrische Eigenschaften wie der Hubraum und die Zylinderzahl reglementiert, so konnte die Leistung im Wesentlichen über eine Drehzahlsteigerung, eine weitere Optimierung des Ladungswechsels oder durch die Weiterentwicklung des Kraftstoffes erhöht werden, vgl. [24]. In Anwesenheit eines gesetzten Drehzahllimits war schlussendlich die Güte der Qualitätssicherung sowie die Reduktion von Reibleistungsverlusten ein zentraler Entwicklungspfad. Durch die strenge Limitierung des WRC-Reglements und im Speziellen durch den Einsatz einer Luftmengenbegrenzung als Instrument zum Balance of Performance (kurz: BoP), musste der Entwicklungsfokus entsprechend angepasst werden. Die Luftmengenbegrenzung wurde seitens der FIA durch einen sogenannten Air Restriktor durchgesetzt. Bei diesem Bauteil handelt es sich um eine Drosselstelle, die ab einem

- **Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen:** In der Verantwortung des Lehrstuhls für Verbrennungskraftmaschinen lag der Bereich, der sich unterhalb der Zylinderlaufbuchse befand. Aus Komponentensicht umfasste dies u.a. den Aufbau auf dem Maschinenbett, die Verbindung zwischen Bremseneinheit und Prüfling sowie die Konstruktion von Massenausgleich, Zylinderkurbelgehäuse und Kurbelwelle. Darüber hinaus erfolgten die Dimensionierung und der Aufbau der Medienkonditionierung (Öl, Wasser, Ansaugluft) am Lehrstuhl. Die Aufteilung wurde bereits von PÖTSCH beschrieben, sodass an dieser Stelle darauf verwiesen wird. [30]
- **FKFS:** Alle simulativen Themen wurden in enger Zusammenarbeit mit dem FKFS erarbeitet. Die dort eingesetzte 3D-CFD-Software *QuickSim*, deren Entwicklung auf CHIODI zurückgeht, wurde dazu verwendet, einen detaillierten Zugang zu den innermotorischen Vorgängen bereitzustellen. So konnten Ladungswechsel- und Verbrennungsberechnungen in Abhängigkeit unterschiedlicher Brennraum- und Kanengeometrien, Spray-Targetings und Betriebsstrategien untersucht werden. Über einen iterativen, kontinuierlichen Abgleich mit dem Prüfstandsexperiment konnten Modelle kalibriert, weiterentwickelt und zum Fortschritt der Untersuchungen verwendet werden. [109]

Der Projektverbund aus den drei beschriebenen Partnern zeichnete sich dadurch aus, dass in kurzer Zeit eine große Anzahl an Konfigurationen getestet, bewertet und weiterentwickelt werden konnte. Für eine weiterführende Beschreibung wird auf WENTSCH *et al.* verwiesen. [105] In Abbildung 4.2 wird die Aufgabenteilung innerhalb des Verbunds grafisch dargestellt.

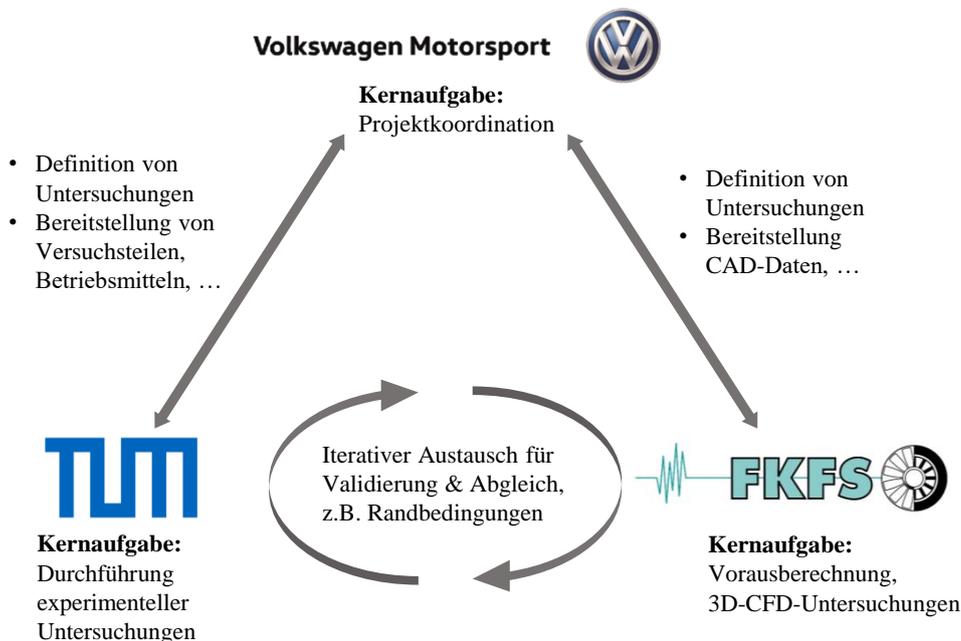


ABB. 4.2: Illustration der Aufgabenteilung und des Informationsflusses im Forschungsverbund.

Belastungseinrichtung

Der Prüfstands Aufbau lässt sich in mehrere Teilsysteme unterteilen. Zentraler Bestandteil des Teilsystems Belastungseinrichtung war eine Siemens 1SR8 Asynchronbremse. Diese konnte eine Drehzahl von bis zu 7500 min^{-1} bei maximal 80 kW effektiver Leistung bzw. 200 Nm effektivem Drehmoment aufnehmen. Um die An- und Abtriebsseite für höhere Drehzahlen zu ertüchtigen, wurde zu Beginn der Projektlaufzeit ein einstufiges, doppelt schrägverzahntes Stirnradgetriebe der Fa. *Hüber Getriebebau GmbH* nachgerüstet, vgl. Abbildung 4.3. Die effektive Übersetzung lag bei $i_{1,2} = 1,595$. Die maximal darstellbare Motordrehzahl betrug folglich 11.963 min^{-1} . Das Verbindungsstück zwischen Belastungsmaschine und Getriebe umfasste eine Lamellenbalgkupplung zum Ausgleich von Fluchtfehlern sowie einen Drehmomentmessflansch. Zwischen Prüfstandsgetriebe und Prüfling wurde eine Gelenkwelle der Fa. *TECTOS* vom Typ T1000-800-K eingesetzt. Diese war für ein Nennmoment von 800 Nm bei einer Maximaldrehzahl von 10.000 min^{-1} ausgelegt. Die Abtriebsseite des Prüfstands aufbaus war somit für stationäre Untersuchungen im Hochdrehzahlbereich vorbereitet. Weitere Informationen zu den eingesetzten Komponenten können im Anhang eingesehen werden.

Medienversorgung

Die Ansprüche an das Teilsystem Medienversorgung waren vielfältig. Zum einen sollten möglichst weite Betriebsbereiche konditionierbar sein. Zum anderen sollten hohe Wärmeeintragsraten auch für längere Zeiträume tolerierbar sein, um für Untersuchungen an der motorischen Volllast ausreichend Reserven zu bieten. Das Kühlwasser wurde dem Prüfling über eine Zahnradpumpe mit einem Nennvolumenstrom von 8 l/min zugeführt. Das Kühlwasservolumen betrug ca. 5 l . Die Heizleistung im Wasserkreislauf wurde mittels eines Stabheizelements mit einer Heizleistung von 1 kW bereitgestellt. Die Temperaturregelung erfolgte anschließend über ein Proportionalventil, das einen ca. 12 °C kalten Hauswassermassenstrom durch einen Gegenstromwärmetauscher leitete. Das Proportionalventil wurde von der Prüfstandsautomatisierung mit einem PID-Regler geregelt und ermöglichte so eine Regelgüte von $\pm 1 \text{ °C}$ in einem Bereich von $20 - 120 \text{ °C}$. Die Ölversorgung des Prüflings war analog zur Kühlwasserseite aufgebaut. Hierbei wurde jedoch eine leistungsstärkere Zahnradpumpe mit einem Volumenstrom von $12,5 \text{ l/min}$ eingesetzt, sodass hohe Öldrücke oberhalb von 4 bar rel. selbst bei stark erhöhten Öltemperaturen aufrechterhalten werden konnten. Die Pumpeneinheit förderte aus einem Tank ein Ölvolumen von ca. 30 l durch einen Durchlauferhitzer mit einer Gesamtheizleistung von 5 kW . Die Ölversorgungsbohrungen des Prüflings versorgten neben dem Zylinderkopf auch die Ölgalerien im Kurbelgehäuse und im Massenausgleich. Entsprechende Temperaturmessstellen an den Ein- und Austritten sowie in redundanter Ausführung an den Hauptlagerstühlen ermöglichten eine effektive Überwachung. Das hohe Ölvolumen wurde bewusst gewählt, um eine hohe thermische Trägheit vorzuhalten, wenn stationäre Volllastuntersuchungen durchgeführt werden. Die in Abstimmung mit VWM festgelegte Ölsorte entsprach den Anforderungen SAE 5W30 und wurde von der Fa. *Castrol Ltd.* bezogen. Herstellernamen und Typbezeichnungen zu den wesentlichen Komponenten der Medienversorgung sind im Anhang aufgeführt.

Kraftstoffpfad

Die Konditionierung und Versorgung des Kraftstoffpfades kann in zwei Bereiche unterteilt werden: Zum einen in einen Versorgungs- und Vorförderbereich, in dem die Messungen des dem Prüfling zugeführten Kraftstoffmassenstroms erfolgten und zum anderen in einen Hochdruckbereich, an den in letzter Instanz das Hochdruckeinspritzventil angebunden war. Die Versorgungsseite bestand aus einem Tank mit einem Volumen von 60 l, der in einer Höhe von ca. 3,5 m im Prüfraum angebracht war. Eine Vorförderpumpe führte den Kraftstoff mit einem Druck von ca. 4,5 bar rel. und durch einen Durchlauferhitzer. Über ein Thermoöl, das in einem separaten Kreislauf über eine PID-Regelung thermisch konditioniert werden konnte, war die Bereitstellung des Kraftstoffes in Bereichen zwischen 25 – 70 °C möglich. Zwischen Vorförder- und Hochdruckpumpe erfolgte nach einem Absteuerventil die Verbrauchsmessung durch zwei Messsysteme in serieller Schaltung. Das erste Messsystem war eine *Rheonik* RHM 03, die auf dem Coriolis-Messprinzip¹ basierte. Das Rheonik-Messsystem war schwingungsgedämpft aufgehängt, um mögliche Quereinflüsse auf das Messsignal, die auf Anregungen durch den Prüfling zurückzuführen sind, zu vermeiden. Als zweites Messsystem kam ein FlowSonic LF-Sensor der Fa. *Sentronics Ltd.* zum Einsatz. Dieses Messsystem macht sich eine Ultraschallmessung zunutze, die auf dem Time-of-Flight-Prinzip² basiert. Die beiden Systeme zur Verbrauchsermittlung wurden vor jeder Messreihe kalibriert und zeigten im untersuchten Betriebsbereich maximale Abweichungen von $\pm 0,1 \text{ kg/h}$ zueinander.

Ladeluftstrecke

Für die Brennverfahrensuntersuchungen war eine geeignete Luftkonditionierung, die auch vergleichsweise hohe Luftmassenströme für den Betrieb bei Luftüberschuss bereitstellen kann, unerlässlich. Die gewählte Lösung soll im Folgenden kurz vorgestellt werden. Die Verdichtung der Ladeluft erfolgte durch einen externen Schraubenverdichter. Dieser verdichtete die Ladeluft in einem ersten Puffervolumen von insgesamt 200 l auf einen Vordruck von bis zu 9 bar rel. Dem Puffervolumen vorgeschaltet war ein Kältetrockner, der die Ladeluft auf hinreichend konstante Werte zwischen 1,5 – 3,5 % relativer Luftfeuchte konditionierte. Eine Feuchteregelung war nicht verbaut. Die Vorgabe des Ladedrucks erfolgte im Automatisierungssystem, das über einen PID-Regler direkten Zugriff auf ein Pilotventil hatte. Das Pilotventil steuerte einen Domdruckregler, der stromabwärts die angeforderten Ladedrücke bereitstellen konnte. Anschließend erfolgte die Luftmassenmessung anhand eines Heißfilmluftmassenmessers, dessen Kennlinie a priori mit einer separaten Luftuhr an die Einbaulage am Prüfstand angepasst wurde. Die maximale Abweichung des Messwertes lag bei 4 %. Die Ladeluft wurde nach der Messgrößenbestimmung zunächst durch

1 Ein Messprinzip zur Massendurchflussmessung, das auf der Ablenkung eines schwingenden Messrohres durch die Massenträgheit des hindurchgeleiteten Fluids basiert. Coriolis-Messsysteme ermöglichen die gleichzeitige Bemessung von Massendurchfluss, Dichte sowie der Medientemperatur. [110]

2 Ultraschall-basierte Messsysteme zur Bestimmung des Volumenflusses von Gasen und Flüssigkeiten basieren auf dem Time-of-Flight-Prinzip. Hierbei werden Ultraschallwellen in einem strömenden Gas einmal in Strömungsrichtung und einmal entgegen ausgesendet. Die Laufzeitdifferenz hat eine direkte Abhängigkeit vom Volumenfluss. [110]

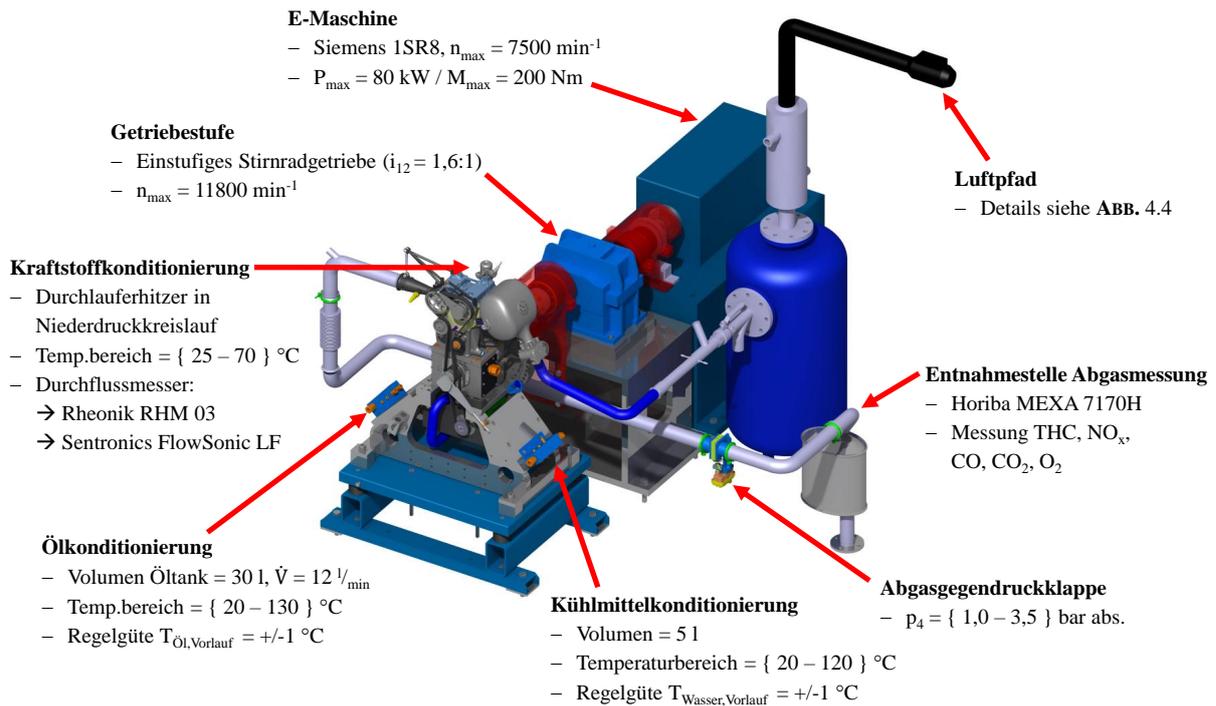


ABB. 4.3: Übersicht des Prüfstandsbaus.

einen von VWM bereitgestellten Wasserladeluftkühler in Rohrbündelbauweise geleitet und bei ca. $20 \text{ }^\circ\text{C}$ in einem zweiten Puffervolumen von insgesamt 160 l beruhigt, was in Abbildung 4.4 grafisch dargestellt ist. Anschließend erfolgte die Temperaturregelung über einen abgedichteten Lufterhitzer mit einer Heizleistung von $6,5 \text{ kW}$. Die auf den ersten Blick überdimensioniert wirkende Heizleistung erwies sich als wichtiger Schritt, um eine hinreichende Regelgüte der Ist-Ladelufttemperatur zu erreichen. Die Ansteuerung erfolgte ebenfalls durch das oben bereits erwähnte CompactRio-System. Die Regelgüte der Ladeluftstrecke lag in den Hochlastpunkten bei $\Delta p_{\text{Saug.}} = \pm 5 \text{ mbar}$ und temperatureseitig bei $\pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$. Für die Untersuchungen in Kapitel 5 wird sich stets auf einen maximalen Ladedruck $p_{\text{Saug.,max.}}$ bezogen. Dieser wurde aus Gründen der mechanischen Festigkeit der Einzelkomponenten im Luftpfad vorab festgelegt. In Abbildung 4.4 werden die Komponenten des Luftpfades grafisch dargestellt.

Indiziersystem

Der Einzylinder-Forschungsmotor war mit einer vollständigen Indiziermesskette ausgestattet, vgl. [111]. Diese umfasste einen Winkelmarkengeber der Fa. *AVL List GmbH* vom Typ 365C, der die Zuordnung der Drucksignale auf 7200 Winkelinformationen ermöglichte. Für die thermodynamische Analyse wurde ein piezoelektrischer Zylinderdrucksensor vom Typ GH15DK verwendet, der ebenfalls von der Fa. *AVL List GmbH* bezogen wurde. Neben der Hochdruckindizierung verfügte der Forschungsmotor über zwei piezoresistive Niederdruckindiziersensoren. Im Einlasskanal wurde ein Druckquarz der Fa. *KistlerAG* vom Typ 4005B eingesetzt. Dieser absolutdruckmes-

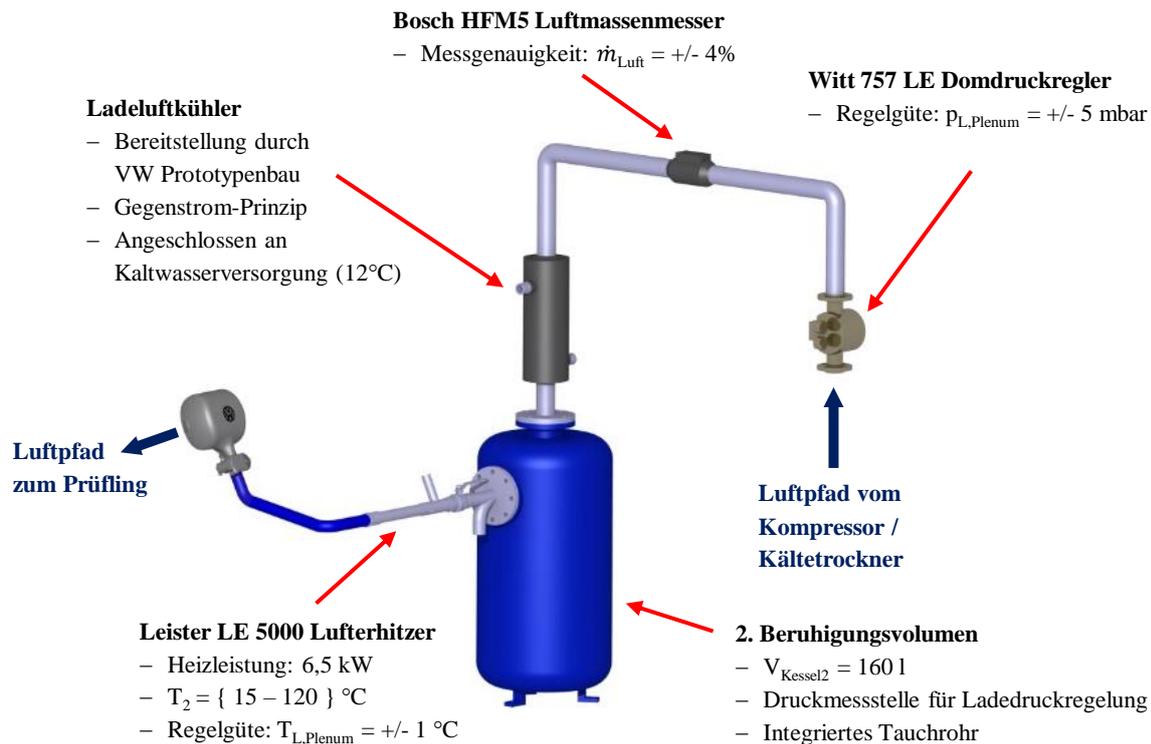


ABB. 4.4: Detailansicht des Luftpfades am Einzylinderprüfstand.

sende Sensor stellte gleichzeitig das Messinstrument für die Nulllinienfindung dar, sodass eine Korrektur des prinzipbedingt relativ gemessenen Zylinderdrucks vorgenommen werden konnte. Abgasseitig wurde ein Indiziersensor vom Typ 4045B desselben Herstellers verwendet. Dieser wassergekühlte Sensor war zusätzlich mit einem Umschaltadapter gekoppelt, um aus Lebensdauergründen die Aufschaltung des Abgasmassenstroms steuern zu können.

Automatisierung und Steuerung

Das für die Untersuchungen eingesetzte **Automatisierungs- und Messdatenerfassungssystem** ist eine Eigenentwicklung des Lehrstuhls für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität München. Die darin verbaute Steuerungs- und Messtechnik wurde über die Fa. *National Instruments Inc.* bezogen. Die Programme, die die Schnittstelle zwischen dem Bediener und dem Prüfstand bilden, wurden in der Software-Entwicklungsumgebung LabView⁴ erstellt. Für den hier beschriebenen Prüfstandsaufbau wurden im Rahmen der Projektlaufzeit zahlreiche Anpassungen im Hinblick auf die Motorsteuerung und Automatisierungsaufgaben vorgenommen. Diese sollen im Folgenden mit entsprechendem Verweis auf die jeweilige Studienarbeit kurz aufgelistet werden:

4 LabVIEW: Akronym für *Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench*, einer grafischen Entwicklungsumgebung für Anwendungen, die u.a. der Datenerfassung und visuellen Datendarstellung dienen. Die Programmierung erfolgt anhand von grafischen Datenflussmodellen und erlaubt somit eine maschinen-nahe Programmierung ohne Quellcodeeingaben. Proprietär vertrieben durch *National Instruments Inc.* [112]

- **Automatisierungs- und Steuerungssystem:** Grundbedatung, Anpassung an den bestehenden Prüfstandsaufbau, Inbetriebnahme. [113]–[115]
- **Spitzendruckabschaltung:** Erkennung von maximalen Zylinderdruckwerten mit nachgeschalteter, arbeitsspielgenauer Deaktivierung der Einspritzung. Hierbei handelt es sich um eine Schutzmaßnahme für die erstmalige Darstellung des SACI-Brennverfahrens, da zu Beginn Betriebsbereiche mit stark erhöhten Zylinderdrücken erwartet wurden, vgl. Abschnitt 5.1. [113], [114]
- **Einspritzsteuerung:** Eigenprogrammierung einer Einspritzsteuerung, die unter Verwendung eines cRio-FPGA-Systems die Injektorendstufe direkt ansteuert. Erweitert die bestehenden Routinen im Motorsteuergerät um die Möglichkeit Mehrfacheinspritzungen bei bis zu $n_{Mot.} = 7500 \text{ min}^{-1}$ abzusetzen. [114]–[116]
- **Ansaugluftkonditionierung:** Regelung eines Lufterhitzers zur Konditionierung der Ansauglufttemperatur. Wurde erforderlich zur Untersuchung erster SACI-Verbrennungssphänomene bei Ansauglufttemperaturen $\geq 100 \text{ °C}$. [115], [116]
- **Kraftstoffmengenregelung:** Erweiterung der Einspritzsteuerung (vgl. zweiter Punkt) um eine Regelung für konstante Kraftstoffmengen zur Untersuchung von Betriebspunkten mit begrenztem Kraftstoffmassenstrom. Gleichzeitig wurden Funktionen zur Kamerasteuerung im Rahmen der optischen Untersuchungen angefügt. [117]
- **Winkelmarkenerfassung:** Mehrfach redundante Winkelmarkenerfassung der Nockenwelle, da die Einspritzsteuerung im stark abgemagerten Betrieb das Einspritzsignal nicht verlässlich zuordnen konnte. Die bei mageren Kraftstoffluftgemischen erforderlichen Durchschlagsspannungen am Zündsystem führten zu starken Interferenzen der TTL-Logik im FPGA-System. [116]

Die Untersuchungen am Einzylinder-Forschungsmotor wurden unter stationären Bedingungen durchgeführt. Das Gegenstück hierzu sind dynamische Prüfstände, an denen beispielsweise transiente Lastsprünge zur Bewertung von Dynamikumfängen (Stichwort: *Time to Torque*), vorprogrammierte Zyklen zur Verbrauchsmessung oder - wie im Rennsport üblich - ganze Rundstreckensimulationen vermessen werden können. Stationärprüfstände ermöglichen hingegen die Untersuchung diskreter Stützstellen, an denen die Drehzahl, Last und gewünschte andere Größen, wie z.B. der Zündwinkel, konstant gehalten werden können. Übergangszustände werden hierbei nicht betrachtet. Der Vorteil dieser Prüfstandsgattung liegt darin, dass das thermodynamische Verhalten eines Prüflings unter konstanten Bedingungen bewertet werden kann. Für eine tiefgreifendere Auseinandersetzung wird auf entsprechende Literatur, wie z.B. [18], [118] verwiesen.

Abbildung 4.5 stellt das Bedienkonzept der Automatisierung und Steuerung (kurz: AUS) dar, das auf zwei in der Prüfstandswarte befindliche Personal Computer wie folgt aufgeteilt war. Am linken Prüfstandscomputer erfolgten die Aufgaben vor dem Hintergrund der "Prüfstandssteuerung", wohingegen am rechten Prüfstands-PC Aufgaben der "Motorsteuerung" wahrgenommen wurden.

Vor dem Messbetrieb wurden vom linken Prüfstandscomputer aus die Sollvorgaben für die Medienkonditionierung von Kühlmittel, Motor- und Getriebeöl sowie dem Kraftstoff vorgegeben. Während den Messungen stellte der Bediener an Prüfstandscomputer #1 die Drehzahlen, Lade- und Abgasgegendrücke sowie die Fahrpedalstellung ein. Von hier aus wurde die Rolle des eigentlichen Prüfstandsfahrers ausgeübt. Im Motorsport liegt das Augenmerk zumeist auf Betriebspunkten in motorischen Grenzbereichen. Für den Fehlerfall wurde die Möglichkeit vorgesehen, dass der Bediener an Prüfstandscomputer #1 per Mausklick in einen sicheren Betriebszustand mit vordefinierter Drehzahl und Drosselklappenstellung navigieren oder bei einem mechanischen Problem die Not-Aus-Routine der Leistungsbremse anfordern konnte. Am rechten Prüfstandscomputer #2 wurden unter anderem die Eingaben am Motorsteuergerät vorgenommen. Der applikative Zugriff auf das Motorsteuergerät erfolgte über das Programm Modas Sport der Fa. *Bosch Motorsport GmbH*. Steuergeräteseitig wurde von hier aus die Einspritzdruckregelung bedient sowie der Zündwinkel vorgegeben. Auf die steuergeräteseitige Füllungserfassung wurde nicht zurückgegriffen, da die Einspritzsteuerung innerhalb der Softwareumgebung LabView erfolgte. Mit einer eigens dafür erstellten Bedienoberfläche wurden die Einspritzparameter gesetzt. Diese umfassen beispielsweise die Kurbelwinkel des Einspritzendes, die Aufteilung in Einfach- oder Mehrfacheinspritzungen sowie das gewünschte Verbrennungsluftverhältnis respektive der gewünschte Kraftstoffmassenstrom. Auf die Vorgehensweise vor- und während der Messungen wird in Abschnitt 4.2 eingegangen.

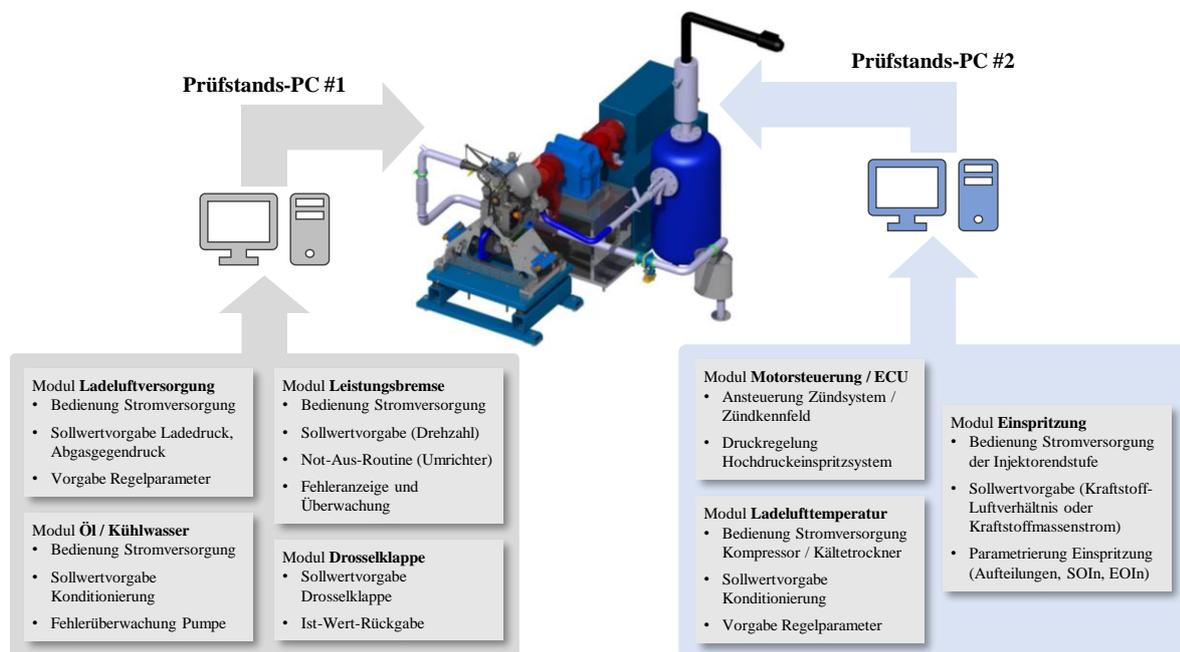
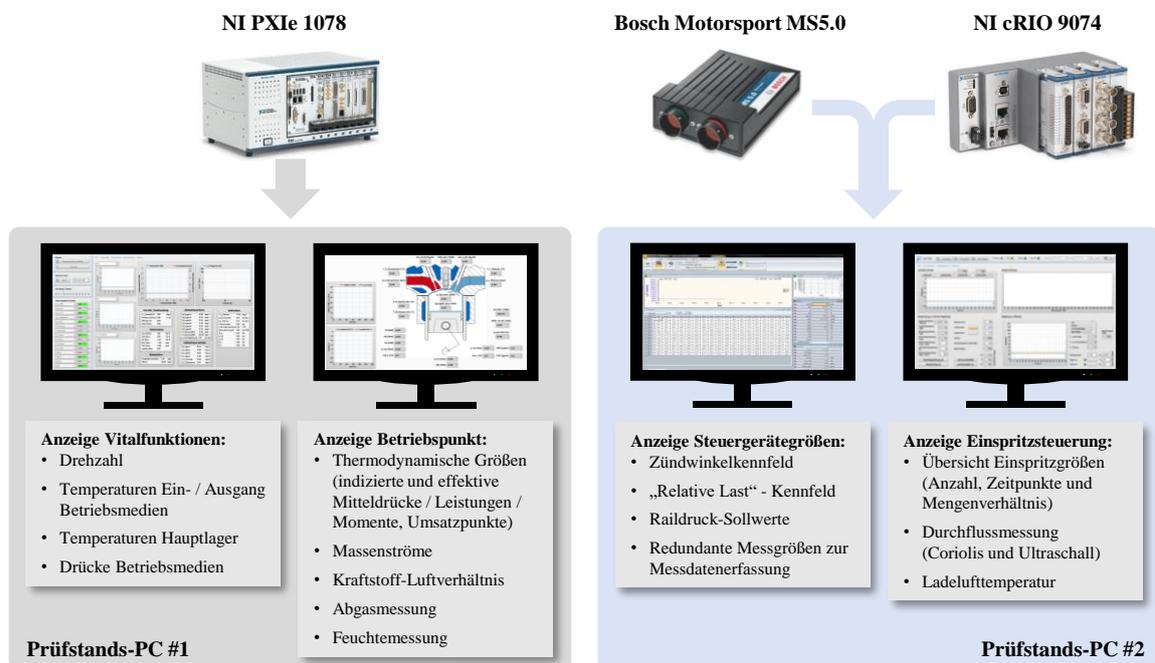


ABB. 4.5: Übersicht der Automatisierung und Steuerung des Einzylinderprüfstandes.

Messdatenerfassung

Analog zum Automatisierungssystem wurde für die Messdatenerfassung (kurz: MDE) am Einzylinderprüfstand dasselbe NI PXIe-Modul verwendet. An diesem wurden die Messdaten sowohl der Hoch- und Niederdruckindizierung als auch der verschiedenen Drücke, Temperaturen und Durchflüsse zusammengeführt, siehe Abbildung 4.6. Im lehrstuhleigenen Messdatenerfassungsprogramm erfolgte die Aufbereitung der Rohmessdaten, sodass diese dem Bediener angezeigt werden konnten. Wurden Messdaten vom cRIO-System erfasst, fand eine Übertragung mittels sogenannter *Shared Network Variables* statt. Hierbei wurden Variablen beschrieben und in einem prüfstandseigenen *Local Area Network* (kurz: LAN), in dem sich sowohl das PXIe-System, das cRIO-System als auch die beiden Prüfstandscomputer befanden, für alle Teilnehmer zur Verfügung gestellt. Grundsätzlich wurden am linken Prüfstandscomputer #1 zwei Kategorien an Messdaten ausgegeben: Zum einen wurden die sogenannten Vitalfunktionen angezeigt, die unter anderem die Öl- und Kühlmittelrücklauftemperaturen von Zylinderkopf, Zylinderkurbelgehäuse und Massenausgleich sowie die Temperaturen an den Hauptlagerstühlen umfassten. Im Hintergrund lief eine Überwachung, die dem Bediener durch eine Rotfärbung das Überschreiten eines Grenzwertes signalisierte. Ferner wurden am linken Prüfstands-PC auf einem dritten Monitor die indizierten und effektiven Messgrößen sowie die Ergebnisse der Abgasanalyse dargestellt. Am rechten Prüfstandscomputer #2 wurden hingegen neben den Steuergerätemessgrößen auch die Ausgaben der Einspritzsteuerung, des Kraftstoffluftverhältnisses sowie die Massenströme der Kraftstoffverbrauchsmessung (Coriolis und Ultraschall) dargestellt, siehe Abbildung 4.6.



Bildquellen: www.bosch-motorsport.de | www.ni.com

ABB. 4.6: Übersicht der Messdatenerfassung am Einzylinderprüfstand.

4.1.2 Beschreibung des Prüflings

Wie oben bereits angedeutet, wurde der Forschungseinzylindermotor Z01 konzipiert, um Untersuchungen vor dem Hintergrund der Brennverfahrensentwicklung durchführen zu können. Zur zeitlichen Einordnung ist hiermit der Zeitraum zwischen Projektbeginn und der Mitte des Jahres 2016 gemeint, als der Fokus auf einem unterstöchiometrischen Brennverfahren mit begrenztem Luftangebot für die World Rallye Championship lag. Hierbei war eine gute Übertragbarkeit zwischen den Vollmotoren, d.h. den in Hannover bei VWM entwickelten Rennmotoren, und dem Forschungseinzylinder für die Einordnung der generierten Messergebnisse essenziell. Es wurde folglich bei der Konzeptionierung darauf geachtet, dass für die möglichst genaue Abbildung des Brennverfahrens die wesentlichen Randbedingungen weitestgehend übernommen werden konnten. So waren Zünd- und Einspritzsystem sowie Kolben- und Brennraumdachgeometrie identisch mit den Vollmotorkomponenten. Technische Änderungen wurden stets aktualisiert, sofern die Notwendigkeit bestand. Ferner wurde auf die thermischen Randbedingungen Wert gelegt, da diese unmittelbaren Einfluss auf das für Rennmotoren wichtige Klopfverhalten haben. Die Wassermantelgeometrie der Zylinderlaufbuchse und des Zylinderkopfes wurde demzufolge ebenfalls übernommen. Umstände, unter denen gleiche Randbedingungen nicht darstellbar waren, wurden bereits in der Konzeptphase des Forschungsmotors versucht bestmöglich anzunähern. Als Beispiel sei hier der Abgasturbolader (kurz: ATL) zu erwähnen. Da die Dimensionierung des ATLS stark durch den eingesetzten Verbrennungsmotor bestimmt wird, ist die Übertragbarkeit vom Vollmotor auf einen Einzylindermotor nur bedingt möglich. Unter anderem liegt dies in den fehlenden Übersprecheffekten im Ansaug- und Abgassystem durch benachbarte Zylinder begründet sowie am nicht-linearen Verhalten der Turbine und des Verdichters bei Größenskalierung. Abhilfe wurde dadurch geschaffen, dass die Saugrohr- und Abgasgegendrucke (p_L, p_{Plenum}, p_3) vom Vollmotor für die jeweiligen Drehzahlstützstellen gemessen und am Einzylindermotor im Prüfbetrieb nachgestellt wurden.

Ferner wurde bei der Konzipierung des Forschungseinzylinders Wert auf eine hohe **Modularität** gelegt. Grundsätzlich zeichnen sich Einzylindermotoren dadurch aus, dass sie eine gute Zugänglichkeit aufweisen, da keine angrenzenden Zylinder vorliegen. Gleichzeitig ist der Versuchsteilebedarf, z.B. für die Kanalentwicklung, reduziert. [17], [18] Dies führt dazu, dass Komponenten schnell getauscht und somit die Versuchszeiten verkürzt werden können. Im Folgenden sollen einige ausgewählte, konkrete Punkte im Zusammenhang mit dem hier vorgestellten Forschungseinzylinder näher beschrieben werden:

- Die Zylinderlaufbuchse, die Kurbelwelle, das Pleuel sowie die Kolbengruppe konnten getauscht werden, um verschiedene Hub- / Bohrungsverhältnisse darstellen zu können. Die Basis bildete hierbei ein von der Zylinderlaufbuchse getrenntes Kurbelgehäuse.

- Die Bestückung des Massenausgleichs konnte an Änderungen im Kurbeltrieb angepasst werden. Der Massenausgleich war so aufgeteilt, dass der rotatorische Ausgleich zu 100 % an der Kurbelwelle und der oszillatorische Ausgleich in einem separaten Massenausgleichsgehäuse erfolgte. In letzterem gab es jeweils ein Ausgleichswellenpaar für die erste und die zweite Ordnung. Die Übersetzung erfolgte über einen gerade verzahnten Stirnradtrieb. Für nähere Informationen zum Massenausgleich in Einzylindermotoren wird an dieser Stelle auf die Fachliteratur verwiesen, vgl. z.B. [18].
- Die Zylinderköpfe unterschieden sich im Wesentlichen durch die Einlasskanalgeometrie, die Injektorlage sowie die Anordnung der Einlassventile. Die Untersuchungen, die in Kapitel 5 vorgestellt werden, wurden größtenteils mit der seitlichen Injektorlage durchgeführt.
- Der Antrieb der Nockenwellen erfolgte über zwei Zahnriemenräder, die jeweils mit einer Zentralschraube befestigt wurden. Dies ermöglichte eine beliebige Verdrehung der Riemenräder gegenüber den Nockenwellen. Für die Einstellung der Steuerzeiten wurden die Vorgaben von der jeweils passenden Vollmotorkonfiguration von VWM übernommen. Anpassungen erfolgten lediglich, wenn der geforderte Mindestfreigang zu den Ventiltaschen nicht eingehalten werden konnte.

4.2 Vorstellung Messmethodik und Versuchsablauf

In diesem Abschnitt steht die Vorstellung der Messmethodik im Vordergrund. Nachdem im vorangegangenen Abschnitt 4.1 der Einzylinderprüfstand sowie der Prüfling beschrieben wurden, soll hier zunächst auf die Parametrierung des Messsystems eingegangen werden. Dabei sollen einige ausgewählte Einstellparameter aufgelistet werden. Dies dient als Dokumentation und Referenz zu den experimentellen Untersuchungen, die in Kapitel 5 vorgestellt werden. Anschließend soll das Vorgehen während der Versuchsdurchführung detailliert beschrieben werden.

4.2.1 Parametrierung des Messsystems

Die Messdaten wurden in Form eines sogenannten *Snapshots* gespeichert. Hierbei handelt es sich um ein Abbild aller Messgrößen zum Aufnahmezeitpunkt, die in einer separaten Datei gespeichert werden. Diese Datei enthielt unter anderem die mit niedriger Abtastfrequenz (10 Hz, Schleifendauer: 100 ms) erfassten Messgrößen, wie beispielsweise den Medientemperaturen, den statischen Drücken, dem effektiven Drehmoment oder der Luftfeuchte. Alle 100 ms wurden die Messdaten in einen Puffer geschrieben, dessen Inhalt über fünf Sekunden ab Auslösung der Aufnahme gemittelt wurde. Das Ergebnis wurde anschließend im Snapshot abgespeichert.

Das verwendete Messdatenerfassungssystem ermöglichte die thermodynamische Auswertung zur Motorlaufzeit. Dazu wird die in Abschnitt 4.1.1 vorgestellte Indiziermesskette verwendet. Diese erfasst mittels Interpolation 7200 Kurbelwinkelpositionen sowie Brennraum-, Einlass- und Auslassdruckwerte, sodass mit einer Messauflösung von 0,1 °KW aufgezeichnet werden konnte. Die

Daten aus der Hoch- und Niederdruckindizierung wurden zur Laufzeit in einen Ringspeicher geschrieben, der 100 aufeinanderfolgende Arbeitsspiele umfasste. Für die Aufzeichnung der Betriebspunkte wurde jeweils ein Abbild der aktuellen 100 Arbeitsspiele, die sich zum Zeitpunkt der Aufnahme in besagtem Ringspeicher befanden, abgespeichert, vgl. [87]. Die thermodynamische Auswertung erfolgte basierend auf einer Mittelwertspur, die zur Laufzeit aus dem Ringspeicher bestimmt wurde. Mithilfe der geometrischen Abmessungen wurde die Volumenfunktion des Motors abgebildet. Durch Integration der Brennraumdruckinformationen über dem differentiellen Volumen wurde anschließend mithilfe des Polytropenexponenten ($n = 1,32$) die Heizfunktion gebildet. Dadurch konnte die gesamte, vom Brennstoff an das Gas abgegebene Wärme bestimmt werden. Zusätzlich wurden durch eine Normierung des Heizverlaufs die Umsatzpunkte (U10, U50, U90) bestimmt, die die Basis für die Auswertung der Brenndauer bilden. Die Auswertung der Heizfunktion fand zwischen -45 °KW und 115 °KW statt.

Wie in Abschnitt 4.1.1 beschrieben, erfolgte die Messung des Brennraumdrucks mithilfe eines piezoelektrischen Druckmessaufnehmers. Dieser Sensortyp misst prinzipbedingt nur Druckdifferenzen, weshalb ein Abgleich mit dem Absolutdruck durchgeführt werden muss. Über die Jahre haben sich verschiedene Verfahren für diesen auch als Nulllinienfindung bezeichneten Abgleich durchgesetzt, für die an dieser Stelle auf die einschlägige Fachliteratur verwiesen wird, siehe z.B. [18], [111]. Am Forschungseinzyklinder Z01 wurde eine Absolutdruckmessung im Einlasskanal eingesetzt. Dieser Methodik liegt die Annahme zugrunde, dass zu einem bestimmten Kurbelwinkel der statische Druck im Einlasskanal demjenigen des Brennraums hinreichend genau ähnelt, so dass die Brennraumdruckkurve um die Höhe des Einlassdruckes korrigiert werden kann. Der Abgleich fand am Z01 bei $\alpha_{\text{Abgleich,allg.}} = -180 \text{ °KW}$ statt. In Kapitel 5 werden auch Messungen mit verkürzter Einlasseventlänge im Rahmen der Untersuchung eines konventionellen Magerbrennverfahrens mit Miller-Steuerzeiten vorgestellt. Hier wurde der Zeitpunkt des Druckabgleichs entsprechend angepasst.

Der thermodynamische Verlustwinkel beschreibt den Phasenunterschied zwischen real gemessener Druckkurve und dem geometrisch bestimmten OT, mit dem das Messdatenerfassungssystem parametrisiert ist. Die Ursache für dessen Entstehung sind unter anderem Blow-By-Verluste sowie Wandwärmeverluste infolge der Verdichtung, da ein realer Motor nicht adiabat ist. [16] Wird ein falscher Betrag im Messdatenerfassungssystem hinterlegt, hat dies Auswirkungen auf die Ergebnisgrößen der Indizierung. Mithilfe eines kapazitiven Sensors vom Typ 2629 der Fa. Kistler wurde im Vorgängerprojekt für den Einzylindermotor ein Verlustwinkel von $\alpha_{TD} = 0,7 \text{ °KW}$ ermittelt. Dieser wurde im Rahmen der in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen für eine mittlere Drehzahl konstant eingestellt. Die Überprüfung des thermodynamischen Verlustwinkels erfolgte am Einzylindermotor stets vor einer Messreihe nach demselben Vorgehen. Der Motor wurde bei konstanter Drehzahl und Last ($n_{Mot.} = 4000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{Saug.} = 1,2 \text{ bar abs.}$) vorkonditioniert, bis die Ölrücklauftemperatur ca. 100 °C erreicht hatte. Dann wurde der Motor bei $n_{Mot.} = 3000 \text{ min}^{-1}$ und vollständig geöffneter Drosselklappe ohne externe Aufladung

geschleppt. Im Messdatenerfassungssystem wurde für den Ort des geschleppten Zylinderdruckmaximums eine Lage von $719,3^\circ KW$ festgelegt und reproduzierbar eingehalten. Die Überprüfung erfolgte, wenn die Krümmertemperatur weitestgehend der Wassermanteltemperatur entsprach. Somit wurde innerhalb der Messreihen eine konsistente Parametrierung sichergestellt.

4.2.2 Experimenteller Ablauf

In diesem Abschnitt soll die Versuchsdurchführung näher beschrieben werden. Je nachdem, welche Art von Brennverfahren untersucht wurde, mussten einige Anpassungen vorgenommen werden. Da das SACI-Brennverfahren noch im Anfangsstadium der Untersuchungen war, stand keine vollumfängliche Füllungs- und Zündwinkelbedatung zur Verfügung. Derjenige Datenstand, der im Steuergerät für die WRC-Untersuchungen hinterlegt war, konnte nicht verwendet werden, da das SACI-Brennverfahren bei hohem Luftüberschuss betrieben wird. Im Folgenden soll daher auf die Vorgehensweise im Zusammenhang mit dem SACI-Brennverfahren eingegangen werden.

Vor jeder Messkampagne wurde der Prüfling zunächst ausgiebig vorkonditioniert. Die Vorgabe der Wasservorlauftemperatur betrug $T_{W, \text{ein}, \text{Soll}} = 70^\circ\text{C}$; diejenige des Motoröls $T_{Oel, \text{ein}, \text{Soll}} = 80^\circ\text{C}$. Der Prüfling wurde zunächst bei $n_{Mot.} = 4000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{Saug.} = 1,2 \text{ bar abs.}$ solange betrieben, bis die Ölrücklauftemperatur am Zylinderkurbelgehäuse $T_{Oel, ZKG, \text{aus}} \approx 100^\circ\text{C}$ erreicht hatte. Anschließend wurde ein geschleppter Referenzpunkt bei $n_{Mot.} = 3000 \text{ min}^{-1}$ angefahren, sodass der Verdichtungsenddruck, das p-V-Diagramm sowie der Verlustwinkel abgeglichen werden konnten. Dieser Referenzpunkt stellte zugleich den Basispunkt dar, der nach einem erfolgreich vermessenen Punkt stets angefahren wurde.

Wie in Abschnitt 4.1.1 beschrieben, waren zwei Personen zur Durchführung von Messungen erforderlich. Dabei nahm der Bediener des linken Prüfstandscomputers (#1) die Betriebspunktvorgabe vor, während der andere Prüfstandscomputer (#2) durch dessen Bediener zur Applikation verwendet wurde. Nach erneutem Warmfahren im Betriebspunkt bei $n_{Mot.} = 4000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{Saug.} = 1,2 \text{ bar abs.}$ wurde der Motor vom Basispunkt auf die gewünschte Drehzahlstützstelle geschleppt. Anschließend wurden der Ladedruck und eine a priori ermittelte Stellung der Abgasgegendruckklappe vorgegeben. Die Vorsteuerung erreichte die Ladedruckstützstelle hinreichend schnell, sodass nur wenige Sekunden nach der Lastvorgabe die Zündung und Einspritzung eingeschaltet werden konnten. Die Einstellungen für die Vorgabe der Mehrfacheinspritzung wurden vor Anfahren des Punktes festgelegt; einzig eine Korrektur der gesamten Einspritzmenge, um das gewünschte Kraftstoffluftverhältnis zu erreichen, wurde noch vorgenommen. Der Bediener des rechten Prüfstandscomputers regelte anschließend die Zündung und das Einspritzende der zweiten Einspritzung (EOI₂, vgl. Abbildung 5.12) derart, dass der Prüfling möglichst stabil im Betriebspunkt stand. Hierbei wurde insbesondere dem Variationskoeffizienten des indizierten Mitteldrucks Beachtung geschenkt. In einem stabilen Betriebszustand wurde der Prüfling für eine Dauer von ca. 45 s gehalten, sodass eine hinreichend gute Temperierung erreicht wurde.

Die hohe thermische Trägheit des Gesamtsystems war hierbei einer hohen Reproduzierbarkeit zuträglich. Anschließend veränderte der Bediener des rechten Prüfstandscomputers die Zündung in Richtung früh, bis entweder ein wirkungsgradoptimaler Betriebszustand erreicht wurde oder erste Klopfereignisse in Erscheinung traten, vgl. Abschnitt 5.1.1. Im Anschluss wurde der Betriebspunkt in Form eines sogenannten Snapshots vermessen.

Wurde der Betriebspunkt erfolgreich abgespeichert, fand zunächst eine Rücknahme der Zündung und anschließend des Ladedrucks statt. Somit befand sich der Prüfling wieder in einem Zustand, in dem keine extremen Zylinderdrücke aufgrund von klopfenden Verbrennungen auftreten konnten. Danach wurde die Einspritzung ausgeschaltet und der Versuchsmotor auf den oben beschriebenen Basispunkt geschleppt. Dieses Vorgehen verhalf analog zum Anfahren eines Betriebspunktes starke Momentenspitzen im Antriebsstrang zu vermeiden. Wenn die Rücklauf-temperatur des Motoröls am Zylinderkurbelgehäuse unterhalb von 100 °C lag, wurde der nächste Betriebspunkt im Messprogramm angefahren.

5 Ergebnisauswertung und -diskussion

In diesem Kapitel soll eine Auswahl der Untersuchungen zum SACI-Brennverfahren vorgestellt werden. Wie bereits in Kapitel 4 beschrieben, erfolgten die Untersuchungen am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität München am Einzylinder-Forschungsmotor Z01. In Abbildung 5.1 ist eine Kategorisierung der Untersuchungen nach ihrer Abfolge und dem jeweiligen Schwerpunkt abgebildet. So sollen vor dem Kontext der erstmaligen **Darstellung** des SACI-Brennverfahrens diejenigen Entwicklungsschritte, die dorthin geführt haben, zusammengefasst werden. Die gezeigten experimentellen Ergebnisse werden durch 3D-CFD-Simulationsergebnisse unterstützt, die im Projektverbund durch das FKFS zur Verfügung gestellt wurden, siehe auch Abschnitt 4.1.1. In einem kurzen Abriss soll letztlich das SACI-Brennverfahren unter klopfenden Bedingungen bewertet werden. Unter dem Überbegriff der **Optimierung** werden anschließend ausgewählte Untersuchungen gezeigt, wobei der Fokus zunächst auf dem Einfluss verschiedener Einspritzparameter liegt, da diese ein wichtiger Teil der Betriebsstrategie sind. Ferner sollen ausgewählte Komponentenversuche den Hardware-Einfluss auf das SACI-Brennverfahren abbilden sowie anhand von Kennfelduntersuchungen ein vorläufiger Ist-Stand untersucht werden. Dieser Prozess kann als iterativ verstanden werden, was in Abbildung 5.1 symbolhaft dargestellt wird. In einem dritten Schritt soll ein **Vergleich** mit zwei weiteren Brennverfahrenstypen erfolgen. Hierbei handelt es sich um ein Magerbrennverfahren mit verkürzter Einlass-Eventlänge und Hochaufladung sowie um ein konventionell fremdgezündetes, unterstöchiometrisches Brennverfahren für Motorsportanwendungen, das Ähnlichkeiten zum Brennverfahren am WRC-Vollmotor aufweist. Eine Ergebnisdiskussion wird die Vorstellung der Untersuchungsergebnisse stets am Ende des jeweiligen Abschnittes begleiten. Für ein Gesamtfazit zu den Untersuchungen wird auf Kapitel 6 verwiesen.

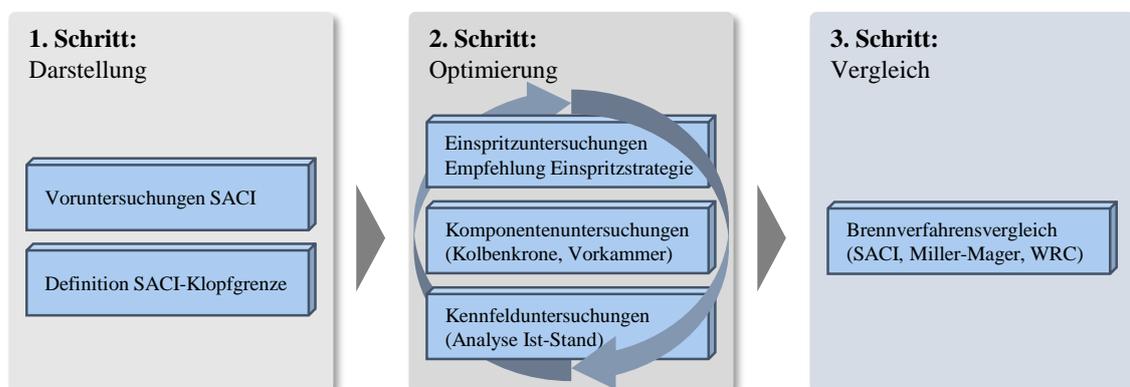


ABB. 5.1: Übersicht der in Kapitel 5 vorgestellten Untersuchungen.

5.1 Voruntersuchungen SACI-Brennverfahren

In einem ersten Schritt wurde untersucht, ob man über Maßnahmen, wie eine Steigerung des Ladedrucks oder durch eine Erhöhung der Ansauglufttemperatur, den Übergang zur Kompressionszündung erzwingen könnte, um so ein volllastfähiges HCCI-Brennverfahren darzustellen, siehe auch Abschnitt 3.2.3. Die WRC-Konfiguration diente zunächst als Absprungbasis für die erste untersuchte Konfiguration des Versuchsträgers. Einzig das Zündsystem wurde durch eine passive Vorkammerzündkerze (Typ 1, vgl. Abschnitt 5.2.3) ersetzt sowie ein Zylinderkopf mit zentraler Einspritzlage aufgebaut. Als Kraftstoff wurde stets derselbe Rennkraftstoff der Fa. *Shell* mit 20 % Ethanolanteil verwendet, vgl. Tabelle 5.1.

TAB. 5.1: SACI-Initialkonfiguration am Forschungszylinderomotor Z01.

Randbedingung	Wert [Einheit] / Beschreibung
Geom. Epsilon	12,0 : 1 [–]
Injektorlage	zentral
Injektor	BOSCH HDEV5
Zündsystem	Vorkammer "Typ 1", 6-Loch, $V_{VK} = 160 [mm^3]$, vgl. Tabelle 5.17.
Kraftstoff <i>Shell LM24</i>	$H_u = 39,9 [MJ/kg]$, $ROZ = 104,5 [–]$, $\rho \approx 730 [kg/m^3]$

Hinsichtlich zu vermeidender Betriebsbereiche wurden gemeinsam mit den Projektpartnern Vorüberlegungen angestellt und eine Betriebsstrategie für die Voruntersuchungen definiert. In einer Skizze wurden exemplarisch vier charakteristische Zylinderdruckverläufe festgehalten, vgl. Abbildung 5.2 links. Die grüne und schwarze Kurve repräsentieren jeweils eine konventionelle Verbrennung mit und ohne Klopfen, wobei das Klopfereignis erst mit etwas Verzögerung nach dem OT in Erscheinung tritt. Im Gegensatz dazu zeigt die klassische HCCI-Verbrennung einen sehr steilen Druckgradienten, jedoch keine Klopfereignisse; hier schematisch dargestellt anhand der roten Kurven. Aus Gründen der Bauteilfestigkeit sollte die in Blau dargestellte Kurve vermieden werden, da hier ein immenser Druckanstieg kurz nach OT ein starkes Klopfereignis auslöst. Die Erwartung, dass motorisches Klopfen auftreten kann, obwohl eine HCCI-Verbrennung gesucht wird, lag in der Gemischbildung des Versuchsträgers begründet. Es konnte in diesem frühen Stadium der Untersuchungen unter Verwendung einer Benzindirekteinspritzung nicht davon ausgegangen werden, dass die Verteilung des Kraftstoffluftgemisches im Brennraum eine HCCI-Verbrennung ermöglichen würde. Hohe Kraftstoffmengen je Arbeitsspiel, wie sie hohe Lastbereiche erfordern, bei hohen Motordrehzahlen stellen hinsichtlich der Gemischaufbereitung bei Direkteinspritzung einen Zielkonflikt mit der erreichbaren Homogenisierung dar. Der Druckverlauf eines einzelnen Arbeitsspiels in Abbildung 5.2 rechts bestätigte die Annahme, dass solche Betriebsbereiche existierten.

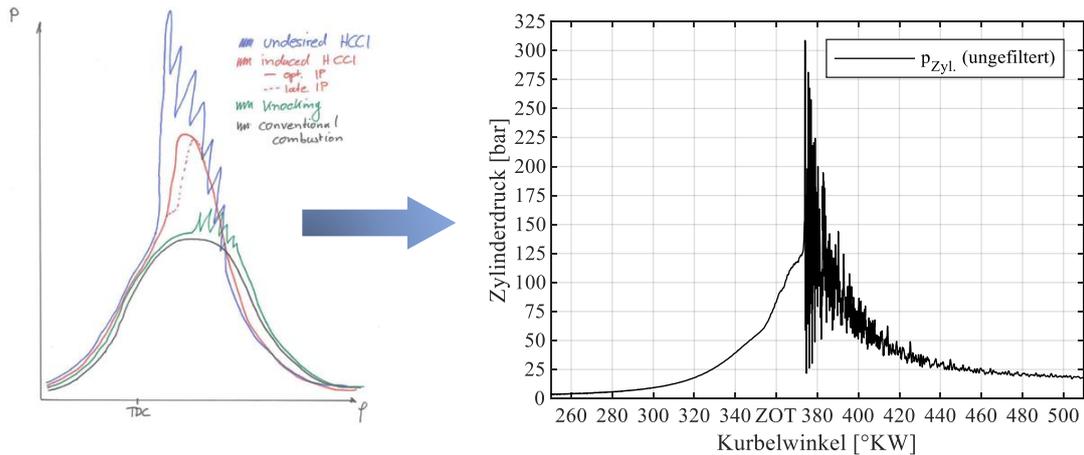


ABB. 5.2: Links: Skizze erster Überlegungen (Quelle: Dr.-Ing. A. Kächele, FKFS).
Rechts: $p_{Zyl.}$ - α -Diagramm: Extremes Klopfereignis.

Um bauteilschädigende Zustände zu vermeiden, wurden für die Voruntersuchungen daher einige motorische Betriebsparameter festgelegt. Da die Vorgänge des motorischen Klopfens unter anderem eine zeitliche Abhängigkeit aufweisen (vgl. z.B. [25]), wurden die ersten Betriebspunkte bei hohen Drehzahlen von $n_{Mot.} = 6000 - 7500 \text{ min}^{-1}$ untersucht. Da das Verdichtungsverhältnis aus Gründen der Bauteilverfügbarkeit zunächst bei $\epsilon_{Geom.} = 12,0 : 1$ lag, wurde versucht über eine Parametervariation einen kompressionsgezündeten Betrieb herbeizuführen, vgl. Tabelle 5.2.

TAB. 5.2: Variierte Betriebsparameter für Voruntersuchungen.

Parameter	Wert [Einheit]
Ladedruck $p_{Saug.}$	1,3 bis 2,5 [bar abs.]
Spülgefälle p_{SG}	-1000 bis +500 [mbar]
Kraftstoffluftgemisch λ	0,87 / 1,2 / 1,4 / 1,6 [-]
Ansauglufttemperatur $T_{ans.}$	20 bis 110 [°C]
Einspritzdruck p_{Rail}	50 bis 250 [bar]
Wassertemperatur $T_{W, Eintritt}$	70 bis 120 [°C]
Öltemperatur $T_{ÖL, Eintritt}$	80 bis 130 [°C]

Die Untersuchung der gezeigten Betriebsparameter wurde durch verschiedene Ertüchtigungen am Einzylinderprüfstand ermöglicht, auf die an dieser Stelle auf Abschnitt 4.1 verwiesen werden soll. Die wesentliche Erkenntnis der ersten Messkampagnen war, dass kein stabiler Betriebszustand dargestellt werden konnte. Der Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks der Betriebspunkte lag stets über $COV > 5,0 \%$ ¹. Selbst mit einer Anhebung der geometrischen Verdichtung auf $\epsilon_{Geom.} = 16,3 : 1$, der Vergrößerung des Vorkammervolumens auf $V_{VK} = 600 \text{ mm}^3$ und einer Erhöhung der Ansauglufttemperatur auf $T_{ans.} = 70 \text{ °C}$ konnten die Betriebspunkte nur

¹ Gemeinsam mit den Projektpartnern wurde ein Wert von $CoV = 4,0 \%$ als Fahrbarkeitsgrenze definiert. Dieser Wert basierte auf Erfahrungen mit den WRC-Vollmotoren und wurde auf den Einzylindermotor übertragen.

vereinzelt stabil entflammt werden. Eine Lastanhebung durch die Beeinflussung von Ladedruck oder Kraftstoffmenge hatte zur Folge, dass die Klopfneigung anstieg. In Betriebsbereichen ohne Klopfen konnten gemittelte Spitzendrücke von $p_{Zyl.,max.} \approx 140 \text{ bar}$ nicht überschritten werden.

Neben der Tatsache, dass eine konventionelle, ottomotorische Verbrennung bei einem Kraftstoffluftverhältnis von $\lambda \approx 1,6$ am Rande der Zündgrenzen abläuft, siehe z.B. [18], wurde vermutet, dass eine unregelmäßige Gemischbildung - auch im Zusammenspiel mit dem Vorkammerzündsystem - die Ursache für das Betriebsverhalten sein könnte. In Abbildung 5.3 sind auf der linken Seite die Zylinderdruckverläufe von 25 aufeinanderfolgenden Arbeitsspielen sowie in Blauer Standardabweichung $\sigma_{p_{Zyl.}}$ abgebildet. Es ist erkennbar, dass die Verbrennungszyklen stark variieren sowie ein Zyklus sich der Schleppdruckkurve annähert (Aussetzer!). Zum Vergleich ist rechts ein lastgleicher Betriebspunkt einer konventionellen Funkenzündung abgebildet, bei der die Standardabweichung des Zylinderdrucks um ca. $\Delta 6,0 \text{ bar}$ niedriger liegt (Konfiguration: Siehe *konventionelles Brennverfahren* in Abschnitt 5.3). Passive Vorkammerzündkerzen sind prinzipbedingt auf einen Gemischaustausch über die Überströmbohrungen angewiesen, sodass ein zündfähiges Gemisch in die Kammer gelangen kann. Der Gemischaustausch entsteht durch die Druckdifferenz zwischen Hauptbrennraum und Vorkammervolumen, die einen Massenstrom über die Überströmbohrungen auslöst. Liegt innerhalb der Vorkammer ein nicht oder nur bedingt zündfähiges Gemisch vor, oder kann das zurückbleibende Restgas im Ladungswechsel nicht hinreichend ausgespült werden, so wäre ein unregelmäßiges Zündverhalten als Folge denkbar.

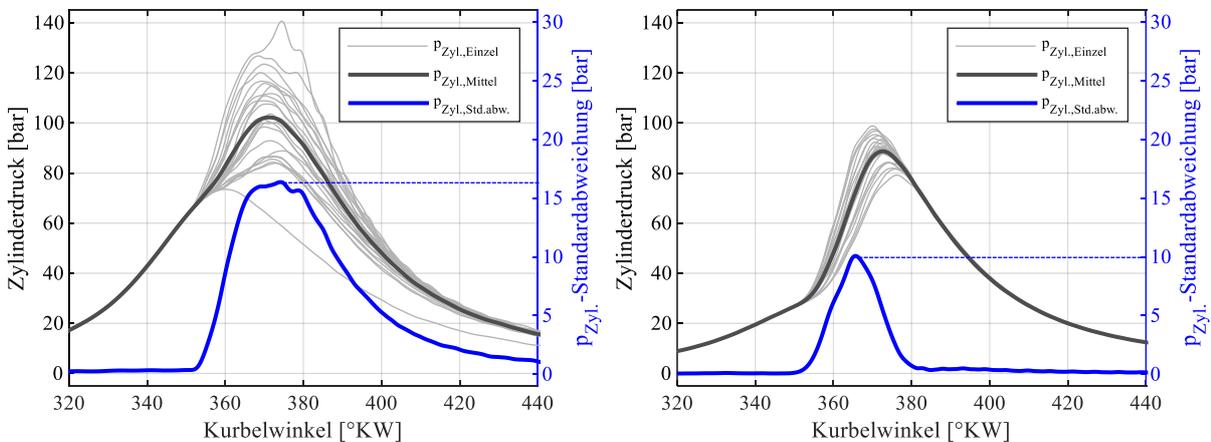


ABB. 5.3: Links: Voruntersuchungen HCCL. Rechts: Konv. Funkenzündung. Betriebspunkt:
 $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} \approx 15 \text{ bar}$, $\lambda_{links} = 1,6$, $\lambda_{rechts} = 0,85$.

Um Unregelmäßigkeiten in der Spülung der Vorkammer zu bewerten, wurden seitens des FKFS 3D-CFD-Simulationen basierend auf den Prüfstandsmessdaten erstellt, die auch die 6-Loch-Vorkammerzündkerze mit einem Volumen von $V_{VK} = 600 \text{ mm}^3$ abbildeten. Das eingesetzte Programm *QuickSim* profitiert von einer geringen Zellanzahl in Verbindung mit verschiedenen Modellen, die für die Simulation von innermotorischen Vorgängen abgestimmt wurden (siehe auch [109], bzw. Abschnitt 4.1.1). Aufgrund der geringen Rechendauer konnten mehrere Arbeits-

spiele in Folge berechnet werden. Hierdurch kann zu Beginn des jeweils nächsten Arbeitsspiels auf ein ausgebildetes Strömungsfeld des vorangegangenen Arbeitsspiels zurückgegriffen werden. Die Untersuchungen ergaben, dass die λ -Verteilung innerhalb der Vorkammer Schwankungen von $\Delta\lambda \approx 0,6$ unterlag, was eine mögliche Ursache für unregelmäßige Zündbedingungen wäre.

Sowohl aus den Prüfstandsmessdaten als auch aus den Simulationsergebnissen wurden Maßnahmen abgeleitet, um eine gleichmäßigere Versorgung der Vorkammerzündkerze mit Frischgas zu erzielen. Da die Ladungsbewegung bei hohen Drehzahlen durch die hohen Kolbengeschwindigkeiten sehr ausgeprägt ist, man jedoch auch Vorteile hinsichtlich potenzieller Klopfereignisse hat (Induktionszeit!), wurde eine Absenkung des Drehzahl-niveaus nicht in Betracht gezogen. Es wurde hingegen gemutmaßt, dass eine Reduktion der Ladungsbewegung hilfreich sein könnte. Basierend auf einer Vorausberechnung mittels 3D-CFD-Simulation seitens des FKFS wurde eine Einlasskanalvariante mit reduziertem Ladungsbewegungsniveau ausgelegt. Es wurde ferner vermutet, dass der kurze Abstand des Injektors zur Vorkammerzündkerze bei einer zentralen Einspritzlage kontraproduktiv für das Zusammenspiel aus Zündsystem und Hauptbrennraum sein könnte. Die hohen Kraftstoffmengen, die für die Vollast benötigt werden, erfordern eine entsprechende Aufbereitungszeit². Mit steigender Drehzahl verringert sich jedoch der Aufbereitungszeitraum. Da somit die Wahrscheinlichkeit steigt, dass unaufbereitetes Gemisch in Kolben-nähe gegen Verdichtungsende in die Vorkammer übertritt, wurde entschieden, auf eine seitliche Injektorlage umzubauen. Im Folgenden soll ein repräsentativer Betriebspunkt gezeigt werden, der im Anschluss an die genannten Hardwareanpassungen bei $\lambda = 1,6$ untersucht werden konnte. Die Betriebsparameter und Randbedingungen können Tabelle 5.3 entnommen werden. In selbiger Tabelle ist zu Vergleichszwecken ein lastgleicher Betriebspunkt mit Hakenzündkerze bei $\lambda = 0,85$ aufgeführt. Der *End of Injection* (kurz: EOI) stellt den Abstand des Einspritzendes vom ZOT dar (Zählweise gegen den Uhrzeigersinn).

TAB. 5.3: Randbedingungen der Betriebspunkte.

Parameter [Einheit]	Vorkammer	Hakenzündkerze
Drehzahl $n_{Mot.}$ [min^{-1}]	6000	6000
Ladedruck $p_{Saug.}$ [$bar\ abs.$]	1,72	1,12
Abgasgedruck p_3 [$bar\ abs.$]	1,52	1,01
Kraftstoffluftverhältnis λ [–]	1,59	0,85
End of Injection EOI_1, EOI_2 [$^{\circ}KW\ v.\ ZOT$]	285 / 93	240 / –
Massenanteil 1. zu 2. Einspr. [%]	60 : 40	100 : 0
Ansauglufttemperatur $T_{ans.}$ [$^{\circ}C$]	35,0	35,0
Einspritzdruck p_{Rail} [bar]	200	200

² Anmerkung: Bei einem DI-Ottomotor erfolgt die Gemischbildung im Brennraum. Dadurch steigen die Anforderungen an die Gemischbildung, da der Zeitraum in Richtung früh durch eine verstärkte Kolbenbenetzung und in Richtung spät durch die Wahrscheinlichkeit einer unvollständigen Aufbereitung begrenzt ist. [31]

Ein Auszug der über 100 Arbeitsspiele gemittelten Messergebnisse ist in Tabelle 5.4 zu finden.

TAB. 5.4: Auswertung thermodynamischer Messgrößen.

Parameter [Einheit]	Vorkammer	Hakenzündkerze
Ind. Mitteldruck p_{mi} [bar]	15,1	14,9
Mittl. Spitzendruck $p_{max.,mit.}$ [bar]	122,5	91,4
Variationskoeffizient CoV [%]	3,7	0,6
Schwerpunktlage $U50$ [$^{\circ}KW$ n. ZOT]	6,8	7,5
Brenndauer (10-90% Umsatz) [$^{\circ}KW$]	37,8	31,5

Links in Abbildung 5.4 sind 25 aufeinanderfolgende Druckverläufe dieses Betriebspunktes abgebildet. Erwähnenswert ist das gegenüber dem lastgleichen Betriebspunkt mit Funkenzündung erhöhte Spitzendruckniveau, das bei einem globalen Kraftstoffluftverhältnis von $\lambda_{global} = 1,59$ und somit am Rande der Zündgrenzen konventionell betriebener Ottomotoren erreicht wird. Es ist zusätzlich erkennbar, dass die zyklischen Schwankungen gegenüber denjenigen in Abbildung 5.3 deutlich abgenommen haben. Die Auswertung ergibt einen Variationskoeffizienten von $CoV = 3,7\%$, der die zuvor angesprochene $4,0\%$ -Grenze unterschreitet. Keines der Arbeitsspiele befindet sich nunmehr in der Nähe der Schleppdruckkurve. Ferner liegt die Standardabweichung der 25 Zyklen in ihrer absoluten Höhe um ca. $\Delta 2,5$ bar unter derjenigen des Betriebspunktes mit Funkenzündung. An dieser Stelle sei anzumerken, dass die gezeigten Zylinderdruckkurven mit einem Filter vom Typ *Butterworth* (Tiefpass, $f_{Grenz.} = 6$ kHz) sowie einer gleitenden Mittelwertbildung geglättet wurden. Im Versuchsbetrieb hat sich mit der verbauten Indiziermesstechnik (vgl. Abschnitt 4.1.1) ein hochfrequentes Rauschen auf dem Zylinderdrucksignal gezeigt, das bereits vor dem Zylinderdruckmaximum in Erscheinung tritt. SENS *et al.* haben dieses Phänomen im Zusammenhang mit Vorkammerzündsystemen als gasdynamischen Effekt beschrieben, der im Gegensatz zum motorischen Klopfen keine schädigende Wirkung besitzt. [41]

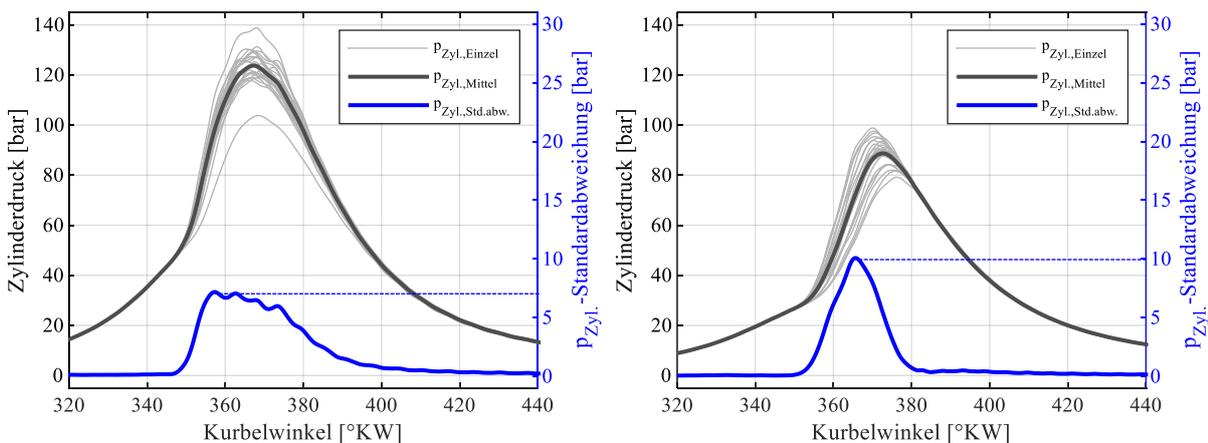


ABB. 5.4: Links: Voruntersuchungen HCCI. Rechts: Konv. Funkenzündung. Betriebspunkt: $n_{Mot.} = 6000$ min^{-1} , $p_{mi} \approx 15$ bar, $\lambda_{links} \approx 1,6$, $\lambda_{rechts} = 0,85$.

Ein zentraler Bestandteil, um diesen Betriebszustand darstellen zu können, war die Verwendung einer Zweifacheinspritzung. Da diese Funktionalität im Bosch-Motorsteuergerät nicht vorgesehen war, wurde für die Untersuchungen dieser Arbeit eine FPGA-basierte Einspritzsteuerung entwickelt, die direkt mit der steuergeräteeigenen Injektorendstufe kommunizierte, vgl. Kapitel 4. Durch die hohe Rechengeschwindigkeit des FPGA-Systems konnten Doppeleinspritzungen bis $n_{Mot.} = 7500 \text{ min}^{-1}$ realisiert werden. Hochdruckeinspritzvorgänge in einen Brennraum haben eine direkte Auswirkung auf das umliegende Strömungsfeld. Verantwortlich hierfür sind der Impuls infolge des hohen Druckunterschieds sowie die Vorgänge des Strahlaufbruchs und Tropfenzerfalls. Werden mehrere Einspritzungen sowohl im Saug- als auch im Kompressionshub abgesetzt, können diese durch ihren Strömungsimpuls den Verlauf der Ladungsbewegung positiv beeinflussen. Dies kann sich bei Serienaggregaten durch Effekte wie einer höheren Robustheit gegenüber einer Laststeigerung oder einem Einfluss auf das Emissionsverhalten (PN, HC) bemerkbar machen, siehe z.B. [31]. Beispielhaft könnte eine Aufteilung so aussehen, dass 95 % der gesamten Kraftstoffmasse saugsynchron eingebracht wird und zur Stabilisierung der Gemischbildung an der Zündkerze eine Nacheinspritzung mit einem Anteil von ca. 5 % der Gesamtmasse abgesetzt wird. Das hier gezeigte Brennverfahren schien jedoch nicht von einer derartigen Betriebsstrategie zu profitieren, da die Zyklenschwankungen mit einer Einfacheinspritzung oder mit einer Zweifacheinspritzung bis ca. 30 % Massenanteil der zweiten Einspritzung deutlich über der Grenze von $CoV = 4,0 \%$ lagen. Erst ab ca. 40 % Massenanteil der Zweiteinspritzung war ein anderes Verbrennungsgeräusch wahrnehmbar; der Variationskoeffizient lag bei $CoV \approx 2,0 - 3,0 \%$.

Eine Diskussion der Ursachen, die nach jetzigem Kenntnisstand zu diesem motorischen Verhalten führen können, soll im Folgenden anhand von Messergebnissen, Darstellungen aus der 3D-CFD-Simulation sowie mittels optischer Aufnahmen geführt werden. Es wurde angestrebt eine Hochdruckindizierung in der Vorkammerzündkerze nachzurüsten, um relative Unterschiede im Vorkammerdruck hinsichtlich Gemischzusammensetzungen und Zündzeitpunkten sowie unterschiedlicher Vorkammerkonfigurationen untersuchen zu können. Aufgrund der Größe des M10-Zündkerzengewindes gestaltete sich dies jedoch als sehr schwierig, weshalb im Rahmen dieser Arbeit darauf verzichtet werden musste. Der Einzylindermotor hatte zum Untersuchungszeitpunkt ein geometrisches Verdichtungsverhältnis von $\epsilon_{Geom.} = 15,2 : 1$, vgl. Tabelle 5.5. Die eingesetzte Vorkammerzündkerze hatte ein auf $V_{VK} = 600 \text{ mm}^3$ vergrößertes Volumen gegenüber der ersten Variante vom "Typ 1", vgl. Abschnitt 5.2.3.

TAB. 5.5: Überarbeitete Konfiguration für das SACI-Brennverfahren.

Eigenschaft	Wert [Einheit] / Beschreibung
Geom. Epsilon ϵ	15,2 : 1 [–]
Injektorlage	seitlich
Injektor	BOSCH HDEV5
Zündsystem	Vorkammer, 6-Loch, $V_{VK} = 600 \text{ [mm}^3\text{]}$

In Abbildung 5.5 ist eine mittels 3D-CFD-Simulation berechnete Kurbelwinkelsequenz dargestellt. Die Farbskala entspricht dem Kraftstoffluftverhältnis. Die Skalierung wurde gewählt, um eine scharfe Abgrenzung zu fetten Gemischbereichen darzustellen. Die Ansicht zeigt einen Schnitt durch die Brennraummitte. Die Randbedingungen können Tabelle 5.6 entnommen werden.

TAB. 5.6: Betriebsparameter zu nachgerechnetem Betriebspunkt mittels 3D-CFD-Simulation.

Parameter	Wert [Einheit]
Drehzahl n_{Motor}	6000 [min^{-1}]
Ladedruck $p_{Saug.}$	2,4 [bar abs.]
Abgasgegendruck p_3	2,12 [bar abs.]
Kraftstoffluftverhältnis λ	1,59 [-]
End of Injection EOI_1, EOI_2	285 / 83 [$^{\circ}KW$ v. ZOT]
Anteil Zweiteinspritzung	60 [%] (der Gesamtmenge)
Ansauglufttemperatur $T_{ans.}$	34,8 [$^{\circ}C$]
Einspritzdruck p_{Rail}	150 [bar]

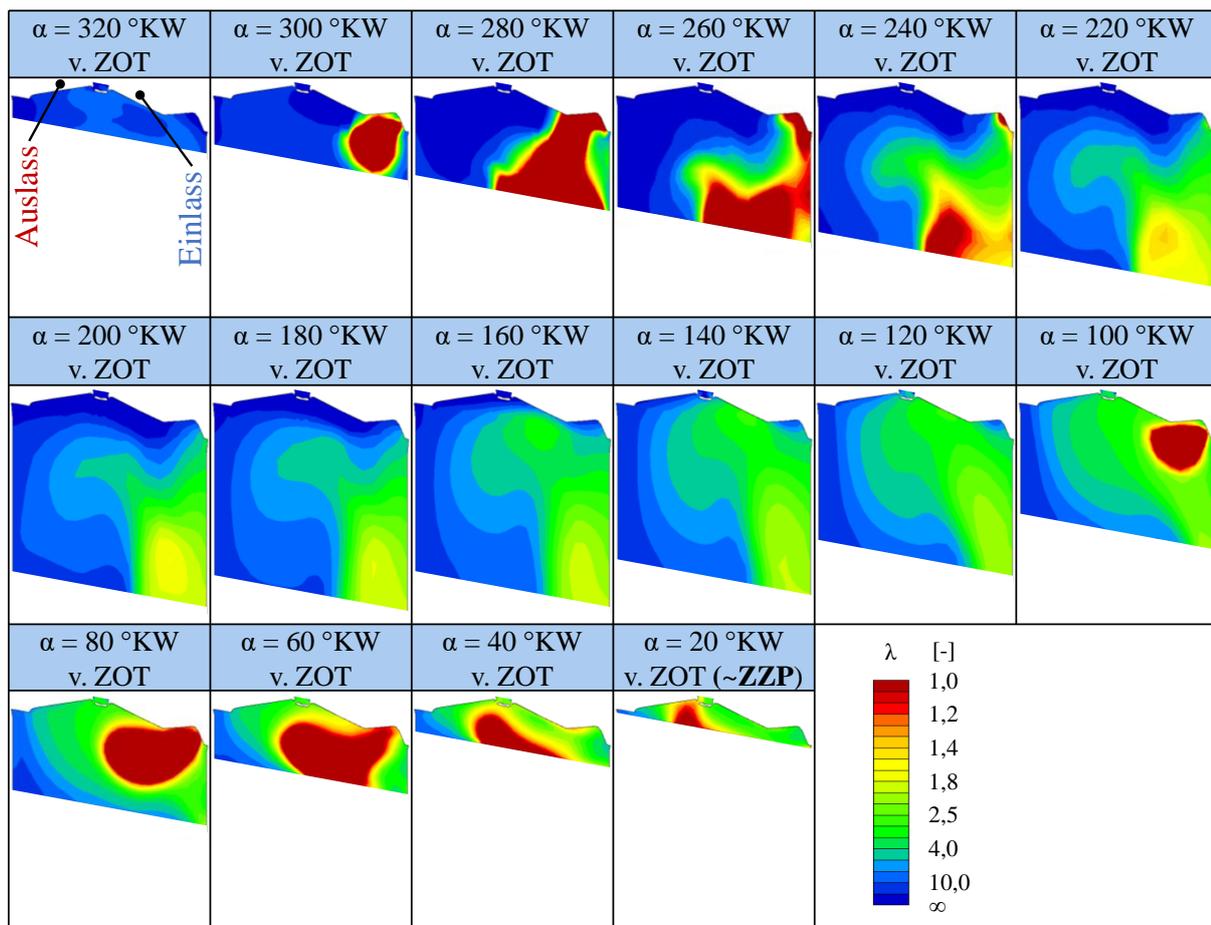


ABB. 5.5: 3D-CFD-Bildsequenz des Kraftstoffluftgemischs im Hauptbrennraum (Quelle: FKFS).

Der in Abbildung 5.5 gezeigte Kurbelwinkelbereich erstreckt sich von $320^\circ KW v. ZOT$ bis $20^\circ KW v. ZOT$. Zunächst ist erkennbar, dass der Kraftstoffanteil der ersten Einspritzung in Richtung Kolbenboden abgelenkt wird (vgl. Einzelbilder ab $280^\circ KW v. ZOT$). Eine Eigenschaft der verwendeten Einlasskanäle ist, dass sie eine leichte Tumble-Bewegung induzieren. Eine Interaktion mit dieser Form der Ladungsbewegung tritt in der gezeigten Ansicht jedoch nur schwach ausgeprägt in Erscheinung. Ab ca. $240^\circ KW v. ZOT$ scheint es, als würde zunächst einlassseitig ein fetterer Gemischbereich konzentriert werden. Erst ab einem Kurbelwinkel von ca. $120^\circ KW v. ZOT$ beginnt die Befüllung der Vorkammer. Die zweite Einspritzung scheint sich vorrangig in der Brennraummitte sowie auf dem Kolbenboden und unterhalb der Vorkammerzündkerze zu konzentrieren. Letztlich trägt auch diese Einspritzung anteilig zur Befüllung der Vorkammer bei, wie dem Einzelbild bei $20^\circ KW v. ZOT$ entnommen werden kann. Vermutlich besteht hier ein Zusammenhang mit der hohen Sensitivität des Brennverfahrens gegenüber dem Einspritzende der Zweiteinspritzung, vgl. Abschnitt 5.2.1. Die übrige Gemischwolke unterhalb der Vorkammerzündkerze ist zum Zündzeitpunkt (Hier: $\alpha_{ZZP} = 17,5^\circ KW v. ZOT$) noch nicht vollständig verdampft, sodass eine Form von Kraftstoffsichtung im Brennraum vorliegt.

Schlussfolgerungen zur Phänomenologie:

Die 3D-CFD-Simulation des Betriebspunktes ergibt, dass bis zum Beginn der Nacheinspritzung ein Kraftstoffluftverhältnis von ca. $\lambda \approx 2,5$ sowohl in Vorkammernähe als auch in der Vorkammer entsteht. Die durch die Nacheinspritzung erzeugte Gemischwolke ist zum Zündzeitpunkt noch nicht vollständig homogenisiert und weist unterhalb der Vorkammer Bereiche von $\lambda \leq 1,0$ auf, wie anhand der Kraftstoffverteilung in Abbildung 5.5 ersichtlich wird. Innerhalb der Vorkammer wird durch den Zündfunken eine Verbrennung ausgelöst, die sich anschließend über die Überströmbohrungen auf den Hauptbrennraum überträgt. Das in den äußeren Brennraumbereichen vorliegende Kraftstoffluftgemisch befindet sich infolge der hohen geometrischen Verdichtung bereits in der Nähe der Selbstzündgrenze. Es wird vermutet, dass durch den Impuls der austretenden Vorkammer-Jets diese Gemischbereiche anteilig mittels Kompressionszündung umgesetzt werden, vgl. Darstellung zur Selbstzündung (Abbildung 3.6) in Kapitel 3. Die Umsetzung der kraftstoffreichen, noch nicht vollständig aufbereiteten Gemischwolke unterhalb der Vorkammer erfolgt vermutlich durch eine konventionelle Flammfrontverbrennung, siehe auch optische Aufnahmen in Abbildung 5.7.

Im Laufe der Untersuchungen ist eine deutliche Abhängigkeit der Brennstabilität vom zweiten Einspritzende beobachtet worden, vgl. Abschnitt 5.2. Dies steht vermutlich im Zusammenhang mit der Befüllung der Vorkammerzündkerze, sodass dieser eine stabile Gemischentflammung gelingt und somit ein möglichst großer Impuls auf den Hauptbrennraum übertragen werden kann. Trotz des hohen Aufladegrades und der für einen Ottomotor hohen Verdichtung von $\epsilon_{Geom.} = 15,2 : 1$ bleiben extreme Klopfereignisse oder Vorentflammungen aus. Dies steht im Kontrast zu den vorangegangenen Untersuchungen, siehe z.B. der Zylinderdruckverlauf in Abbildung 5.2. Bei Betrachtung der Massenumsatzpunkte ergibt sich für den simulativ abgebildeten Betriebspunkt eine zu konventionellen Ottobrennverfahren ähnliche Brenn-dauer von $BD_{10-90\%} \approx 33 \text{ } ^\circ KW$, worauf im Brennverfahrensvergleich noch genauer eingegangen wird, siehe auch Abschnitt 5.3.1. Diese Information in Verbindung mit Druckanstiegsraten $dp/d\alpha \geq 9 \text{ bar}/^\circ KW$ lässt bei einem Kraftstoffluftverhältnis von $\lambda \approx 1,60$ auf kompressionsgezündete Anteile der Wärmefreisetzung schließen, vgl. Abschnitt 3.3. Gemeinsam mit den Projektpartnern hatte man sich fortan darauf verständigt, die oben beschriebene Betriebsstrategie als *Spark Assisted Compression Ignition* (kurz: SACI) zu bezeichnen.

Die Möglichkeiten zur Untersuchung der Verbrennung und der Gemischbildung mittels eines Boroskops sowie der Messaufbau wurden bereits von PÖTSCH am vorliegenden Einzylinder-Forschungsmotor ausführlich beschrieben. Der Aufbau wurde im Rahmen der hier gezeigten Untersuchungen insofern verändert, um eine weitere Verbesserung der Messgüte bei hohen Drehzahlen zu erreichen. Als Kamerasystem wurde eine Hochgeschwindigkeitskamera der Fa. *Vision Research* vom Typ Phantom v1611 eingesetzt. Ferner wurde für die Aufnahmen eine LED-Lichtquelle mit optimiertem Wellenlängenbereich der Fa. *SMETEC* mit der Bezeichnung LED P40 verwendet. Die übrigen Komponenten blieben unverändert und können der folgenden Quelle

entnommen werden, vgl. [30]. Abbildung 5.6 zeigt den sichtbaren Bereich des Boroskops. Die Haupteinschränkung der optischen Untersuchungen am Forschungseinzyylinder lag darin, dass die vom Kamerasensor erfasste Lichtmenge begrenzt war. Sowohl das Boroskop der Fa. *SMETEC* mit einem Lichtleiterdurchmesser von $D_{\text{Lichtleiter}} = 4 \text{ mm}$ als auch das hohe Drehzahlniveau wirkten sich nachteilig auf die Bildqualität aus. Unter Verwendung eines lichtstarken Objektivs und einer Belichtungszeit von $t_{\text{Belicht.}} = 50 \mu\text{s}$ konnte die Einspritzphase dennoch aufgenommen werden. Die Bildrate lag bei ca. $2 \text{ }^\circ\text{KW}$. Der Betriebspunkt ist analog zu demjenigen, der in Tabelle 5.6 beschrieben wurde.

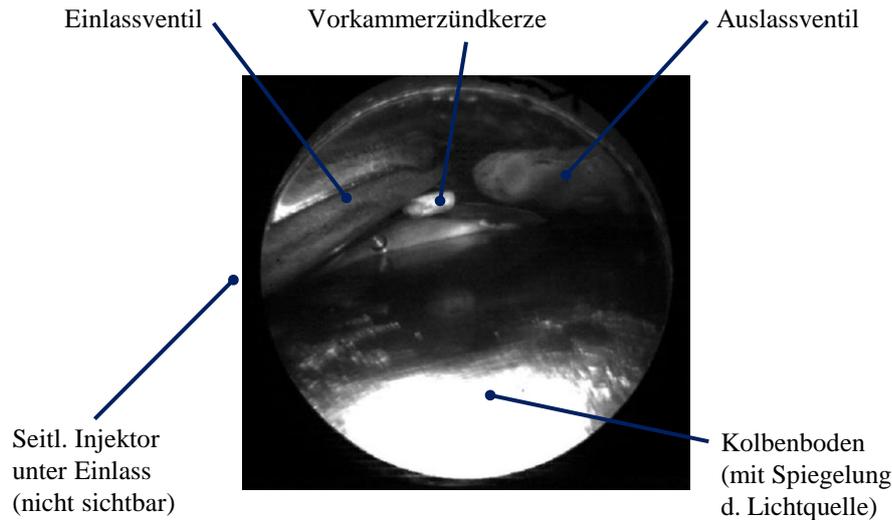


ABB. 5.6: Sichtbarer Brennraumbereich durch das Boroskop.

Bei der Auswertung fiel besonders der Bereich vor dem ZOT auf, der in Abbildung 5.7 in Form einer Bildsequenz dargestellt ist. Ab ca. $10 \text{ }^\circ\text{KW}$ *v. ZOT* ist ein erstes Leuchten um die Vorkammer erkennbar. Die Abbildung bei $8 \text{ }^\circ\text{KW}$ *v. ZOT* zeigt ausgeprägte Vorkammer-Jets. Im Anschluss kann die Ausbreitung der Verbrennung im Brennraum beobachtet werden. An dieser Stelle soll darauf hingewiesen werden, dass es sich um eine Aufnahme mit hoher Belichtung handelt, weshalb die Flamme stark überstrahlt dargestellt wird. Ob es sich bei der hier gezeigten Ausprägung der Vorkammer-Jets um heiße Flammenfackeln handelt, die im Inneren der Vorkammer entstanden sind, oder ob jeder Strahl eine Wolke chemisch reaktiver Zwischenprodukte ist, die das umliegende Endgas im Hauptbrennraum zur Reaktion bringen und dadurch die Lichtemission erzeugen, kann an dieser Stelle nicht beantwortet werden. Das Gesehene zeigt jedoch, dass die Vorkammer zunächst eine Verbrennung im Hauptbrennraum einleitet. Dies würde die Vermutung unterstützen, dass die Vorkammerzündung für die Entstehung einer Flammfront in der geschichteten gemischreichen Kraftstoffwolke verantwortlich ist.

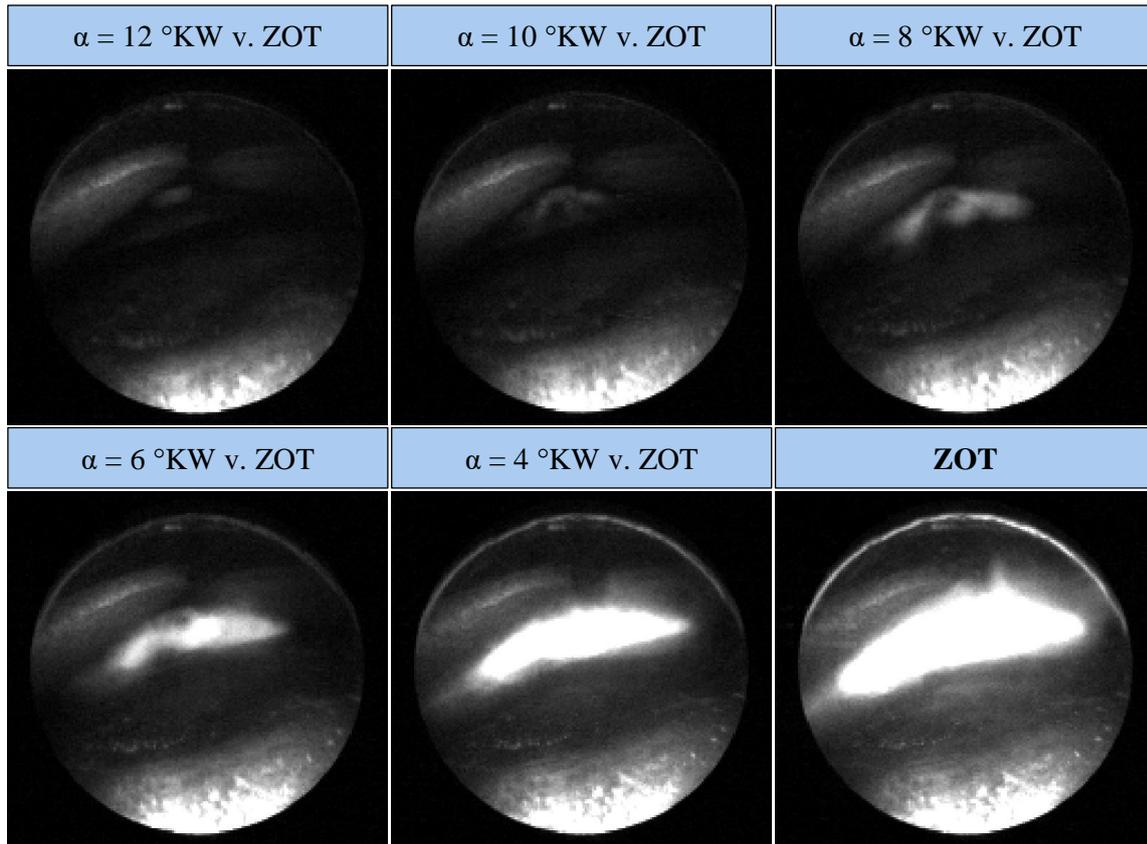


ABB. 5.7: Sequenz optischer Aufnahmen bis ZOT mit einer Bildrate von ca. $2 \text{ }^\circ\text{KW}$.

5.1.1 Klopfbegrenzung des SACI-Brennverfahrens

An dieser Stelle soll kurz auf das Klopfverhalten des SACI-Brennverfahrens eingegangen werden. Dieser Abschnitt ist als Ergänzung zu denjenigen Inhalten anzusehen, die in Abschnitt 4.2 vorgestellt wurden. Im Versuchsbetrieb konnte beobachtet werden, dass für das SACI-Brennverfahren eine Form von Klopfbegrenzung existiert. In Abbildung 5.8 sind drei Betriebspunkte bei jeweils unterschiedlicher Last dargestellt. Diese wurden bei einer Drehzahl von $n_{Mot.} = 7000 \text{ min}^{-1}$ mit einer Messauflösung von $0,1 \text{ }^\circ\text{KW}$ ausgewertet. Die hohe Drehzahl wurde gewählt, um die Wahrscheinlichkeit für katastrophale Klopfereignisse zu reduzieren, vgl. Abschnitt 5.1. Es werden jeweils fünfzig aufeinanderfolgende Arbeitsspiele eines Betriebspunktes dargestellt. Die Einstellparameter der zugehörigen Betriebspunkte sind in Tabelle 5.7 aufgelistet.

TAB. 5.7: Betriebsparameter klopfender Motorbetrieb (Variation orange hinterlegt).

Parameter	Wert [Einheit]
Drehzahl $n_{Mot.}$	7000 [min^{-1}]
Ladedruck $p_{Saug.}$	2,0, 2,5, 3,0 [$bar\ abs.$]
Spülgefälle Δp_{SG}	$\approx 0,40$ [bar] (<i>positiv</i>)
Kraftstoffluftverhältnis λ	$\approx 1,6$ [-]
End of Injection EOI_1	285 [$^{\circ}KW$ v. ZOT]
End of Injection EOI_2	83 [$^{\circ}KW$ v. ZOT]
Anteil Zweiteinspritzung	40 [%] (der Gesamtmenge)
Einspritzdruck p_{Rail}	200 [bar]

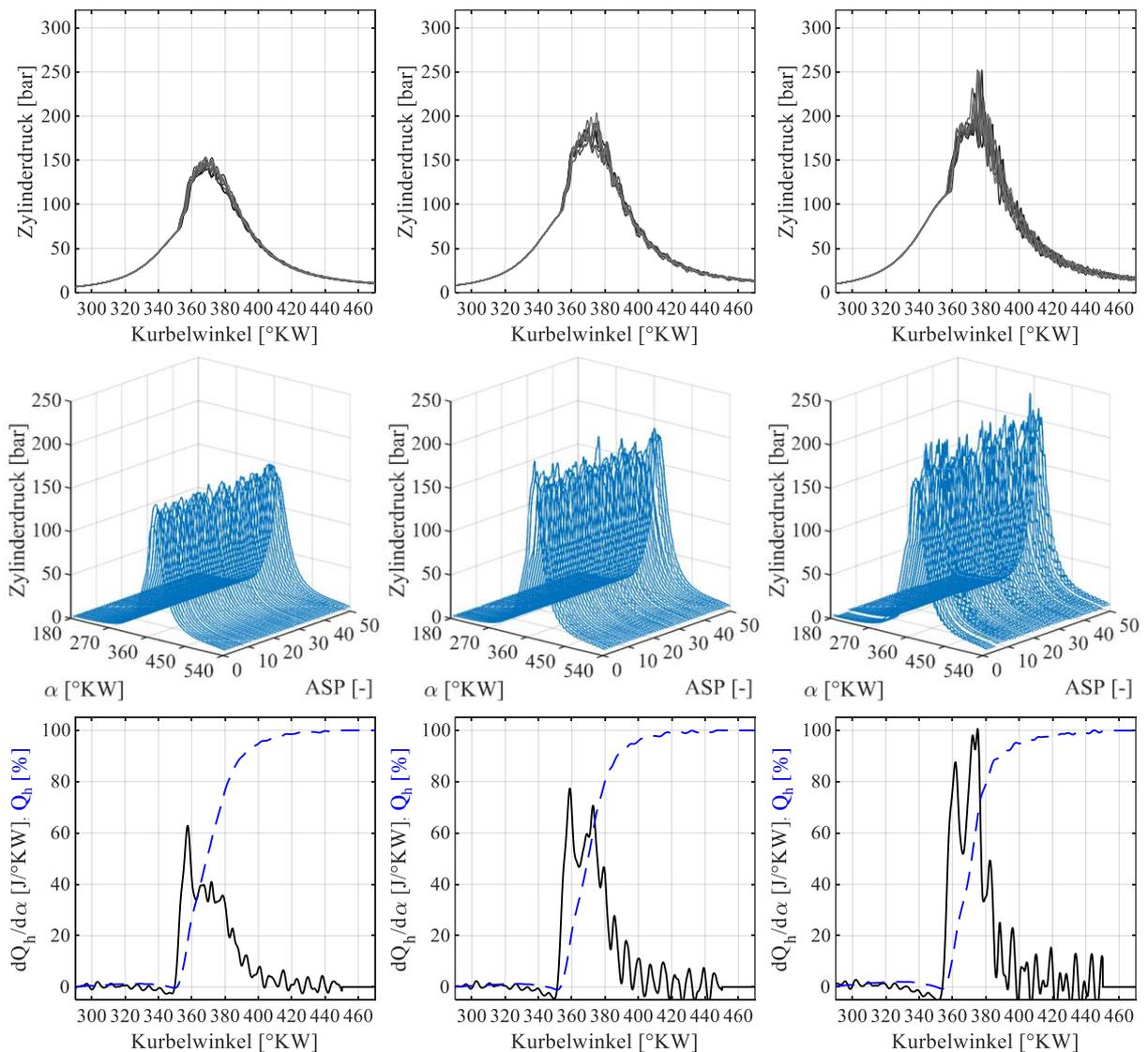


ABB. 5.8: SACI Klopferverhalten. Links: $p_{Saug.} = 2,0\ bar\ abs.$, Mitte: $p_{Saug.} = 2,5\ bar\ abs.$, Rechts: $p_{Saug.} = 3,0\ bar\ abs.$, $n_{Mot.} = 7000\ min^{-1}$, $\lambda \approx 1,6$.

Wie Abbildung 5.8 entnommen werden kann, weist der Zylinderdruckverlauf des SACI-Brennverfahrens mit zunehmender Last sich überlagernde Schwingungsformen auf³. Diese beginnen bereits vor ZOT, ehe sich die Amplituden ab ca. 370 °KW merklich vergrößern. Die niederfrequenten Schwingungen überlagern sich mit den höherfrequenten Schwingungen, wobei letztere vermutlich auf die Vorkammerzündung zurückgeführt werden können, vgl. [41]. Aus applikativer Sicht erwies sich das motorische Verhalten als vorhersehbar, analog zur konventionellen Flammfrontverbrennung nahe der Klopfgrenze. Durch eine Verschiebung des Zündwinkels bestand die Kontrolle über die maximale Intensität der Druckamplituden. Da das Verbrennungsgeräusch insgesamt als „nagelnd“ bzw. „blechern“ in Erscheinung trat, konnte das Erreichen der Klopfgrenze akustisch jedoch nicht unterschieden werden. Insbesondere die Heizverläufe weisen ein Verhalten auf, das bereits in Abschnitt 3.3 beschrieben wurde. Es ist erkennbar, dass bei niedrigeren Lasten zunächst ein starker erster Anstieg und dann eine weniger intensive Wärmefreisetzung in Erscheinung tritt. Am Summenheizverlauf sind die unterschiedlichen Gradienten ersichtlich. Dieses Verhalten ähnelt einem Dieselmotorenverfahren, für das zunächst eine vorgemischte und anschließend eine mischungskontrollierte Verbrennung charakteristisch ist, vgl. Abschnitt 3.1.2. Zu höheren Lasten hin bleibt der erste Anstieg bestehen, jedoch der hintere Anteil der Wärmefreisetzung vergrößert sich in Amplitude und Verlauf. Trotz Tiefpassfilterung und einer Mittelung der Arbeitsspiele erscheint die Heizfunktion zunehmend verrauscht. Dies steht vermutlich im Zusammenhang mit den Eigenheiten des Zylinderdrucksignals und der Einbausituation des Zylinderdrucksensors, der in einem Schusskanal mit 3 mm Durchmesser gemäß Herstellervorgabe verbaut war.

Ableitung einer Vorgehensweise für den Versuchsbetrieb:

Für die Untersuchungen, die im folgenden Abschnitt 5.2 vorgestellt werden, wurde ein einheitliches Vorgehen festgelegt. Dies sollte eine weitestgehende Reproduzierbarkeit der Messergebnisse sicherstellen. Innerhalb einer Messreihe wurde der Zündwinkel so weit in Richtung früh verschoben, bis die Lage des Verbrennungsschwerpunktes (kurz: $U50$) wirkungsgradoptimal war, oder die maximalen Zylinderdrücke eine Höhe von $p_{max.} = 200 \text{ bar abs.}$ erreichten. Dieser Grenzwert wurde gemeinsam mit den Konstrukteuren des Projektpartners VWM abgestimmt. Der über 100 Arbeitsspiele gemittelte Spitzendruck $p_{max.,mit.}$ lag dann zu diesem Zeitpunkt noch darunter. Wenn sich die Druckamplituden nicht selbst verstärkten, wurde der Zündwinkel gehalten und der Betriebspunkt in Form eines Snapshots aufgenommen. Traten jedoch Klopfereignisse mit Spitzendrücken oberhalb des besagten Grenzwertes in kurzen Abständen auf, wurde der Zündwinkel entsprechend zurückgenommen. Dieses applikative Vorgehen wurde in allen hier vorgestellten Messreihen von derselben Person durchgeführt.

³ Anmerkung: Alle Zylinderdrucksignale sind mit einem Filter vom Typ *Butterworth* mit 6 kHz tiefpassgefiltert, um das im vorherigen Abschnitt beschriebene Signalrauschen zu glätten, vgl. Abbildung 5.4.

5.2 Thermodynamische Untersuchung des SACI-Brennverfahrens

Im vorangegangenen Abschnitt wurde der Ablauf der Voruntersuchungen bis zum ersten SACI-Betriebspunkt ausgeführt. Ferner wurden die Beobachtungen dieser Untersuchungen zusammengefasst und eine erste Interpretation zum Funktionsprinzip des SACI-Brennverfahrens aufgestellt. Eine tiefergehende, thermodynamische Untersuchung soll in diesem Abschnitt vorgestellt werden. Um das SACI-Brennverfahren darzustellen, hat sich neben der Ladungsbewegung die Einspritzstrategie als einer der zentralen Stellhebel erwiesen. Folglich sollen in Abschnitt 5.2.1 Untersuchungen vorgestellt werden, um die Betriebsbereiche sowie vorläufige Optima hinsichtlich zyklischer Stabilität und indiziertem Wirkungsgrad abzugrenzen.

Die Aufgabenstellung des Forschungsprojekts war in erster Linie die Leistungsentwicklung vor dem Hintergrund einer Motorsportanwendung, weshalb zahlreiche Komponentenversuche mit unterschiedlichen Kolbenkonfigurationen, Vorkammervolumina und -geometrien durchgeführt wurden. Basierend auf den in Abschnitt 5.2.1 gewonnenen Erkenntnissen zur Einspritzstrategie wurde ein Messprogramm erarbeitet, das fortan für die Komponentenversuche verwendet wurde. Eine Auswahl der Ergebnisse soll in Abschnitt 5.2.3 vorgestellt werden, um den Bauteileinfluss auf das Brennverfahren einordnen zu können.

5.2.1 Untersuchungen zur Einspritzstrategie

Wie in Abschnitt 5.1 beschrieben wird, war für das Erreichen einer SACI-Verbrennung eine Zweifacheinspritzung notwendig. Bereits durch das Hinzufügen einer zusätzlichen Einspritzung wächst der Versuchsraum gegenüber einer Einfach einspritzung an, da zusätzliche Parameter wie zweiter Einspritzbeginn, zweites Einspritzende sowie die prozentuale Aufteilung der Einspritzmengen hinzukommen. Um ein statistisch abgesichertes Optimum unter Berücksichtigung aller Querempfindlichkeiten auszuweisen, wird die Verwendung einer statistischen Versuchsplanung erforderlich. Da der Forschungseinzyylinder jedoch ein Versuchsmotor mit experimentellem Datenstand ist und die Untersuchungen in den Grenz- bzw. Randbereichen des Systems stattfanden, war eine vollfaktorielle, automatisierte Vermessung zum Zeitpunkt der Untersuchungen nicht möglich. Dies wurde bereits im Detail in Abschnitt 4.2 thematisiert. Die aus den Messergebnissen abgeleitete Betriebsstrategie, die in Abschnitt 5.2.2 vorgestellt wird, ist daher nur als ein vorläufiges Optimum anzusehen.

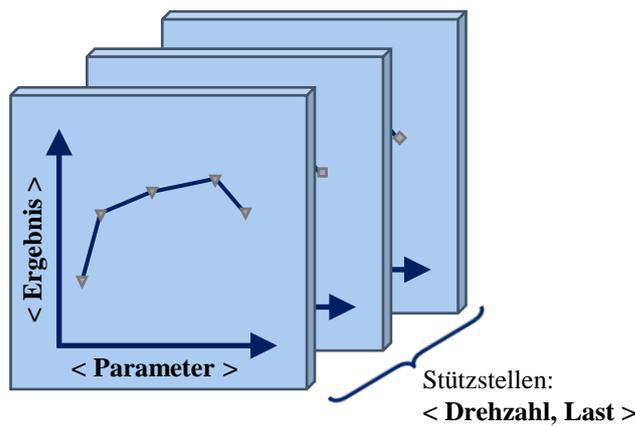
Die Untersuchung der Einspritzstrategie erfolgte im Rahmen mehrerer Parametervariationen. Jeweils drei Drehzahlstützstellen bei $n_{Mot.} = [5000, 6000, 7000] \text{ min}^{-1}$ wurden ausgewählt, um den Einfluss der Ladungsbewegung und unterschiedlicher Aufbereitungszeiten sichtbar zu machen. Im Laufe vorangegangener Lastvariationen hatte sich gezeigt, dass das Verhalten der Einspritzparameter weitestgehend unempfindlich gegenüber unterschiedlicher Lasten war. Einzig für den Parameter EOI_2 wurden Messreihen bei zwei weiteren Laststützstellen ausgewertet, da ein nennenswerter Einfluss erkennbar war. Die Laststützstellen in Form des Saugrohrdrucks bei

konstantem Spülgefälle lagen bei $p_{Saug.} = [2,0, 2,5, 3,0]$ bar abs. Grundsätzlich wurde für alle Betriebspunkte eine Ansauglufttemperatur von $T_{ans.} = 35$ °C vorgegeben. Die Parametervariationen erfolgten bei einem konstanten Kraftstoffmassenstrom je Stützstelle. Für die Lambda-Variation wurde der Ladedruck sowie das Spülgefälle je Drehzahlstützstelle konstant gehalten, sodass das Kraftstoffluftverhältnis nur durch die Einspritzmenge verändert wurde. Die Konfiguration des Versuchsträgers für die Einspritzuntersuchungen ist in Tabelle 5.8 aufgeführt, wobei sich lediglich das Volumen der Vorkammerzündkerze auf $V_{VK} \approx 350$ mm³ reduziert hatte. In Abbildung 5.9 ist die Vorgehensweise der Untersuchungen grafisch zusammengefasst. Die Parameter sowie der zugehörige, variierte Wertebereich können der nachfolgenden Auflistung entnommen werden.

- **EOI₁**: Einspritzende der ersten Einspritzung, angegeben in °KW v. ZOT. Je höher der Wert, desto *früher* findet das Ereignis im Arbeitsspiel statt. Der variierte Parameterbereich betrug: $EOI_1 = 240...310$ °KW v. ZOT. Die Schrittweite lag bei $\Delta 10$ °KW.
- **EOI₂**: Analog das Einspritzende der zweiten Einspritzung, Angegeben in °KW v. ZOT. Der variierte Parameterbereich betrug: $EOI_2 = 68...98$ °KW v. ZOT, wobei die Schrittweite bei $\Delta 2$ °KW lag.
- **Anteil Nacheinspritzung**: Anteil der Nacheinspritzung an der gesamten Kraftstoffmenge in %. Die Nacheinspritzung wurde wie folgt variiert: $Anteil_{NE} = 25...75$ ($\Delta 5$) %.
- **Rail-Druck**: Druck im Hochdruckteil des Kraftstoffsystems, gemessen im Kraftstoff-Rail (Vorratsvolumen). Die Variation erfolgte im Bereich $p_{Rail} = 150...250$ ($\Delta 25$) bar. Eine weitere Absenkung des Rail-Drucks wurde durch die Reservekraft der Injektorfeder begrenzt (Max. Brennraumdruck!). $p_{Rail} = 150$ bar wurde demnach als unteres Limit festgelegt.
- **Lambda**: Kraftstoffluftverhältnis variiert zwischen $\lambda = 1,3...1,9$ ($\Delta 0,05$) bar.

TAB. 5.8: Konfiguration des Versuchsmotors für Einspritzuntersuchungen.

Randbedingung	Wert [Einheit] / Beschreibung
Geom. Epsilon ϵ	15,2 : 1 [-]
Injektorlage	seitlich
Injektor	BOSCH HDEV5
Zündsystem	Vorkammer "Typ 2", 6-Loch, $V_{VK} = 350$ [mm ³], vgl. Tabelle 5.17.



- Parametervariation:
EOI₁, EOI₂, Anteil Nacheinspritzung, Rail-Druck und Lambda
- Stützstellen **Drehzahl:**
 $n_{Mot.} = \{ 5000 / 6000 / 7000 \} \text{ min}^{-1}$
- Stützstellen **Last:**
 $p_{22} = \{ 2,0 / 2,5 / 3,0 \} \text{ bar abs.}$
- Je Stützstelle:
Konstante Kraftstoffmenge!

ABB. 5.9: Vorgehensweise der Einspritzuntersuchungen.

Die Wahl des hohen Drehzahlniveaus ist dadurch begründbar, dass zum einen die Anfälligkeit für katastrophale Klopfereignisse (vgl. Abschnitt 5.1) sinkt. Zum anderen ist im Rahmen der Leistungsentwicklung der Hochdrehzahlbereich von primärem Interesse. Wurden die Parametervariationen bei verschiedenen Drehzahlen durchgeführt, wurde die Last bei $p_{Saug.} = 2.5 \text{ bar abs.}$ mit konstantem Spülgefälle gehalten. Dieser Wert stellte sich als ein guter Kompromiss in Bezug auf das maximale Spitzendruckniveau und die Regelgüte bei den Drehzahlstützstellen heraus. Für die EOI₂-Variation wird zusätzlich eine Lastvariation bei konstanter Drehzahl ($n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$) gezeigt, um die Lastabhängigkeit dieses Parameters zu bewerten.

Variation des Einspritzendes der ersten Einspritzung:

In diesem Abschnitt sollen die Messergebnisse der EOI₁-Variation gezeigt werden. Dazu sind in Tabelle 5.9 einige Betriebsparameter der untersuchten Betriebspunkte aufgelistet. Die Einstellwerte der Einspritzung wurden aus den Voruntersuchungen abgeleitet, siehe Abschnitt 5.1.

TAB. 5.9: Betriebsparameter für EOI₁-Variation.

Parameter	Wert [Einheit]
Drehzahl $n_{Mot.}$	5000, 6000, 7000 [min^{-1}]
Ladedruck $p_{Saug.}$	2,5 [bar abs.]
Spülgefälle Δp_{SG}	0,20 [bar] (<i>positiv</i>)
Kraftstoffluftverhältnis λ	$\approx 1,6$ [–]
End of Injection EOI ₁	240...310 ($\Delta 10$) [$^{\circ}KW \text{ v. } ZOT$]
End of Injection EOI ₂ (5000, 6000, 7000 min^{-1})	Auffistung je Versuchsreihe: 78, 84, 80 [$^{\circ}KW \text{ v. } ZOT$]
Anteil Zweiteinspritzung	40 [%] (der Gesamtmenge)
Einspritzdruck p_{Rail}	200 [bar]

In Abbildung 5.10 sind der Verlauf des indizierten Mitteldrucks und des Variationskoeffizienten dargestellt. Es ist ein schwacher Trend erkennbar, dass frühere Einspritzlagen der ersten Einspritzung zu höheren indizierten Mitteldrücken führen. Ab einem Einspritzende der ersten Einspritzung bei $EOI_1 = 270 \text{ }^\circ KW \text{ v. } ZOT$ verändert sich der Verlauf des indizierten Mitteldrucks nur noch geringfügig, wobei die Stützstelle bei $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$ das gleichmäßigste Verhalten zeigt. Analog dazu verbessert sich die zyklische Stabilität der Verbrennung, je früher die erste Einspritzung abgesetzt wird. Die Bestwerte werden zwischen $EOI_1 = 280 - 290 \text{ }^\circ KW \text{ v. } ZOT$ erreicht. Die Drehzahl $n_{Mot.} = 5000 \text{ min}^{-1}$ zeigt die größte Sensibilität der ersten Einspritzlage auf den Variationskoeffizienten. Für eine Interpretation dieser Ergebnisse sei auf das Zwischenfazit in Abschnitt 5.2.2 verwiesen.

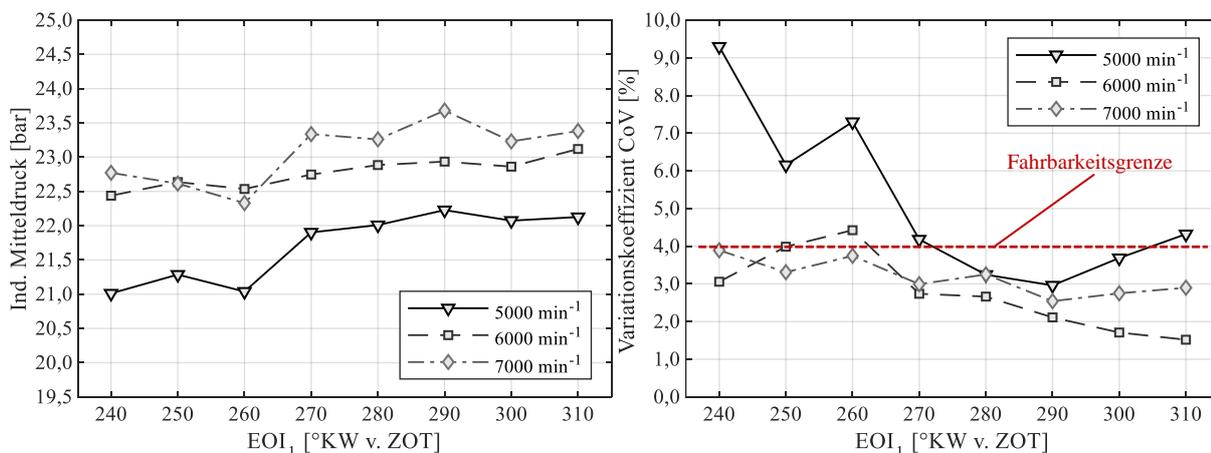


ABB. 5.10: **EOI₁-Variation.** Links: Indizierter Mitteldruck. Rechts: Variationskoeffizient.

Die Bestimmung des indizierten Wirkungsgrads erfolgt zum einen anhand des indizierten Mitteldrucks, der unter anderem aus dem über 100 Arbeitsspiele gemittelten Zylinderdruckverlauf gebildet wird. Zum anderen wird der zugeführte Kraftstoffmassenstrom einberechnet, dessen Messgüte bei ca. $\dot{m}_{KS} = \pm 0,1 \text{ kg/h}$ liegt. Es hat sich gezeigt, dass mit diesem Messaufbau Schwankungen des indizierten Wirkungsgrads von ca. $\eta_i = \pm 0,3 \text{ } \%$ auftreten können. Ferner finden die Untersuchungen bei vergleichsweise frühen Schwerpunktlagen statt, an denen eine weitere Verbesserung der Schwerpunktlage lediglich geringfügige Verbesserungen des indizierten Wirkungsgrades bezweckt. Dies sei an dieser Stelle erwähnt, falls bei vereinzelt Messpunkten zunächst kein direkter Zusammenhang zwischen einer Veränderung der Schwerpunktlage und dem indizierten Wirkungsgrad erkennbar ist. Die in diesem Abschnitt gezeigten Messergebnisse repräsentieren den Mittelwert aus drei Messungen (= Snapshots) je Betriebspunkt, um den Einfluss von Messungenauigkeiten weiter zu reduzieren. Auf eine Darstellung mit Fehlerbalken wurde aus Gründen der Übersichtlichkeit verzichtet.

Abbildung 5.11 kann entnommen werden, dass sich der indizierte Wirkungsgrad ab $EOI_1 = 270 \text{ }^\circ KW \text{ v. } ZOT$ nur noch geringfügig verbessert. Mit einer Schwankungsbreite von ca. $\pm 0,3 \text{ } \%$ scheint für die drei Drehzahlstützstellen ein Plateau bei $\eta_i \approx 45,5 - 46 \text{ } \%$ erreicht zu sein, was

ein vorläufiges Optimum darstellt. Die zur $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$ -Stützstelle zugehörige Kurve zeigt die geringste Sensibilität für die Lage des ersten Einspritzendes. Eine Verbesserung der Schwerpunktlagen um ca. $1,5 - 3,5 \text{ }^\circ KW$ kann zwischen späten und frühen Einspritzlagen ebenfalls beobachtet werden. Lediglich für die $n_{Mot.} = 5000 \text{ min}^{-1}$ -Stützstelle scheint sich ab $EOI_1 = 280 \text{ }^\circ KW \text{ v. ZOT}$ keine nennenswerte Verbesserung mehr zu ergeben.

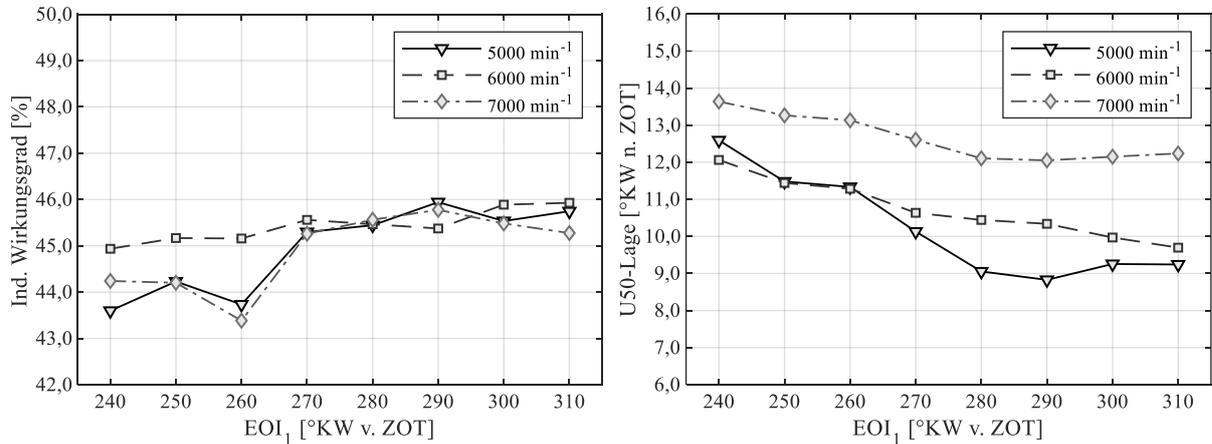


ABB. 5.11: **EOI₁-Variation.** Links: Indizierter Wirkungsgrad. Rechts: Schwerpunktlage.

Variation des Einspritzendes der zweiten Einspritzung (Drehzahlvariation):

In diesem Absatz wird eine Variation des zweiten Einspritzendes in Grad Kurbelwinkel vor ZOT vorgestellt, wobei auch hier mit höheren Zahlenwerten ein früheres Einspritzende einhergeht. Es werden die bekannten Drehzahl- und Ladedruckstützstellen untersucht, siehe Tabelle 5.10.

TAB. 5.10: Betriebsparameter für EOI₂-Variation (Drehzahl & Last).

Parameter	Wert [Einheit]
Drehzahl $n_{Mot.}$	5000, 6000, 7000 [min^{-1}]
Ladedruck $p_{Saug.}$	2,0, 2,5, 3,0 [bar abs.]
Spülgefälle Δp_{SG}	0,20 [bar] (<i>positiv</i>)
Kraftstoffluftverhältnis λ	$\approx 1,6$ [-]
End of Injection EOI_1	285 [$^\circ KW \text{ v. ZOT}$]
End of Injection EOI_2	68...96 ($\Delta 2$) [$^\circ KW \text{ v. ZOT}$]
Anteil Zweiteinspritzung	40 [%] (der Gesamtmenge)
Einspritzdruck p_{Rail}	200 [bar]

Die Messergebnisse zeigen je nach Drehzahl einen unterschiedlich großen Bereich, in dem sich sowohl der indizierte Mitteldruck als auch die Zyklenschwankungen nicht mehr verbessern, vgl. Abbildung 5.12. Bei $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$ erstreckt sich der Bereich, in dem die Zyklenschwankungen $\leq 4,0 \%$ sind, über ca. $12 \text{ }^\circ KW$. Die anderen beiden Drehzahlen weisen hingegen kleinere Fenster auf, in denen die gesetzte 4 %-CoV-Grenze unterschritten wird, was dem Brennverfahren eine hohe Sensibilität hinsichtlich des untersuchten Parameters EOI_2 attestiert. Das Ver-

halten korreliert mit dem indizierten Mitteldruck. Bei $n_{Mot.} = 7000 \text{ min}^{-1}$ zeigt sich jedoch bei $EOI_2 = 82 \text{ }^\circ\text{KW v. ZOT}$ ein Einbruch im Mitteldruck, der trotz gleicher Füllung, Kraftstoffmasse und Zündzeitpunkt auftritt.

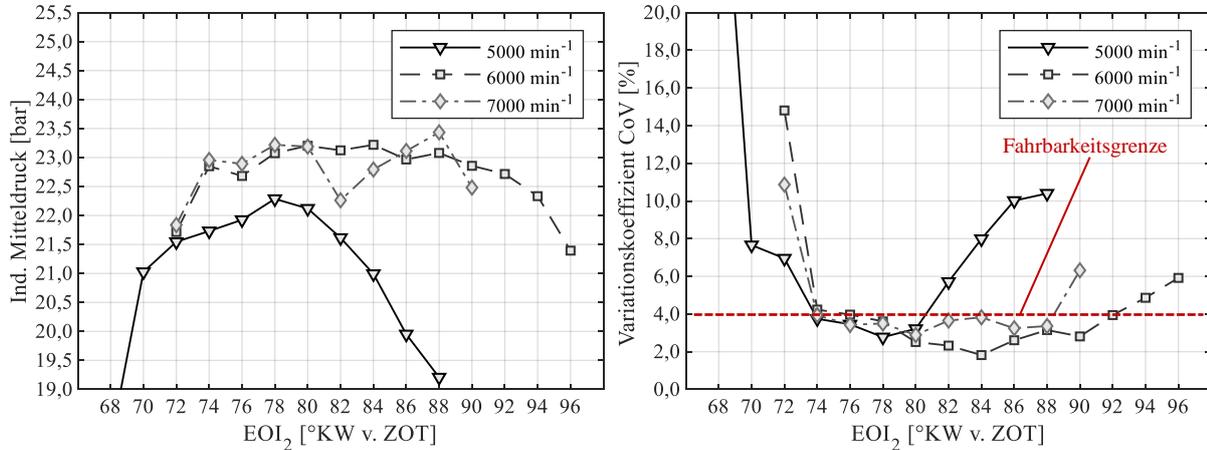


ABB. 5.12: **EOI₂-Variation** (Drehzahl). Links: Ind. Mitteldruck. Rechts: Variationskoeffizient.

Der Verlauf des indizierten Wirkungsgrades bestätigt weitestgehend die Plateaus, die sowohl der indizierte Mitteldruck als auch die Zyklenschwankungen aufweisen, vgl. Abbildung 5.12. Dies gilt insbesondere für die Drehzahlstützstelle bei $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$. Für die übrigen Drehzahlen ist der Bereich, in dem sich der Wirkungsgrad nicht mehr verbessert, deutlich kleiner. Dies korreliert mit den Schwerpunktlagen, die bei bestem Wirkungsgrad die geringsten Werte aufweisen. Bei $n_{Mot.} = 5000 \text{ min}^{-1}$ zeigt sich, dass trotz Unterschieden in der Schwerpunktlage von bis zu $2 \text{ }^\circ\text{KW}$ keine weitere Verbesserung im Wirkungsgrad erkennbar ist. Ob dies eine Eigenheit des Brennverfahrens ist oder durch Messungenauigkeiten bedingt wird, kann hier nicht beantwortet werden. Abermals ist ein Einbruch bei $n_{Mot.} = 7000 \text{ min}^{-1}$ und $EOI_2 = 82 \text{ }^\circ\text{KW}$ erkennbar.

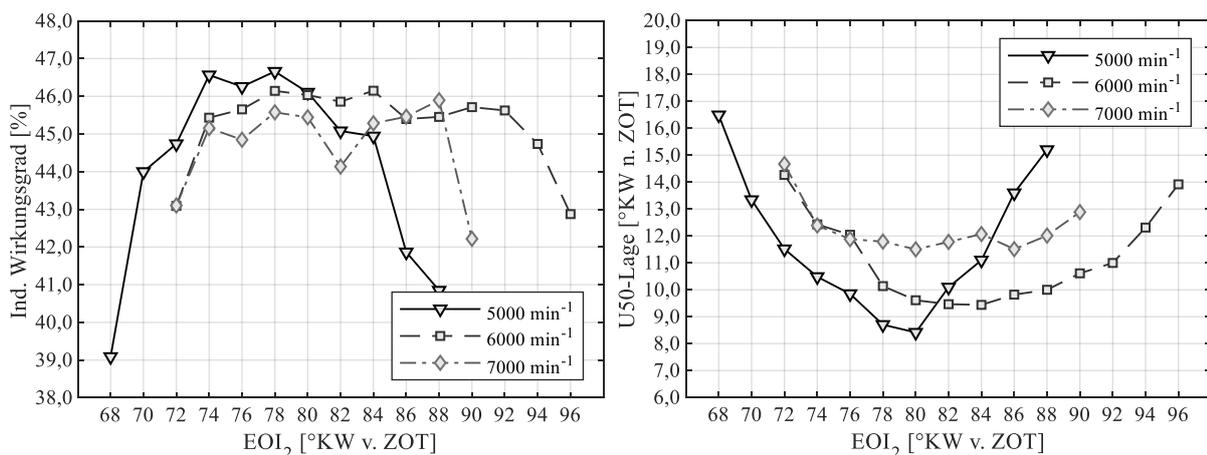


ABB. 5.13: **EOI₂-Variation** (Drehzahl). Links: Ind. Wirkungsgrad. Rechts: Schwerpunktlage.

Variation des Einspritzendes der zweiten Einspritzung (Lastvariation):

Da der Einfluss des EOI_2 auf das SACI-Brennverfahren von besonderer Bedeutung zu sein scheint, soll an dieser Stelle noch eine Variation des Parameters bei drei unterschiedlichen Lasten vorgestellt werden, wobei die Betriebspunkte bei $p_{Saug.} = 2,5 \text{ bar abs.}$ zu denen der Drehzahlvariation identisch sind. Die Betriebsparameter für diese Variation wurden bereits in Tabelle 5.10 aufgelistet. Abbildung 5.14 kann entnommen werden, dass das SACI-Brennverfahren bei $p_{Saug.} = 2,5 \text{ bar abs.}$ und $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$ eine breite Verstellung des EOI_2 -Parameters zulässt, ohne große Änderungen am indizierten Mitteldruck verzeichnen zu müssen. Infolge einer Lastabsenkung um $\Delta p_{Saug.} = 0,5 \text{ bar}$ verringert sich der indizierte Mitteldruck um ca. $\Delta p_{mi} = 4,5 \text{ bar}$. Auch scheint der Bereich, in dem die Bestwerte erzielt werden, enger zu sein. Wird die Last hingegen um $\Delta p_{Saug.} = 0,5 \text{ bar}$ erhöht, steigt der indizierte Mitteldruck nur noch um ca. $\Delta p_{mi} = 2 \text{ bar}$, wobei auch hier die Bestwerte auf einen engeren Bereich konzentriert sind. Die Zyklenschwankungen weisen sowohl für die höhere als auch für die niedrigere Laststützstelle größere Werte auf, als dies bei $p_{Saug.} = 2,5 \text{ bar abs.}$ der Fall ist.

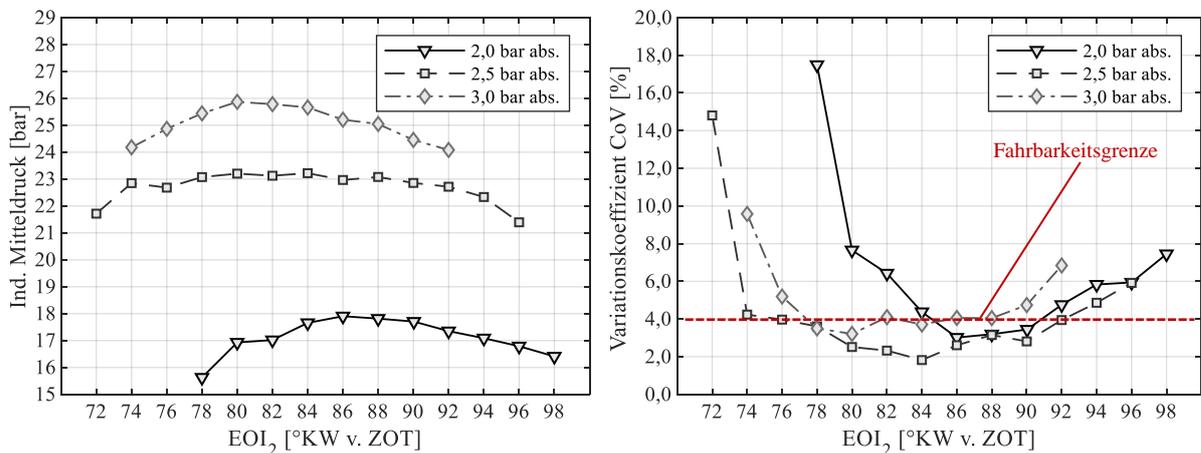


ABB. 5.14: **EOI₂-Variation (Last).** Links: Ind. Mitteldruck. Rechts: Variationskoeffizient.

Betrachtet man den indizierten Wirkungsgrad, so ist ein breites Fenster für die Stützstelle bei $p_{Saug.} = 2,5 \text{ bar abs.}$ erkennbar, in dem Werte um $\eta_i \approx 46 \%$ erreicht werden, vgl. Abbildung 5.14. Das Fenster ist bei niedrigerer Last deutlich kleiner; derselbe Spitzenwert wird jedoch erreicht. Im Gegensatz scheint eine Lasterhöhung um $\Delta p_{Saug.} = 0,5 \text{ bar}$ sowohl den Spitzenwert um ca. 1 % zu verringern als auch den Bereich, in dem dieser erreicht wird, zu verkleinern. Die Schwerpunktlage zeigt einen wannenförmigen Verlauf bei jeder Last und korreliert mit den indizierten Mitteldrücken und Wirkungsgraden. Insbesondere bei $p_{Saug.} = 2,5 \text{ bar abs.}$ zeigt sich, dass ab ca. $U_{50} = 10,5 \text{ °KW}$ eine Verbesserung der Schwerpunktlage um $\Delta U_{50} = 2,5 \text{ °KW}$ keine weitere Verbesserung im indizierten Wirkungsgrad bringt.

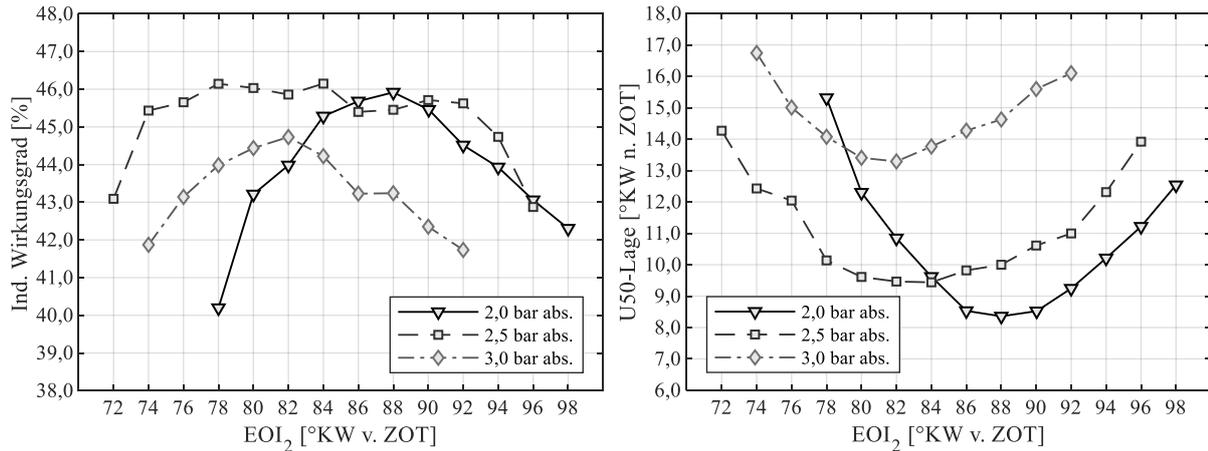


ABB. 5.15: **EOI₂-Variation** (Last). Links: Ind. Wirkungsgrad. Rechts: Schwerpunktlage.

Variation des Anteils der zweiten Einspritzung:

Im Folgenden sollen die Auswirkungen auf das SACI-Brennverfahren untersucht werden, wenn der jeweilige Anteil der beiden Einspritzungen verändert wird. Die Anteile sind dabei stets komplementär, siehe Ausdruck 5.1. Wird beispielsweise von einem Anteil der Zweiteinspritzung von 40 % gesprochen, so ergeben sich folglich 60 % Kraftstoffanteil für die erste Einspritzung.

$$\text{Anteil Zweiteinspritzung} = \frac{m_{\text{Zweiteinspr.}}}{m_{\text{Ersteinspr.}} + m_{\text{Zweiteinspr.}}} [\%] \quad (5.1)$$

Die Anteilsvariation erfolgte zwischen den Werten 25 % bis 70 % mit einer Schrittweite von Δ5 %. Dies liegt darin begründet, dass das SACI-Brennverfahren mit Anteilen der Zweiteinspritzung unterhalb von 25 % nicht darstellbar war. Oberhalb von 70 % Zweiteinspritzung trat keine nennenswerte Veränderung der Parameter mehr in Erscheinung. In Tabelle 5.11 werden die zugehörigen Betriebsparameter aufgelistet.

TAB. 5.11: Betriebsparameter für Variation der Zweiteinspritzung.

Parameter	Wert [Einheit]
Drehzahl $n_{Mot.}$	5000, 6000, 7000 [min^{-1}]
Ladedruck $p_{Saug.}$	2,5 [bar abs.]
Spülgefälle Δp_{SG}	0,20 [bar] (<i>positiv</i>)
Kraftstoffluftverhältnis λ	$\approx 1,5$ [-]
End of Injection EOI ₁	285 [°KW v. ZOT]
End of Injection EOI ₂ (5000, 6000, 7000 min^{-1})	Auflistung je Versuchsreihe: 78, 84, 80 [°KW v. ZOT]
Anteil Zweiteinspritzung	25...70 (Δ5) [%]
Einspritzdruck p_{Rail}	200 [bar]

Abbildung 5.16 zeigt das Verhalten des indizierten Mitteldrucks und der zyklischen Stabilität infolge einer Änderung der Einspritzanteile. Der indizierte Mitteldruck erreicht zwischen 40 – 50 % Zweiteinspritzung für die drei Drehzahlen seine Maximalwerte. Geringere Anteile der Zweiteinspritzung führen zu einem Einbruch der zyklischen Stabilität. Ab 60 % Zweiteinspritzung ist ein leichter Trend hin zu höheren Zykenschwankungen erkennbar.

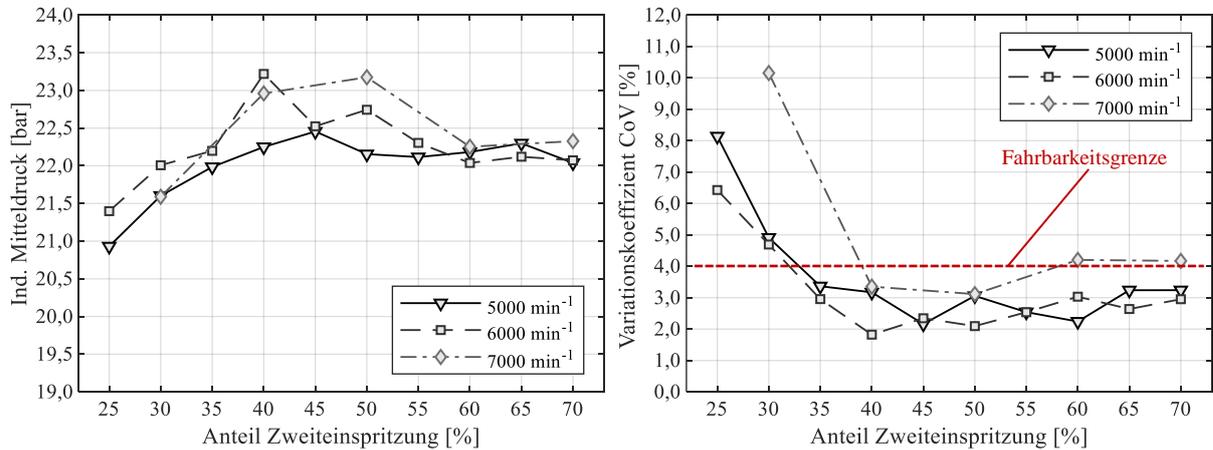


ABB. 5.16: Anteil Nacheinspr. Links: Ind. Mitteldruck Rechts: Variationskoeffizient.

Der indizierte Wirkungsgrad, der neben der Schwerpunktlage in Abbildung 5.17 dargestellt ist, zeigt seine Bestwerte zwischen 40 – 50 % Anteil der Zweiteinspritzung. Dies ist unabhängig von der Drehzahlstützstelle der Fall. Eine Verringerung der Zweiteinspritzmenge zeigt einen stärkeren Einfluss auf den indizierten Wirkungsgrad als eine Vergrößerung. In letzterem Fall bleibt ein konstant hohes Niveau erhalten, das jedoch 0,5 – 1,5 % unterhalb der Bestwerte liegt. Einzig für die $n_{Mot.} = 5000 \text{ min}^{-1}$ -Stützstelle ergeben sich nochmals sehr gute Wirkungsgrade bei einer Zweiteinspritzung mit 60 – 65 % Anteil. Die Schwerpunktlage bestätigt diesen Trend, da sie sich ab 40 % Zweiteinspritzung zu höheren Anteilen hin nur noch geringfügig verändert.

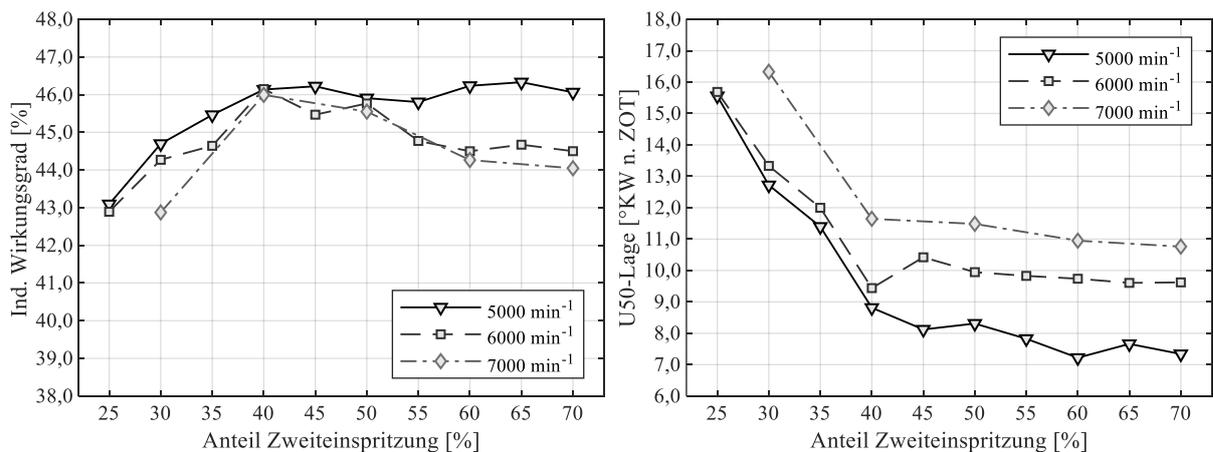


ABB. 5.17: Anteil Nacheinspr. Links: Ind. Wirkungsgrad Rechts: Schwerpunktlage.

Variation des Kraftstoffluftverhältnisses (Lambda):

Für die Entwicklung von Magerbrennverfahren ist die Fragestellung, wie weit abgemagert werden kann, von zentraler Bedeutung. Gleichzeitig steht für technische Reglements mit einer Kraftstoffmengenbegrenzung der bestmögliche Wirkungsgrad bei hoher Leistungsabgabe im Vordergrund. Im Folgenden soll daher der Einfluss des Kraftstoffluftverhältnisses auf das SACI-Brennverfahren gezeigt werden. Die Betriebsparameter sind in Tabelle 5.12 zusammengetragen.

TAB. 5.12: Betriebsparameter für die Variation des Kraftstoffluftverhältnisses.

Parameter	Wert [Einheit]
Drehzahl $n_{Mot.}$	5000, 6000, 7000 [min^{-1}]
Ladedruck $p_{Saug.}$	2,5 [bar abs.]
Spülgefälle Δp_{SG}	0,20 [bar] (positiv)
Kraftstoffluftverhältnis λ	1,3...1,9 ($\Delta 0,05$) [-]
End of Injection EOI_1	285 [$^{\circ}KW$ v. ZOT]
End of Injection EOI_2 (5000, 6000, 7000 min^{-1})	Auflistung je Versuchsreihe: 78, 84, 80 [$^{\circ}KW$ v. ZOT]
Anteil Zweiteinspritzung	40 [%] (der Gesamtmenge)
Einspritzdruck p_{Rail}	200 [bar]

In Abbildung 5.18 sind der indizierte Mitteldruck sowie der Variationskoeffizient für die Lambda-Variation dargestellt, bei der der Ladedruck sowie das Spülgefälle konstant gehalten werden. Der Mitteldruck fällt erwartungsgemäß mit steigendem Kraftstoffluftverhältnis. Neben dem sinkenden Energieinhalt spielen Effekte wie z.B. eine verringerte laminare Flammgeschwindigkeit, kältere Brennraumtemperaturen sowie eine Beeinflussung der Gemischbildung eine Rolle. Der Gradient, mit dem der Mitteldruck abfällt, steigt mit fallender Drehzahl. Die zyklische Stabilität liegt bis $\lambda \approx 1,6$ drehzahlübergreifend unterhalb der 4 %- Grenze. Erst bei noch mageren Bedingungen ($\lambda \geq 1,7$) steigen die Zyklenschwankungen merklich an.

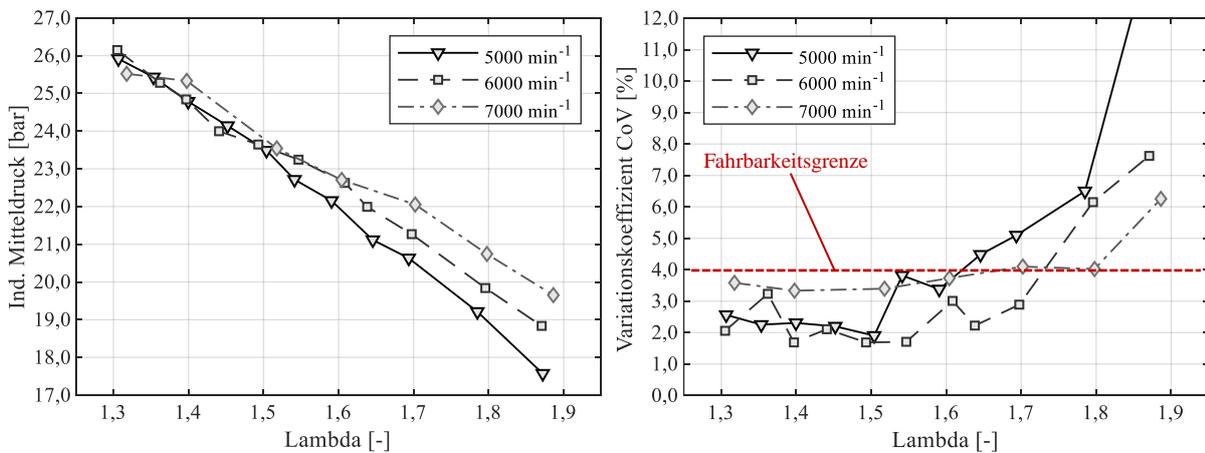


ABB. 5.18: **Variation Lambda.** Links: Ind. Mitteldruck Rechts: Variationskoeffizient.

Mit den gegebenen Einspritzparametern EOI_1 und EOI_2 sowie dem Anteil der Zweiteinspritzung zeigt sich bei $p_{Saug.} = 2,5 \text{ bar abs.}$, dass der indizierte Wirkungsgrad zwischen $\lambda = 1,55 - 1,65$ seine Bestwerte erreicht. Außer bei $n_{Mot.} = 7000 \text{ min}^{-1}$; hier liegt das Optimum bei ca. $\lambda = 1,7$. Ein Betrieb bei $\lambda \leq 1,6$ scheint in Kombination mit dem SACI-Brennverfahren in seiner jetzigen Ausprägung und bei dieser Drehzahl zu keiner Verbesserung im Wirkungsgrad zu führen. Eine mögliche Begründung wird in Abschnitt 5.2.2 diskutiert. Der Verlauf der Schwerpunktlage verhält sich erwartungsgemäß zum sinkenden Energieinhalt fallend. Für $n_{Mot.} = 5000 \text{ min}^{-1}$ und $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$ ist zwischen $\lambda = 1,55 - 1,65$ ein Plateau in der Schwerpunktlage erkennbar.

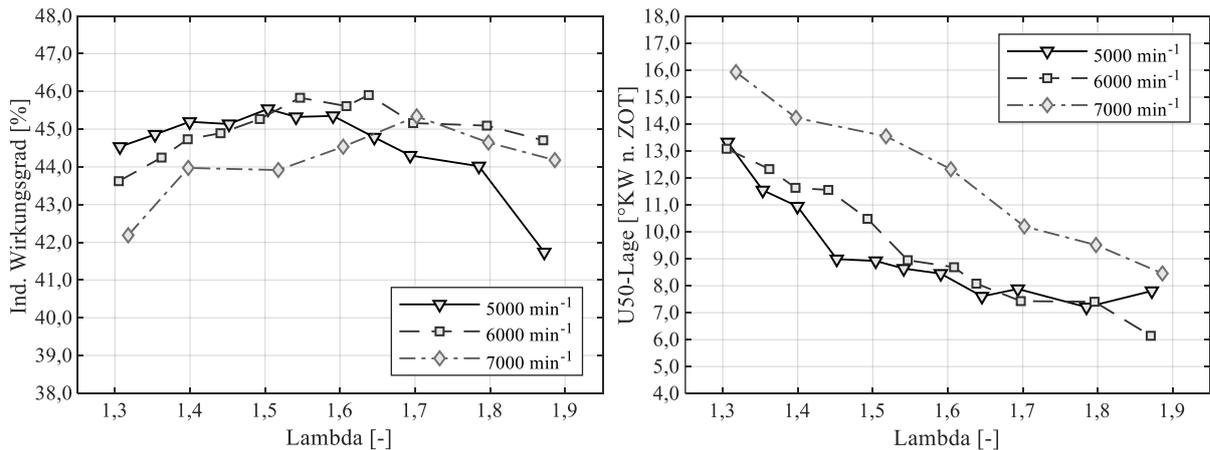


ABB. 5.19: **Variation Lambda.** Links: Ind. Wirkungsgrad Rechts: Schwerpunktlage.

Variation des Einspritzdrucks:

Wie in Abschnitt 5.1 beschrieben, wird durch die zweite Einspritzung eine Gemischwolke unterhalb der Vorkammerzündkerze platziert, die zum Zündzeitpunkt noch nicht vollständig verdampft zu sein scheint, vgl. Abbildung 5.5. Eine Veränderung des Einspritzdrucks kann mehrere Effekte bewirken, wie beispielsweise eine Veränderung der Eindringtiefe oder des Tröpfchendurchmessers, siehe z.B. [28]. Dies kann wiederum eine direkte Auswirkung auf das Brennverfahren haben. Aus diesem Grund wurde der Einspritzdruck in Kombination mit dem SACI-Brennverfahren untersucht. In Tabelle 5.13 sind die Betriebsparameter zusammengefasst.

Abbildung 5.20 stellt den Verlauf des indizierten Mitteldrucks sowie des Variationskoeffizienten infolge einer Änderung des Einspritzdrucks dar. Zunächst ist erkennbar, dass sich der erreichte indizierte Mitteldruck nur geringfügig ändert. Bis auf den Betriebspunkt bei $n_{Mot.} = 7000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{Rail} = 150 \text{ bar}$, dessen indizierter Mitteldruck vermutlich einen Messausreißer darstellt, zeigt das SACI-Brennverfahren nur eine geringe Sensibilität gegenüber einer Einspritzdruckänderung. Der Variationskoeffizient scheint sich in Richtung niedrigerer Druckniveaus etwas zu verbessern, wobei alle Einspritzdrücke Werte unterhalb der gesetzten Grenze von $CoV \leq 4 \%$ aufweisen.

TAB. 5.13: Betriebsparameter für die Variation des Einspritzdrucks.

Parameter	Wert [Einheit]
Drehzahl $n_{Mot.}$	5000, 6000, 7000 [min^{-1}]
Ladedruck $p_{Saug.}$	2,51 [$bar abs.$]
Spülgefälle Δp_{SG}	0,20 [bar] (<i>positiv</i>)
Kraftstoffluftverhältnis λ	$\approx 1,6$ [-]
End of Injection EOI_1	285 [$^{\circ}KW v. ZOT$]
End of Injection EOI_2 (5000, 6000, 7000 min^{-1})	Auflistung je Versuchsreihe: 79, 83, 84 [$^{\circ}KW v. ZOT$]
Anteil Zweiteinspritzung	40 [%] (der Gesamtmenge)
Einspritzdruck p_{Rail}	150...250 ($\Delta 25$) [bar]

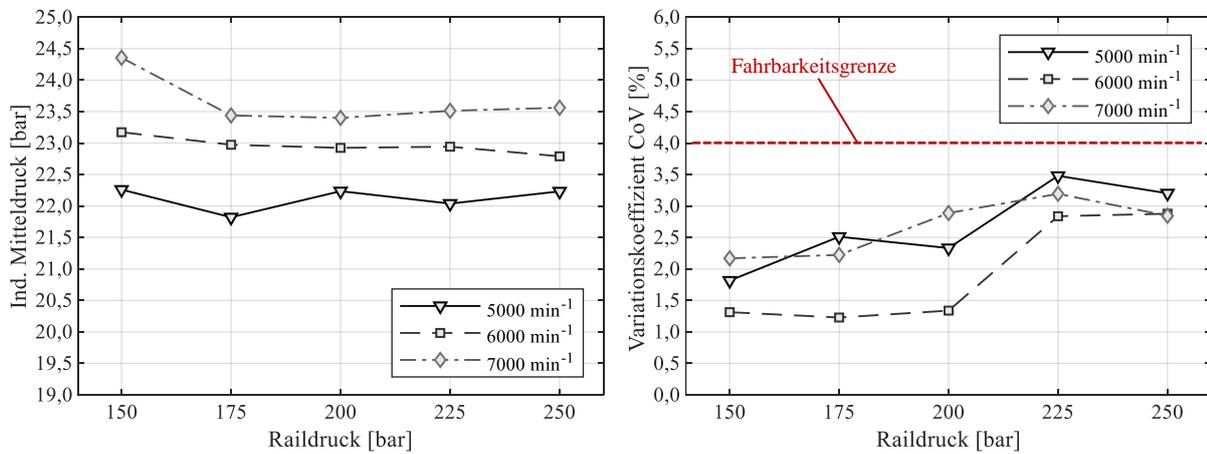


ABB. 5.20: Variation Einspritzdruck. Links: Ind. Mitteldruck Rechts: Variationskoeffizient.

Sowohl der indizierte Wirkungsgrad als auch die Verbrennungsschwerpunktlage zeigen ein weitestgehend konstantes Verhalten infolge einer Einspritzdruckänderung, siehe Abbildung 5.21.

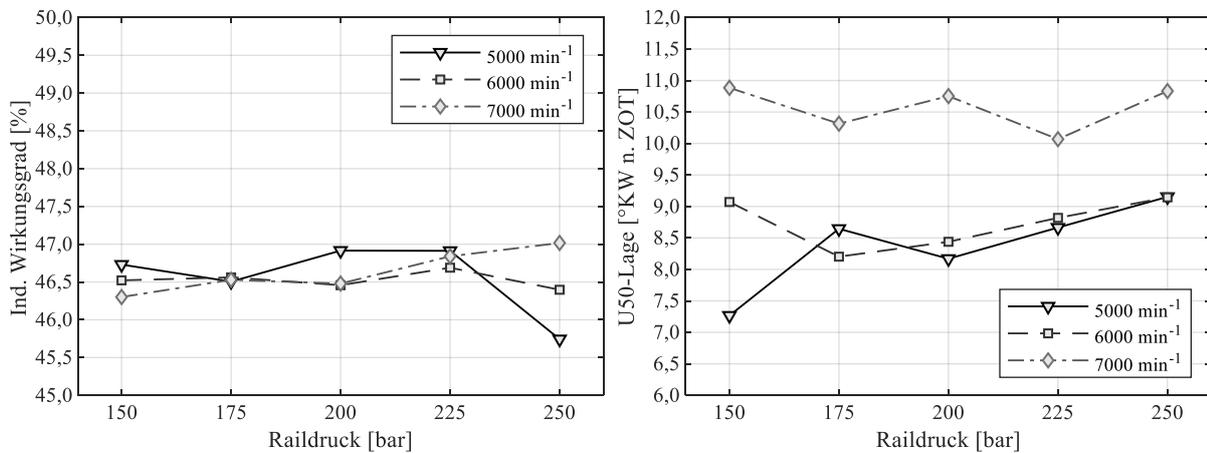


ABB. 5.21: Variation Einspritzdruck. Links: Ind. Wirkungsgrad Rechts: Schwerpunktlage.

5.2.2 Zwischenfazit zur Einspritzstrategie

In diesem Abschnitt sollen die Beobachtungen aus dem vorangegangenen Abschnitt noch einmal zusammengefasst und diskutiert werden. Dadurch sollen Wechselwirkungen der Einspritzparameter mit dem SACI-Brennverfahren hervorgehoben werden. Abschließend soll eine Betriebsstrategie formuliert werden, die beispielsweise während der Komponentenversuche zum Einsatz kommt.

Einfluss des ersten Einspritzendes (EOI_1):

Die Positionierung der ersten Einspritzung hin zu früheren Lagen in der Ansaugphase scheint sich positiv auf das SACI-Brennverfahren auszuwirken, vgl. Abbildung 5.10. Dies kann an einer verbesserten Homogenisierung und demzufolge Spülung der Vorkammerzündkerze mit zündfähigem Gemisch liegen, siehe z.B. Abbildung 5.5. Der Eindruck entsteht, dass ab einem gewissen Zeitpunkt der ersten Einspritzung keine weitere Verbesserung erkennbar ist. Insgesamt scheint die Lage der ersten Einspritzung in einem Bereich von ca. $270 < EOI_1 < 310 \text{ }^\circ KW \text{ v. } ZOT$ einen geringeren Einfluss auf das Brennverfahren zu haben, da die Zeit scheinbar jeweils ausreichend ist, um die Kraftstoffmenge der Ersteinspritzung aufzubereiten.

Einfluss des zweiten Einspritzendes (Drehzahl- und Lastvariation):

Anhand der gezeigten Messergebnisse ist erkennbar, dass der EOI_2 -Parameter einen bestimmten Bereich erfordert, damit das SACI-Brennverfahren eine gute zyklische Stabilität aufweist, vgl. Abbildung 5.12. Wie im vorherigen Abschnitt beschrieben, wird vermutet, dass die Anwesenheit einer kraftstoffreichen Gemischwolke unterhalb der Vorkammerzündkerze eine zentrale Komponente des SACI-Brennverfahrens ist. Diese Gemischwolke trägt anteilig zur Gemischbildung innerhalb der Vorkammerzündkerze bei, vgl. Abbildung 5.5. Es scheint ein Bereich des EOI_2 -Parameters zu existieren, in dem der auf den Hauptbrennraum übertragene Impuls der Vorkammerzündung zu einer stabilen Einleitung der SACI-Verbrennung und zu Betriebspunkten mit hohen indizierten Wirkungsgraden führt. Findet die zweite Einspritzung in einem Bereich außerhalb der in den Auswertungen gezeigten Betriebsgrenzen statt, so sinkt die zyklische Stabilität drastisch und es treten verstärkt Ereignisse mit extremen Druckanstiegsraten in Erscheinung.

Zusätzlich haben die Untersuchungen gezeigt, dass der Bereich, in dem der Parameter EOI_2 ohne Wirkungsgradverluste verstellt werden kann, stärker durch eine Drehzahländerung eingeschränkt wird, als dies eine Laständerung verursacht. Grundsätzlich ist bei den Untersuchungen der Eindruck entstanden, dass das SACI-Brennverfahren robust auf Laständerungen reagiert. Der indizierte Mitteldruck steigt jedoch nicht linear mit der Last, vgl. Abbildung 5.14. Hier könnte die Gemischbildung im Hauptbrennraum (Schichtung!) sowie innerhalb der Vorkammerzündkerze (Restgas!) die Ursache sein. Die Lage des Verbrennungsschwerpunktes liegt bei Lasten oberhalb von $p_{Saug.} = 2,5 \text{ bar abs.}$ deutlich später, was sich in einem geringeren Wirkungsgradniveau äußert, siehe Abbildung 5.15.

Einfluss des Anteils der Zweiteinspritzung:

Ein ähnliches Verhalten - wenn auch nicht so stark ausgeprägt wie mit dem EOI_2 -Parameter - zeigt die Variation des Anteils der Zweiteinspritzung. Auch hier scheint ein gewisser Wertebereich zyklisch stabil zu sein und indizierte Wirkungsgrade $\eta_i \geq 45\%$ zu ermöglichen, vgl. Abbildung 5.16. Es wird vermutet, dass der Anteil der Zweiteinspritzung ein weiterer Stellparameter ist, um die kraftstoffreiche Gemischwolke unterhalb des Zündsystems zu beeinflussen.

Erkenntnisse der Lambda-Variation:

Die Veränderung des Kraftstoffluftverhältnisses hat gezeigt, dass sich je nach Drehzahl Variationskoeffizienten von $CoV \leq 4,0\%$ bei bis zu $\lambda \approx 1,8$ realisieren lassen. Bei der Drehzahlstützstelle $n_{Mot.} = 5000 \text{ min}^{-1}$ steigt der Variationskoeffizient bereits ab $\lambda \approx 1,55$ stark an. Eine Ursache könnte die im Vergleich zu den anderen untersuchten Drehzahlen geringere Ladungsbewegung sein, die das Zündsystem spült. Gleichzeitig könnten durch die vergleichsweise längere Dauer des Arbeitsspiels die Anforderungen an das Fenster, in dem ein gewisser Befüllungszustand der Vorkammer vorliegen muss, steigen. Je weiter die eingespritzte Kraftstoffmenge durch Abmagerung reduziert wird, desto geringer ist möglicherweise die Wahrscheinlichkeit, dieses Fenster zu treffen. Dadurch könnte die Verbrennung zunehmend instabiler werden.

Einfluss des Rail-Drucks:

Der Variation des Einspritzdruckes kann entnommen werden, dass dieser nur geringfügige Auswirkungen auf das SACI-Brennverfahren hat. Es lässt sich jedoch anhand des CoV-Verlaufs für die drei Drehzahlstützstellen ableiten, dass niedrigere Einspritzdrücke dem Brennverfahren hinsichtlich der Zyklenschwankungen zugutekommen, siehe rechte Seite in Abbildung 5.20. Dieses Verhalten kann durch die Wechselwirkung der spät abgesetzten Kraftstoffmenge mit der Kolbenoberfläche ausgelöst werden. Wie in Abbildung 5.5 ersichtlich ist, trifft ein erheblicher Teil der Zweiteinspritzung den Kolbenboden. Möglicherweise helfen die heißen Temperaturen die Gemischbildung und insbesondere die Aufbereitung der Zweiteinspritzung unterhalb der Vorkammerzündkerze zu begünstigen. Bislang wurden am Einzylinder nur Kolbenmaterialien aus Aluminiumlegierungen verwendet. Im Ausblick in Abschnitt 6.2 wird der Einsatz eines Stahlkolbens diskutiert, der nochmals heißere Oberflächentemperaturen erwarten lässt.

Fazit und Parameterempfehlung:

Aus den Parametervariationen lässt sich eine Bedatungsempfehlung für einen Motorbetrieb mit den geringsten Zyklenschwankungen (CoV-optimal) ableiten. Diese Empfehlung soll für die nachfolgenden Untersuchungen verwendet werden, siehe auch Abschnitt 5.2.3. Wie eingangs bereits erwähnt, handelt es sich hier um eine Empfehlung für die vorliegende Motorkonfiguration, die auf den ermittelten Messdaten stationärer Prüfstandsuntersuchungen beruht. Aufgrund der Größe des Versuchsraumes kann jedoch nicht garantiert werden, dass es sich hierbei um das jeweilige Optimum für einen Betriebspunkt handelt. Für die Parametrierung des Einspritzsystems lässt sich wie folgt zusammenfassen (vgl. Tabelle 5.14):

TAB. 5.14: Bedatungsempfehlung zur SACI-Einspritzung (CoV-optimal).

Parameter aus Drehzahlvariation $\Delta n_{Mot.}$	5000 min^{-1}	6000 min^{-1}	7000 min^{-1}
End of Injection EOI_1 [$^{\circ}KW$ v. ZOT]	280...290	280...310	280...300
End of Injection EOI_2 [$^{\circ}KW$ v. ZOT]	76...80	80...86	78...80
Anteil Zweiteinspritzung [%]	45, 60	40...50	40...50
Kraftstoffluftverhältnis λ [-]	$\approx 1,5$	$\approx 1,6$	$\approx 1,7$
Einspritzdruck p_{Rail} [bar]	150...200	150...200	150...200
Parameter aus Lastvariation $\Delta p_{Saug.}$	$2,0 \text{ bar abs.}$	$2,5 \text{ bar abs.}$	$3,0 \text{ bar abs.}$
End of Injection EOI_2 [$^{\circ}KW$ v. ZOT]	86...90	80...86	78...80

5.2.3 Komponentenversuche mit SACI-Brennverfahren

In den vorangegangenen Abschnitten wurde der Einfluss verschiedener Einspritzparameter auf das SACI-Brennverfahren untersucht und eine erste Bedatungsempfehlung erstellt. Neben den in der Motorsteuerung veränderlichen Einstellparametern bieten die verschiedenen Bauteile des Grundmotors, des Zylinderkopfes oder des Zünd- und Einspritzsystems weitere Möglichkeiten das Brennverfahren zu beeinflussen. Im Rahmen der Forschungstätigkeiten im Projekt Z01 wurden daher zahlreiche Komponenten untersucht, um sie auf ihren Leistungseinfluss hin bewerten zu können. In diesem Abschnitt sollen einige ausgewählte Ergebnisse dieser Untersuchungen vorgestellt werden, um so eine Grundlage für die Diskussion in Abschnitt 5.2.4 zu bilden.

Untersuchungen zur Geometrie der Kolbenkrone:

Bei näherer Betrachtung der Abbildungen in Abschnitt 5.1, insbesondere Abbildung 5.5, fällt auf, dass eine gemischreiche Frischgaswolke gegen Ende der Kompressionsphase weitestgehend zentral im Brennraum verteilt ist. Die Voruntersuchungen sowie die Variationen des zweiten Einspritzfensters haben gezeigt, dass die Anwesenheit dieser Gemischwolke wesentliche Auswirkungen auf das SACI-Brennverfahren hat. Demzufolge wurden Überlegungen angestellt, ob über eine geometrische Änderung an der Kolbenkrone ein Beitrag zur zyklischen Stabilität und somit zur Erweiterung des Betriebsbereichs geleistet werden kann. Die Verwendung einer Kolbenmulde, um das gezielte Fangen der Gemischwolke durch den Kolbenaufbau zu ermöglichen, schien naheliegend und wurde weiterverfolgt, siehe Abbildung 5.22, Mitte und rechts. An dieser Stelle kann auf die Vorstellung des SPCCI-Brennverfahrens von MAZDA verwiesen werden, im Rahmen dessen eine ähnliche Kolbentopologie veröffentlicht wurde, siehe [119] oder Abschnitt 3.3.

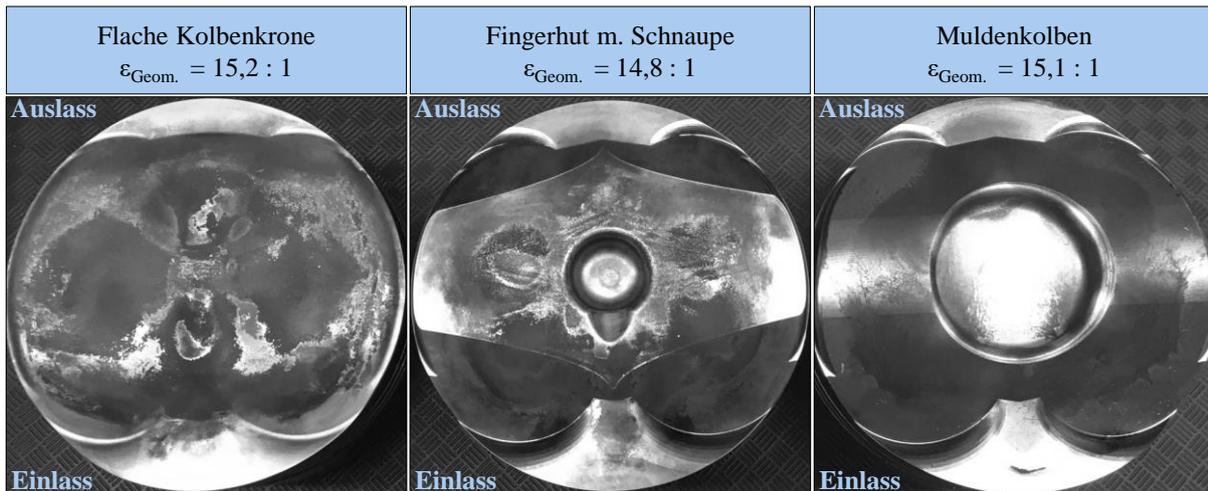


ABB. 5.22: Variierte Kolbenkronen für Einzylindermotor. In Anlehnung an [120].

Die Konfiguration des Forschungseinzylinders hatte sich gegenüber derjenigen der Einspritzuntersuchungen nicht verändert, vgl. Tabelle 5.15. Konstruktive Eingriffe in die Kolbenkronen können sich ohne entsprechende Anpassungen auf das geometrische Verdichtungsverhältnis auswirken, ein durch seine zahlreichen brennverfahrensrelevanten Einflüsse wesentlicher Parameter. Um den Aufbau dreier Kolbenkronen dennoch bestmöglich vergleichbar zu machen, wurden die Kolbenkronen konstruktiv so verändert, dass die geometrische Verdichtung mit geringer Toleranz einheitlich blieb. Sie lag letztlich bei $\epsilon_{\text{Geom.}} \approx 15,0 \pm 0,2$ und damit im Rahmen dessen, was durch das Aufsummieren von Einzeltoleranzen infolge Bauteilstreuungen zu erwarten ist. Die Quetschflächen sowie die minimale Quetschspalthöhe wurden für jeden der untersuchten Kolben beibehalten, um geringe Rückwirkungen auf das Brennverfahren sicherzustellen. Für Ottomotoren sind die Quetschflächen insofern von Interesse, da sie zum einen eine in Brennraummitte gerichtete Ladungsbewegung induzieren (die sogenannte *Squish*-Strömung), die einen zusätzlichen Beitrag zur Turbulenz liefert, siehe z.B. [24]. Zum anderen helfen die Quetschflächen die Flammfront während der Verbrennung in die Außenbereiche des Brennraums zu ziehen; ein Effekt, der unter der Bezeichnung *Reverse Squish* bekannt ist und einem vollständigeren Ausbrand zugutekommt. Diese beiden Strömungsarten sind in Abbildung 5.23 grafisch dargestellt.

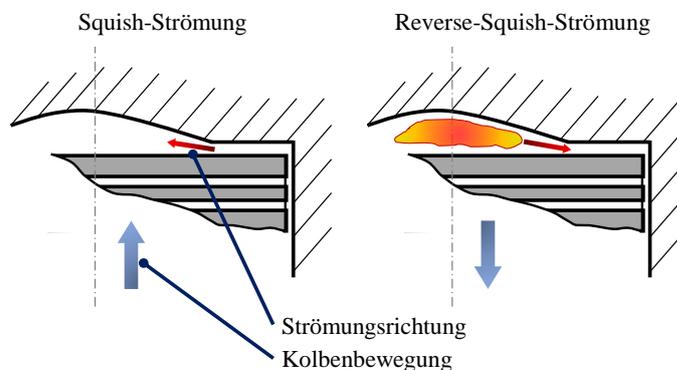


ABB. 5.23: Prinzipskizze der Squish- und Reverse-Squish-Strömung. In Anlehnung an [24].

TAB. 5.15: Konfiguration des Versuchsmotors für Komponentenversuche.

Randbedingung	Wert [Einheit] / Beschreibung
Geom. Epsilon ϵ	Siehe Abbildung 5.22
Injektorlage	seitlich
Injektor	BOSCH HDEV5
Zündsystem (Für Kolbenvariation)	Vorkammer "Typ 2", 6-Loch, $V_{VK} = 350 [mm^3]$, vgl. Tabelle 5.17.

Wie Abbildung 5.22 entnommen werden kann, hatte der linke Kolben eine Kolbenkrone mit einem flachen Aufbau. Dieser diente dazu, eine vergleichsweise hohe Verdichtung zu erzeugen. Der mittlere Kolben besaß eine zentrale Fingerhutmulde, in die einlassseitig eine Schnaupe eingelassen wurde. Die Überlegung hinter der Schnaupe war, dass das Strahlbild des Einspritzventils anteilig auf die Fingerhutmulde zielt. In diesem Vergleich wird der Fingerhutkolben als kleines Muldenvolumen herangezogen. Der rechte Kolben in Abbildung 5.22 hatte hingegen eine größere Mulde, musste jedoch für den Erhalt der geometrischen Verdichtung auf einen vergleichsweise hohen Kolbenaufbau zurückgreifen.

Die im Folgenden gezeigten Untersuchungen wurden nach einem Messprogramm durchgeführt, das aus den vorangegangenen Einspritzvariationen abgeleitet wurde. Wie Tabelle 5.16 entnommen werden kann, wurde sowohl eine Drehzahl- als auch eine Lastvariation durchgeführt. Die Laststützstelle der Drehzahlvariation lag bei $p_{mi} = 22,5 \text{ bar}$; die Lastvariation erfolgte bei einer Drehzahl von $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$. Das Einspritzende der zweiten Einspritzung wurde dabei stets so eingestellt, dass der niedrigste Variationskoeffizient erreicht werden konnte. Dieses Standardmessprogramm bildet die Basis für die in dieser Arbeit gezeigten Komponentenversuche.

TAB. 5.16: Betriebsparameter für die Variation des Kolbenaufbaus.

Parameter	Wert [Einheit]
Drehzahl $n_{Mot.}$	5000...7500 (500) [min^{-1}]
Last p_{mi}	12,5...27,5 (2,5) [$bar \text{ abs.}$]
Spülgefälle Δp_{SG}	0,20 [bar] (<i>positiv</i>)
Kraftstoffluftverhältnis λ	1,60 [–]
End of Injection EOI_1	285 [$^{\circ}KW \text{ v. } ZOT$]
End of Injection EOI_2	CoV-optimal
Anteil Zweiteinspritzung	40 [%] (der Gesamtmenge)
Einspritzdruck p_{Rail}	200 [bar]
Zündzeitpunkt ZZP	U50-optimal, Klopfgrenze.

Bei Betrachtung der Lastvariation fällt auf, dass sowohl der flache Kolben als auch der Fingerhutkolben höhere indizierte Wirkungsgrade erst zu höheren Lasten hin erreichen. Im Gegensatz dazu scheint der Muldenkolben bei niedrigeren Lasten einen Wirkungsgradvorteil von bis zu 1,5 % zu haben. Diesen verliert er jedoch ab einer Last von ca. $p_{mi} = 20 \text{ bar}$. Die Auswertung des indizierten Wirkungsgrades über der Drehzahl zeigt, dass bei sonst gleichen Randbedingungen der Kolben mit der flachen Kolbenkrone die höchsten Werte erreicht, siehe Abbildung 5.24. Ferner scheint das Optimum bei ca. $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$ zu liegen. Der Fingerhutkolben weist um bis zu 2 % und der Muldenkolben um bis zu 3,5 % verschlechterte Wirkungsgrade auf.

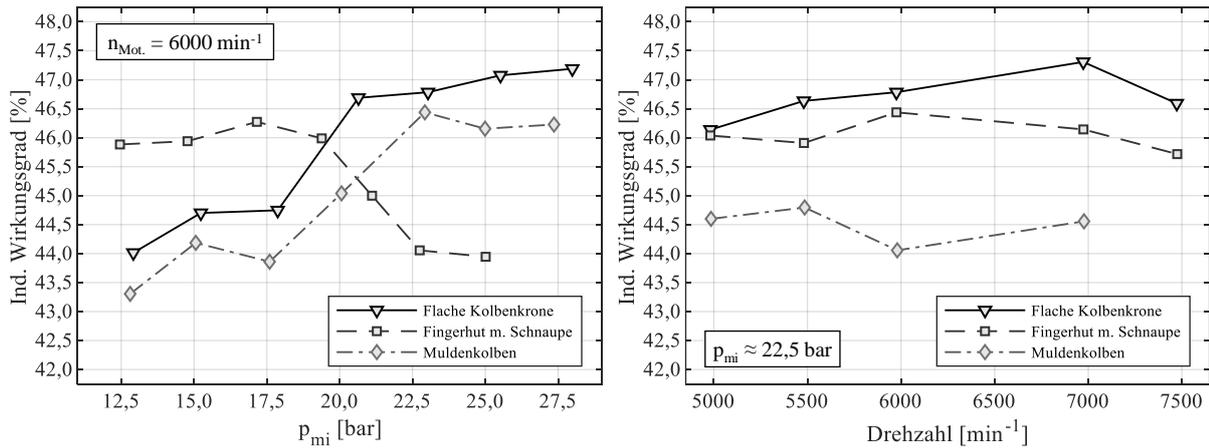


ABB. 5.24: **Kolbenvariation.** Links: η_i über Last. Rechts: η_i über Drehzahl.

Die zyklische Stabilität, die in Abbildung 5.25 sowohl über der Last als auch über der Drehzahl aufgetragen ist, unterstützt die Erkenntnisse der Wirkungsgradbetrachtung. Der Kolben mit der flachen Kolbenkrone sowie der Fingerhutkolben schaffen es jeweils mit steigender Last bzw. Drehzahl die Grenze von $CoV = 4,0 \%$ zu unterschreiten. Die Kolbenvariante mit großem Muldenvolumen profitiert zwar ebenfalls geringfügig von einer Last- und Drehzahlerhöhung, kann jedoch an keiner der untersuchten Stützstellen die gesetzte Fahrbarkeitsgrenze einhalten.

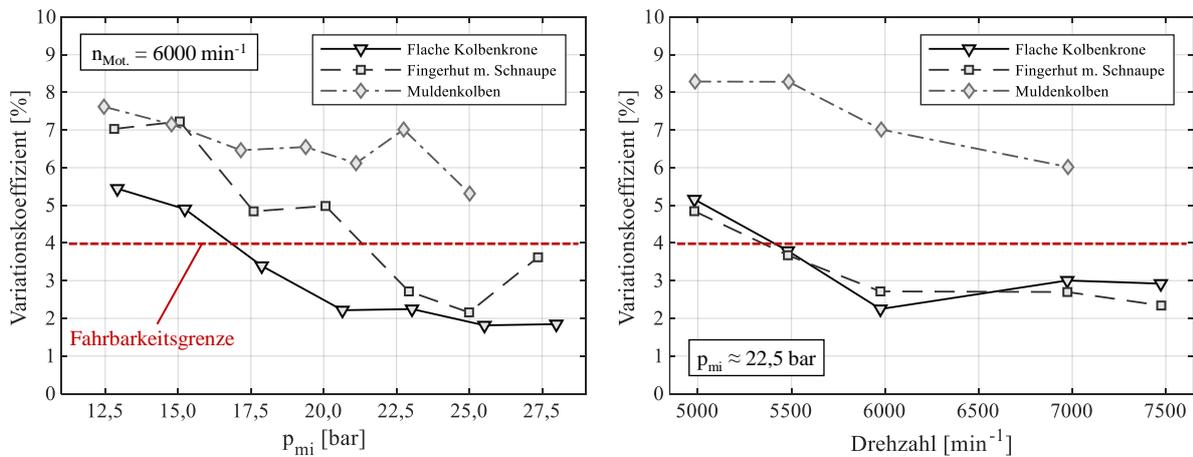


ABB. 5.25: **Kolbenvariation.** Links: CoV über Last. Rechts: CoV über Drehzahl.

In Abbildung 5.26 ist die Schwerpunktlage infolge der Variation von Last und Drehzahl aufgetragen. Ändert sich die Last des Betriebspunktes, kann beobachtet werden, dass der Fingerhutkolben sehr ähnliche Schwerpunktlagen zum Kolben mit der flachen Kolbenkrone aufweist. Nur der Muldenkolben zeigt eine stetige Verschlechterung der Schwerpunktlage mit steigender Last. Wird die Drehzahl variiert, ergibt sich ein analoges Bild. Der flache sowie der Fingerhutkolben erreichen ähnliche Schwerpunktlagen über dem Drehzahlspektrum, mit einer leichten Verschlechterung um $\approx 2 \text{ }^\circ KW$ ab $n_{Mot.} = 7500 \text{ min}^{-1}$. Der Kolben mit der großen Mulde zeigt trotz ähnlichem Verhalten bei Drehzahländerung einen absoluten Nachteil von ca. $3 \text{ }^\circ KW$.

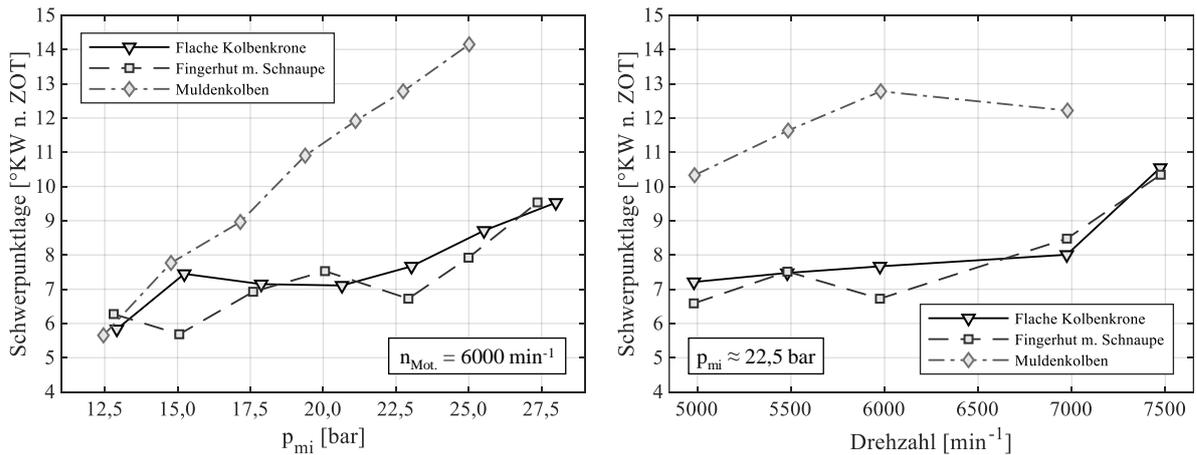


ABB. 5.26: **Kolbenvariation.** Links: U50-Lage über Last. Rechts: U50-Lage über Drehzahl.

Vergleicht man die Heiz- und Summenheizverläufe in Abbildung 5.27, so zeigt sich, dass der Muldenkolben den stärksten initialen Anstieg der Wärmefreisetzung aufweist. Danach fällt die Wärmefreisetzung jedoch schneller ab, was auf eine langsamere Ausbrandphase hindeutet. Der Kolben mit flacher Krone und derjenige mit Fingerhutmulde zeigen ein längeres Plateau an Wärmefreisetzung. Beide Kolbenvarianten verhalten sich weitestgehend ähnlich zueinander, was auch am indizierten Wirkungsgrad erkennbar ist, vgl. Abbildung 5.24. Im Summenheizverlauf weisen die drei Kolben eine erste Anstiegsphase mit leicht steilerem Gradienten auf, der ab ca. 20...35 % Gemischumsatz je nach Kolbenvariante abknickt (siehe y-Achse um ca. $360 \text{ }^\circ KW$).

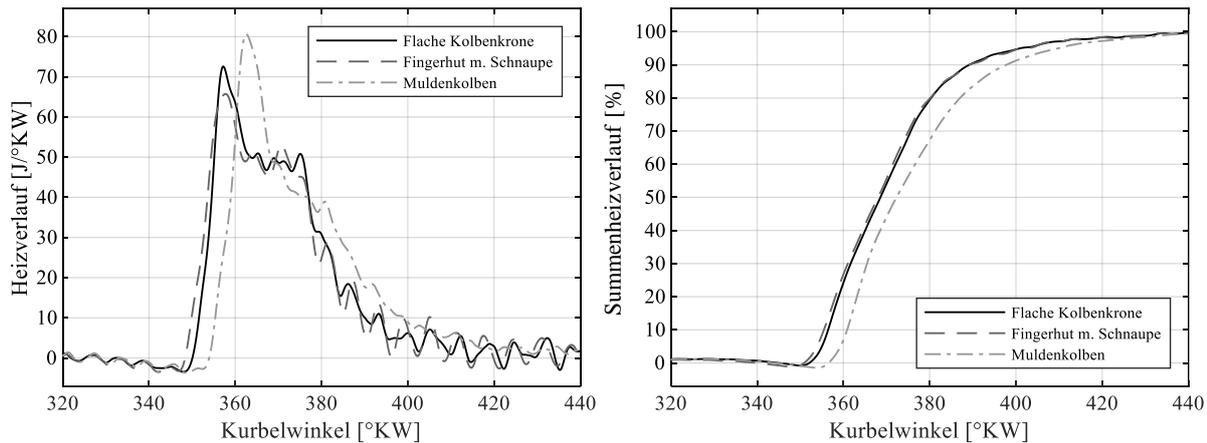


ABB. 5.27: **Kolbenvariation.** Links: Heizverlauf. Rechts: Summenheizverlauf.
 Betriebspunkt: $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 22,5 \text{ bar}$, $\lambda = 1,6$.

Untersuchungen zur Geometrie der Vorkammer:

Vorkammerzündsysteme haben in den vergangenen Jahren im Motorsport zunehmend an Bedeutung gewonnen. Wie in Abschnitt 3.1.3 beschrieben, hatten hier die Formel 1 sowie die WEC eine Vorreiterrolle inne, da durch die reglementbedingte Kraftstoffmengenbegrenzung die Notwendigkeit für hocheffiziente Magerbrennverfahren entstanden ist. Für die Brennverfahrensentwicklung am Einzylinder wurde bereits während den Voruntersuchungen erkannt, dass das Funktionsprinzip des SACI-Brennverfahrens darauf basiert, dass eine Vorkammerzündkerze durch ihre Zündstrahlen schnell eine vergleichsweise hohe Wärmefreisetzung im Brennraum auslösen kann. Dadurch wird einem weitgehend homogenisierten und hochverdichteten Endgas wahrscheinlich die notwendige Energie zugeführt, um eine anteilige Kompressionszündung einzuleiten, vgl. Abschnitt 5.1. Aus dieser Schlussfolgerung entstand die Vermutung, dass die geometrischen Eigenschaften der Vorkammer einen wesentlichen Einfluss auf das SACI-Brennverfahren haben könnten. Infolgedessen wurden verschiedene Parameter der Vorkammergeometrie, wie z.B. das Vorkammervolumen, am Forschungseinzylinder untersucht und im Rahmen der Leistungsentwicklung bewertet.

Im Folgenden soll ein Vergleich von vier Vorkammerzündkerzen (kurz: VK-ZK) vorgestellt werden, die sich insbesondere durch das Vorkammervolumen sowie den Lochdurchmesser der Überströmbohrungen unterscheiden. Die Durchtrittsfläche entspricht der Summe der Einzelflächen aller Überströmbohrungen. Jede der untersuchten Vorkammerzündkerzen hatte ein M10-Gewinde. Die über die Zündspulen zugeführte Zündenergie betrug für alle Betriebspunkte ca. 150 mJ . Aufgrund der Messdatenverfügbarkeit werden im Folgenden Einzelbetriebspunkte betrachtet. In Tabelle 5.17 werden die geometrischen Unterscheidungsmerkmale der untersuchten Vorkammerzündkerzen aufgelistet:

TAB. 5.17: Unterscheidungsmerkmale der variierten Vorkammerzündkerzen.

Eigenschaft	VK-ZK Typ 1	VK-ZK Typ 2	VK-ZK Typ 3	VK-ZK Typ 4
Volumen $V_{VK} [mm^3]$	160	350	440	650
Lochanzahl [-]	6	6	6	6
Lochdurchmesser [mm]	1,3	0,8	1,0	1,2
Ges. Durchtrittsfläche [mm^2]	8,0	3,0	4,7	6,8

Die Untersuchungen in diesem Abschnitt wurden mit einer Konfiguration analog zu derjenigen der Kolbenvariation gefahren, vgl. Tabelle 5.15. Als Kolben kam die Variante mit flacher Krone zum Einsatz, die hinsichtlich Wirkungsgrad und zyklischer Stabilität die besten Ergebnisse gezeigt hatte. Als Versuchsprogramm wurden Betriebspunkte analog zu denjenigen der Kolbenvariation angefahren, die auf den Bedatungsempfehlungen zur Einspritzung in Abschnitt 5.2.2 basieren. Einzig für die Lastvariation wurde nicht der indizierte Mitteldruck, sondern stattdessen der Saugrohrdruck variiert, um je Stützstelle bei gleicher Füllung das Leistungsvermögen des Zündsystems bewerten zu können. Ferner wurde bei $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{Saug.} = 2,5 \text{ bar abs.}$ für jedes Zündsystem ein Zündhaken über ca. $8^\circ KW$ untersucht, der die Sensibilität des Zündzeitpunktes auf den indizierten Wirkungsgrad und den indizierten Mitteldruck aufzeigen soll.

TAB. 5.18: Betriebsparameter für die Variation des Vorkammervolumens.

Parameter	Wert [Einheit]
Drehzahl $n_{Mot.}$	5000...7500 ($\Delta 500$) [min^{-1}]
Last $p_{Saug.}$	2,0...3,0 ($\Delta 0,25$) [$bar \text{ abs.}$]
Spülgefälle Δp_{SG}	0,20 [bar] (<i>positiv</i>)
Kraftstoffluftverhältnis λ	1,60 [-]
End of Injection EOI_1	285 [$^\circ KW \text{ v. } ZOT$]
End of Injection EOI_2	CoV-optimal
Anteil Zweiteinspritzung	40 [%] (der Gesamtmenge)
Einspritzdruck p_{Rail}	200 [bar]
Zündzeitpunkt ZZP	Schwerpunktoptimal, Klopfgrenze. Variation: KG ... -8 ($\Delta 1$) [$^\circ KW$]

In Abbildung 5.28 ist der Verlauf des indizierten Mitteldrucks sowohl über dem absoluten Saugrohrdruck als auch der Drehzahl aufgezeigt. Bei niedrigeren Ladedrücken weisen alle Zündsysteme ungefähr gleiche Mitteldruckwerte auf. Erst ab einem Ladedruck von ca. $p_{Saug.} = 2,25 \text{ bar abs.}$ zeichnen sich Unterschiede zwischen den Zündsystemen ab. Die Vorkammerzündkerzen mit einem Volumen von $V_{VK} \geq 350 \text{ mm}^3$, d.h. Typen 2 bis 4, zeigen hier um $\geq 0,8 \text{ bar}$ erhöhte Mitteldruckwerte und einen insgesamt linearen Anstieg. Zur höheren Last setzt sich dieser Trend fort. Ab $p_{Saug.} = 3,0 \text{ bar abs.}$ Ladedruck liegt der Unterschied bei einem Delta

von ca. 1,25 bar gegenüber der Vorkammerzündkerze mit dem geringsten Volumen, die sich mit zunehmender Last verschlechtert. Die Drehzahlvariation zeigt einen geringeren Gradienten hin zu höheren Drehzahlen bei allen Vorkammertypen. Das höchste Mitteldruckniveau haben auch hier die Vorkammern mit Volumina $V_{VK} \geq 350 \text{ mm}^3$.

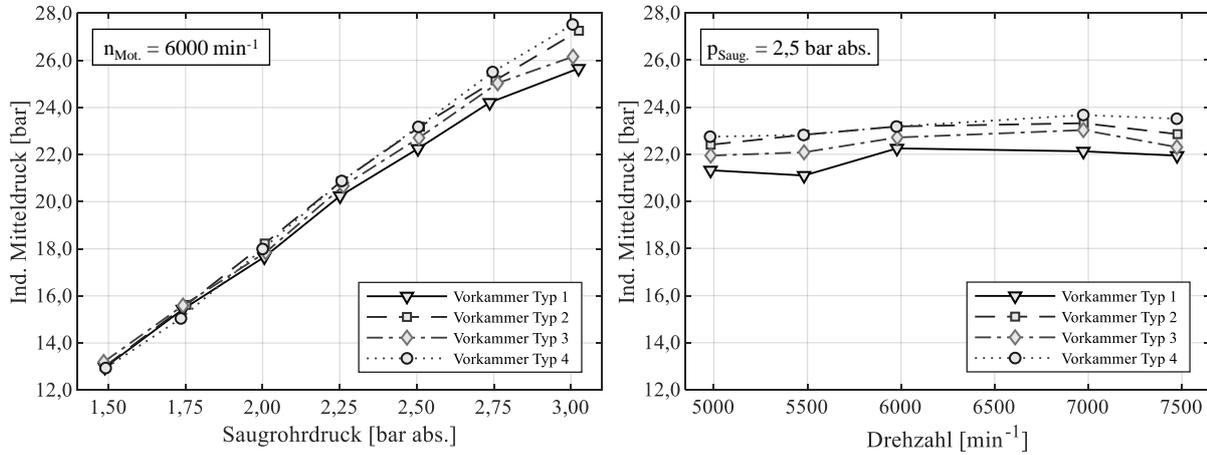


ABB. 5.28: Variation VK-Volumen. Links: p_{mi} über Last. Rechts: p_{mi} über Drehzahl.

Betrachtet man den indizierte Wirkungsgrad, so sticht insbesondere die Vorkammerzündkerze vom Typ 2 mit $V_{VK} = 350 \text{ mm}^3$ hervor, da sie ab $p_{Saug.} = 2,0 \text{ bar abs.}$ durchweg hohe Werte von bis zu $\eta_i \approx 47 \%$ erreicht, vgl. Abbildung 5.29. Im Gegenzug zeigt die Lastvariation, dass die Vorkammer vom Typ 1 mit $V_{VK} = 160 \text{ mm}^3$ bei höheren Ladedrücken im Wirkungsgrad einbricht. Die Vorkammerzündkerze vom Typ 4 mit $V_{VK} = 650 \text{ mm}^3$ zeigt hingegen erst ab $p_{Saug.} = 2,25 \text{ bar abs.}$ Ladedruck sehr gute indizierte Wirkungsgrade. Für die Drehzahlvariation scheinen insbesondere die Stützstellen von $n_{Mot.} = 5000 \text{ min}^{-1}$ bis 6000 min^{-1} bei allen untersuchten Zündsystemen die höchsten Werte zu erreichen. Einen leicht fallenden Trend im Wirkungsgrad zu höheren Drehzahlen hin weisen alle Zündkerzen auf, wobei auch hier die Vorkammerzündkerze vom Typ 1 am stärksten abfällt.

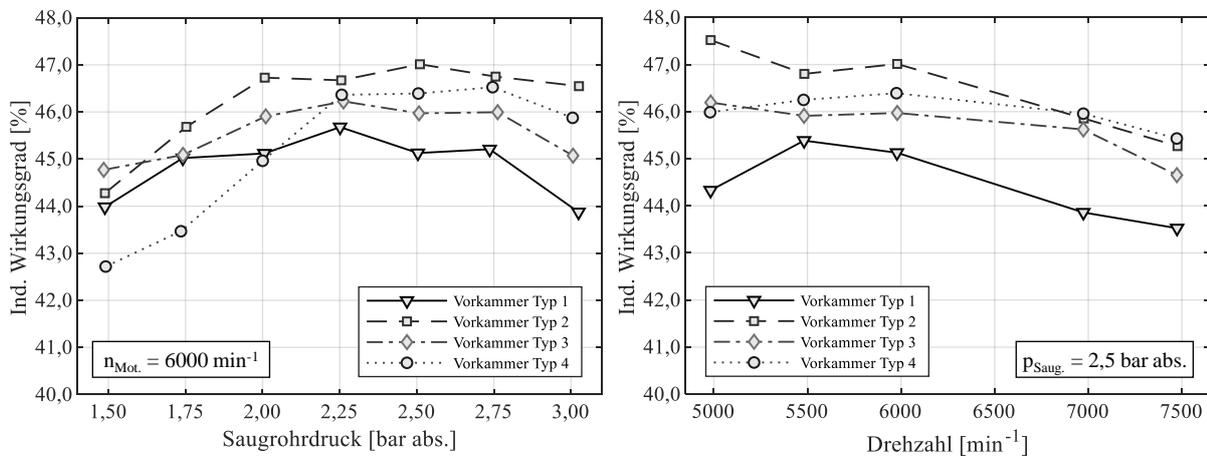


ABB. 5.29: Variation VK-Volumen. Links: η_i über Last. Rechts: η_i über Drehzahl.

Die zyklische Stabilität der Verbrennung, die in Abbildung 5.30 dargestellt ist, zeigt für die Vorkammern vom Typ 2, Typ 3 und Typ 4 Werte um ca. $CoV = 2,0 \%$, sobald ein Ladedruck von ca. $2,0 \text{ bar abs.}$ überschritten wird. Einzig der Vorkammertyp 3 bricht bei $3,0 \text{ bar abs.}$ Ladedruck etwas ein. Die Vorkammerzündkerze vom Typ 1 mit $V_{VK} = 160 \text{ mm}^3$ erreicht die Stabilitätsgrenze an einer Laststützstelle. Die Drehzahlvariation zeigt, dass die zyklische Stabilität der Zündsysteme jeweils bei $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$ die Bestwerte erreicht, an den anderen Drehzahlstützstellen jedoch etwas schlechter ist. Die Vorkammergeometrien Typ 2 und Typ 4 weisen als einzige Variationskoeffizienten unterhalb von $CoV = 4,0 \%$ bei allen untersuchten Drehzahlen auf. Bei der Vorkammer vom Typ 1 mit einem Volumen von $V_{VK} = 160 \text{ mm}^3$ wird an keiner der Stützstellen eine akzeptable Stabilität erreicht.

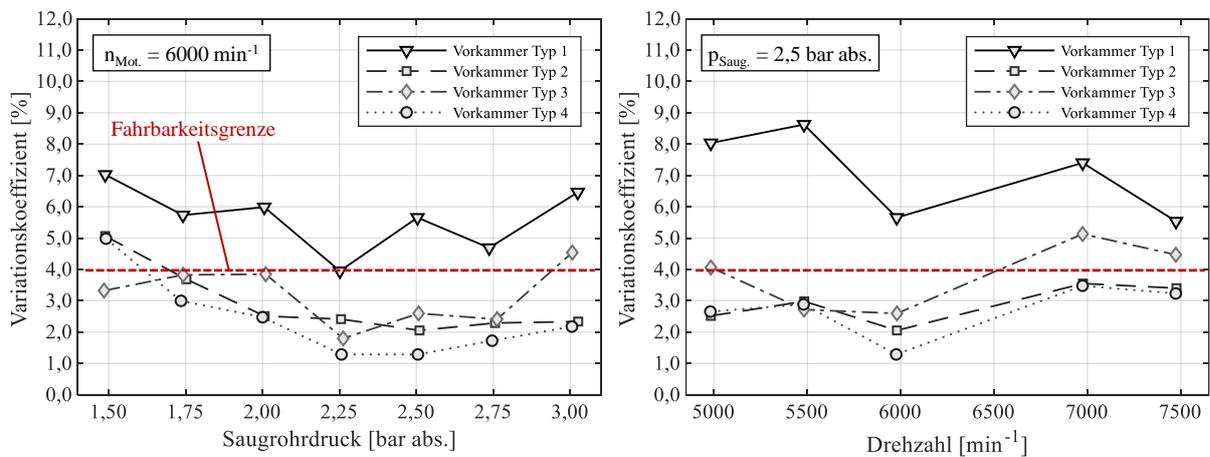


ABB. 5.30: **Variation VK-Volumen.** Links: CoV über Last. Rechts: CoV über Drehzahl.

Für die Verläufe der Schwerpunktlage kann festgehalten werden, dass Lasten bis ca. $p_{Saug.} \leq 2,0 \text{ bar abs.}$ mit den untersuchten Vorkammervolumina schwerpunktoptimal gezündet werden können, vgl. Abbildung 5.31. Die Lastvariation zeigt ab $p_{Saug.} \approx 2,25 \text{ bar abs.}$, dass mit steigendem Vorkammervolumen die Zündung erst bei höherer Last zurückgenommen werden muss. Diese Tendenz ist gleichermaßen für die Drehzahlvariation ableitbar, da auch hier mit einem größeren Volumen bessere Schwerpunktlagen in einem breiteren Drehzahlbereich möglich sind.

Letztlich soll durch einen Zündhaken der Zündwinkleinfluss auf das Brennverfahren mit den genannten Zündsystemen untersucht werden. Als Betriebspunkt wurde eine Last von $p_{Saug.} = 2,5 \text{ bar abs.}$ und eine Drehzahl von $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$ vorgegeben. Die Wahl fiel auf diesen Betriebspunkt, da hier in den vorherigen Untersuchungen hohe indizierte Wirkungsgrade sowie niedrige Zyklenschwankungen erreicht werden konnten. Ausgehend von der jeweiligen Klopfgrenze, wurde der Zündwinkel um ca. $8^\circ KW$ mit einer Schrittweite von $\Delta 0,5^\circ KW$ zurückgezogen. Die linke Seite in Abbildung 5.32 zeigt den indizierten Mitteldruck, der erwartungsgemäß mit späteren Zündwinkeln abfällt. Die Vorkammern Typ 2 und Typ 4 weisen in einem Bereich von $\Delta 2^\circ KW$ ein Plateau auf, in dem sich der Mitteldruck nur geringfügig verändert. Dies kann auf eine gute anfängliche Schwerpunktlage zurückgeführt werden, bei der eine Zündwin-

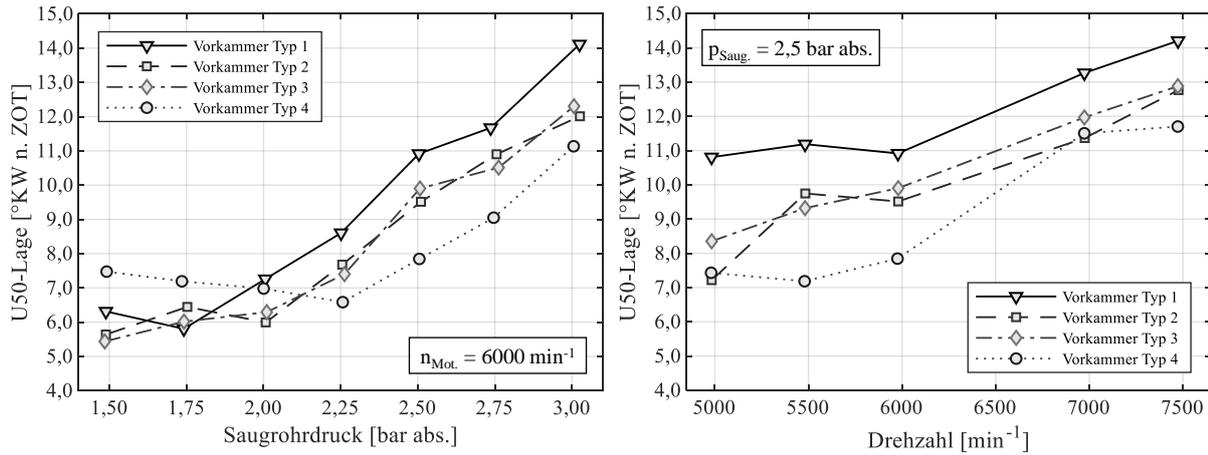


ABB. 5.31: **Var. VK-Volumen.** Links: U_{50} -Lage über Last. Rechts: U_{50} -Lage über Drehzahl.

kelrücknahme zunächst einen kleinen Einfluss auf das Brennverfahren hat. Von einer späteren Schwerpunktlage ausgehend, zeigt das kleinste Vorkammervolumen (Typ 1) bei Betrachtung des indizierten Wirkungsgrades einen steiler abfallenden Gradienten, siehe Abbildung 5.32 rechts.

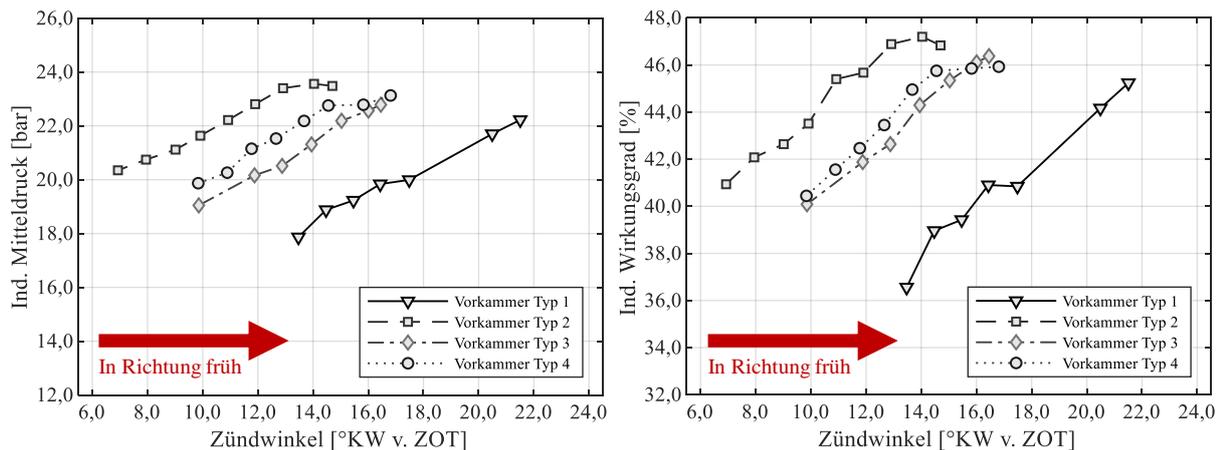


ABB. 5.32: **Variation VK-Volumen.** Links: p_{mi} über ZZP. Rechts: η_i über ZZP.
 Betriebspunkt: $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$, $p_{Saug.} = 2,5 \text{ bar abs.}$, $\lambda = 1,6$.

5.2.4 Zwischenfazit zu den Komponentenversuchen

Die experimentellen Kolbenuntersuchungen haben gezeigt, dass das SACI-Brennverfahren durch die Geometrie der Kolbenkrone beeinflussbar ist. Durch eine ausgeprägte Kolbenmulde konnte die anfängliche Wärmefreisetzung zunächst gesteigert werden, vgl. Abbildung 5.27. Dem gegenüber steht die zyklische Stabilität, die durch die Änderungen nachhaltig verschlechtert wurde und zu späteren Verbrennungsschwerpunktlagen führte, Abbildung 5.26. Es wird angenommen, dass das hier gezeigte SACI-Brennverfahren eine anteilige Kompressionszündung im hochverdichteten und weitestgehend homogenisierten Brennraumaußenbereich einleitet, siehe Abschnitt 5.1. Die Aufbauten am Muldenkolben, die für den Erhalt des Kompressionsverhältnisses erforderlich

wurden (vgl. Abbildung 5.22), können einen größeren Einfluss auf die Befüllung der Vorkammerzündkerze haben, da sie die Ladungsbewegung verändern. Dies könnte zur Folge haben, dass das Fenster für einen ausreichend großen Vorkammerzündimpuls nicht getroffen und somit keine Einleitung einer (anteiligen) Kompressionszündung möglich wird. Im Rahmen der Untersuchung des Muldenkolbens konnten keine Einspritzparameter gefunden werden, die den Motorbetrieb merklich stabilisierten. Es kann demnach festgehalten werden, dass der Aufbau der Kolbenkrone für die hier gezeigte Motorkonfiguration möglichst flach gestaltet sein sollte, um die Wirkungsgrad- und Leistungspotentiale des SACI-Brennverfahrens bestmöglich auszunutzen.

Die Untersuchungen zu den Vorkammerzündkerzen haben ergeben, dass die Variante vom Typ 2 mit ca. dem zweifachem Volumen gegenüber der Vorkammer des Typs 1 ($V_{VK,Typ2} = 350 \text{ mm}^3$ gegenüber $V_{VK,Typ1} = 160 \text{ mm}^3$) und weniger als der halben Durchtrittsfläche am Forschungsmotor sehr gute Mitteldruckwerte und eine hohe zyklische Stabilität aufweisen konnte. In der Wirkungsgradbetrachtung stellte dieser Kerzentyp den Beststand dar. Die Vorkammervariante des Typs 4 zeigte ebenfalls sehr gute Ergebnisse, insbesondere im Hinblick auf die Lage des Verbrennungsschwerpunkts. Die Vorkammerzündkerzen vom Typ 2 - 4 erreichten insbesondere bei Ladedrücken oberhalb von $p_{Saug.} = 2,0 \text{ bar abs.}$ eine gute zyklische Stabilität. Im untersuchten Lastbereich von ca. $p_{mi} = 22,5 \text{ bar}$ zeigt der Zündhaken, dass jede der Vorkammerzündkerzen eine ähnliche Sensitivität auf Änderungen im Zündwinkel aufweist. Einen Zusammenbruch des Brennverfahrens, beispielsweise infolge einer unregelmäßigen Gemischbildung innerhalb wie außerhalb der Vorkammer, konnte an dieser Laststützstelle nicht beobachtet werden. Erste Untersuchungen, ob das SACI-Brennverfahren auch mit einer konventionellen Hakenzündkerze dargestellt werden kann, haben ergeben, dass diese nur in wenigen der hier gezeigten Punkte eine noch akzeptable zyklische Stabilität von $CoV < 4,0 \%$ erreichen konnte. Auch konnte der Lastbereich nicht vollständig abgebildet werden. Trotz der hohen geometrischen Verdichtung des Forschungsmotors reicht die durch die Hakenzündkerze ausgelöste Verbrennung vermutlich nicht aus, um verbleibende Gemischanteile mittels anteiliger Kompressionszündung umzusetzen. Dies könnte auf die lokale Energieeinleitung um die Kerze zurückgeführt werden, die zunächst ein geringeres Flammvolumen erfasst, als dies mit bis zu sechs Vorkammer-Jets und einem entsprechenden Impuls möglich ist. Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Verwendung eines Zündsystems wie einer Vorkammerzündkerze in Kombination mit dem SACI-Brennverfahren erforderlich ist, da sie einen fahrbaren Betriebsbereich von bis zu $27,5 \text{ bar}$ indiziertem Mitteldruck bei einem Kraftstoffluftverhältnis von $\lambda_{global} = 1,6$ ermöglicht und gleichzeitig auch robust gegenüber größeren Zündwinkeländerungen zu sein scheint.

5.2.5 Kennfelduntersuchung SACI

Die in den Abschnitten 5.2.1 und 5.2.3 beschriebenen Erkenntnisse zum Betriebsverhalten des SACI-Brennverfahrens sollen nun verwendet werden, um eine Kennfelduntersuchung durchzuführen. Der Ansatz ist hierbei, das Verhalten des Brennverfahrens infolge einer Last- und Drehzahländerung anschaulich darzustellen. Die zugehörigen Parameter sind in Tabelle 5.19 aufgelistet.

TAB. 5.19: Betriebsparameter für SACI-Kennfelduntersuchung.

Parameter	Wert [Einheit]
Drehzahl $n_{Mot.}$	4000, 5000, 6000, 7000 [min^{-1}]
Indizierter Mitteldruck p_{mi}	10,0...27,5 ($\Delta 2,5$) [bar]
Spülgefälle Δp_{SG}	0,20 [bar] (<i>positiv</i>)
Kraftstoffluftverhältnis λ	1,6 [-]
End of Injection EOI_1	285 [$^{\circ}KW$ v. <i>ZOT</i>]
End of Injection EOI_2	CoV-optimal
Anteil Zweiteinspritzung	45 [%] (der Gesamtmenge)
Einspritzdruck p_{Rail}	150 [bar]
Zündzeitpunkt ZZP	U50-optimal, Klopfgrenze

Die Konfiguration des Versuchsmotors wurde nicht verändert und kann Tabelle 5.15 entnommen werden. Einzig die Vorkammerzündkerze wurde gegen ein Exemplar vom Typ 2 getauscht, nachdem diese im Eigenschaftsvergleich den Bestand darstellte (vgl. Abschnitt 5.2.3 bzw. Tabelle 5.17). Während der Versuche hat sich gezeigt, dass sowohl bei $n_{Mot.} = 4000 \text{ min}^{-1}$ als auch bei $n_{Mot.} = 5000 \text{ min}^{-1}$ an der $p_{mi} = 10 \text{ bar}$ -Stützstelle kein stabiler Betriebspunkt angefahren werden konnte. Die zyklischen Schwankungen waren derart hoch, dass die Punkte ausgelassen wurden. Als mögliche Ursache kann hier eine unregelmäßige Gemischbildung in Verbindung mit dem Vorkammerzündsystem vermutet werden, vgl. Abschnitt 5.1. Die drei besagten Stützstellen wurden folglich bei der Kennfelderstellung nicht berücksichtigt und sind anhand des blanken Bereichs links unten erkennbar.

In Abbildung 5.33 werden anhand zweier Mitteldruck-Drehzahl-Kennfelder der indizierte Wirkungsgrad und der indizierte Hochdruckwirkungsgrad gezeigt. Letzterer wurde im Intervall zwischen $180 < \alpha < 540 \text{ }^{\circ}KW$ ausgewertet, um die Effekte der externen Aufladung auf die Ladungswechselerarbeit ausschließen zu können⁴. Expansions- und Kompressionsverluste wurden nicht berücksichtigt, vgl. [1]. Die Farbskala und der Wertebereich sind jeweils auf der rechten Seite zu finden. Die Lage der Isolinien verdeutlicht, dass die dargestellte Motorkonfiguration mit dieser Betriebsstrategie von hohen Drehzahlen sowie von hohen Lasten profitiert. Der indi-

4 Für den relativen Vergleich wurde für alle Stützstellen ein positives Spülgefälle von $\Delta p_{SG} = 0,2 \text{ bar}$ vorgegeben, um den Restgaseinfluss möglichst gering zu halten und die Wahrscheinlichkeit von Rückzündungen ins Ansaugsystem gerade bei hohen zyklischen Schwankungen zu minimieren. Dies weicht vom realen Verhalten einer Strömungsmaschine ab, vgl. z.B. [18].

zierte Wirkungsgrad verhält sich um einen Wert von $p_{mi} = 25 \text{ bar}$ optimal und weist Werte von $\eta_{a_i} \geq 46,5 \%$ auf. Der indizierte Hochdruckwirkungsgrad erreicht Werte bis zu $\eta_{a_{i,HD}} \geq 47,5 \%$.

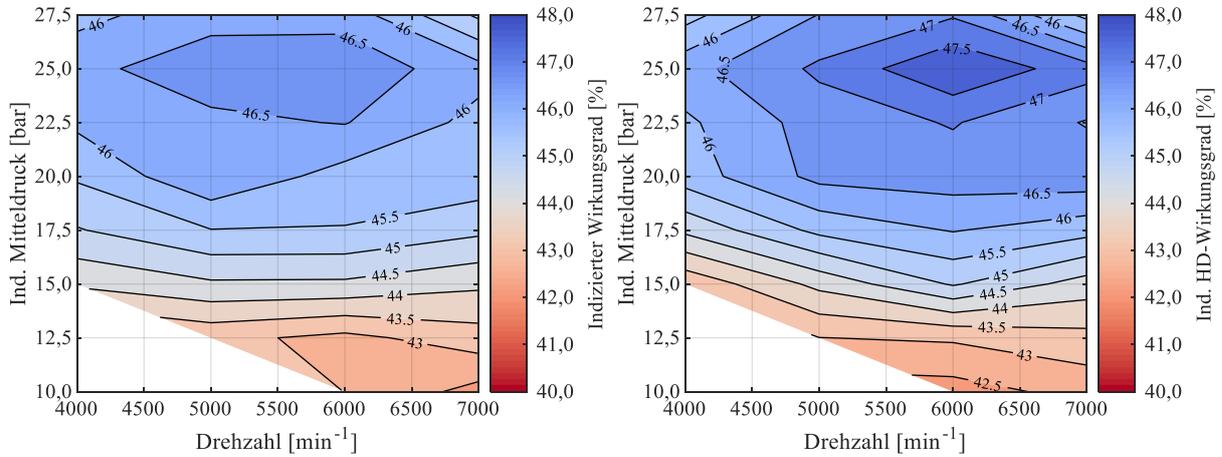


ABB. 5.33: **Kennfeld.** Links: Ind. Wirkungsgrad. Rechts: Ind. HD-Wirkungsgrad.

Der Variationskoeffizient als Maß für die zyklische Stabilität ist in Abbildung 5.34 links zu sehen, wobei die Stützstelle bei $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} \approx 25 \text{ bar}$ optimal zu sein scheint. Es werden im Mittel Werte von $CoV \approx 2,0 \%$ erreicht. Die 4,0 %-Grenze als Mindestanforderung an die zyklische Stabilität wurde durch eine breitere Isolinie in Rot hervorgehoben. Gerade in den Randbereichen sowie insbesondere bei $n_{Mot.} = 4000 \text{ min}^{-1}$ und $n_{Mot.} = 5000 \text{ min}^{-1}$ zeigt das SACI-Brennverfahren einen zunehmenden Verlust an Stabilität. In Abschnitt 5.1 wurde bereits gezeigt, dass eine unregelmäßige Spülung der Vorkammerzündkerze zu höheren Zyklenschwankungen führen kann. Es kann daher angenommen werden, dass durch eine Betriebspunktänderung das geänderte Ladungsbewegungsniveau die höheren Zyklenschwankungen bedingt. Der indizierte spezifische Hochdruckverbrauch ist in Abbildung 5.34 rechts dargestellt. Eine Inselbildung bei $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} \approx 25 \text{ bar}$ ist durch die Korrelation mit dem Hochdruckwirkungsgrad auch hier gegeben. Im Bestpunkt wird ein Wert von $b_{i,HD} \approx 190 \text{ g/kWh}$ erreicht.

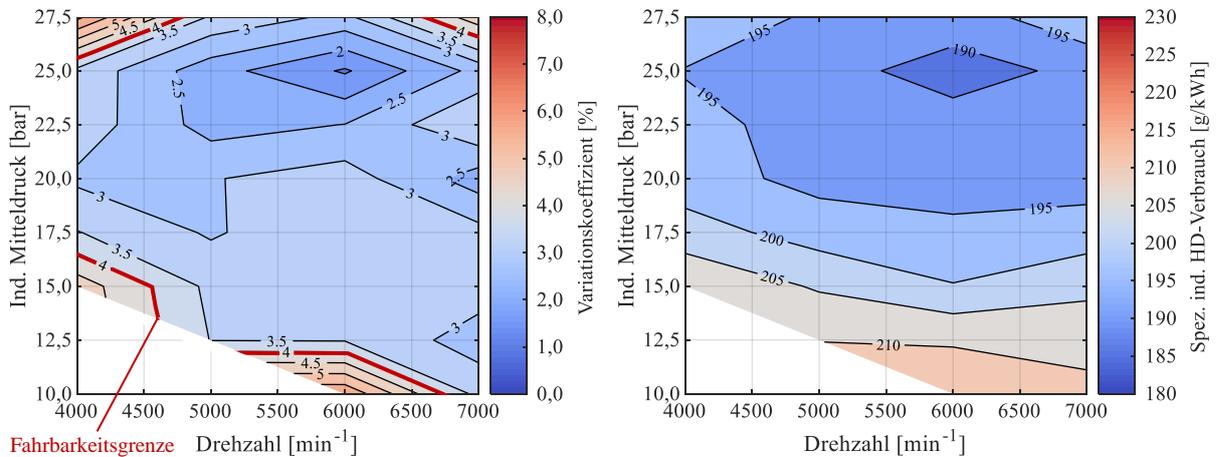


ABB. 5.34: **Kennfeld.** Links: Variationskoeff. Rechts: Ind. spez. HD-Verbrauch.

Abbildung 5.35 zeigt die Lage des Verbrennungsschwerpunktes sowie die der Brenndauer⁵. Die Schwerpunktlage lässt erkennen, dass sich das SACI-Brennverfahren in weiten Bereichen schwerpunktoptimal auszünden lässt. Trotz hoher indizierter Mitteldrücke scheint eine Rücknahme der Zündung erst ab ca. $p_{mi} = 24 \text{ bar}$ erforderlich. Lediglich für Drehzahlen $n_{Mot.} \geq 6000 \text{ min}^{-1}$ muss ab einem indiziertem Mitteldruck von $p_{mi} \approx 20 \text{ bar}$ der Zündwinkel in Richtung spät verstellt werden. Dies kann bedeuten, dass sich die Gemischbildung in Verbindung mit dem Zündsystem bei den höchsten untersuchten Drehzahlen verschlechtert. Es hat erwartungsgemäß keinen Einfluss auf den Wirkungsgrad, ob die Zündung bei $\approx 6 \text{ }^\circ\text{KW v. ZOT}$ oder $\approx 8 \text{ }^\circ\text{KW v. ZOT}$ erfolgt, wie am unteren Lastbereich sichtbar wird. Die Brenndauer reagiert auf eine steigende Last mit einem fallenden Trend, siehe Abbildung 5.35 rechts. In den höchsten untersuchten Lastbereichen erreicht die Brenndauer die kürzesten Werte. Das Optimum von $BD_{10,90} \approx 32,5 \text{ }^\circ\text{KW}$ liegt bei ca. 25 bar indiziertem Mitteldruck. Anders als das reine HCCI-Brennverfahren, das Brenndauern um $BD_{10,90} \approx 10 \text{ }^\circ\text{KW}$ erwarten lässt (vgl. z.B. [27]), zeigt das SACI-Brennverfahren deutlich längere Brenndauern. Dies könnte auf denjenigen Gemischanteil zurückgeführt werden, der mittels konventioneller Verbrennung umgesetzt wird. Ein analoges Verhalten konnte in themenbezogenen Publikationen beobachtet werden und wurde in Abschnitt 3.3 erwähnt.

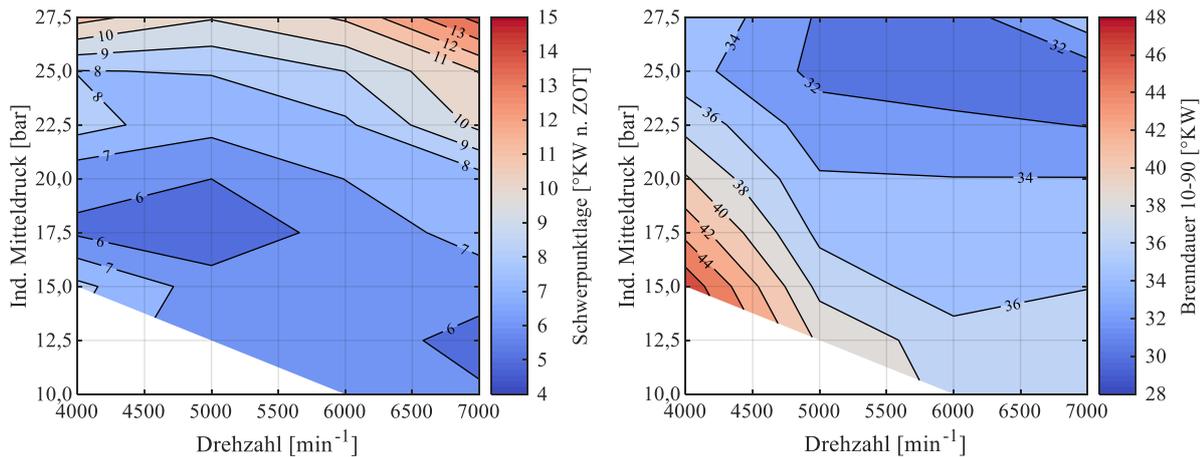


ABB. 5.35: **Kennfeld.** Links: Schwerpunktlage. Rechts: Brenndauer 10 – 90 % (Massenums.).

Zwei wichtige Größen zur Beurteilung der Triebwerksbelastung sowie der Akustik sind der maximal aufgetretene Spitzendruck respektive der maximale Druckanstieg. Wie in Abschnitt 4.2 näher erläutert wurde, repräsentiert der maximale Spitzendruck den Mittelwert des Zylinderdruckmaximalwertes aus 100 aufeinanderfolgenden Arbeitsspielen. Er soll daher als $p_{max.,mit.}$ bezeichnet werden. Der maximale Druckanstieg wird durch Gradientenbildung am gemittelten Zylinderdruckverlauf mit einer Abtastung von $\Delta\alpha = 0,1 \text{ }^\circ\text{KW}$ ausgewertet. In Abbildung 5.36 werden die beiden Größen jeweils in einem Kennfeld dargestellt. Die Isolinien des maximalen Spitzendrucks zeigen einen weitestgehend horizontalen Verlauf über den Drehzahlstützstellen.

5 Anmerkung: Hierbei handelt es sich um eine Größe, die aus dem normierten Summenheizverlauf ermittelt wird. Nach Rücksprache mit dem Projektpartner hatte man sich für alle Untersuchungen auf ein Fenster zwischen 10 % und 90 % des Massenumsatzes als Definition der Brenndauer verständigt.

Augenscheinlich sind auch die Abstände zwischen den Isolinien bis $p_{max.,mit.} \approx 170 \text{ bar}$ nahezu identisch. Das Verhalten ändert sich oberhalb von $p_{mi} = 25 \text{ bar}$, was vermutlich mit der zunehmenden Klopfbegrenzung und folglich der Mittelung von normalen sowie klopfenden Arbeitsspielen im Zusammenhang steht. Betrachtet man die Darstellung des maximalen Druckanstiegs auf der rechten Seite, so ist ein ähnlicher Trend zum gemittelten Spitzendruck erkennbar. Ab einer Last von $p_{mi} \approx 25,0 \text{ bar}$ bildet sich eine Insel mit Druckgradienten um $dp/d\alpha = 9,5 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$.

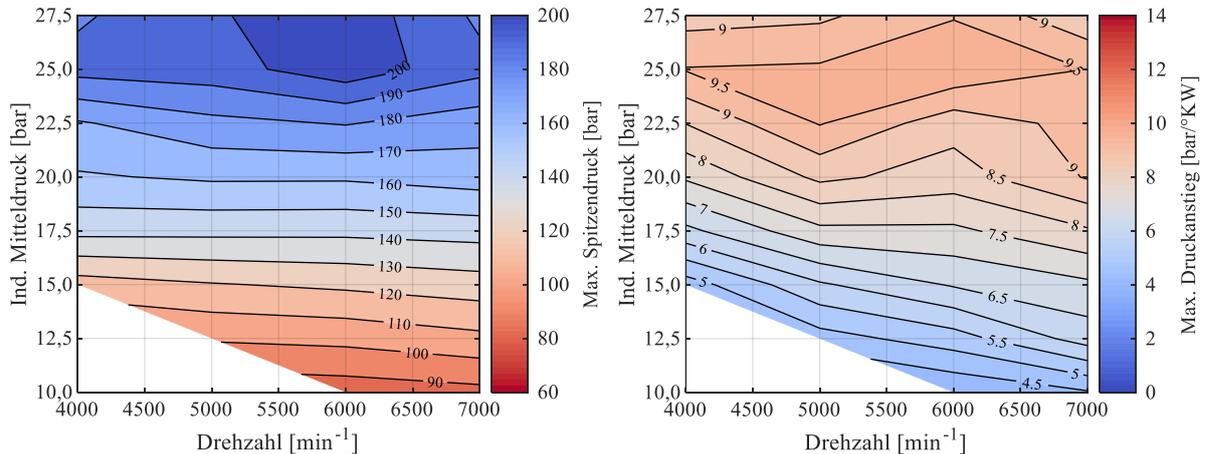


ABB. 5.36: **Kennfeld.** Links: Max. Spitzendruck. Rechts: Max. Druckanstieg.

Neben den thermodynamischen Ergebnisgrößen ist die Abgasmessung ein essentieller Begleiter des Prüfstandsversuchs. Für die Kennfelduntersuchungen wurden daher die THC-, die CO- und die NO_x -Rohemissionen ausgewertet. Die Anzahl der unverbrannten Kohlenwasserstoffe (*Total Hydrocarbon Content*, kurz: THC) sowie die Kohlenmonoxidkonzentration sind ein Indikator für die Vollkommenheit der Verbrennung, vgl. Abschnitt 2.1.2. Anhand der NO_x -Rohemissionen werden qualitative Rückschlüsse zu den maximal erreichten Prozesstemperaturen möglich. Für die verschiedenen Entstehungsmechanismen von Stickoxiden sei auf WARNATZ *et al.* verwiesen, siehe [25]. Die genannten Abgasmessgrößen werden in den Abbildungen 5.37 und 5.38 dargestellt.

Bei Betrachtung der THC-Rohemissionen fällt auf, dass sie zu niedrigeren Lasten hin drehzahlübergreifend stark ansteigen. Dieser Trend verhält sich annähernd linear mit der Reduktion der Last. Im wirkungsgradoptimalen Kennfeldbereich sind die THC-Rohmissionen hingegen am niedrigsten. Hier scheint die Verbrennung zunehmend vollständiger zu werden. Dieser Trend könnte mit den niedrigen Zyklenschwankungen aus Abbildung 5.34 in Verbindung gebracht werden. Die NO_x -Rohemissionen zeigen eine deutlichere Drehzahlabhängigkeit, da sie zu niedrigeren Drehzahlen hin ansteigen. Eine mögliche Begründung für dieses Verhalten wäre die sinkende Dauer, die ein Arbeitsspiel mit steigender Drehzahl andauert. Je mehr Zeit bei hohen Brennraumtemperaturen zur Verfügung steht, desto mehr thermisches NO_x kann gebildet werden. [25]

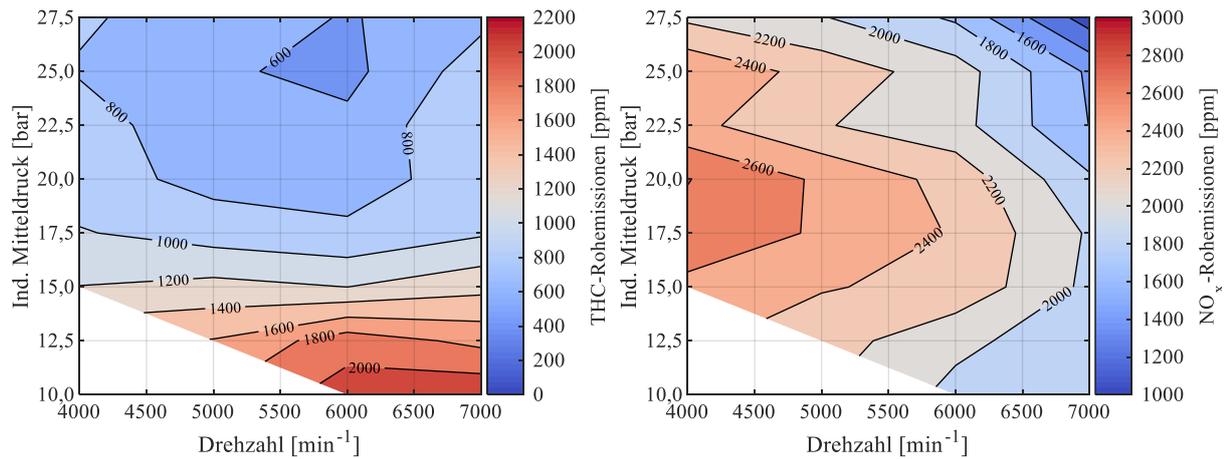


ABB. 5.37: **Kennfeld.** Links: Unverbrannte HCs. Rechts: NOx-Emissionen.

In einer letzten Kennfeldabbildung sind die CO-Rohemissionen und die Abgastemperatur dargestellt, vgl. Abbildung 5.38. Letztere wurde ca. 20 cm stromabwärts vom Auslassventil mit einem 3 mm NiCrNi-Thermoelement gemessen. Die CO-Emissionen sind ein Indikator für geschichtete Bereiche, wenn Kraftstoffanteile unter Luftmangel umgesetzt werden. Es kann beobachtet werden, dass die CO-Emissionen mit steigender Drehzahl zunehmen, sich insgesamt jedoch auf einem geringen Niveau bewegen. Im angefetteten Homogenbetrieb wären hier Werte von mehreren Prozent zu erwarten. Die Abgastemperatur weist gemessen an der dargestellten Last sehr niedrige Werte auf. Dies kann vermutlich auf den großen Luftüberschuss ($\lambda_{global} \approx 1,6$) in Verbindung mit dem gesteigerten Verdichtungsverhältnis ($\epsilon_{Geom.} = 15,2 : 1$) sowie auf die vergleichsweise hohen thermischen Wirkungsgrade zurückgeführt werden.

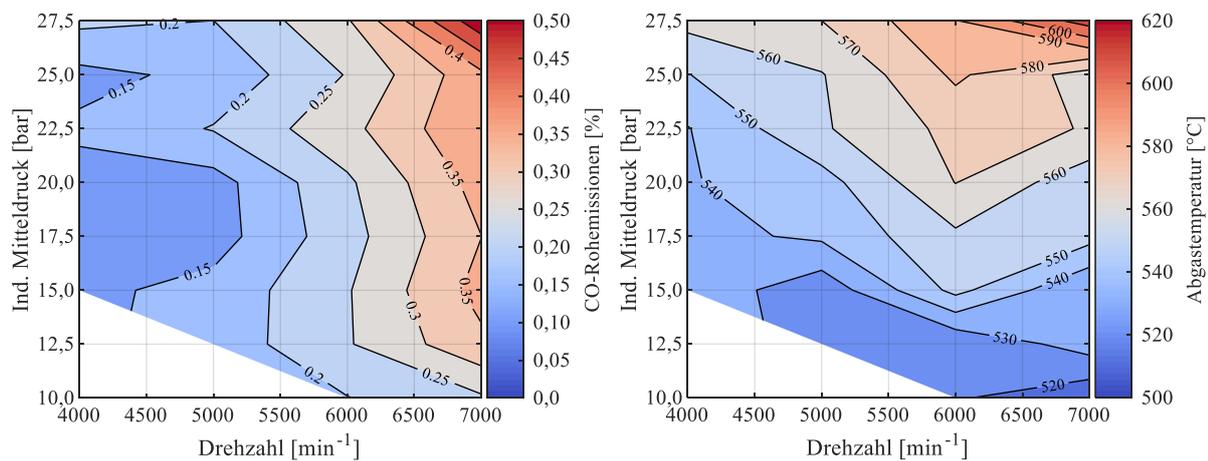


ABB. 5.38: **Kennfeld.** Links: CO-Emissionen. Rechts: Abgastemperatur (Krümmer).

5.3 Vergleich verschiedener Brennverfahren

Nachdem in Abschnitt 5.1 der Weg zu einem ersten stabilen Betrieb des SACI-Brennverfahrens beschrieben wurde, konnten in Abschnitt 5.2 anhand der gezeigten Untersuchungen eine Bedatungsempfehlung für die Einspritzstrategie sowie Erkenntnisse zu verschiedenen Kolbentopologien und Zündsystemen generiert werden. In diesem Abschnitt soll nun ein Vergleich des SACI-Brennverfahrens mit zwei anderen Brennverfahren vorgestellt werden. Ein Teil der Ergebnisse wurde bereits in [87] vorgestellt, die an entsprechender Stelle gekennzeichnet werden.

Da der Entwicklungsschwerpunkt für das SACI-Brennverfahren eine Motorsportanwendung war, ist ein Vergleich mit anderen im Rennsport eingesetzten Brennverfahren zweckmäßig. Der Forschungseinzylinder basiert auf einem Aggregat, das in Rallye Weltmeisterschaft *WRC* eingesetzt wurde. Daher soll ein dort übliches Brennverfahren als einer der Vergleichspartner dienen. In Abschnitt 4.1.1 wurden bereits einige charakteristische Merkmale des *WRC*-Reglements beschrieben, insbesondere dessen Ladedruckbegrenzung auf $p_{Saug.,max.} = 2,5 \text{ bar abs.}$ sowie die Luftmengenbegrenzung durch einen *Air Restriktor*, vgl. [107]. Wie bei klassischen Rennsportbrennverfahren üblich, werden in der *WRC* konventionell fremdgezündete Ottobrennverfahren mit einem unterstöchiometrischen Kraftstoffluftgemisch eingesetzt. Zum einen steht so für die begrenzte Luftmenge ausreichend Kraftstoff für den Massenumsatz mit dem vorhandenen Luftsauerstoff zur Verfügung. Zum anderen erreicht die laminare Flammfrontgeschwindigkeit ihr Maximum bei ca. $\lambda = 0,85$ (vgl. [16]), was sich u.a. positiv auf die Klopfneigung auswirkt. Ferner kann der nicht an der Verbrennung teilnehmende Kraftstoff durch dessen Verdampfungsenthalpie zur Brennraum- und Komponenten Kühlung eingesetzt werden, was neben einer Füllungerhöhung auch die thermischen Belastung des Abgassystems und des Turboladers reduziert.

Als weiteres Brennverfahren sollte ein Magerbrennverfahren dienen, das auf eine verkürzte Einlass-Eventlänge von $150 \text{ }^\circ\text{KW}$ zwischen den 1 mm -Ventilhubpunkten sowie einen reduzierten Einlasshub auf $h_{EV} = 7,5 \text{ mm}$ zurückgreift. Der sogenannte *Miller-Zyklus*⁶ dient hierbei dazu, den Brennraum vor Verdichtungsbeginn durch einen frühen Einlassventilschluss abzukühlen, indem die Kolbenabwärtsbewegung zur Expansion der gefangenen Luftmasse verwendet wird. Dies bewirkt eine Reduktion der Gastemperaturen und reduziert somit die Klopfneigung, die durch die damit verbundenen Wirkungsgradvorteile (Schwerpunktlage!) zu einer Leistungssteigerung beiträgt (vgl. [1]). Ein nachteiliger Effekt ist die verringerte Füllung, die jedoch durch den Einsatz eines größeren Verdichters, d.h. über eine Steigerung des Aufladegrades kompensiert werden kann. Dies erhöht jedoch die Anforderungen an die Ladeluftkühlung, die Einlasstemperaturen auf demselben Niveau zu halten. Für das Magerbrennverfahren wird das Kraftstoffluftgemisch überstöchiometrisch mit ca. $\lambda = 1,20$ vorgegeben. Analog zum SACI-Brennverfahren liegt der Fokus dieses Brennverfahrens bei Rennserien, die einer Kraftstoffmengenbegrenzung unterliegen.

⁶ Miller, Ralph H. (1909-2016): Amerikanischer Ingenieur. Inhaber des U.S. Patents 2817322A, in dem Strategien zur Verkürzung der Kompressionsdauer an einem aufgeladenen Motor beschrieben werden. [121]

Durch den Magerbetrieb besteht die Möglichkeit, hohe spezifische Leistungen bei sehr guten Wirkungsgraden zu erreichen, vgl. Abschnitt 2.1.2. Mit einer Verbrennung bei Luftüberschuss geht eine Absenkung der laminaren Brenngeschwindigkeit einher. Wenn die Forderung nach hohen spezifischen Leistungen besteht, werden Maßnahmen erforderlich, um dieser Absenkung entgegenzuwirken. TRZESNIEWSKI attestiert der Turbulenzintensität eine entscheidende Wirkung auf die Brenndauer [24], wobei der Effekt auf ein Aufbrechen und Falten der Flammfront durch kleinskalige Wirbelstrukturen zurückgeführt werden kann. [25] Eine gerichtete Strömung wie der Tumble eignet sich beispielsweise, um das Turbulenzniveau zu erhöhen, da dessen Wirbelstrukturen infolge der Kolbenaufwärtsbewegung zunehmend gestaucht werden, an Geschwindigkeit zunehmen und zum ZOT hin in turbulente kinetische Energie dissipieren. Einbußen in der laminaren Flammgeschwindigkeit infolge des Magerbetriebs wird so durch die Erhöhung der turbulenten Flammgeschwindigkeit entgegengewirkt. Aufgrund der überwiegend kurzhubigen Auslegung von Rennmotoren, insbesondere in Verbindung mit verkürzten Einlass-Eventlängen, die ihrerseits den Zeitraum zum Tumble-Aufbau in der Einströmphase limitieren, ist das ausschöpfbare Potential für diese Form der Ladungsbewegung jedoch begrenzt. Die auf den Anwendungsfall abgestimmte Optimierung der Einlasskanalgeometrie ist hier von entscheidender Bedeutung. Eine weitere Möglichkeit zur Kompensation der Nachteile verkürzter Einlass-Eventlängen wird von MERKER *et al.* für Gasmotoren beschrieben. Hier wird die Verwendung einer Vorkammerzündkerze als weiteres Mittel identifiziert, um das Turbulenzniveau in und um den oberen Totpunkt zu steigern. [17] Dies wurde zweifelsohne von der Motorsportwelt erkannt und findet sowohl in der Formel 1 als auch in der WEC Anwendung, vgl. Abschnitt 3.1.3.

Durch die Modularität des Forschungsmotors konnten die Änderungen an der Konfiguration, die zur Darstellung des jeweiligen Brennverfahrens erforderlich waren, schnell umgesetzt werden. Beim konventionellen Brennverfahren kam ein flacher Kolben ohne Aufbau zum Einsatz. Die beiden anderen Brennverfahren wurden mit dem linken Kolben aus Abbildung 5.22 untersucht, dessen Kolbenkrone einen flachen Aufbau hatte. Dieser war zur Darstellung der Verdichtung erforderlich. Für das konventionelle Brennverfahren wurde ein Zylinderkopf mit zentraler Injektorlage verwendet. Im Falle der beiden anderen Brennverfahren wurde auf eine seitliche Injektorlage, die zwischen den Einlassventilen platziert war, zurückgegriffen. Für das SACI-Brennverfahren war dies zur Darstellung erforderlich, siehe Abschnitt 5.1; für das Magerbrennverfahren standen zum Zeitpunkt der Untersuchungen passende Nockenwellen mit verkürzten Einlass-Eventlängen nur für die Motorkonfiguration mit seitlicher Einspritzlage zur Verfügung. Alle Untersuchungen wurden, wie bereits in Abschnitt 5.2 erwähnt, mit demselben E20-Kraftstoff *Shell LM24* durchgeführt. Die Ansauglufttemperatur wurde, ausgenommen der Temperaturvariation, auf $T_{ans.} = 35 \text{ °C}$ geregelt. Für die Versuchsmethodik wird auf Abschnitt 4.2 verwiesen. Die sonstigen Eigenschaften werden in Tabelle 5.20 aufgelistet.

TAB. 5.20: Konfigurationsübersicht für Brennverfahrenvergleich.

Konfiguration	Konventionell	Mager-BV	SACI
Geom. Epsilon $\epsilon_{Geom.}$	12,0 : 1	15,4 : 1	15,2 : 1
Aufbau Kolbenkronen	flach	flach, mit ebenem Aufbau	flach, mit ebenem Aufbau
Injektorlage	zentral	seitlich, Einlassseite	seitlich, Einlassseite
Injektor	BOSCH HDEV5	BOSCH HDEV5	BOSCH HDEV5
Kraftstoffluftverhältnis	$\lambda = 0,85$	$\lambda = 1,20$	$\lambda = 1,60$
Zündsystem	Hakenzündkerze	VK-ZK Typ 2	VK-ZK Typ 2

Im Folgenden soll kurz auf den Untersuchungsschwerpunkt des hier gezeigten Vergleichs dreier Brennverfahren eingegangen werden. Zunächst soll im Rahmen einer Lastvariation gezeigt werden, wie sich die jeweiligen Brennverfahren hinsichtlich des indizierten Hochdruckwirkungsgrades verhalten. Diese Größe setzt den erreichten Mitteldruck der Hochdruckschleife im p-V-Diagramm ins Verhältnis zur eingesetzten Brennstoffmenge, wodurch direkte Rückschlüsse des Brennverfahrens auf den Kreisprozess zulässig werden. [1] Neben dem Wirkungsgrad wird auch auf die erreichte Schwerpunktlage sowie die Brenndauer zwischen 10 % und 90 % Massenumsatz wert gelegt. Ferner sollen die zyklische Stabilität, die Triebwerksbelastung in Form des gemittelten Spitzendrucks und der gemittelten maximalen Druckerhöhungsrate sowie die Abgasgrößen unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Stickoxidemissionen betrachtet werden. Anhand dieser Messgrößen soll eine Grundlage für die Bewertung des jeweiligen Brennverfahrens im Hinblick auf eine Hochleistungsanwendung geschaffen werden. Für alle gezeigten Messdaten wurden diskrete Laststützstellen bei konstanten indizierten Mitteldrücken zwischen 12,5 bar und 27,5 bar verwendet. Der indizierte Mitteldruck wurde als variierte Größe der Lastvariation gewählt, da er eine Aussage darüber zulässt, mit welcher Effektivität das veränderte Volumen genutzt wird, um Arbeit zu erzeugen. [16] Dies macht ihn brennverfahrensübergreifend zu einer geeigneten Vergleichsgröße. Neben einer Lastvariation sollen Untersuchungen bei verschiedenen Ansauglufttemperaturen vorgestellt werden, um so eine Aussage zur Robustheit des jeweiligen Brennverfahrens gegenüber Temperaturänderungen zuzulassen. Die Ansaugluft bestimmt maßgeblich die Verdichtungsendtemperatur. Je höher diese liegt, desto geringer ist die Dichte des einströmenden Frischgases am Einlassventil. Zum anderen begünstigt eine hohe Endgastemperatur das Auftreten von Vorentflammungen oder Klopfen. [25] Infolgedessen kann eine Rücknahme des Zündzeitpunktes erforderlich werden, was prinzipbedingt mit Wirkungsgradeinbußen und somit Leistungsverlust einhergeht. Die Betriebsparameter der hier gezeigten Untersuchungen werden in Tabelle 5.21 aufgelistet.

TAB. 5.21: Betriebsparameter für den Brennverfahrenvergleich.

Parameter	Wert [Einheit]
Drehzahl $n_{Mot.}$	6000 [min^{-1}]
Last p_{mi}	12,5...27,5 ($\Delta 2,5$) [bar]
Spülgefälle Δp_{SG}	0,25 [bar] (<i>positiv</i>)
Kraftstoffluftverhältnis λ (Konventionell / mager / SACI)	0,85 / 1,20 / 1,60 [-]
End of Injection EOI_1 (SACI:) End of Injection EOI_2	285 [$^{\circ}KW$ v. ZOT] CoV-optimal
Anteil Zweiteinspritzung	40 [%] (der Gesamtmenge)
Ansauglufttemperatur $T_{ans.}$	20...70 ($\Delta 5$) [$^{\circ}C$]
Einspritzdruck p_{Rail}	200 [bar]

5.3.1 Lastvariation

In Abbildung 5.39 sind links der indizierte Hochdruckwirkungsgrad und rechts die zyklische Stabilität über diskreten Laststützstellen abgebildet. Der Abbildung kann entnommen werden, dass das konventionelle Brennverfahren mit steigender Last ca. 2 % an Hochdruckwirkungsgrad gewinnt. An der $p_{mi} = 27,5 \text{ bar}$ -Stützstelle liegt $\eta_{i,HD}$ bei 37 %. Die anderen beiden Brennverfahren zeigen bis 15 bar indiziertem Mitteldruck nahezu gleiche Wirkungsgrade. Zwischen $p_{mi} = 17,5 \text{ bar}$ und $p_{mi} = 25 \text{ bar}$ ist das SACI-Brennverfahren mit Bestwerten knapp unterhalb 47 % um ca. 1,5 % bis 2 % besser gegenüber dem Magerbrennverfahren mit Miller-Steuerzeiten. Für den Variationskoeffizienten kann festgehalten werden, dass das unterstöchiometrische Brennverfahren im untersuchten Lastbereich die stabilste Verbrennung aufweist. Das SACI-Brennverfahren ist hingegen nur dort, wo es die größten Wirkungsgradvorteile zeigt, auf dem Stabilitätsniveau des Magerbrennverfahrens. Letzteres zeigt mit zunehmender Veränderung der Schwerpunktlage (vgl. Abbildung 5.40) ab ca. $p_{mi} = 20 \text{ bar}$ einen geringfügigen Anstieg im CoV.

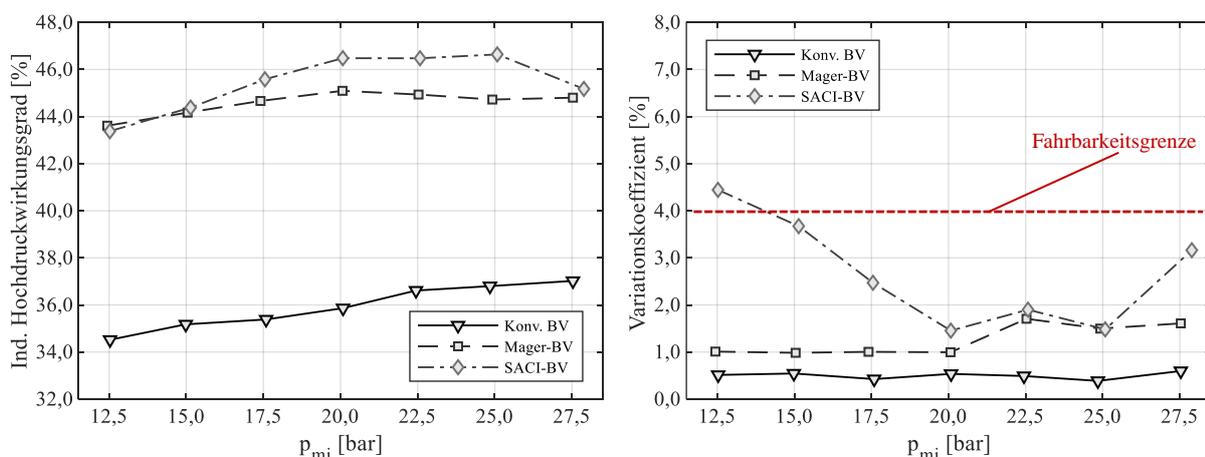


ABB. 5.39: **Brennverfahrenvergleich.** Links: Ind. Hochdruckwirkungsgrad. Rechts: Variationskoeffizient.

Der Verlauf der Schwerpunktlage zeigt, dass alle drei Brennverfahren bis ca. $p_{mi} = 20 \text{ bar}$ bei $8 \text{ }^\circ\text{KW n. ZOT}$ betrieben werden können. Für das Mager- und das SACI-Brennverfahren beginnt ab diesem Punkt eine Verschlechterung der Schwerpunktlage aufgrund einer zunehmenden Klopfbegrenzung, wobei das Magerbrennverfahren um ca. $\Delta 3 \text{ }^\circ\text{KW}$ später liegt. Die Brenndauer des konventionellen Brennverfahrens ändert sich nur unwesentlich mit steigender Last. Das Delta liegt hier bei $2 \text{ }^\circ\text{KW}$. Das SACI-Brennverfahren zeigt, dass die Brenndauer trotz höherem Kraftstoffluftverhältnis mit zunehmender Last abfällt und teilweise ein geringeres Niveau als das fett betriebene Brennverfahren erreicht. Anders verhält sich das Magerbrennverfahren, das ebenfalls mit steigender Last eine kürzere Brenndauer aufweist, wobei das Grundniveau höher ist. Im Bestpunkt des SACI-Brennverfahrens bei $p_{mi} = 20 \text{ bar}$ liegt dessen Brenndauer bei $31 \text{ }^\circ\text{KW}$; konventionelles und Magerbrennverfahren liegen bei $33,5 \text{ }^\circ\text{KW}$ respektive $37 \text{ }^\circ\text{KW}$.

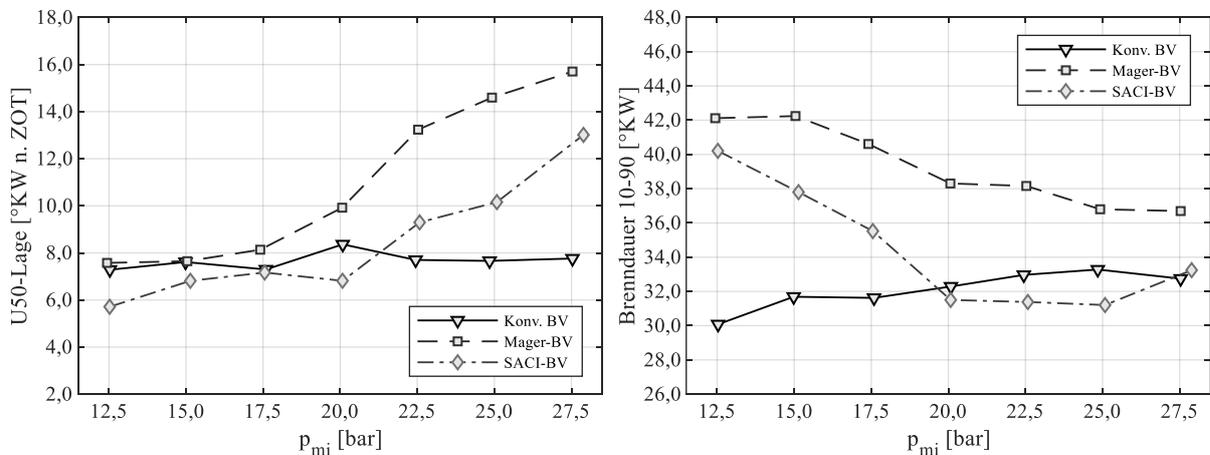


ABB. 5.40: **Brennvorgangvergleich.** Links: Schwerpunktlage.
Rechts: Brenndauer 10-90 %.

Um die Brennstabilität der drei Brennverfahren mit der Schwerpunktlage in einen Zusammenhang zu bringen, wurden jeweils drei Betriebspunkte bei $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi} = 25 \text{ bar}$ ausgewertet. In Abbildung 5.41 sind jeweils die indizierten Mitteldrücke aus 100 Arbeitsspielen über der Schwerpunktlage aufgetragen. Das konventionelle Brennverfahren zeigt, dass die Einzelarbeitsspiele im indizierten Mitteldruck um ca. $\Delta 0,6 \text{ bar}$ auseinandergelassen und Schwerpunktlagen von $\approx 4 \text{ }^\circ\text{KW}$ bis $\approx 12 \text{ }^\circ\text{KW}$ aufweisen. Es ist erkennbar, dass selbst Schwerpunktlagen bei $12 \text{ }^\circ\text{KW}$ keinen großen Einfluss auf den indizierten Mitteldruck haben. Anders verhält sich das Magerbrennverfahren bei $\lambda = 1,20$, dessen Mitteldruckniveau zwischen $p_{mi} = 24 \text{ bar}$ und $p_{mi} = 25,7 \text{ bar}$ liegt. Späte Schwerpunktlagen zeigen hier einen deutlich größeren Einfluss auf den Mitteldruck als beim unterstöchiometrischen Brennverfahren. Dieses Verhalten ist konsistent zum Einfluss der Schwerpunktlage auf den Hochdruckwirkungsgrad, vgl. z.B. [122]. Das SACI-Brennverfahren mit einem Kraftstoffluftverhältnis von $\lambda = 1,60$ zeigt eine rundliche Punktewolke um ca. $10 \text{ }^\circ\text{KW}$ Schwerpunktlage. Eine Neigung zu späteren Schwerpunktlagen deutet sich anhand einiger Ausreißer an. Die Zyklenschwankungen scheinen sich jedoch geringfügiger auf die Schwerpunktlage als bei den anderen beiden Brennverfahren auszuwirken.

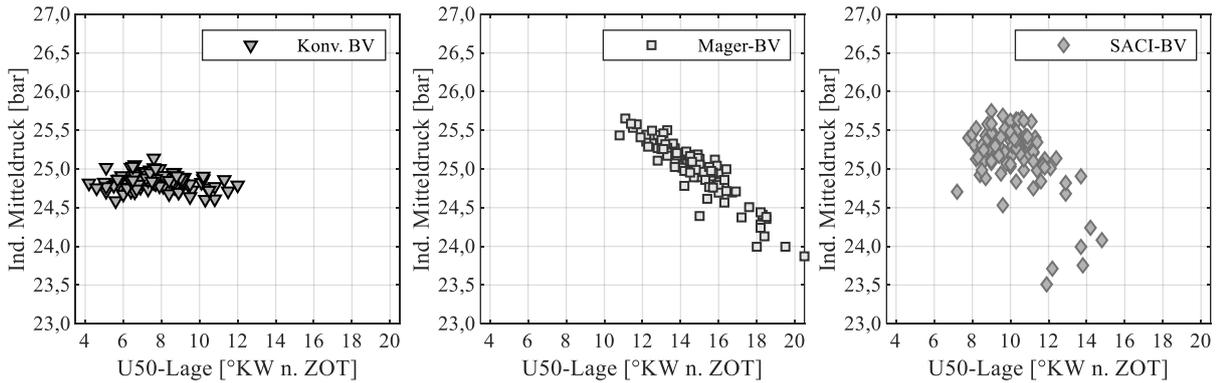


ABB. 5.41: **Brennverfahrenvergleich.** Indizierter Mitteldruck über Schwerpunktlage.
 $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi} = 25 \text{ bar}$.

Betrachtet man den maximalen Zylinderdruck je Arbeitsspiel gemittelt über 100 Arbeitsspiele, so wird erkennbar, dass das konventionelle Brennverfahren einen nahezu linearen Druckanstieg aufweist, der bei $p_{mi} = 27,5 \text{ bar}$ den Höchstwert von $p_{max.,mit.} = 165 \text{ bar}$ annimmt. Das Magerbrennverfahren zeigt bis zur $p_{mi} = 20 \text{ bar}$ -Stützstelle ein analoges Verhalten. Ab dem Zeitpunkt einer zunehmenden Klopfbegrenzung verändert sich der Gradient. Der Höchstwert wird auch hier zum höchsten Mitteldruck hin erreicht. Er liegt etwa $\Delta 15 \text{ bar}$ unterhalb des konventionellen Brennverfahrens bei $p_{max.,mit.} = 150 \text{ bar}$. Das SACI-Brennverfahren zeigt bis $p_{mi} = 17,5 \text{ bar}$ einen ähnlichen Anstieg, nimmt dann jedoch ab $p_{mi} = 20 \text{ bar}$ deutlich zu, um für die übrigen Stützstellen mit einem flacheren Gradienten auf ca. 195 bar Spitzendruck anzusteigen. Die maximale Druckbelastung ist um $30 - 50 \text{ bar}$ höher gegenüber den anderen beiden Brennverfahren. Die Druckgradienten spiegeln das Verhalten des gemittelten Spitzendrucks wider, wobei das SACI-Brennverfahren auf Spitzenwerte von ca. $9,5 \text{ bar}/^{\circ}KW$ kommt.

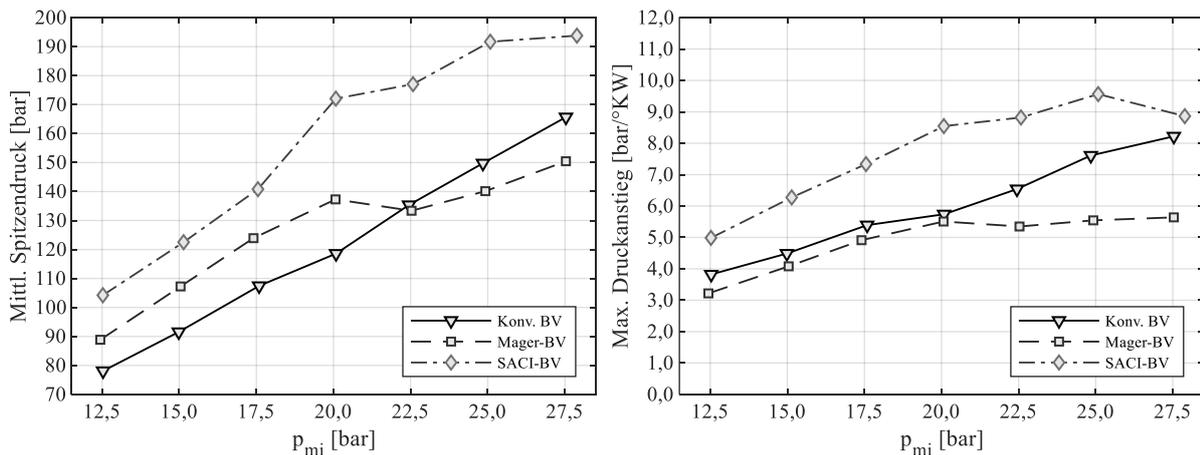


ABB. 5.42: **Brennverfahrenvergleich.** Links: Mittl. Spitzendruck.
 Rechts: Max. Druckanstieg.

Ein Überblick über zwei Abgasmessgrößen der Brennverfahren ist in Abbildung 5.43 dargestellt, wobei links die Konzentration der unverbrannten Kohlenwasserstoffe und rechts die der NO_x -Emissionen abgebildet ist. Das konventionelle Brennverfahren zeigt im Vergleich mittlere THC-Konzentrationen, die mit steigender Last einen fallenden Trend annehmen. Den gleichen Trend weist das Magerbrennverfahren auf, dessen THC-Emissionen jedoch um $\approx 300 \text{ ppm}$ darunter liegen. Das SACI-Brennverfahren scheint bei niedrigster Last die höchsten THC-Werte auszustößen, fällt dann zu den wirkungsgradoptimalen Punkten auf ein mit dem konventionellen Brennverfahren vergleichbares Niveau und steigt anschließend wieder um ca. 200 ppm an. Betrachtet man die NO_x -Emissionen, so zeigen diese insgesamt einen fallenden Trend über der Motorlast. Die Absolutniveaus sind jedoch grundverschieden. Das unterstöchiometrische Brennverfahren weist die geringsten Werte auf. Das SACI-Brennverfahren zeigt für Werte im mittleren Lastbereich einen deutlich erkennbaren Anstieg, sodass bei 20 bar Mitteldruck ein Unterschied von ca. 1000 ppm gegenüber dem konventionellen Brennverfahren besteht. Das Magerbrennverfahren weist mit einem Mindestwert von 3750 ppm mehr als die doppelten Stickoxidwerte auf.

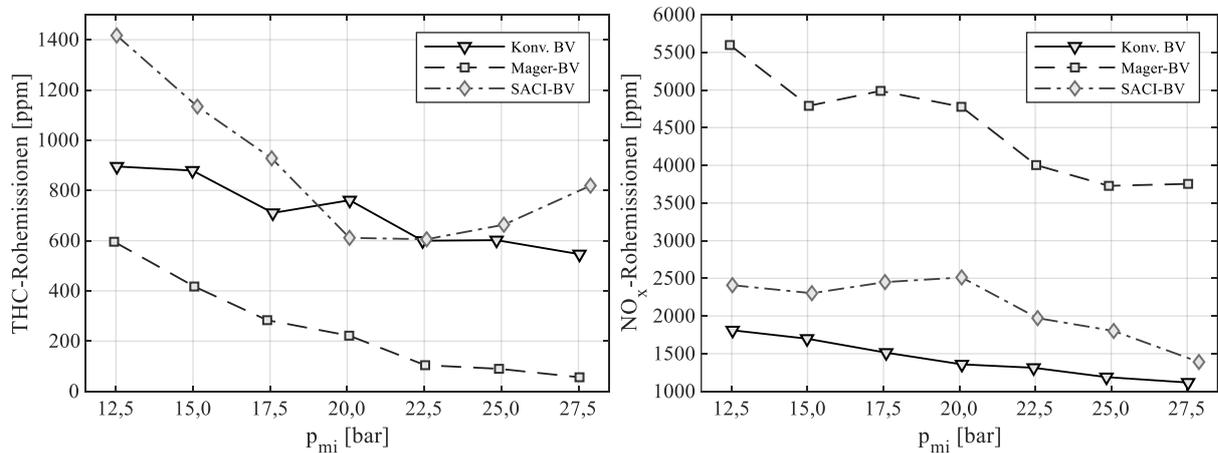


ABB. 5.43: **Brennverfahrensvergl.** Links: THC-Emissionen. Rechts: NO_x -Emissionen.

Abschließend sollen die Heiz- und Summenheizverläufe verglichen werden, wobei derselbe Punkt wie für Abbildung 5.41 ausgewählt wurde. Die Drehzahl beträgt $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$; die Last $p_{mi} = 25 \text{ bar}$. Abbildung 5.44 zeigt das Ergebnis der thermodynamischen Analyse. Es ist erkennbar, dass das konventionelle Brennverfahren die höchste Wärmefreisetzungsrate von $dQ_b/d\alpha \approx 105 \text{ J}/^\circ\text{KW}$ erreicht. Die Form entspricht derjenigen eines fremdgezündeten Ottomotors, vgl. [1]. Das Magerbrennverfahren zeigt in diesem Betriebspunkt eine eher verschleppte Verbrennung. Ein steilerer erster Anstieg ist jedoch klar erkennbar, der vermutlich auf die Vorkammerzündung zurückgeführt werden kann. Das bereits mehrfach wahrgenommene Charakteristikum des SACI-Brennverfahrens ist ein Heizverlauf mit zwei ausgeprägten Maxima, vgl. z.B. Abschnitt 5.1.1. Die Wärmefreisetzungsrate steigt bei $\lambda = 1,60$ zunächst stärker an als im Heizverlauf des unterstöchiometrischen Betriebs, fällt kurz ab und setzt mit einem zweiten Anstieg nochmals ein. Dieses Verhalten äußert sich im Summenheizverlauf, indem der Energieinhalt zunächst schneller, dann etwas verschleppter umgesetzt wird und letztlich Vorteile in der Ausbrandphase zeigt.

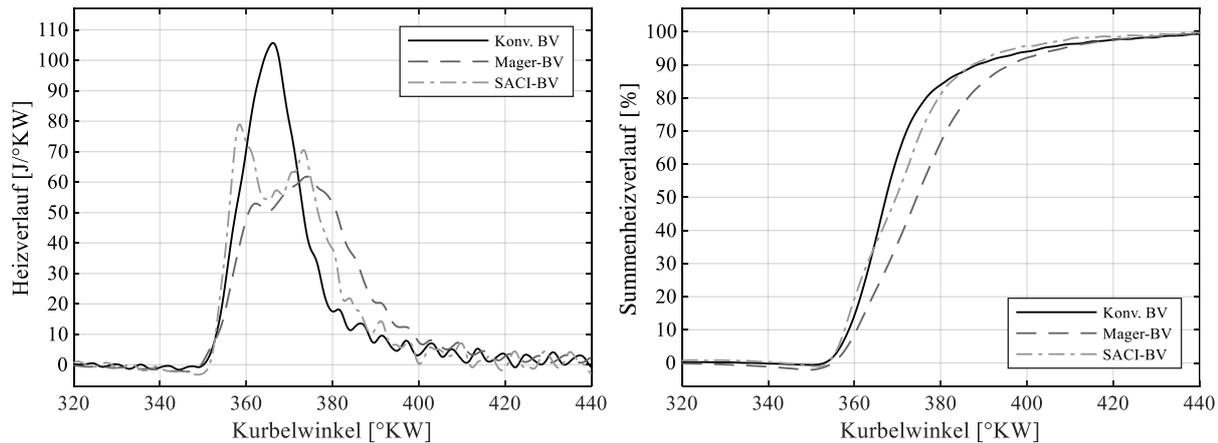


ABB. 5.44: **Brennverfahrensvergl.** Links: Heizverlauf. Rechts: Summenheizverlauf.

5.3.2 Ansauglufttemperaturvariation

Wie Abschnitt 5.3 beschrieben wurde, ist das primäre Ziel der Ansauglufttemperaturvariation die Bewertung der Robustheit des Brennverfahrens. Insbesondere luftmengenbegrenzte Brennverfahren sind bei hohen Ansauglufttemperaturen im Nachteil, da die ihrerseits temperaturabhängige Dichte der Frischladung im formelmäßigen Zusammenhang direkt proportional zum effektiven Mitteldruck ist⁷. Mit steigender Temperatur sinkt die Dichte des Frischgases, was zu einer Leistungsminderung führt. Gleichzeitig bedingt eine höhere Einlasstemperatur höhere Endgastemperaturen, wodurch die Entstehung von Verbrennungsanomalien wie dem motorischen Klopfen begünstigt wird. Eine Zündwinkelrücknahme, die eine Verschlechterung der Schwerpunktlage und somit des Hochdruckwirkungsgrades nach sich zieht, wird erforderlich, vgl. Abschnitt 2.1.2. Die hier gezeigten Untersuchungen wurden für die Laststützstelle $p_{mi} = 22,5 \text{ bar}$ ausgewertet, siehe Tabelle 5.21. Der Unterschied im Energieinhalt, der durch eine Änderung der Luftdichte infolge der Temperaturerhöhung verursacht wird, wurde durch eine entsprechende Anhebung des Ladedrucks kompensiert. Hierbei wurde ein Ansatz basierend auf dem idealen Gasgesetz ohne Berücksichtigung der Luftfeuchte verfolgt.

Das konventionelle Brennverfahren zeigt insgesamt eine hohe Robustheit gegenüber einer Temperaturänderung, da die Laststützstelle noch keine Klopfbegrenzung aufweist, siehe Abbildung 5.45. Im Gegensatz dazu verlieren das Mager- und das SACI-Brennverfahren jeweils ca. 1 – 1,5 % an Hochdruckwirkungsgrad zwischen $T_{L,Plenum} = 40 \text{ °C}$ und 60 °C . Der Variationskoeffizient bleibt sowohl beim konventionellen als auch beim Magerbrennverfahren infolge einer Einlasstemperaturerhöhung weitestgehend unverändert. Anders ist es beim SACI-Brennverfahren der Fall, das ab ca. $T_{L,Plenum} = 40 \text{ °C}$ auf Variationskoeffizienten von bis zu $CoV = 4,0 \text{ %}$ kommt.

⁷ Der Zusammenhang zwischen der Dichte der Frischladung und dem effektiven Mitteldruck ist gegeben durch folgenden Ausdruck: $p_{me} = \rho_2 \lambda_l \eta_e \frac{H_u}{\lambda L_{min}}$ mit der Dichte nach Verdichtungsende: $\rho_2 = \frac{p_2}{R_L T_2}$. Nach [18].

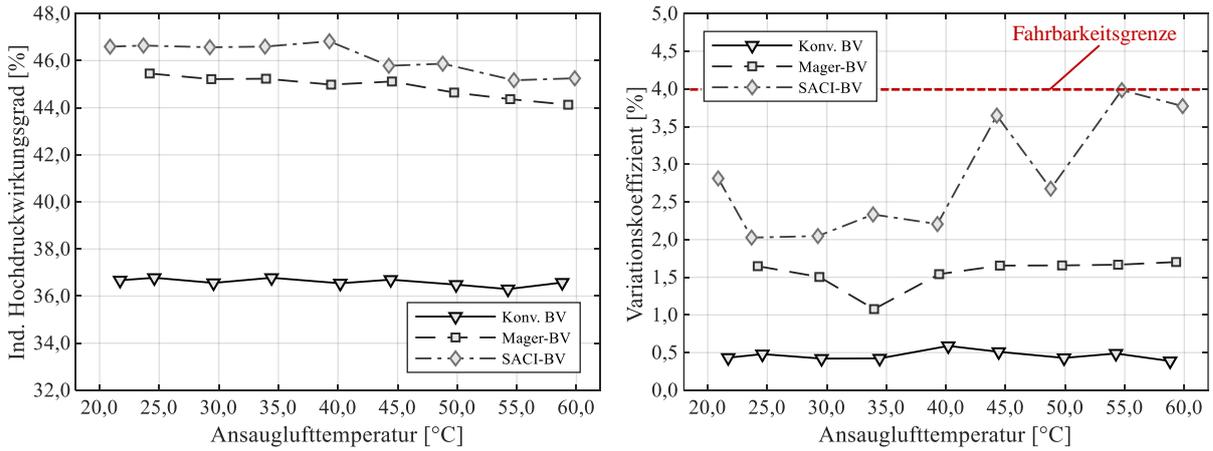


ABB. 5.45: **Brennverfahrenvergleich.** Variation der Ansauglufttemperatur.
Links: Ind. Hochdruckwirkungsgrad. Rechts: Variationskoeffizient.

Analog zu den Wirkungsgraden ist beim Mager- sowie beim SACI-Brennverfahren eine Verschlechterung der Schwerpunktlage erkennbar, vgl. Abbildung 5.46. Einzig das konventionelle Brennverfahren kann hier einen konstant schwerpunktoptimalen Wert an allen Temperaturstützstellen aufweisen. Wie im vorangegangenen Absatz beschrieben, liegt in diesem Betriebspunkt scheinbar keine Klopfbegrenzung vor. Die Brenndauer, die im rechten Teil der Abbildung gezeigt wird, verhält sich im Falle des SACI-Brennverfahrens analog zur unterstöchiometrischen Konfiguration. Das Magerbrennverfahren scheint im Hinblick auf die Brenndauer von etwas höheren Einlasstemperaturen zu profitieren.

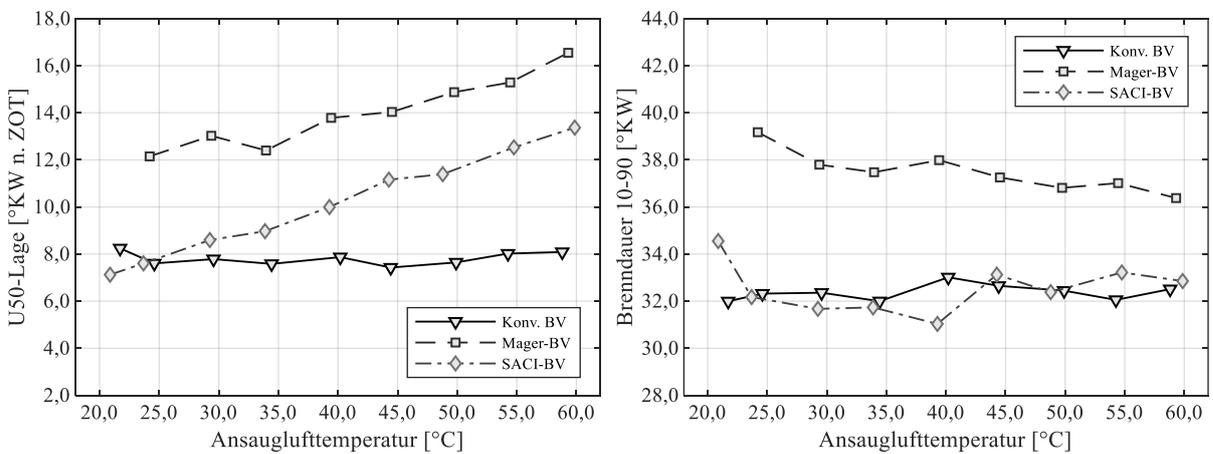


ABB. 5.46: **Brennverfahrenvergleich.** Variation der Ansauglufttemperatur.
Links: Schwerpunktlage. Rechts: Brenndauer 10-90 %.

5.3.3 Zwischenfazit und Interpretation der Ergebnisse

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Entwicklung und experimentellen Untersuchung eines Brennverfahrens, das durch eine bestmögliche Annäherung an den idealisierten Gleichraumprozess sehr hohe Leistungswerte bei gleichzeitig sehr geringen spezifischen Verbräuchen liefert. Folglich wurde im vorangegangenen Abschnitt 5.3 ein Vergleich dreier grundverschiedener Brennverfahren durchgeführt, um das zuvor beschriebene SACI-Brennverfahren bewerten zu können. In diesem Abschnitt werden die wesentlichen Erkenntnisse des Vergleichs zusammengefasst und eine Interpretation der Ergebnisse vor einem thermodynamischen Hintergrund vorgestellt.

SACI-Brennverfahren

Im Rahmen der **Lastvariation**, die in Abschnitt 5.3.1 gezeigt wurde, hat sich der Trend aus den Kennfelduntersuchungen mit dem SACI-Brennverfahren bestätigt. Der optimale Betriebsbereich an der Drehzahlstützstelle $n_{Mot.} = 6000 \text{ min}^{-1}$ liegt zwischen 20 – 25 bar indiziertem Arbeitsmitteldruck, vgl. Abbildung 5.33. In diesem Bereich zeigt das SACI-Brennverfahren um bis zu 2 % höhere indizierte Hochdruckwirkungsgrade gegenüber dem Magerbrennverfahren mit verkürzter Einlass-Eventlänge, woraus auf einen tatsächlichen Brennverfahrensvorteil in der Hochdruckschleife geschlossen werden kann, siehe Abbildung 5.39. Die thermodynamische Prozessführung ist folglich in diesem Bereich effizienter als die der anderen beiden Brennverfahren. Betrachtet man den Variationskoeffizienten, der die zyklische Stabilität eines Brennverfahrens beschreibt, so kann für das SACI-Brennverfahren in den untersuchten Bereichen eine ausgeprägte Wannenkurve identifiziert werden. Die stabilsten Betriebspunkte decken sich mit denjenigen, die wirkungsgradoptimal sind. Die geringfügigen Änderungen der optimalen Schwerpunktlage, die bis $p_{mi} = 25 \text{ bar}$ nur um ca. $2 \text{ }^\circ\text{KW}$ in Richtung spät wandert, sind mitverantwortlich für das niedrige Niveau des Variationskoeffizienten. Erst bei Höchstlast, bei der der indizierte Wirkungsgrad wieder etwas absinkt, ist auch die Schwerpunktlage am spätesten. Die Vermutung liegt nahe, dass die eingebrachte Kraftstoffmenge hier wieder weniger vollständig umgesetzt werden kann (Zusammenspiel Gemischbildung und Vorkammerzündkerze!) und noch Optimierungsbedarf - beispielsweise mittels 3D-CFD-Methoden - besteht.

Im wirkungsgradoptimalen Betriebsbereich zwischen $p_{mi} = 20 \text{ bar}$ und $p_{mi} = 25 \text{ bar}$ erreicht das SACI-Brennverfahren gleiche bis teilweise kürzere Brenndauern wie das unterstöchiometrische Brennverfahren bei einem Kraftstoffluftverhältnis von $\lambda = 1,60$, vgl. Abbildung 5.40. Derjenige Betriebsbereich des SACI-Brennverfahrens, der die höchsten indizierten Hochdruckwirkungsgrade erreicht, ist ebenfalls am ausgeprägten Plateau im Brenndauerverlauf erkennbar. Eine Verschlechterung tritt erst bei geringeren Lasten in Erscheinung, wobei unterhalb von $p_{mi} = 15 \text{ bar}$ die selbst gesetzte 4,0 %-Grenze des Variationskoeffizienten überschritten wird. Es kann vermutet werden, dass das niedrigere Brennraumdruckniveau die Gemischbefüllung und Restgasentleerung der Vorkammerzündkerze beeinträchtigt und somit die Verbrennung zunehmend unvollständiger wird. Das Niveau des gemittelten Spitzendruckes infolge der Lastvariation, das

durch das SACI-Brennverfahren erreicht wird, ist gegenüber den anderen Brennverfahren um ca. 30 – 40 *bar* erhöht. Im wirkungsgradoptimalen Bereich kann man ab $p_{mi} = 20$ *bar* einen steigenden Gradienten erkennen. Der Druckgradient verhält sich analog zu dieser Beobachtung. Anhand der unverbrannten Kohlenwasserstoffe, die in Abbildung 5.43 auf der linken Seite dargestellt sind, kann eine den Zyklenschwankungen weitestgehend analoge Wannenkurve für das SACI-Brennverfahren identifiziert werden. Dies unterstützt die Vermutung, dass die Verbrennung mit sinkender Last zunehmend unvollständiger wird. Das SACI-Brennverfahren liegt im Hinblick auf die NO_x -Rohemissionen um eine Konzentration von ca. 500 – 1000 *ppm* über derjenigen des konventionellen Brennverfahrens. Dies deutet darauf hin, dass hohe Spitzentemperaturen erreicht werden, was u.a. mit der Umsetzung der gemischreichen Kraftstoffwolke in der Brennraummitte sowie mit dem hohen Spitzendruckniveau im Zusammenhang stehen könnte.

Die Variation der **Ansauglufttemperatur** zeigt, dass das SACI-Brennverfahren robust gegenüber Temperaturänderungen ist. Insbesondere der Hochdruckwirkungsgrad kann das hohe Niveau bis ca. 45 °C halten und verliert erst bei einem weiteren Temperaturanstieg ca. 1 – 1,5 Prozentpunkte. Zu jedem Zeitpunkt ist der indizierte Wirkungsgrad jedoch höher als derjenige des Magerbrennverfahrens mit Miller-Steuerzeiten. Die zyklische Stabilität steigt zu höheren Temperaturen hin etwas an. Dies könnte mit der stetigen Verschlechterung der Schwerepunktlage im Zusammenhang stehen, da die Klopfgrenze in Richtung spät wandert. Erwähnenswert ist, dass sich die Brenndauer - analog zum konventionellen Brennverfahren - kaum verändert. Dies lässt die Vermutung zu, dass der Wirkmechanismus des SACI-Brennverfahrens weitestgehend unabhängig von Temperaturänderungen im Bereich von 20 – 60 °C ist.

Mager-Brennverfahren

Das Magerbrennverfahren mit Miller-Steuerzeiten zeigt ebenfalls ein hohes Wirkungsgradniveau im Verlauf der **Lastvariation**. Der indizierte Hochdruckwirkungsgrad steigt bis ca. 20 *bar* Mitteldruck auf ca. 45 % an und kann diesen Wert bis hin zur Maximallast halten. Ein Vorteil des Magerbrennverfahrens ist, dass es die Effizienzvorteile mit einer hohen zyklischen Stabilität verbindet, da sich dessen Variationskoeffizient im schwerpunktoptimalen Bereich sowie bei geringfügiger Zündwinkelrücknahme nur geringfügig verschlechtert und stets unterhalb von $CoV \leq 2,0$ % liegt. Scheinbar können trotz verringerter Ladungsbewegung infolge der verkürzten Einlass-Eventlänge sowie einer langsameren laminaren Flammfrontgeschwindigkeit aufgrund des mageren Kraftstoffluftgemisches noch ausreichend schnelle Umsatzraten erreicht werden, auch wenn die Brenndauer hier nie unter 37 °KW fällt. Der Einsatz der 350 *mm*³-Vorkammerzündkerze unterstützt dies vermutlich, was auch anhand einer steilen ersten Phase in der Heizfunktion erkennbar ist, vgl. Abbildung 5.44. Das Spitzendruckniveau des Magerbrennverfahrens ist, solange schwerpunktoptimal gezündet werden kann, um ca. 15 *bar* oberhalb dessen, was das konventionelle Brennverfahren erreicht. Dies hängt vermutlich sowohl mit dem höheren geometrischen Verdichtungsverhältnis zusammen, das ≈ 3 Einheiten über dem konventionell betriebenen Brennverfahren liegt, als auch mit der größeren absoluten Luftmasse im Zylinder durch den

Magerbetrieb. Ab der Klopfbegrenzung sinkt das Druckniveau durch die spätere Schwerpunktlage und damit verschleppte Verbrennung. Der gemittelte maximale Druckanstieg verläuft bis $p_{mi} = 20 \text{ bar}$ analog zum konventionellen Brennverfahren. Bei höheren Lasten liegt ein Plateau bei ca. $dp/d\alpha = 5,5 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$ vor. Betrachtet man das Rohemissionsniveau, so ist erkennbar, dass das Magerbrennverfahren sehr geringe Konzentrationen unverbrannter Kohlenwasserstoffe, jedoch gleichzeitig auch hohe NO_x -Emissionen aufweist - ein typisches Erscheinungsbild für den schwach mageren Betrieb, vgl. [1]. Beide Kurven zeigen einen fallenden Trend hin zu höheren Lasten. Vermutlich steht dies im Zusammenhang mit der steigenden Abgastemperatur, die durch die Zündwinkelrücknahme und folglich durch die spätere Schwerpunktlage bedingt ist. Zum einen unterstützt die erhöhte Abgastemperatur die Oxidation unverbrannter Kohlenwasserstoffe, die im Abgasmassenstrom die FID⁸-Messstelle passieren. Zum anderen wird durch eine spätere Schwerpunktlage die Verbrennung verschleppt, sodass die höchsten Prozesstemperaturen nicht mehr erreicht werden. Dies führt vermutlich zu einem deutlich geringeren NO_x -Ausstoß.

Die **Ansaugtemperaturvariation** bestätigt, dass das Magerbrennverfahren bis ca. $50 \text{ }^\circ\text{C}$ sehr gute indizierte Hochdruckwirkungsgrade aufweist. Diese Robustheit wird erst danach durch einen minimalen Rückgang um ca. $1,5 \%$ eingeschränkt. Der Variationskoeffizient bleibt weitestgehend gleich infolge der Temperaturänderung. Dies zeigt, dass selbst mit zunehmender Klopfbegrenzung und folglich einer Zündwinkelrücknahme noch eine ausreichend stabile Verbrennung gewährleistet werden kann. Das Turbulenzniveau scheint immer noch akzeptabel zu sein. Die Brenndauer sinkt etwas mit steigender Temperatur. Möglicherweise helfen die höheren Abgastemperaturen, die durch die erforderliche Zündwinkelrücknahme entstehen, die Gemischumsetzung z.B. in der Ausbrandphase zu verbessern.

Konventionelles Brennverfahren

Wie eingangs erwähnt, wurde dieses Brennverfahren als weitere Vergleichsmöglichkeit in die Untersuchungen mit aufgenommen, um eine im Motorsport übliche Brennverfahrensart als Referenz zu bieten. Das Brennverfahren verhält sich in Bezug auf dessen Effizienz erwartungsgemäß zu einem fremdgezündeten Brennverfahren ohne Klopfbegrenzung. Der indizierte Hochdruckwirkungsgrad steigt im Rahmen der **Lastvariation** auf bis zu $\eta_{i,HD} = 37 \%$ stetig mit größer werdender Last, was für ein ottomotorisches Brennverfahren in Anbetracht des unterstöchiometrischen Kraftstoffluftgemisches bereits sehr gute Werte sind. [24]

Auch die Zyklenschwankungen sind auf einem äußerst niedrigen Niveau, das neben einer sehr gut abgestimmten Ladungsbewegung vermutlich auch auf die Möglichkeit, die Betriebspunkte schwerpunktoptimal auszündern zu können, zurückführbar ist, vgl. Abbildung 5.40. Die sehr guten Schwerpunktlagen werden wahrscheinlich auch durch den hochoktanigen Rennkraftstoff mit 20% -Ethanolanteil ermöglicht. Die Brenndauer steigt mit steigender Last um ca. $2 \text{ }^\circ\text{KW}$ an, ist

⁸ **FID**: *Flammenionisationsdetektor*. Messinstrument zur Bestimmung der Kohlenwasserstoffkonzentration. Basiert auf der Ionisation von kohlenstoffhaltigen Molekülen mittels einer Wassertstoffflamme. [18]

jedoch auf einem sehr niedrigen, zum SACI-Brennverfahren vergleichbaren Niveau. Insgesamt attestiert dies dem konventionellen Brennverfahren, dass das Turbulenzniveau vergleichsweise hoch und reproduzierbar ist. Die Spitzendrücke steigen linear auf bis zu 165 *bar*; der Gradient des gemittelten maximalen Druckanstiegs verhält sich analog. Dies ist konsistent mit einer Erhöhung des Energieinhalts und der Tatsache, dass noch keine Klopfbegrenzung auftritt. Wären die Betriebspunkte klopfbegrenzt, so würden die Druckgradienten deutliche Spitzen aufweisen. Dieses Verhalten des konventionellen Brennverfahrens ist vermutlich mit der Tatsache begründbar, dass es sich um ein Brennverfahren mit unterstöchiometrischem Kraftstoffluftgemisch handelt. Der überschüssige Kraftstoff verdampft im Brennraum und dient zum Kühlen des Gemischs, sodass der Arbeitstakt von einer niedrigeren Verdichtungsendtemperatur aus beginnt. Gleichzeitig ist das Verdichtungsverhältnis geringer, was abermals die Spitzentemperatur bei Verdichtungsende reduziert. Die abgesenkte Verdichtung führt jedoch auch zu höheren Expansionsendtemperaturen (vgl. Kapitel 2), weshalb eine Nachoxidation der unverbrannten Kohlenwasserstoffe wahrscheinlicher wird und so das Bild der innermotorischen Emissionen beeinflussen kann.

Die Variation der **Ansauglufttemperatur** nach einem fiktivem Ladeluftkühler zeigt keinerlei Auswirkungen auf das konventionelle Brennverfahren, da der zu Vergleichszwecken gewählte Betriebspunkt mit diesem Brennverfahrenstyp noch nicht klopfbegrenzt ist. Der indizierte Hochdruckwirkungsgrad $\eta_{i,HD} \approx 37 \%$ kann bis $T_{Ans.} = 60 \text{ °C}$ gehalten werden. Auch sind darüber hinaus infolge der Temperaturänderung keine nennenswerten Reaktionen bei einer Last von $p_{mi} = 22,5 \text{ bar}$ erkennbar. Weder verändert sich die Schwerpunktlage, noch steigen die Zyklenschwankungen. Dies spricht dafür, dass trotz einer Änderung der Temperaturrandbedingungen im Brennraum die Kombinationen aus hochoktanigem Kraftstoff und einem auf hohe Lasten optimierten Brennverfahren weiterhin in der Lage ist, diesen Betriebspunkt ohne Einschränkungen zu halten.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Dieses Kapitel soll aus Gründen der Übersichtlichkeit in drei Arbeitsschritte unterteilt werden. In einem ersten Schritt werden die Inhalte und Erkenntnisse der vorangegangenen Kapitel kurz aufgelistet und resümiert. Anschließend wird eine Einordnung des untersuchten SACI-Brennverfahrens folgen, um dem Leser ein zusammenfassendes Gesamtbild zu vermitteln. Der letzte Schritt soll einen Ausblick auf die Möglichkeiten und Herausforderungen weiterer Untersuchungen liefern.

In Kapitel 1 wurde als Zielsetzung der vorliegenden Arbeit eine Brennverfahrensentwicklung angekündigt, deren Fokus auf der Darstellung eines hohen motorischen Leistungsvermögens bei gleichzeitig sehr hoher thermischer Effizienz liegen soll. Diese soll vor dem Hintergrund der zunehmenden Einführung kraftstoffmengenbegrenzter Brennverfahren im Motorsport erfolgen. Somit wurde die Arbeit als Anknüpfung an vorangegangene Arbeiten verstanden (vgl. z.B. [30]), da der Einsatz einer passiven Vorkammerzündkerze in Kombination mit einer Hochaufladung, einer hohen geometrischen Verdichtung sowie dem Magerbetrieb Potentiale für eine signifikante Lasterweiterung teilkompressionsgezündeter Brennverfahren verspricht.

Im Grundlagenkapitel 2 wurde anschließend eine Reihe theoretischer Betrachtungen, wie die Begriffe Kreisprozess und Verlustanalyse, vorgestellt. Besondere Bedeutung wurde den Optimierungspotentialen der thermodynamischen Prozessführung hinsichtlich der Einzelwirkungsgrade zugemessen. Es erfolgte zunächst eine Aufstellung der jeweiligen Verluste des Gleichdruckprozesses. Ein Übertrag auf den Motorsport wurde insofern hergestellt, dass die Möglichkeiten zur Verringerung der Einzelverluste vor dem Hintergrund motorsportlicher Antriebsstränge bewertet wurden. Als Ergebnis wurde festgehalten, dass eine möglichst schnelle Verbrennung bei Luftüberschuss gepaart mit einer hohen geometrischen Verdichtung große Wirkungsgradpotentiale im kraftstoffmengenbegrenzten Betrieb bietet. Dies wurde folglich als Entwicklungsziel verstanden.

Das anschließende Kapitel 3 dient als Übersicht über den Stand der Wissenschaft und Technik motorischer Brennverfahren, wobei diejenigen mit einer Vorkammerzündung in detaillierter Form hervorgehoben wurden. Das Hauptaugenmerk dieses Kapitels lag jedoch auf den kompressionsgezündeten Brennverfahren. Infolge einer Literaturstudie konnte herausgearbeitet werden, dass diese Brennverfahrensart die Möglichkeit bietet, sehr hohe Effizienzwerte und ein hohes Abmagerungspotential mit sehr geringen PN- und NO_x -Rohemissionen zu kombinieren. Die-

sen Vorteilen steht eine Reihe von Nachteilen gegenüber, wie insbesondere das Unvermögen hohe Mitteldruckbereiche abbilden zu können. Weitere Nachteile umfassen die hohen Kontrollanforderungen, die zur reproduzierbaren Einleitung der Verbrennung erforderlich sind, sowie die aufwändigen technologischen Lösungen, auf die in bisherigen Anwendungen zurückgegriffen werden musste (Stichworte: AGR, Ansaugluftvorwärmung, Spitzendruckbelastung etc.). Ferner hat sich gezeigt, dass die Unterstützung durch Fremdzündung den Betriebsbereich geringfügig auszudehnen vermag, besonders hohe Lasten jedoch nicht darstellbar waren.

In Kapitel 4 wurde zunächst der Projektverbund vorgestellt, wobei auf die Aufgaben der einzelnen Partner im Forschungsprojekt eingegangen wurde. Der für die experimentellen Untersuchungen verwendete Forschungsmotor Z01 wurde im Zuge dessen beschrieben. Hierbei lag der Fokus zunächst auf dem Prüfstands Aufbau und der verwendeten Messtechnik. Die Eigenschaften des Prüflings wurden anschließend in Kürze umrissen. In einem letzten Schritt wurde die Messmethodik beleuchtet, die dem Leser einen Eindruck der zu erwartenden Messgüte und Reproduzierbarkeit vermitteln soll.

Das Kapitel 5 stellt den Hauptteil der vorliegenden Dissertation dar. An erster Stelle steht dabei eine Übersicht der Untersuchungen, die dem Leser den Aufbau des Kapitels verdeutlichen soll. In einem darauffolgenden Abschnitt wurden die Voruntersuchungen beschrieben, die die Entwicklungsschritte zur erstmaligen Darstellung des SACI-Brennverfahrens umfassten. Anhand einer Vorstellung von Simulationsergebnissen und experimenteller Untersuchungen mithilfe optischer Messtechnik konnte eine erste Interpretation der SACI-Phänomenologie erarbeitet werden. Nach bisherigen Erkenntnissen scheint in einem hochverdichteten und stark heterogenen Gemisch die Vorkammerzündung durch ihren Impuls eine anteilige Kompressionszündung in den mageren Außenbereichen im Brennraum einzuleiten. Gleichzeitig scheint in den unterstöchiometrischen Gebieten in der Brennraummitte eine langsamere Flammfrontverbrennung ausgelöst zu werden. Im nächsten Abschnitt wurden tiefere Untersuchungen der Einspritzparameter durchgeführt, um Erkenntnisse über das Zusammenspiel aus Drehzahl, Aufladegrad und Einspritzung zu generieren. So konnte beispielsweise eine besondere Abhängigkeit der zyklischen Stabilität vom Einspritzende der zweiten Einspritzung gezeigt werden. Anhand einer daraus hervorgegangenen Betriebsstrategie und den Ergebnissen zweier Komponentenuntersuchungen konnte geschlossen werden, welche Hardware-Konfiguration aus den verfügbaren Komponenten den Bestand darstellte. Die anschließend durchgeführten Kennfelduntersuchungen halfen, das Betriebsverhalten des SACI-Brennverfahrens zu veranschaulichen. Letztlich wurde ein Brennverfahrenvergleich zwischen einem konventionellen $\lambda = 0,85$ -Ottobrennverfahren, einem Magerbrennverfahren bei $\lambda = 1,20$ mit Miller-Steuerzeiten und dem SACI-Brennverfahren bis zu einer Last von $p_{mi} = 27,5 \text{ bar}$ durchgeführt, in dessen Verlauf das SACI-Brennverfahren seine hohe thermische Effizienz und gute Robustheit zeigte.

6.1 Abschließende Gegenüberstellung

Basierend auf den Erkenntnissen der Literaturstudie in Kapitel 3 sowie den Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen in Kapitel 5 sollen die Eigenschaften der drei Brennverfahren abschließend gegenübergestellt werden. Die Bewertung soll in qualitativer Form anhand einer Eigenschaftsmatrix erfolgen, wobei die folgenden drei Bewertungsoptionen angewandt werden:

- + → Die Eigenschaft war im Vergleich am besten.
- ○ → Die Eigenschaft war im Vergleich durchschnittlich.
- - → Die Eigenschaft war im Vergleich am schlechtesten.

Eine der Eigenschaften, die bewertet werden soll, ist das *Wirkungsgradpotential*. Hierbei erfolgt eine Bewertung basierend auf den im Brennverfahrenvergleich erzielten Höchstwerten des indizierten Hochdruckwirkungsgrades. Da vor dem Hintergrund einer Motorsportanwendung der bestmögliche Kompromiss aus Effizienz und erzielbarer Leistung angestrebt wird, soll das *Leistungsvermögen* als weitere Eigenschaft bewertet werden. Unter der Eigenschaft *Robustheit des Brennverfahrens* wird die Fähigkeit zusammengefasst, auch bei sich ändernden Randbedingungen, wie dem Saugrohrdruck, dem Abgasgegendruck (Restgas!) oder der Ansauglufttemperatur, einen stabilen Betrieb zu ermöglichen. Letztlich soll die *technische Komplexität* als ein Maß für den Aufwand, der zur Darstellung des Brennverfahrens erforderlich ist, verstanden werden. Beispielhaft sei hier die Aufladung (Ladedruckbedarf, verfügbare Abgasenthalpie, ...) oder die mechanische Festigkeit (Obergrenze Spitzendruck, ...) zu nennen. Die folgende Einordnung der Eigenschaften wird demnach aus den Untersuchungen abgeleitet, vgl. Abbildung 6.1:

	Konv. BV ($\lambda \approx 0,85$)	Mager-BV (Miller, $\lambda \approx 1,2$)	SACI-BV ($\lambda \approx 1,6$)
Wirkungsgradpotential	-	○	+
Leistungsvermögen	+	○	○
Robustheit Brennverfahren	+	○	○
Technische Komplexität	+	○	-

ABB. 6.1: Vergleichsmatrix: Brennverfahren für Motorsportanwendungen.

Für künftige technische Reglements bietet das konventionelle Brennverfahren mit unterstöchiometrischem Kraftstoffluftgemisch prinzipbedingt kaum Potential zur Steigerung des thermischen Wirkungsgrades (vgl. indizierte Hochdruckwirkungsgrade in Abschnitt 5.3.1), weshalb der Einsatz dieses Brennverfahrenstyps bei einer Beschränkung der zur Verfügung stehenden Kraftstoffmenge nicht anzuraten ist. Setzt man dieselbe Zylinderfüllung voraus, so ergibt sich in Verbindung mit dem konventionellen Brennverfahren jedoch das höchste Leistungsvermögen, da hier im Vergleich der höchste Gemischheizwert und somit der höchste Energieinhalt vorliegt. Durch die gesteigerte Brenngeschwindigkeit bei leicht unterstöchiometrischen Bedingungen gepaart mit der konventionellen Funkenzündung ist eine große Robustheit gegenüber veränderlichen Randbedingungen gegeben. Bei Verwendung von füllungsoptimierten Steuerzeiten, d.h. wenn Miller-Steuerzeiten zur Wirkungsgradsteigerung nicht erforderlich sind und eine geringstmögliche Ladungswechselerarbeit im Vordergrund steht, ist der Ladedruckbedarf des konventionellen Brennverfahrens in diesem Vergleich qualitativ als niedrig anzusehen. Ferner ist die Beherrschung des in den Untersuchungen beobachteten Spitzendruckniveaus aus heutiger Sicht im Motorsport Stand der Technik. Dies resultiert in einem vergleichsweise geringen Bedarf an besonderen technischen Lösungen zur Darstellung dieses Brennverfahrenstyps. Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass das konventionelle Brennverfahren hervorragende Eigenschaften für den Einsatz im Motorsport aufweist, jedoch durch den unterstöchiometrischen Betrieb für Reglements mit festgeschriebener Kraftstoffmengenbegrenzung nicht geeignet ist.

Betrachtet man die Untersuchungsergebnisse des Magerbrennverfahrens mit Miller-Steuerzeiten, die in Abschnitt 5.3 gezeigt wurden, so fällt auf, dass es ein hohes Wirkungsgradpotential besitzt, da hier Bestwerte von bis zu $\eta_{i,HD} \approx 45\%$ erreicht werden konnten. Das untersuchte Magerbrennverfahren besitzt ein hohes Leistungsvermögen, auch wenn es in einer reinen Leistungsbetrachtung prinzipbedingt gegenüber dem konventionellen Brennverfahren im Nachteil ist, da dessen Gemischheizwert bei gleicher Füllung durch das überstöchiometrische Kraftstoffluftverhältnis geringer ausfällt. Insgesamt konnte eine hohe Robustheit hinsichtlich veränderter Randbedingungen für das Magerbrennverfahren beobachtet werden, die nur geringfügig schlechter als die des konventionellen Brennverfahrens ausfiel. Da die laminare Flammgeschwindigkeit mit steigendem Kraftstoffluftverhältnis sinkt (vgl. Abschnitt 2.1.2) und eine kompensierende Erhöhung der Ladungsbewegung durch Mechanismen wie eine Tumble-Strömung bei Verwendung von Miller-Steuerzeiten nur begrenzt möglich ist, müssen gerade bei kurzhubigen Motoren Maßnahmen zur Steigerung der Turbulenzintensität ergriffen werden. Der Einsatz einer passiven Vorkammerzündkerze hat sich hier als eine Möglichkeit erwiesen, um im direkten Vergleich hohe Leistungen trotz des Magerbetriebs darstellen zu können. Ferner steigern der für den Magerbetrieb erforderliche Luftüberschuss sowie die mit Miller-Steuerzeiten darstellbaren Liefergrade die Anforderungen an das Aufladesystem. Insgesamt kann festgehalten werden, dass durch die hohen Wirkungsgrade und die Robustheit das hier betrachtete Magerbrennverfahren sehr gut für den Einsatz unter kraftstoffmengenbegrenzten Regularien geeignet ist. Voraussetzung sind jedoch entsprechende Lösungen mit besonderem Fokus auf Miller-Grad und Ladungsbewegung.

Letztlich zeigt das SACI-Brennverfahren im Vergleich, dass sehr hohe indizierte Wirkungsgrade von $\eta_{i,HD} \geq 47,5\%$ im Bestpunkt erreichbar sind. Durch die Betriebsstrategie und finale Motor-konfiguration der vorliegenden Arbeit (siehe Abschnitte 5.2.2 und 5.2.4) ist eine deutliche Erweiterung des Lastbereichs im Vergleich mit anderen SACI-Brennverfahren möglich, der auch bei einer Drehzahl von bis zu $n_{Mot.} = 7500 \text{ min}^{-1}$ abgebildet werden kann, vgl. Abschnitt 3.3. Der wirkungsgradoptimale Betrieb konnte bei $\lambda \approx 1,6$ beobachtet werden, weshalb auch hier aufgrund des geringeren Gemischheizwertes das Leistungsvermögen bei gleicher Füllung geringer als das des konventionellen Brennverfahrens ist. Dennoch konnten bei Bereitstellung der entsprechenden Luftmengen vergleichsweise hohe Lasten von $p_{mi} \approx 27,5 \text{ bar}$ dargestellt werden. Die Robustheit des SACI-Brennverfahrens gegenüber veränderlichen Randbedingungen muss als eingeschränkt bewertet werden, wie anhand der Kennfelder in Abschnitt 5.2.5 ersichtlich wird. Das Verhalten der zyklischen Stabilität zeigt beispielsweise, dass es stabile Betriebsbereiche gibt, die jedoch zu den Grenzen des Versuchsraumes zunehmend an Stabilität einbüßen, vgl. Abbildung 5.34. Hier ist Entwicklungspotential vorhanden, um den Betriebsbereich zu erweitern. Ferner wird beim SACI-Brennverfahren auch auf eine passive Vorkammerzündkerze zurückgegriffen, die für dessen Darstellung erforderlich ist. In einem potenziellen Vollmotor wird das Zusammenspiel zwischen Motor und Aufladegruppe vermutlich durch die erforderlichen Luftüberschüsse erschwert, denen abgasseitig ein geringes Temperaturniveau gegenübersteht, vgl. Abschnitt 5.2.5. Infolgedessen kann der Einsatz eines elektrisch unterstützten Aufladesystems erforderlich werden. Eine weitere Herausforderung liegt im hohen Spitzendruckniveau des Brennverfahrens, da die Sicherstellung der mechanischen Festigkeit für die Zuverlässigkeit im Renneinsatz wesentlich ist. Eine mögliche Zusammenfassung ist, dass sich das SACI-Brennverfahren durch ein sehr hohes Wirkungsgradpotential gepaart mit hohem Leistungsvermögen als Brennverfahren eignet, wenn eine Kraftstoffmengenbegrenzung gegeben ist. Dies setzt jedoch besondere technische Lösungen sowie die Beherrschung der Ladungsbewegung und Gemischbildung voraus, um die erforderliche Robustheit sicherzustellen und somit den Transfer in ein Rennfahrzeug zu ermöglichen.

6.2 Weiterführende Schritte

Das in der vorliegenden Arbeit untersuchte SACI-Brennverfahren unterstützt die These, dass hocheffiziente Brennverfahren mit zunehmend eingeschränkten Betriebsbereichen einhergehen, vgl. Abschnitt 3.2. Es bestehen grundsätzlich hohe Anforderungen an die Randbedingungen, unter denen das Aggregat eingesetzt wird - ein Umstand, der im Motorsport mit vorhersehbaren Streckenverläufen und weitestgehend reproduzierbarem Fahrerverhalten noch annähernd beherrschbar ist, für einen möglichen Brennverfahrenstransfer hin zu Serienanwendungen aber große Herausforderungen darstellt. Um der zunehmenden Komplexität gerecht zu werden, ist allgemein ein systemischer Entwicklungsansatz zu empfehlen, da Leistungsvermögen und indizierter Wirkungsgrad nur jeweils eine von vielen Optimierungsgrößen sind. In diesem Zusammenhang sollten auch die Reibungsverluste, das transiente Betriebsverhalten (Fahrbarkeit!) oder die Integration des Aggregats ins Gesamtfahrzeug als weitere, stark entwicklungsbestimmende

Aspekte mit einbezogen werden. Durch die spitzen Optima hocheffizienter Brennverfahren ist der verstärkte Einsatz von 1D- und 3D-CFD-Methoden unerlässlich, um die zu untersuchenden Varianten beherrschbar zu machen. Ferner ist eine parallele Weiterentwicklung der Methoden und Modelle, z.B. bezogen auf Kompressionszündvorgänge, ratsam. Im Kontext der virtuellen Entwicklung sollte demnach auch verstärktes Interesse auf bildgebenden Entwicklungswerkzeugen liegen, da diese eine Validierungsmöglichkeit bieten.

Für die vorliegende Arbeit sollen im Folgenden einige weiterführende Ansätze vorgestellt werden. Um das SACI-Brennverfahren hinsichtlich seines Leistungsvermögens zu verbessern, wäre aus Sicht des Autors der Themenkomplex **Abgasrückführung** ein möglicher Untersuchungsschwerpunkt. Die höchsten motorischen Lasten, die bislang mit SACI abgebildet werden konnten, lagen bei $p_{mi} \approx 27,5 \text{ bar}$. Die Einbringung des inerten Restgases könnte die Wärmefreisetzungsraten reduzieren, um der zunehmenden Klopfbegrenzung mit steigenden Lasten ab $p_{mi} = 20,0 \text{ bar}$ entgegenzuwirken, vgl. Abbildung 5.35. In diesem Zusammenhang wird ein externes Niederdruck-AGR-System empfohlen, wobei zu bewerten ist, wie stark die AGR abgekühlt werden muss (vgl. Trends in Abbildung 5.45) und welchen Einfluss das Restgas auf das Zusammenspiel mit der passiven Vorkammerzündkerze hat. Die Untersuchungen haben darüber hinaus gezeigt, dass eine Absenkung des Einspritzdrucks sowie frühe Lagen der Ersteinspritzung vorteilhaft für die Stabilität des Brennverfahrens sind, vgl. Abbildung 5.20. Die vom FKFS durchgeführten 3D-CFD-Untersuchungen lassen darauf schließen, dass die heiße Kolbenoberfläche aktiv an der Gemischbildung teilnimmt, siehe Bildsequenz in Abbildung 5.5. Daher sollte der Einfluss eines **Stahlkolbens** bewertet werden, ob man damit den zyklisch stabilen Betriebsbereich hin zu höheren Lasten und Drehzahlen erweitern könnte. Dies erscheint in Verbindung mit der Zweiteinspritzung sinnvoll, da eine vergleichsweise hohe Kraftstoffmenge spät aufbereitet werden muss. Für die Entwicklung einer Motorsteuerung sollte das **zweite Einspritzende (EOI₂)** als Regelparameter untersucht werden, um den transienten Betrieb darstellen zu können. Dieser hat sich in den Untersuchungen als sensible Größe hinsichtlich der Stabilität und den damit verbundenen Wirkungsgraden erwiesen, vgl. Abschnitt 5.2.1. Aus phänomenologischer Sicht wäre eine weitere Optimierung der Ladungsbewegung und der Einspritzparameter anzustreben, um den erforderlichen **Anteil der Zweiteinspritzung** weiter zu reduzieren. Könnte ein größerer Gemischanteil durch die weitestgehend homogenisierte Ersteinspritzung mittels einer Kompressionszündung umgesetzt werden, bestünde die Möglichkeit, durch die damit verbundenen kürzeren Brenndauern und geringeren Prozesstemperaturen weitere Wirkungsgradpotentiale auszunutzen. Ebenfalls könnten die NO_x-Rohemissionen durch die abnehmende Ladungsschichtung weiter abgesenkt werden, was das Brennverfahren für mögliche Serien- oder Hybridanwendungen interessant machen könnte. Die gezielte Weiterentwicklung des Einspritzsystems wäre in diesem Zusammenhang erforderlich, da durch die vergleichsweise späte Zweiteinspritzung die Prozesse des Strahlauflaufs und des Tropfenzerfalls bei höheren Brennraumdrücken und Temperaturen erfolgen, als dies bei homogenen Otto-DI-Brennverfahren der Fall ist. Dies müsste für eine optimierte Injektorauslegung berücksichtigt werden, siehe z.B. [28].

Literatur

- [1] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams, *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, Dritte Auflage, Ser. Der Fahrzeugantrieb. Wien: Springer, 2009, ISBN: 978-3211-99276-0. DOI: 10.1007/978-3-211-99277-7.
- [2] G. Hack und F. Indra, *Formel 1-Motoren: Die Ära der Saugmotoren, die Revolution der Turbos, die neuen Sauger, alle Formel 1-Motoren ab 1966, Technik und Daten*, 1. Aufl., Ser. Leistung am Limit. Stuttgart: Motorbuch-Verl., 1997, ISBN: 3613018039.
- [3] H. Alten und M. Illien, „Demands on Formula One Engines and Subsequent Development Strategies“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2002. DOI: 10.4271/2002-01-3359.
- [4] Umweltbundesamt, *Atmosphärische Treibhausgas-Konzentrationen*, Umweltbundesamt, Hrsg., 2019. Adresse: <https://www.umweltbundesamt.de/daten/klima/atmosphaerische-treibhausgas-konzentrationen#obergrenze-fur-die-treibhausgas-konzentration>.
- [5] United Nations, *Treaty Collection - Status of Treaties: 7. d Paris Agreement*, 2015. Adresse: https://treaties.un.org/Pages/ViewDetails.aspx?src=TREATY&mtdsg_no=XXVII-7-d&chapter=27.
- [6] F. Indra, „Formula 1: The show must go on?“, in *15. Internationales Stuttgarter Symposium*, Ser. Proceedings, M. Bargende, H.-C. Reuss und J. Wiedemann, Hrsg., Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2015, S. 1–18, ISBN: 978-3-658-08843-9. DOI: 10.1007/978-3-658-08844-6.
- [7] Fédération Internationale de l'Automobile, *2009 Formula One Technical Regulations*, 22.12.2006. Adresse: https://web.archive.org/web/20080625190106/http://www.fia.com/resources/documents/1151088479__2009_F1_TECHNICAL_REGULATIONS.pdf.
- [8] —, *2014 Formula One Technical Regulations*, 9.12.2013. Adresse: https://www.fia.com/sites/default/files/1-2014_technical_regulations_2013-12-09.pdf.
- [9] —, *2014 Technical Regulations for LMP1 Prototype*, 19.12.2013. Adresse: <http://www.mulsannescorner.com/2014LMP1.pdf>.
- [10] T. Draschbacher, *Wie grün ist die Formel 1? Hintergründe der Formel 1 - Umweltaspekte*, Motorsport-Magazin.com GmbH, Hrsg., 2013. Adresse: <https://www.motorsport-magazin.com/formel1/news-179457-hintergruende-der-formel-1-umweltaspekte/>.

- [11] J. Noble, *Mercedes F1 engine hits new benchmark on dyno*, Motorsport Network, Hrsg., 13.09.2017. Adresse: <https://www.motorsport.com/f1/news/mercedes-f1-engine-hits-new-benchmark-on-dyno-952330/>.
- [12] M. Schmidt, *Synthetischer Kraftstoff ab 2021*, Motor Presse Stuttgart GmbH & Co.KG, Hrsg., Stuttgart, 2019. Adresse: <https://www.auto-motor-und-sport.de/formel-1/f1-benzin-synthetischer-kraftstoff-co2-neutral/>.
- [13] N. Fischer, *Formel 1 schon 2023 mit reinem E-Fuel-Kraftstoff*, sport media group GmbH, Hrsg., 2020. Adresse: <https://www.formel1.de/news/news/2020-07-03/formel-1-schon-2023-mit-reinem-e-fuel-kraftstoff>.
- [14] M. Chiodi, A. Kaechele, M. Bargende, D. Wichelhaus und C. Poetsch, „Development of an Innovative Combustion Process: Spark-Assisted Compression Ignition“, *SAE International Journal of Engines*, Jg. 10, Nr. 5, 2017, ISSN: 1946-3944. DOI: 10.4271/2017-24-0147.
- [15] J. Gindele, T. Ramsteiner, J. Fischer und B. Tschamon, „Der neue 2,0-l-Hochleistungs-Vierzylindermotor von Mercedes-AMG“, *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 74, Nr. 9, S. 664–671, 2013, ISSN: 0024-8525. DOI: 10.1007/s35146-013-0199-y.
- [16] J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, Internat. ed., Ser. McGraw-Hill international editions. New York: McGraw-Hill, 1988, ISBN: 9780071004992.
- [17] G. P. Merker und R. Teichmann, Hrsg., *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*, 7., vollst. überarb. Aufl., Ser. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014, ISBN: 978-3-658-03194-7.
- [18] R. van Basshuysen und F. Schäfer, *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*, 7., vollst. überarb. und erw. Aufl., Ser. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015, ISBN: 978-3-658-04677-4. DOI: 10.1007/978-3-658-04678-1. Adresse: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-04678-1>.
- [19] H. D. Baehr und S. Kabelac, *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen*, 16., aktualisierte Auflage, Ser. Lehrbuch. Berlin: Springer Vieweg, 2016, ISBN: 978-3-662-49567-4.
- [20] C. Stan, *Thermodynamik des Kraftfahrzeugs: Grundlagen und Anwendungen - mit Prozesssimulationen*, 3. Auflage. Berlin und Heidelberg: Springer Vieweg, 2017, ISBN: 978-3-662-53722-0. DOI: 10.1007/978-3-662-53722-0. Adresse: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-53722-0>.
- [21] R. Budack, R. Wurms, G. Mendl und T. Heiduk, „Der neue 2,0-l-R4-TFSI-Motor von Audi“, *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 77, Nr. 5, S. 16–25, 2016, ISSN: 0024-8525. DOI: 10.1007/s35146-016-0035-2.

-
- [22] F. Eichler, W. Demmelbauer-Ebner, J. Theobald, B. Stiebels, H. Hoffmeyer und M. Kreft, „Der neue EA211 TSI evo von Volkswagen“, in *37. Internationales Wiener Motorensymposium 2016*, S. 1–23.
- [23] G. P. Merker, *Verbrennungsmotoren*. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2007, ISBN: 3-8351-0080-7. Adresse: <http://gbv.ebib.com/patron/FullRecord.aspx?p=750295>.
- [24] M. Trzesniowski, *Rennwagentechnik: Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme*, 4., überarb. und erw. Aufl., Ser. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014, ISBN: 978-3-658-04918-8. DOI: 10.1007/978-3-658-04919-5. Adresse: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-04919-5>.
- [25] J. Warnatz, U. Maas und R. W. Dibble, *Verbrennung: Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung*, 3., aktualisierte und erweiterte Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2001, ISBN: 978-3-642-62658-6. Adresse: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-56451-2>.
- [26] E.-M. Hackbarth und W. Merhof, Hrsg., *Verbrennungsmotoren*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 1998, ISBN: 978-3-528-07431-9. DOI: 10.1007/978-3-663-07813-5.
- [27] H. Zhao, Hrsg., *HCCI and CAI engines for the automotive industry*, Ser. Woodhead Publishing in mechanical engineering. Boca Raton FL und Cambridge, England: CRC Press, 2007, ISBN: 1845691288. Adresse: <http://search.ebscohost.com/login.aspx?direct=true&scope=site&db=nlebk&db=nlabk&AN=209506>.
- [28] H. List, H. Eichseder, M. Klüting und W. F. Piock, *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*, Ser. Der Fahrzeugantrieb. Wien, New York, NY und Heidelberg: Springer, 2008, ISBN: 978-3-211-25774-6. DOI: 10.1007/978-3-211-47104-3. Adresse: <http://www.springerlink.com/content/k815h7>.
- [29] S. Onishi, S. H. Jo, K. Shoda, P. D. Jo und S. Kato, „Active Thermo-Atmosphere Combustion (ATAC) - A New Combustion Process for Internal Combustion Engines“, in *1979 Automotive Engineering Congress and Exposition*, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1979. DOI: 10.4271/790501.
- [30] C. Pötsch, *Experimentelle Untersuchungen zur inneren und äußeren Gemischbildung am hochaufgeladenen Ottomotor mit Luftmengenbegrenzung*. München: LVK - Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, 2017, ISBN: 978-3943813210.
- [31] R. van Basshuysen und U. Spicher, Hrsg., *Ottomotor mit Direkteinspritzung: Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial*, 3., aktualisierte und erw. Aufl., Ser. ATZ-MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013, ISBN: 978-3-658-01407-0. Adresse: <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-01408-7>.
-

- [32] E. Köhler und R. Flierl, *Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, ISBN: 978-3-658-24540-5. DOI: 10.1007/978-3-658-24541-2.
- [33] M. Christensen, B. Johansson, P. Amnéus und F. Mauss, „Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition“, in *International Congress & Exposition*, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1998. DOI: 10.4271/980787.
- [34] S. Fischer, M. Krüger, U. Projahn, H. Lüders und F. Dittrich, „Abgasnachbehandlung“, in *Dieselmotor-Management*, Ser. Bosch Fachinformation Automobil, K. Reif, Hrsg., Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020, S. 206–254, ISBN: 978-3-658-25071-3. DOI: 10.1007/978-3-658-25072-0.
- [35] S. Fischer, „Grundlagen und Einsatzgebiete des Dieselmotors“, in *Dieselmotor-Management*, Ser. Bosch Fachinformation Automobil, K. Reif, Hrsg., Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020, S. 21–38, ISBN: 978-3-658-25071-3. DOI: 10.1007/978-3-658-25072-0.
- [36] P. L’Orange, „Verbrennungsmaschine für flüssige Brennstoffe“, Pat. DE230517, 14.03.1909.
- [37] L. A. Gussak, V. P. Karpov und Y. V. Tikhonov, „The Application of Lag-Process in Prechamber Engines“, in *Passenger Car Meeting & Exposition*, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1979. DOI: 10.4271/790692.
- [38] A. Shah, *Improving the Efficiency of Gas Engines using Pre-chamber Ignition*. Lund: Lund University, 2016-04-01, ISBN: 978-91-7623-562-1.
- [39] M. Sens, E. Binder, A. Benz, L. Krämer und K. Blumenröder, „Vorkammerzündung als Schlüsseltechnologie für hocheffiziente Ottomotoren: Neue Ansätze und Betriebsstrategien“, in *39. Internationales Wiener Motorensymposium 2018*, S. 291–320.
- [40] M. Günther, *Internationale Tagung Zündsysteme für Ottomotoren*, 1. Auflage. Tübingen: expert, 2018, ISBN: 978-3-8169-3449-3.
- [41] M. Sens und E. Binder, „Vorkammerzündung als Schlüsseltechnologie für einen zukünftigen Antriebsstrang-Mix“, *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 80, Nr. 2, S. 46–53, 2019, ISSN: 0024-8525. DOI: 10.1007/s35146-018-0152-1.
- [42] R. Latsch, „Brennkraftmaschine und Verfahren zur Zündung und Verbrennung bei einer Brennkraftmaschine“, Pat. WO 98/45588, 14.04.1998.
- [43] M. Kettner, J. Fischer, A. Nauwerck, J. Tribulowski, U. Spicher, D. Kuhnert und R. Latsch, Hrsg., *Ein neues Brennverfahren mit Mehrfacheinspritzung für Ottomotoren mit Direkteinspritzung*, 2003.

-
- [44] W. P. Attard, N. Fraser, P. Parsons und E. Toulson, „A Turbulent Jet Ignition Pre-Chamber Combustion System for Large Fuel Economy Improvements in a Modern Vehicle Powertrain“, *SAE International Journal of Engines*, Jg. 3, Nr. 2, S. 20–37, 2010, ISSN: 1946-3944. DOI: 10.4271/2010-01-1457.
- [45] W. P. Attard, H. Blaxill, E. K. Anderson und P. Litke, „Knock Limit Extension with a Gasoline Fueled Pre-Chamber Jet Igniter in a Modern Vehicle Powertrain“, *SAE International Journal of Engines*, Jg. 5, Nr. 3, S. 1201–1215, 2012, ISSN: 1946-3944. DOI: 10.4271/2012-01-1143.
- [46] W. P. Attard, E. Toulson, A. Huisjen, X. Chen, G. Zhu und H. Schock, „Spark Ignition and Pre-Chamber Turbulent Jet Ignition Combustion Visualization“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2012. DOI: 10.4271/2012-01-0823.
- [47] D. Corrigan, M. Di Sacco, M. Medda, S. Paltrinieri und V. Rossi, „High-Performance Internal Combustion Engine with Improved Handling of Emission and Method of Controlling Such Engine“, Pat. 16/392846, 2019.
- [48] C. Bruce, *Ferrari Patents More Efficient V12 Engine: Patents and Trademarks*, 24.10.2019. Adresse: <https://www.motor1.com/news/378308/ferrari-performance-engine-patent/>.
- [49] S. Sheehan, *Ferrari Bids to Save V12 With New Patents*, Pistonheads Holdco Limited, Hrsg., London, UK, 2019. Adresse: <https://www.pistonheads.com/news/ph-ferrari/ferrari-bids-to-save-v12-with-new-patents/41182>.
- [50] Ferrari S.p.A., *Ferrari 812 Superfast - Shift to the 12th Dimension*, Ferrari S.p.A., Hrsg., 2020. Adresse: <https://www.ferrari.com/de-DE/auto/812-superfast>.
- [51] K. Sera und H. Yamagami, „Development of RA617H: Using Jet Ignition with Pre-Chambers“, *Motor Fan Illustrated (Sanei Shobo Publishing co., ltd.)*, Jg. 2017, S. 14–21, 26.12.2017. Adresse: <https://www.f1technical.net/forum/viewtopic.php?p=733944#p733944>.
- [52] T. Aoyama, Y. Hattori, J. Mizuta und Y. Sato, „An Experimental Study on Premixed-Charge Compression Ignition Gasoline Engine“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1996. DOI: 10.4271/960081.
- [53] P. Duret und J. Lavy, „Nahezu NOx-Emissionsfreier Magermotor mit innovativer kontrollierter Selbstzündung (CAI)“, in *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik (2001)*, Bd. 10. S. 883–902.

- [54] P. M. Najt und D. E. Foster, „Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion“, in *SAE International Congress and Exposition*, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1983. DOI: 10.4271/830264.
- [55] H. Blaxill und A. Cairns, „Serientaugliches CAI mit Interner und Externer EGR“, in *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik (2006)*, Bd. 15. S. 641–654.
- [56] N. N. Semjonow, *Einige Probleme der chemischen Kinetik und Reaktionsfähigkeit: Dt. Fassung übersetzt von Günter Wagner, Berlin (1961)*, 2. Aufl. Moskau: Verlag der Akademie der Wissenschaften der UdSSR, 1958.
- [57] C. E. Mortimer und U. Müller, *Chemie: Das Basiswissen der Chemie*, 9., überarbeitete Auflage. Stuttgart: Thieme, 2007, ISBN: 978-3-13-484309-5.
- [58] N. M. Emanuel, „Chemical chain reactions and combustion and explosion processes“, *The Soviet Journal of Atomic Energy*, Jg. 2, Nr. 1, S. 63–67, 1957, ISSN: 1063-4258. DOI: 10.1007/BF01480708.
- [59] Lohmann Motoren Gesellschaft, *Lohmann-Fahrradmotor: Betriebsanleitung: Typ 500*. Bielefeld, 1953.
- [60] H. Hütten, „Lohmann-Fahrradmotor: Wertung und Kritik des Selbstzündermotors“, *Motor Rundschau*, Nr. 22, 1950.
- [61] M. Noguchi, Y. Tanaka, T. Tanaka und Y. Takeuchi, „A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products during Combustion“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1979. DOI: 10.4271/790840.
- [62] P. Duret, A. Ecomard und M. Audinet, „A New Two-Stroke Engine with Compressed-Air Assisted Fuel Injection for High Efficiency low Emissions Applications“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1988. DOI: 10.4271/880176.
- [63] P. Duret und S. Venturi, „Automotive Calibration of the IAPAC Fluid Dynamically Controlled Two-Stroke Combustion Process“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1996. DOI: 10.4271/960363.
- [64] Y. Ishibashi und M. Asai, „Improving the Exhaust Emissions of Two-Stroke Engines by Applying the Activated Radical Combustion“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1996. DOI: 10.4271/960742.

-
- [65] M. Asai, T. Kurosaki und K. Okada, „Analysis on Fuel Economy Improvement and Exhaust Emission Reduction in a Two-Stroke Engine by Using an Exhaust Valve“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1995. DOI: 10.4271/951764.
- [66] R. H. Thring, „Homogeneous-Charge Compression-Ignition (HCCI) Engines“, in *1989 SAE International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exhibition*, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1989. DOI: 10.4271/892068.
- [67] J. A. Eng, „Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2002. DOI: 10.4271/2002-01-2859.
- [68] M. M. Andreae, W. K. Cheng, T. Kenney und J. Yang, „On HCCI Engine Knock“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2007. DOI: 10.4271/2007-01-1858.
- [69] J. E. Dec und Y. Yang, „Boosted HCCI for High Power without Engine Knock and with Ultra-Low NO_x Emissions - using Conventional Gasoline“, *SAE International Journal of Engines*, Jg. 3, Nr. 1, S. 750–767, 2010, ISSN: 1946-3944. DOI: 10.4271/2010-01-1086.
- [70] J. E. Dec, Y. Yang, J. Dernotte und C. Ji, „Effects of Gasoline Reactivity and Ethanol Content on Boosted, Premixed and Partially Stratified Low-Temperature Gasoline Combustion (LTGC)“, *SAE International Journal of Engines*, Jg. 8, Nr. 3, 2015, ISSN: 1946-3944. DOI: 10.4271/2015-01-0813.
- [71] M. Christensen und B. Johansson, „Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) with Exhaust Gas Recirculation and Pilot Fuel“, in *CEC/SAE Spring Fuels & Lubricants Meeting & Exposition*, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2000. DOI: 10.4271/2000-01-1835.
- [72] J. Benajes, A. García, J. M. Pastor und J. Monsalve-Serrano, „Effects of piston bowl geometry on Reactivity Controlled Compression Ignition heat transfer and combustion losses at different engine loads“, *Energy*, Jg. 98, S. 64–77, 2016, ISSN: 03605442. DOI: 10.1016/j.energy.2016.01.014.
- [73] M. Yao, Z. Zheng und H. Liu, „Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines“, *Progress in Energy and Combustion Science*, Jg. 35, Nr. 5, S. 398–437, 2009, ISSN: 03601285. DOI: 10.1016/j.pecs.2009.05.001.
- [74] J. Willand, R.-G. Nieberding, G. Vent und C. Enderle, „The Knocking Syndrome - Its Cure and Its Potential“, in *International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exposition*, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1998. DOI: 10.4271/982483.
-

- [75] L. Koopmans und I. Denbratt, „A Four Stroke Camless Engine, Operated in Homogeneous Charge Compression Ignition Mode with Commercial Gasoline“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2001. DOI: 10.4271/2001-01-3610.
- [76] D. Law, D. Kemp, J. Allen, G. Kirkpatrick und T. Copland, „Controlled Combustion in an IC-Engine with a Fully Variable Valve Train“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2001. DOI: 10.4271/2001-01-0251.
- [77] H. Persson, M. Agrell, J.-O. Olsson, B. Johansson und H. Ström, „The Effect of Intake Temperature on HCCI Operation Using Negative Valve Overlap“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2004. DOI: 10.4271/2004-01-0944.
- [78] L. Manofsky, J. Vavra, D. N. Assanis und A. Babajimopoulos, „Bridging the Gap between HCCI and SI: Spark-Assisted Compression Ignition“, in *SAE 2011 World Congress & Exhibition*, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2011. DOI: 10.4271/2011-01-1179.
- [79] L. M. Olesky, J. B. Martz, G. A. Lavoie, J. Vavra, D. N. Assanis und A. Babajimopoulos, „The effects of spark timing, unburned gas temperature, and negative valve overlap on the rates of stoichiometric spark assisted compression ignition combustion“, *Applied Energy*, Jg. 105, S. 407–417, 2013, ISSN: 03062619. DOI: 10.1016/j.apenergy.2013.01.038.
- [80] N. Milovanovic und R. Chen, „A Review of Experimental and Simulation Studies on Controlled Auto-Ignition Combustion“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2001. DOI: 10.4271/2001-01-1890.
- [81] J.-O. Olsson, P. Tunestål, B. Johansson, S. Fiveland, R. Agama, M. Willi und D. N. Assanis, „Compression Ratio Influence on Maximum Load of a Natural Gas Fueled HCCI Engine“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2002. DOI: 10.4271/2002-01-0111.
- [82] T. Urushihara, K. Yamaguchi, K. Yoshizawa und T. Itoh, „A Study of a Gasoline-fueled Compression Ignition Engine ~ Expansion of HCCI Operation Range Using SI Combustion as a Trigger of Compression Ignition ~“, in *SAE 2005 World Congress & Exhibition*, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2005. DOI: 10.4271/2005-01-0180.
- [83] N. Milovanovic, D. Blundell, R. Pearson, J. Turner und R. Chen, „Enlarging the Operational Range of a Gasoline HCCI Engine By Controlling the Coolant Temperature“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2005. DOI: 10.4271/2005-01-0157.

-
- [84] M. Christensen, B. Johansson und P. Einewall, „Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Using Isooctane, Ethanol and Natural Gas - A Comparison with Spark Ignition Operation“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1997. DOI: 10.4271/972874.
- [85] M. Christensen, A. Hultqvist und B. Johansson, „Demonstrating the Multi Fuel Capability of a Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with Variable Compression Ratio“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1999. DOI: 10.4271/1999-01-3679.
- [86] D. L. Reuss, T.-W. Kuo, G. Silvas, V. Natarajan und V. Sick, „Experimental metrics for identifying origins of combustion variability during spark-assisted compression ignition“, *International Journal of Engine Research*, Jg. 9, Nr. 5, S. 409–434, 2008, ISSN: 1468-0874. DOI: 10.1243/14680874JER01108.
- [87] D. Koch, V. Berger, A. Bittel, M. Gschwandtner, G. Wachtmeister, M. Chiodi, A. Kaechele, M. Bargende und D. Wichelhaus, „Investigation of an Innovative Combustion Process for High-Performance Engines and Its Impact on Emissions“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2019. DOI: 10.4271/2019-01-0039.
- [88] Z. Wang, J.-X. Wang, S.-J. Shuai, G.-H. Tian, X. An und Q.-J. Ma, „Study of the Effect of Spark Ignition on Gasoline HCCI Combustion“, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Jg. 220, Nr. 6, S. 817–825, 2006, ISSN: 0954-4070. DOI: 10.1243/09544070JAUTO151.
- [89] L. Koopmans, H. Ström, S. Lundgren, O. Backlund und I. Denbratt, „Demonstrating a SI-HCCI-SI Mode Change on a Volvo 5-Cylinder Electronic Valve Control Engine“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2003. DOI: 10.4271/2003-01-0753.
- [90] J. Hyvönen, G. Haraldsson und B. Johansson, „Operating Conditions Using Spark Assisted HCCI Combustion During Combustion Mode Transfer to SI in a Multi-Cylinder VCR-HCCI Engine“, in *SAE 2005 World Congress & Exhibition*, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2005. DOI: 10.4271/2005-01-0109.
- [91] J. P. Szybist, E. Nafziger und A. Weall, „Load Expansion of Stoichiometric HCCI Using Spark Assist and Hydraulic Valve Actuation“, *SAE International Journal of Engines*, Jg. 3, Nr. 2, S. 244–258, 2010, ISSN: 1946-3944. DOI: 10.4271/2010-01-2172.
- [92] H. Persson, A. Hultqvist, B. Johansson und A. Remón, „Investigation of the Early Flame Development in Spark Assisted HCCI Combustion Using High Speed Chemiluminescence Imaging“, in *SAE World Congress & Exhibition*, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2007. DOI: 10.4271/2007-01-0212.
-

- [93] G. A. Lavoie, J. Martz, M. Wooldridge und D. Assanis, „A multi-mode combustion diagram for spark assisted compression ignition“, *Combustion and Flame*, Jg. 157, Nr. 6, S. 1106–1110, 2010, ISSN: 00102180. DOI: 10.1016/j.combustion.2010.02.009.
- [94] B. T. Zigler, P. E. Keros, K. B. Helleberg, M. Fatouraie, D. Assanis und M. S. Wooldridge, „An experimental investigation of the sensitivity of the ignition and combustion properties of a single-cylinder research engine to spark-assisted HCCI“, *International Journal of Engine Research*, Jg. 12, Nr. 4, S. 353–375, 2011, ISSN: 1468-0874. DOI: 10.1177/1468087411401286.
- [95] R. J. Middleton, L. K. M. Olesky, G. A. Lavoie, M. S. Wooldridge, D. N. Assanis und J. B. Martz, „The effect of spark timing and negative valve overlap on Spark Assisted Compression Ignition combustion heat release rate“, *Proceedings of the Combustion Institute*, Jg. 35, Nr. 3, S. 3117–3124, 2015, ISSN: 15407489. DOI: 10.1016/j.proci.2014.08.021.
- [96] J. Chang, O. Güralp, Z. Filipi, D. N. Assanis, T.-W. Kuo, P. Najt und R. Rask, „New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine Derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux“, Ser. SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2004. DOI: 10.4271/2004-01-2996.
- [97] E. A. Ortiz-Soto, G. A. Lavoie, J. B. Martz, M. S. Wooldridge und D. N. Assanis, „Enhanced heat release analysis for advanced multi-mode combustion engine experiments“, *Applied Energy*, Jg. 136, S. 465–479, 2014, ISSN: 03062619. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.09.038.
- [98] I. Hirose und M. Hitomi, „Mazda’s Way to More Efficient Internal Combustion Engines“, *MTZ worldwide*, Jg. 77, Nr. 5, S. 28–33, 2016, ISSN: 2192-9114. DOI: 10.1007/s38313-016-0037-y.
- [99] F. Pillau, *Mazda baut ab 2019 Benzinler mit Kompressionszündung*, Heise Gruppe GmbH & Co. KG, Hrsg., 2017. Adresse: <https://www.heise.de/autos/artikel/Mazda-baut-ab-2019-Benziner-mit-Kompressionszuendung-3795319.html>.
- [100] Y. Harada, „Control Device of Spark-Ignition Engine“, Pat. 20 170 058 793, 2017.
- [101] S. Renz und G. Hebermehl, *Mazda 3 Skyactiv-X 2.0 M Hybrid: Der Wunder-Benziner im Test*, Motor Presse Stuttgart GmbH & Co. KG, Hrsg., Stuttgart, 2019. Adresse: <https://www.auto-motor-und-sport.de/test/mazda-3-skyactiv-x-20-m-hybrid/>.
- [102] E. Nakai, T. Goto, K. Ezumi, Y. Tsumura, K. Endou und Y. Kanda, „MAZDA SKYACTIV-X 2.0L Gasoline Engine“, in *28th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2019*, Bd. Proceedings 2019, S. 55–78. Adresse: <https://www.aachener-kolloquium.de/en/conference-documents/delayed-manuscripts/2019.html>.

-
- [103] H. Yun, N. Wermuth und P. Najt, „High Load HCCI Operation Using Different Valving Strategies in a Naturally-Aspirated Gasoline HCCI Engine“, *SAE International Journal of Engines*, Jg. 4, Nr. 1, S. 1190–1201, 2011, ISSN: 1946-3944. DOI: 10.4271/2011-01-0899.
- [104] J. Benajes, S. Molina, A. García, J. Monsalve-Serrano und R. Durrett, „Performance and engine-out emissions evaluation of the double injection strategy applied to the gasoline partially premixed compression ignition spark assisted combustion concept“, *Applied Energy*, Jg. 134, S. 90–101, 2014, ISSN: 03062619. DOI: 10.1016/j.apenergy.2014.08.008.
- [105] M. Wentsch, M. Chiodi, M. Bargende, C. Pötsch und D. Wichelhaus, „Virtuelle Motorentwicklung als Erfolgsfaktor in der F.I.A. Rallye-Weltmeisterschaft (WRC)“, in *Der Verbrennungsmotor - ein Antrieb mit Vergangenheit und Zukunft*, T. Roß und A. Heine, Hrsg., Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018, S. 587–606, ISBN: 978-3-658-19290-7. DOI: 10.1007/978-3-658-19291-4.
- [106] www.motorsport total.com, *VW startet ab 2013 mit dem Polo R in der Rallye-WM*, sport media group GmbH, Hrsg., 2011. Adresse: <https://www.motorsport-total.com/wrc/news/vw-startet-ab-2013-mit-dem-polo-r-in-der-rallye-wm-11050509>.
- [107] Fédération Internationale de l’Automobile, *Appendix J 2013 - Article 255A - Specific Regulations for Super 2000 Rallies / WRC*, 1.01.2013. Adresse: <https://www.fia.com/file/7386/download/9073>.
- [108] P. Roberti, M. Wentsch, M. Chiodi und M. Bargende, „Von Sieg zu Sieg mit 3D-CFD-Unterstützung“, *ATZextra*, Jg. 20, Nr. S8, S. 48–53, 2015, ISSN: 2195-1454. DOI: 10.1007/s35778-015-0043-8.
- [109] M. Chiodi, *An innovative 3D-CFD-approach towards virtual development of internal combustion engines: Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2010*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH Wiesbaden, 2011, ISBN: 978-3834815408. DOI: 10.1007/978-3-8348-8131-1. Adresse: <http://site.ebrary.com/lib/alltitles/docDetail.action?docID=10454875>.
- [110] Endress+Hauser Group Services AG, *Durchfluss-Messtechnik: Für Flüssigkeiten, Gase und Dampf*, Endress+Hauser Group Services AG, Hrsg., 2018. Adresse: <https://www.de.endress.com/de/messgeraete-fuer-die-prozesstechnik/durchflussmessung-produktuebersicht>.
- [111] R. Kuratle, *Motorenmeßtechnik*, 1. Aufl., Ser. Vogel-Fachbuch. Würzburg: Vogel, 1995, ISBN: 9783802315534.
- [112] National Instruments Corporation, *Was ist LabVIEW?*, März 2018. Adresse: https://zone.ni.com/reference/de-XX/help/371361R-0113/lvhowto/lv_getting_started/.
-

- [113] S. Häsner, „Funktionsentwicklung zur Untersuchung eines innovativen Brennverfahrens für eine Motorsportanwendung“, Semesterarbeit, Technische Universität München, München, 2017.
- [114] K. Stockinger, „Konzepterstellung und Erprobung einer erweiterten Ladeluftkonditionierung für die Entwicklung eines innovativen Brennverfahrens für Motorsportanwendungen“, Semesterarbeit, Technische Universität München, München, 2017.
- [115] B. Schlegel, „Leistungsentwicklung im Magerbetrieb am hochaufgeladenen Ottomotor mit Direkteinspritzung für Motorsportanwendungen“, Masterarbeit, Technische Universität München, München, 2017.
- [116] K. Stockinger, „Weiterentwicklung eines innovativen Magerbrennverfahrens am hochaufgeladenen Ottomotor mit Direkteinspritzung für Motorsportanwendungen“, Masterarbeit, Technische Universität München, München, 2017.
- [117] M. Gschwandtner, „Untersuchungen zur Leistungsentwicklung an einem Brennverfahren mit hohem Luftüberschuss für Motorsportanwendungen“, Masterarbeit, Technische Universität München, München, 2018.
- [118] H. Brand, „Planung und Konzeption von Prüfständen in der KFZ-Industrie I: Vorlesungsunterlage - Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen - Universität Stuttgart“, Vorlesungsunterlage - Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen - Universität Stuttgart, 2005.
- [119] MAZDA Motor Corporation, *Skyactiv Technology / Skyactiv-G*, MAZDA Motor Corporation, Hrsg., 2012. Adresse: <https://www.mazda.com/en/innovation/technology/skyactiv/skyactiv-g/>.
- [120] M. Klimek, „Experimentelle Untersuchung eines Magerbrennverfahrens am hochaufgeladenen Einzylinder-Forschungsmotor für eine Motorsportanwendung“, Masterarbeit, Technische Universität München, München, 2018.
- [121] R. H. Miller, „Supercharged Engine“, Pat. US2817322A, 1957.
- [122] M. Bargende, „Schwerpunkt-Kriterium und automatische Klingelerkennung“, *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 56, Nr. 10, S. 632–638, 1995, ISSN: 0024-8525.

Anhang

Im Folgenden ist eine kurze Ergänzung zu den in Abschnitt 4.1.1 beschriebenen Komponenten des Prüfstandsbaus zu finden:

Verbindungselemente zwischen Leistungsbremse und Prüfstandsgetriebe:

- Drehmomentmessflansch: Fa. *HBM* vom Typ T10FS
- Metallbalgkupplung der Fa. *R+W GmbH* vom Typ BK1/1500

Ölversorgung und -konditionierung Prüfstandsgetriebe:

- Getriebeölpumpe der Fa. *Kracht GmbH* vom Typ KF8-RF2, Fördervolumenstrom 8 l/min
- Stabheizelement der Fa. *Schniewindt GmbH* vom Typ 94/RC-EX 20
- Ölfilterelement Fa. *Mahle GmbH* vom Typ OC-47

Ölversorgung und -konditionierung des Prüflings:

- *Kracht* Zahnradpumpe vom Typ KF12-RF2, Fördervolumenstrom von 12 l/min
- Durchlauferhitzer der Fa. *Schniewindt GmbH* vom Typ 250/97/DG 5
- Öl-Wasser-Wärmetauscher mit Proportionalventil der Fa. *Bürkert GmbH* vom Typ 6223A
- Ölfilterelement Fa. *Mahle GmbH* vom Typ OC-47

Kraftstoffversorgung des Prüflings:

- 12V-Vorförderpumpe der Fa. *Bosch Motorsport* vom Typ FP-200, Förderrate $\dot{V} = 260$ l/h
- Coriolis-Verbrauchsmessung der Fa. *Rheonik*, Messeinheit RHM03, Messaufnehmer RHE03
- Ultraschall-Verbrauchsmessung, System der Fa. *Sentronics* vom Typ FlowSonic-LF

Elemente der Ladeluftstrecke:

- Externer Schraubenverdichter der Fa. *Ganselmeier GmbH*, Nennleistung $P_{Verd.} = 37$ kW
- Domdruckregler der Fa. *Witt Gastechnik GmbH* vom Typ 757 LE
- Pilotventil an Domdruckregler der Fa. *Aircom Pneumatic GmbH* vom Typ PRA10-1015
- Lufterhitzer der Fa. *Leister GmbH* vom Typ LE 5000 DF
- Heißfilmluftmassenmesser der Fa. *BOSCH* vom Typ HFM5