

Forschungsbereich Motorentechnik des
Instituts für Kälte-, Klima- und Umwelttechnik der Hochschule Karlsruhe

**Entwicklung und Untersuchung eines Brennverfahrens mit
erweiterter Expansion über den Ventiltrieb für stationäre
Gasmotoren**

Miller-Lambda1

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,
gefördert unter dem AZ 32875/01-24/0 von der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

Von

Prof. Dr.-Ing. Maurice Kettner, Jörn Judith M.Sc. & Dr. Denis Neher
Hochschule Karlsruhe – Technik und Wirtschaft

Und

Danny Schwarz M.Eng. & Dr.-Ing. Markus Klaissle
SenerTec Kraft-Wärme-Energiesysteme GmbH

Oktober 2018

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	32875/01	Referat	24/0	Fördersumme	124.800 €
Antragstitel	Entwicklung und Untersuchung eines Brennverfahrens mit erweiterter Expansion über den Ventiltrieb für stationäre Gasmotoren				
Stichworte	Energie, Motor, Verbrennung				
Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)		
24 Monate	01.08.2016	31.07.2018	1		
Zwischenberichte	2				
Bewilligungsempfänger	Hochschule Karlsruhe – Technik und Wirtschaft Institut für Kälte-, Klima- und Umwelttechnik (IKKU) Moltkestr. 30, 76133 Karlsruhe			Tel	0721/925-1845
				Fax	0721/925-1915
				Projektleitung Prof. Dr.-Ing. Maurice Kettner	
Kooperationspartner	SenerTec Kraft-Wärme-Energiesysteme GmbH 97424 Schweinfurt			Bearbeiter Dr. Denis Neher Jörn Judith M.Sc.	

Zielsetzung und Anlass des Vorhabens

Moderne Blockheizkraftwerke werden größtenteils durch Gasmotoren angetrieben, die zur Erzielung hoher Wirkungsgrade bei gleichzeitig geringen NO_x-Emissionen mit homogenen mageren Gemischen arbeiten. Für gasbetriebene BHKW des kleinen Leistungsbereichs gilt erstmalig ab 2018 ein EU-weiter Grenzwert von 240 mg/kWh Brennstoffeinsatz, für den zukünftig mit einer weiteren Verschärfung gerechnet wird. Eine weitere Abmagerung könnte die Einhaltung zukünftiger NO_x-Grenzwerte durch innermotorische Maßnahmen zwar ermöglichen, allerdings deutlich zu Lasten des Wirkungsgrads.

Eine Alternative zum homogenen Magerbetrieb stellt die stöchiometrische Verbrennung dar, die durch den Einsatz eines Drei-Wege-Katalysators eine nahezu vollständige Konvertierung der Schadstoffemissionen zu ungiftigen Bestandteilen ermöglicht. Aufgrund des gegenüber dem Magerbetrieb reduzierten Polytropenexponenten und der erhöhten Wärmeverluste durch die höhere Prozesstemperatur ergeben sich allerdings Nachteile hinsichtlich des Wirkungsgrads.

Das Vorhaben verfolgt daher den Lösungsansatz, die stöchiometrische Verbrennung mit der wirkungsgradsteigernden Maßnahme der erweiterten Expansion über den Ventiltrieb zu kombinieren. Ferner soll eine Absenkung der Drehzahl durchgeführt werden, die durch eine Reduzierung der Reibverluste ebenfalls zu einer Steigerung des Wirkungsgrads genutzt werden soll. Der Wirkungsgradnachteil des stöchiometrischen Betriebs soll damit kompensiert und der Zielkonflikt zwischen Wirkungsgrad und NO_x-Emissionen zukünftiger Anlagen entschärft werden.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Zu Beginn des Projekts wurde eine umfangreiche Grundvermessung des Versuchsträgers im stöchiometrischen Brennverfahren und mit Drei-Wege-Katalysator durchgeführt. In diesem Zusammenhang fand ebenfalls eine umfangreiche Variation wesentlicher Betriebsparameter statt. Das Ziel bestand darin, den Einfluss der geänderten Gemischstrategie und der Variationsparameter auf das Motor- und Emissionsverhalten zu ermitteln. Mit Hilfe der gewonnenen Ergebnisse konnten das angestrebte effektive Verdichtungsverhältnis für einen kloppfreien Betrieb sowie die Zieldrehzahl für die weiteren Arbeitsschritte als Randbedingung definiert werden. Auf Basis der gewonnenen Datenbasis wurde im nächsten Schritt ein bereits vorhandenes 1D-Motorprozesssimulationsmodell des Serien-Magermotors auf den stöchiometrischen Betrieb abgestimmt und eine numerische Studie unter Variation von Saugrohrlänge und Einlasssteuerzeit durchgeführt. Aus den Ergebnissen konnten vielversprechende Kombinationen aus Saugrohrlänge und Miller-Steuerzeiten zur Optimierung der einlassseitigen Gasdynamik und Wirkungsgradsteigerung abge-

leitet werden. Die bestimmten Steuerzeiten wurden daraufhin in ein vorhandenes Mehrkörpersimulationsmodell des einlassseitigen Ventiltriebs übertragen, die mechanische Belastung überprüft und die erforderlichen Schleifkoordinaten zur Fertigung der Nockenprofile abgeleitet. Im letzten Schritt wurden die ausgelegten Konfigurationen experimentell bei maximaler Leistung und bei der angestrebten Leistung des aktuellen Serienmotors untersucht. Die zielführende Variante konnte anhand der höchsten Effizienz ermittelt werden.

Ergebnisse und Diskussion

Die Versuchsergebnisse zeigen, dass die angestrebte Leistung des Serienmotors in allen ausgelegten Konfigurationen mit moderaten AGR-Raten zwischen 5 - 7 % erreicht werden kann. Dabei steigen sowohl indizierter als auch mechanischer Wirkungsgrad mit späteren Einlassventilschließen und höherem geometrischen Verdichtungsverhältnis an. Bei vergleichbarer Schwerpunktlage können mit steigendem Expansions-/Kompressions-Verhältnis bei gleichzeitiger Reduzierung des OT-Volumens die Ladungswechselverluste reduziert und dennoch verhältnismäßig hohe Hochdruck-Mitteldrücke mit reduzierter Wärmezufuhr erreicht werden. Gegenüber einer konventionellen Otto-Steuerzeit können damit bei konstantem effektiven Verdichtungsverhältnis vergleichbare indizierte Leistungen bei verringertem Kraftstoffeinsatz erreicht werden, was äquivalent für den beobachteten Wirkungsgradanstieg der späten Miller-Steuerzeiten steht. Aus dem Vergleich mit dem Betriebspunkt bei maximaler Leistung geht hervor, dass die zugeführten AGR-Raten keinen erkennbaren Einfluss auf zyklische Schwankungen und Verbrennungsdauer ausüben. Die AGR führt demnach zu einer Substitution von frischem Gemisch und einer geringfügigen Erhöhung der Wärmekapazität, sodass die Leistung reduziert und geringere Spitzentemperaturen erreicht werden. Ferner zeigt die Auswertung, dass die erweiterte Expansion bei konstanter Leistung nicht zu einer Abnahme der Abgastemperaturen führt und die Funktionsweise des Katalysators folglich nicht beeinflusst. Eine Wirkungsgradsteigerung durch späte Miller-Steuerzeiten kann demnach ohne Abnahme der Konvertierungsrate des Katalysators erreicht werden.

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Neben dem Abschlussbericht sollen die Projektergebnisse und die gewonnenen Erkenntnisse auf nationalen und internationalen Fachtagungen vorgestellt werden. Zum aktuellen Zeitpunkt wurde der eingereichte Beitrag zur Gasmotorenkonferenz 2019 in Dessau mit dem Titel „Simulationsgestützte Entwicklung eines stöchiometrischen Brennverfahrens mit erweiterter Expansion über den Ventiltrieb für einen gemischansaugenden Einzylinder-Erdgasmotor“ bereits angenommen und ist zur Veröffentlichung im April 2019 vorgesehen. Des Weiteren ist die internationale Veröffentlichung der Ergebnisse auf der jährlich stattfindenden SAE/JSAE „Small Engine Technology Conference – SETC“ im November 2019 in Japan geplant.

Fazit

Im durchgeführten Vorhaben konnte mit Hilfe von numerischen Simulationswerkzeugen und motorischen Versuchen ein innovatives Brennverfahren für einen erdgasbetriebenen Einzylinder-Motor des kleinen Leistungsbereichs entwickelt werden. Die Kombination aus stöchiometrischer Verbrennung, Drei-Wege-Katalysator, AGR, hohem geometrischen Verdichtungsverhältnis und erweiterter Expansion ermöglicht dabei eine deutliche Entschärfung des Zielkonflikts zwischen Wirkungsgrad und Emissionen. Gegenüber dem überwiegend verwendeten Mager-Brennverfahren aktuell am Markt verfügbarer Anlagen wird eine Einhaltung zukünftiger NO_x-Grenzwerte bei gleichzeitiger Steigerung der Effizienz sowie geringer Anlagen-Komplexität möglich.

Ferner konnte das Verständnis für stöchiometrisch betriebene Einzylinder-Gasmotoren gestärkt sowie das bisher in vorherigen Projekten bereits bei Mager-Motoren untersuchte Potential der erweiterten Expansion als wirkungsgradsteigernde Maßnahme weiter ergründet werden.

Im nächsten Schritt gilt es nun, zur Umsetzung des Brennverfahrens in zukünftigen Serienanlagen die Auswirkungen der gesteigerten thermischen Belastung und der reduzierten Reibung auf die Lebensdauer der Motorkomponenten im Rahmen von Dauerläufen sicherzustellen. Darüber hinaus gilt es den qualitativen Einfluss unterschiedlicher Erdgas-Qualitäten auf Leistung und Klopfneigung zu ermitteln und diesen innerhalb einer serienreifen Klopf- und Leistungsregelung zu berücksichtigen.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	V
Abkürzungs- und Formelzeichenverzeichnis	VI
Zusammenfassung	1
1 Einleitung.....	2
2 Vorbereitung des Versuchsträgers und Voruntersuchungen	6
2.1 Vorbereitung des Versuchsträgers	7
2.2 Voruntersuchungen	8
3 1D-Motorprozesssimulation	9
3.1 Erstellung und Abgleich des 1D-Motormodells.....	10
3.2 Bestimmung einer neuen Referenzkonfiguration	12
3.3 Implementierung Code effektives Epsilon	14
3.4 Simulationsstudie	15
4 Umsetzung der Miller-Lambda1-Konfiguration	16
4.1 Simulationsgestützte Nockenauslegung.....	17
4.2 Kolbenauslegung.....	19
5 Motorversuche.....	20
5.1 Motorversuche mit neuer Serie, Miller spät 60 und 65	20
5.2 Motorregelung	28
6 Bewertung der Ergebnisse	31
6.1 Bewertung der Ergebnisse vor dem Hintergrund der Zielsetzung des Vorhabens.....	31
6.2 Ökologische, technologische und ökonomische Bewertung der Vorhabensergebnisse	32
7 Geplante Publikationen	33
Fazit und Ausblick	33
8 Referenzen.....	35

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Angestrebte CO ₂ -Reduzierung der Bundesregierung bis 2050 (links) [4] (nach bearb.) und CO ₂ -Emissionen nach Verursachern in Deutschland (rechts).....	2
Abbildung 2: Energieflüsse bei reiner Stromversorgung sowie bei zentraler und dezentraler Kraft-Wärme-Kopplung (links) [5] und Emissionsentlastung durch Erdgas-BHKW (rechts) [6]3	3
Abbildung 3: Nettostromerzeugung (in Terawattstunden) in erdgasbefeuerten BHKW (< 1 MW _{el}) in Deutschland in den Jahren 2003 bis 2014 (links) (Quelle: BDEW); Anzahl an Klein-KWK-Anlagen in 2013 und 2014 (rechts) (Quelle: BAFA).....	4
Abbildung 4: NO _x -Emissionen, innerer Wirkungsgrad und Motorleistung über dem Luftverhältnis (schematisch in Anlehnung an [9]) (links); Zusammenhang zwischen indizierten Mitteldruck p_{mi} und effektiver Motorleistung P_{eff} (rechts)	5
Abbildung 5: Prüfträger SenerTec Dachs 5.5 G.....	7
Abbildung 6: Prüfstand Projektpartner SenerTec.....	7
Abbildung 7: CAD-Modell (links) und 1D-Modell (rechts) des Versuchsträgers.....	10
Abbildung 8: Gemessener und simulierter Druck über Kolbenlage für verschiedene Messstellen bei $n = 1200$ 1/min, 1750 1/min und 2250 1/min	11
Abbildung 9: Gemessener und simulierter Druck über Kolbenlage für verschiedene Messstellen bei $\Delta L_{Saugrohr} = -100$ mm, 0 mm und 100 mm ($n = 1600$ 1/min).....	12
Abbildung 10: Vorverlegung des Einlassschließens durch Ventilhubkurvenstauchung (links) und Ventilhubkurvenskalierung (rechts).....	13
Abbildung 11: Effektiver Wirkungsgrad über effektive Leistung für verschiedene Einlasssteuerzeiten	14
Abbildung 12: Effektiver Wirkungsgrad über Verschiebung des Einlassschließens und Saugrohlänge bei konstantem effektiven Verdichtungsverhältnis $\epsilon_{eff} = 14.66$ ($n = 1600$ 1/min)	16
Abbildung 13: Effektiver Wirkungsgrad über effektive Leistung für verschiedene Motorkonfigurationen.....	16
Abbildung 14: Vorgehensweise und Ergebnisse der simulationsgestützten Nockenprofilauslegung.....	18
Abbildung 15: Übersicht der ausgelegten Ventilhubkurven und Nockenprofile	19
Abbildung 16: Übersicht der verwendeten Kolben für die untersuchten Steuerzeiten	20
Abbildung 17: Ausgewählte Ergebnisse der Schleppmessungen (BP1) für die untersuchten Konfigurationen	22
Abbildung 18: Vergleich wesentlicher Kenngrößen in BP2 (maximale Leistung)	23
Abbildung 19: Vergleich wesentlicher Kenngrößen in BP3 (6,1 kW).....	24
Abbildung 20: p-V-Diagramm und Vergleich von Hochdruck- und Ladungswechselschleife der Referenz- und Miller spät 65 - Konfiguration.....	25
Abbildung 21: Vergleich ausgewählter Verbrennungskenngrößen mit und ohne AGR-Zufuhr	26
Abbildung 22: Heiz- und Druckverlauf von Referenz und Miller spät 65 bei 6,1 kW	27

Abkürzungs- und Formelzeichenverzeichnis

Abkürzung	Bezeichnung
HsKA	Hochschule Karlsruhe
IKKU	Institut für Kälte, Klima- und Umwelttechnik
KW	Kurbelwinkel
Alx	x%-Kraftstoffmassenumsatzpunkt
P_{el}	Elektrische Leistung
P_{ind}	Indizierte Leistung
P_{mech}	Mechanische Leistung
P_{Reib}	Reibleistung
η_{ind}	Indizierter Wirkungsgrad
η_{mech}	Mechanischer Wirkungsgrad
p_{mi}	Indizierter Mitteldruck
$p_{i,HD}$	Indizierter Mitteldruck der Hochdruckschleife
$p_{i,LW}$	Indizierter Mitteldruck während des Ladungswechsels
ES	Einlassschließen
BHKW	Blockheizkraftwerk
AGR	Abgasrückführung
DoE	Design of Experiments
CFD	Computational Fluid Dynamics
CAD	Computer Aided Design
Δ_{EVS}	Verschiebung Einlassventilschließen
ϵ_{geo}	Geometrisches Verdichtungsverhältnis
ϵ_{eff}	Effektives Verdichtungsverhältnis
λ	Verbrennungsluftverhältnis
i	Kennzahl für die Anzahl der Takte
n	Motordrehzahl
OT	Oberer Totpunkt
UT	Unterer Totpunkt
MKS	Mehrkörpersimulation
BP	Betriebspunkt
ZZP	Zündzeitpunkt
T_{Abgas}	Abgastemperatur

Zusammenfassung

Innerhalb des am Institut für Kälte-, Klima- und Umwelttechnik (IKKU) der Hochschule Karlsruhe durchgeführten Vorhabens wurde in Kooperation mit der SenerTec GmbH ein stöchiometrisches Brennverfahren mit erweiterter Expansion über den Ventiltrieb entwickelt. Der Anwendungsbereich fokussiert sich auf gasbetriebene Blockheizkraftwerke des kleinen Leistungsbereichs. Das Ziel bestand in der Verbesserung des Zielkonflikts zwischen Wirkungsgrad und NO_x-Emissionen, sodass zukünftige Emissionsgrenzwerte bei gleichzeitig hoher Anlagenwirtschaftlichkeit erfüllt werden können.

Unter Variation verschiedener Betriebsgrößen wurde im ersten Schritt eine umfangreiche Vermessung des Versuchsträgers im stöchiometrischen Betrieb und mit Drei-Wege-Katalysator durchgeführt, mit dem Ziel das Motor- und Emissionsverhalten mit geänderter Gemischstrategie zu bewerten können. Für die weiteren Untersuchungen konnte bereits auf dieser Basis das angestrebte effektive Verdichtungsverhältnis sowie die Zieldrehzahl festgelegt werden. Ferner wurde ersichtlich, dass bei ausreichender Abgastemperatur und Güte der Gemischregelung eine nahezu vollständige Konvertierung der Emissionen erreicht werden kann. Mit Hilfe der gewonnenen Datenbasis wurde im nächsten Schritt ein vorhandenes 1D-Motorprozesssimulationsmodell des Serien-Magermotors auf den stöchiometrischen Betrieb abgestimmt. Im Anschluss wurde eine numerische Studie unter Variation von Saugrohrlänge und Einlassventilschließen zur Optimierung der Gasdynamik und zur Bestimmung wirkungsgradsteigernder Steuerzeiten durchgeführt. Insgesamt wurden eine Referenzkonfiguration, die einer konventionellen Otto-Steuerzeit entspricht, sowie zwei Miller-Konfigurationen ermittelt. Die bestimmten Steuerzeiten wurden anschließend in ein vorhandenes Mehrköpersimulationsmodell des einlassseitigen Ventiltriebs übertragen, die mechanische Belastung überprüft und die erforderlichen Schleifkoordinaten zur Fertigung der Nockenprofile abgeleitet.

Im letzten Schritt wurden die ausgelegten Konfigurationen experimentell untersucht und die zielführende Variante bestimmt. Die angestrebte Leistung des Serienmotors konnte im kloppfreien Betrieb mit moderaten AGR-Raten <10 % und wirkungsgradoptimalen Schwerpunktlagen für alle Konfigurationen eingestellt werden. Der höchste Wirkungsgrad konnte mit der spätesten Miller-Steuerzeit und dem höchsten geometrischen Verdichtungsverhältnis erreicht werden. Insgesamt konnte im durchgeführten Vorhaben ein Brennverfahren entwickelt werden, dass die Grundlage für eine nachfolgende Serienentwicklung bildet und die Einhaltung zukünftiger NO_x-Grenzwerte bei gleichzeitiger Effizienzsteigerung und moderater Anlagenkomplexität ermöglicht. Das Vorhaben wurde durch die Deutsche Bundesstiftung Umwelt unter dem Aktenzeichen 32875/01-24/0 gefördert und in Kooperation mit der Firmen SenerTec bearbeitet.

1 Einleitung

Im Jahr 2011 wurden durch die Europäische Union (EU) mit Vorlage des „Fahrplans für den Übergang zu einer wettbewerbsfähigen CO₂-armen Wirtschaft bis 2050“ die Weichen für ein ressourcenschonenderes Europa gestellt. Als langfristiges Ziel wird eine Reduktion der Treibhausgase um 80-95 % auf Basis des Jahres 1990, unter Erhaltung der Wettbewerbsfähigkeit der teilnehmenden Staaten, bis 2050 verfolgt [1] (s. Abbildung 1, links). Der Energiesektor, der in der Bundesrepublik Deutschland ca. 40 % der CO₂-Emissionen verursacht, vgl. Abbildung 1 (rechts), steht somit besonders in der Pflicht durch innovative Technologien und Netzstrukturen einen wichtigen Beitrag für eine CO₂-arme Wirtschaft zu leisten. Neben dem weiteren Ausbau erneuerbarer Energien sieht hier die Europäische Kommission nach einer Analyse des Zielvorhabens in der Mitteilung „Energiefahrplan 2050“ insbesondere die Dezentralisierung der Energieversorgung als zwingenden Ansatz die angestrebten Ziele zu erreichen [2]. Anreize für eine solche Streuung der Energieversorgung und damit zu einer Dekarbonisierung des Energiesektors setzt die Bundesregierung mit der Novellierung des Kraft-Wärme-Kopplungsgesetzes (KWKG) im Jahr 2012, das die Erhöhung des Stromanteils aus Kraft-Wärme-Kopplungsanlagen auf 25 % bis zum Jahr 2020 vorsieht [3].

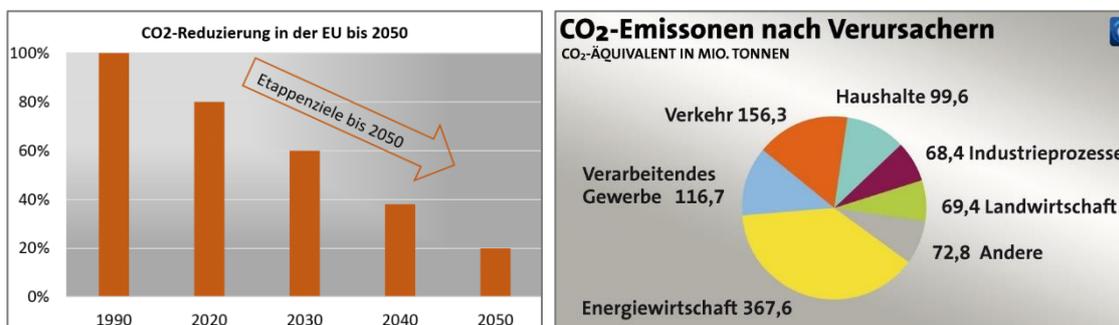


Abbildung 1: Angestrebte CO₂-Reduzierung der Bundesregierung bis 2050 (links) [4] (nach bearb.) und CO₂-Emissionen nach Verursachern in Deutschland (rechts)

Das hohe Potential dieser Anlagen den Primärenergieverbrauch und damit die CO₂-Emissionen durch gleichzeitige dezentrale Nutzung von Strom und Abwärme zu senken, ist Hintergrund dieser Politik.

Blockheizkraftwerke (BHKW), die mit Gesamtwirkungsgraden von heute über 90 % immer mehr an Bedeutung gewinnen, können einen erheblichen Beitrag zur Emissionsentlastung, wie in Abbildung 2 am Beispiel eines Erdgas-BHKW aufgezeigt wird, leisten. Im Vergleich zur getrennten Strom- und Wärmeerzeugung mittels Steinkohle und Heizöl kann die CO₂-Belastung um ca. 58 % reduziert werden. Dezentrale KWK-

Anlagen bieten für Unternehmen somit die Möglichkeit sowohl zum Klimaschutz beizutragen als auch durch gesenkte Energiekosten die Wettbewerbsfähigkeit zu steigern.

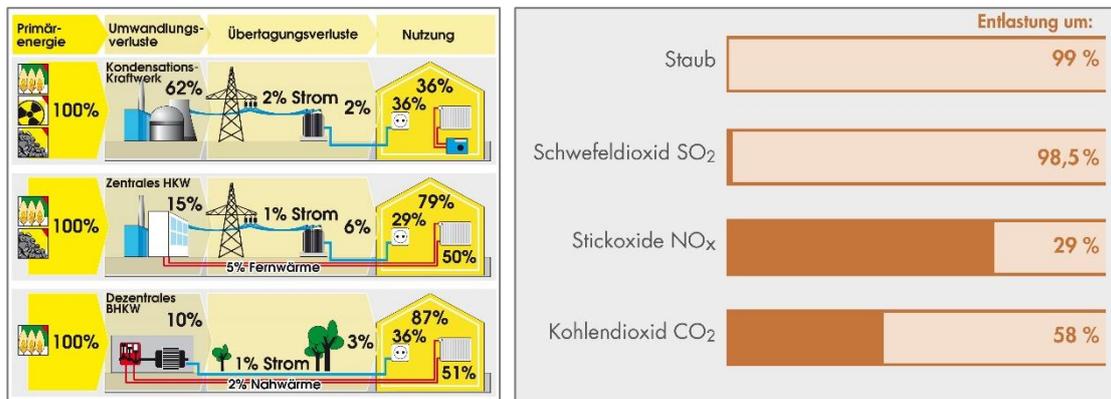


Abbildung 2: Energieflüsse bei reiner Stromversorgung sowie bei zentraler und dezentraler Kraft-Wärme-Kopplung (links) [5] und Emissionsentlastung durch Erdgas-BHKW (rechts) [6]

Die Nettostromerzeugung durch Erdgas-BHKW in der Leistungsklasse kleiner 1 MW_{el} kann Abbildung 3 (links) entnommen werden. Es ist ein kontinuierlicher Anstieg zu erkennen, wobei der Wert für 2014 auf einer Schätzung basiert. Abbildung 3 (rechts) zeigt den Zuwachs für Anlagen des kleinen Leistungsbereichs bis 10 kW_{el}. Der starke Zuwachs in diesem Segment ist vor allem auf die verhältnismäßig hohe Förderung durch den Bund in Form von einmaligen Investitionszuschüssen [6], einem KWK-Zuschuss für jede produzierte Kilowattstunde Strom und erlassene Energiesteuern [3] zurückzuführen.

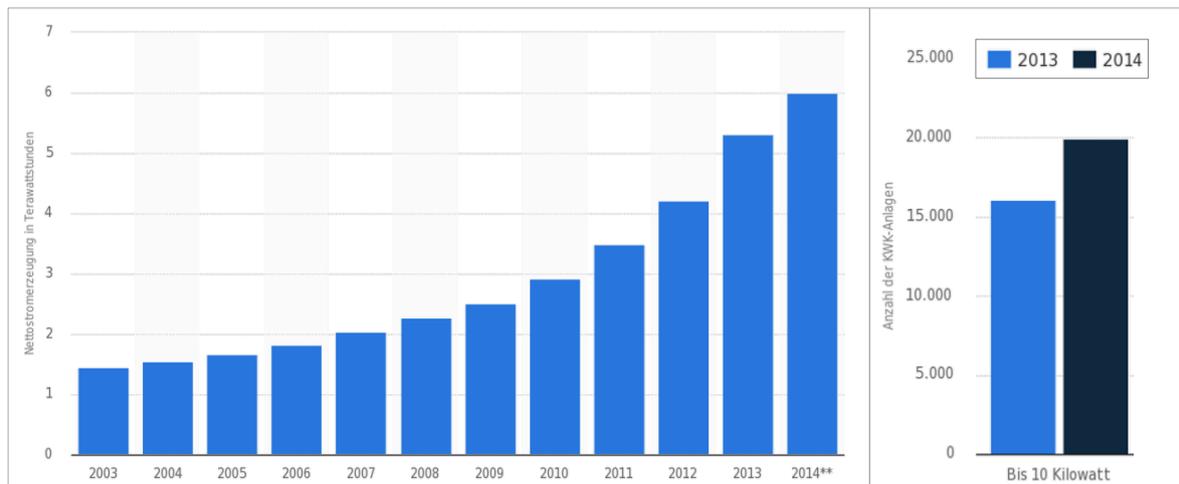


Abbildung 3: Nettostromerzeugung (in Terawattstunden) in erdgasbefeuerten BHKW (< 1 MW_{el}) in Deutschland in den Jahren 2003 bis 2014 (links) (Quelle: BDEW); Anzahl an Klein-KWK-Anlagen in 2013 und 2014 (rechts) (Quelle: BAFA)

Blockheizkraftwerke werden größtenteils durch Gasmotoren angetrieben. Zur Erzielung hoher Wirkungsgrade bei gleichzeitig geringen NO_x-Emissionen werden die Verbrennungsmotoren meist mit homogen mageren Luft-Kraftstoffgemischen betrieben (homogener Magerbetrieb).

Für das zum Prüfstand umgebaute Serien-BHKW (SenerTec Dachs mit P_{el} = 5,5 kW, Erdgas) gilt der 2018 eingeführte EU-Grenzwert [7] von 240 mg/kWh Brennstoffeinsatz als Brennwert, was etwa 50 % des Grenzwerts der TA-Luft entspricht (50 % TA-Luft ≈ 250 mg/m³). Der aktuelle Grenzwert kann mit relativ geringem Wirkungsgradverlust gegenüber dem wirkungsgradoptimalen Betriebspunkt erreicht werden. In Zukunft ist jedoch aufgrund der zunehmenden Anzahl an installierten Anlagen mit immer schärferen Emissionsgesetzgebungen (100 mg/m³) zu rechnen [8]. Ein Erhöhen des Luftverhältnisses könnte zwar zukünftige NO_x-Grenzwerte durch innermotorische Maßnahmen einzuhalten ermöglichen, allerdings nur zulasten von Wirkungsgrad und Verbrennungsstabilität. Als Alternative zum homogenen Magerbetrieb ermöglicht eine stöchiometrische Gemischeinstellung zukünftige NO_x-Grenzwerte einzuhalten. Hierzu wird ein Drei-Wege-Katalysator nachgeschaltet, der die bei der Verbrennung entstehenden Schadstoffkomponenten nahezu vollständig in ungiftige Bestandteile konvertiert. Zwar kann (entgegen dem Magerbetrieb) der Motor bei einer wirkungsgradoptimalen Verbrennungsschwerpunktlage betrieben werden, jedoch ergeben sich Wirkungsgradverluste durch den geringeren Polytropenexponenten und höherer Wandwärmeverluste. Ferner verlangt es aufgrund der Kundenerwartung, dass die aktuelle elektrische Serienleistung 5,5 kW_{el} beibehalten wird. Während eine herkömmliche Drosselklappe die Verluste im Ladungswechsel signifikant erhöht, verringert die ex-

den großen Vorteil der einfachen Abgasnachbehandlung mittels Drei-Wege-Katalysator, weisen aber hauptsächlich aufgrund des niedrigen Polytropenexponenten und der hohen Wandwärmeverluste (bedingt durch hohe Prozesstemperaturen) einen geringeren Wirkungsgrad auf. Da die NO_x-Rohemissionen im Zuge der Abgasnachbehandlung nur eine untergeordnete Rolle spielen, können thermodynamisch günstigere Verbrennungsschwerpunktlagen eingestellt werden. Zusammen mit einem veränderten Einlassschließen, dass zu einer verlängerten Expansion führt, ist ein deutlich höherer Motorwirkungsgrad bei niedrigen NO_x-Emissionen (nach Kat.) zu erwarten.

2 Vorbereitung des Versuchsträgers und Voruntersuchungen

Für die motorischen Untersuchungen kommt sowohl an der Hochschule Karlsruhe (HsKA) als auch beim Kooperationspartner SenerTec ein Einzylinder-BHKW vom Typ „Dachs“ zum Einsatz. Das Aggregat arbeitet derzeit mit einem mageren Luft-Kraftstoff-Gemisch von $\lambda \approx 1,7$, das in Kombination mit einer späten Verbrennungsschwerpunktlage die innermotorische Einhaltung der aktuellen NO_x-Grenzwerte nach [7] ermöglicht.

In der aktuellen Serienkonfiguration wird der gemischansaugende Motor bei einer konstanten Drehzahl von 2250 U/min ohne den Einsatz einer Drosselklappe mit Hilfe der zugeführten Kraftstoffmenge auf eine konstante elektrische Leistung von 5,5 kW geregelt und das Luft-Erdgas-Gemisch durch eine Vorkammerkammerzündkerze der Fa. Multitorch gezündet. Darüber hinaus kommt eine nach dem Prinzip der Resonanzaufladung optimierte Saugrohrgeometrie zum Einsatz, die eine Maximierung des Liefergrads bei Nenndrehzahl ermöglicht.

Eine Übersicht des Versuchsträgers sowie eine Zusammenfassung wesentlicher Kenngrößen ist in Abbildung 5 dargestellt.

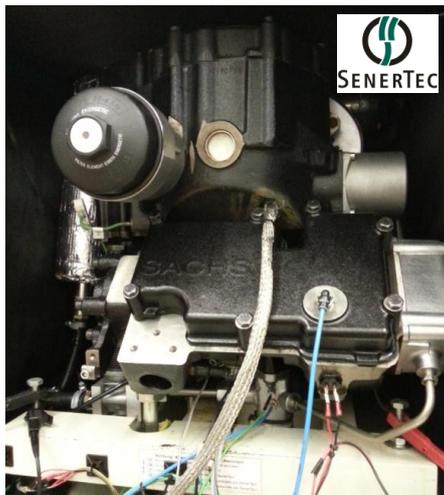


Abbildung 5: Prüfträger SenerTec Dachs 5.5 G

Nennleistung	5,5 kW
Kraftstoff	Erdgas
Nenn Drehzahl	2250 1/min
Verdichtungsverh. (geom.)	13.2:1
Bohrung/Hub	90/91 mm
Hubraum	578 cm ³
Ventile	2
Zündung	Vorkammerzündkerze

2.1 Vorbereitung des Versuchsträgers

Aufgrund vorhergehender Forschungsprojekte und Entwicklungsarbeiten war der Versuchsträger zu Beginn des Projekts bereits mit umfangreicher Messtechnik wie beispielsweise Zylinderdruckindizierung, Niederdruckindizierung, Abgasanalyse, Luftmassenmessung, Kraftstoffverbrauchsmessung und einer Vielzahl von Temperatur- sowie Druckmessstellen ausgestattet. Damit ist zum einen eine detaillierte Analyse von Verbrennung und Ladungswechsel und zum anderen eine detaillierte Abstimmung des 1D-Simulationsmodells des Versuchsträgers möglich (s. Kapitel 3.1). Zusätzlich erlaubt die Niederdruckindizierung eine experimentelle Validierung der simulationsgestützten Steuerzeiteauslegung. Die Prüfstandszelle beim Projektpartner SenerTec bietet darüber hinaus die Möglichkeit der ansaugseitigen Druck- und Temperaturkonditionierung sowie eines drehzahlvariablen Motorsbetriebs (s. Abbildung 6).

Die Umstellung des Magerbrennverfahrens auf den stöchiometrischen Betrieb führt im vorliegenden Projekt zu einem grundsätzlich ungewollten Leistungsanstieg. Der konventionelle Ansatz zur Leistungsreduzierung hin zur Serienleistung und zur Einhaltung der zukünftigen NO_x-Grenzwerte besteht aus dem Einsatz einer Drosselklappe und einer Abgas-



Abbildung 6: Prüfstand Projektpartner SenerTec

rückführung. Um das entwickelte Brennverfahren mit dem konventionellen Ansatz vergleichen zu können, wurde daher eine Drosselklappe und ein externes, gekühltes AGR-System implementiert. Damit ebenfalls der Einfluss unterschiedlicher Drehzahlen auf Leistung und Wirkungsgrad bewertet werden kann wurde der Versuchsträger für den Einsatz an einem Motorprüfstand mit Frequenzumrichter zur Drehzahlregelung adaptiert. Der stöchiometrische Betrieb führt ferner zu einer gesteigerten Wärmefreisetzung während der Verbrennung und ermöglicht den Einsatz eines Drei-Wege-Katalysators zur Abgasreinigung. Aus diesem Grund wurden die Vorkammerkerze und der Oxidationskatalysator des Magermotors durch eine Hakenkerze und einen Drei-Wege-Katalysator ersetzt. Um die Funktionalität des Drei-Wege-Katalysators im Hinblick auf den späteren Serienbetrieb sicherzustellen wurde eine Lambda-Sonde zur Gemischregelung verbaut. Durch die teilweise sehr dynamischen Schwankungen des öffentlichen Erdgasnetzes hinsichtlich der Gaszusammensetzung ergibt sich ein nur schwer zu erfassender Einfluss auf die Verbrennung, der die Vergleichbarkeit der Messergebnisse einschränkt. Um diesen Effekt bei der späteren Versuchsauswertung ausblenden zu können, wurde das Kraftstoffzufuhrsystem für die Umschaltung zwischen Flaschengas und dem allgemeinen Erdgasnetz modifiziert.

2.2 Voruntersuchungen

Nach der Modifikation des Versuchsträgers wurde eine umfangreiche Grundvermessung im stöchiometrischen Betrieb und mit Drei-Wege-Katalysator durchgeführt. Dabei wurden Drehzahl, Drosselklappenstellung, Zündzeitpunkt und AGR-Rate variiert und deren Einfluss auf Verbrennung, Wirkungsgrad und Emissionen untersucht.

Zu Beginn der Versuche mit Abgasrückführung stand die Bewertung der Notwendigkeit eines AGR-Kühlers im Fokus. Die Ergebnisse zeigten, dass die Wärmeabgabe an die Umgebung über die Länge der AGR-Strecke alleine nur zu einer geringen Abkühlung des rückgeführten Abgases führt. Um die Abkühlung zu erhöhen und eine möglichst hohe Dichte des angesaugten Gemischs zu erreichen, kam im weiteren Projektverlauf ein AGR-Kühler zum Einsatz. Die Drehzahlvariation zeigte, dass ein kontinuierlicher Wirkungsgradanstieg mit reduzierter Drehzahl aufgrund der deutlichen reduzierten Reibung erzielt werden kann, wobei die geringste einstellbare Drehzahl aufgrund der Eigenschwingungen des Prüfaufbaus bei 1600 U/min liegt. Trotz der deutlichen reduzierten Drehzahl konnte die angestrebte Leistung des Serienmotors von 6,1 kW mechanisch dabei durch den stöchiometrischen Betrieb erreicht werden. Mit der reduzierten Drehzahl geht ebenfalls eine Reduzierung der Ventiltriebkraft einher, weshalb weichere Ventildfedern eingesetzt werden konnten und die Reibung damit weiter reduziert wurde.

Die Emissionsanalyse bei unterschiedlichen Betriebspunkte zeigte, dass eine nahezu vollständige Konvertierung durch den Drei-Wege-Katalysator bei ausreichend hoher Abgastemperatur und hoher Güte der Gemischregelung erreicht werden kann. Zudem wurden motorische Voruntersuchungen zum Einfluss unterschiedlicher Kombinationen von Drehzahl, Saugrohrlänge und AGR-Rate durchgeführt und deren Einfluss auf die Saugrohrschwingung und den Liefergrad untersucht (s. Kapitel 3.1).

Im Vergleich zum Serienmagerbrennverfahren steigt die Klopfneigung im stöchiometrischen Betrieb aufgrund der höheren Verbrennungstemperaturen deutlich an. Aus vorhergehenden Projekten ist darüber hinaus bekannt, dass der Verdichtungsenddruck eine geeignete Größe zur Bewertung der Klopfneigung darstellt. Daher wurden ebenfalls Versuche mit erhöhten Ansaugdrücken durchgeführt, um das Zylinderdruckniveau ohne mechanische Modifikationen des Motors zu erhöhen und eine Korrelation zwischen Kompressionsenddruck und Klopfneigung zu bestimmen. Aus den Untersuchungen wurde deutlich, dass ein klopfreier Betrieb bis zu einem Kompressionsenddruck zwischen 32 bar und 33 bar erreicht werden kann. Mit Hilfe des zulässigen Kompressionsenddrucks konnte das angestrebte effektive Verdichtungsverhältnis von 14,66 für die Auslegung der Kolben/Nocken-Paarungen bei der Entwicklung der Miller-Steuerzeiten abgeleitet werden. Genauere Informationen zur Vorgehensweise bei der Bestimmung des effektiven Verdichtungsverhältnisses können [12] entnommen werden.

Die gewonnene Datenbasis der Voruntersuchungen wurde zeitgleich zur Durchführung der motorischen Experimente zur Abstimmung des bestehenden 1D-Motorprozesssimulationsmodells (AVL Boost) verwendet, das ursprünglich auf den Magerbetrieb des Versuchsträgers bei konstanter Drehzahl erstellt wurde. Mit dem Ziel den Aufwand bei der Versuchsdurchführung zu reduzieren kam das Design of Experiments Tool (DoE) für die statistische Planung der Versuchsreihen zum Einsatz. Dabei wurden die untersuchten Einflussgrößen (z.B. Drehzahl, AGR-Rate usw.) und die Zielgrößen (el. Wirkungsgrad, el. Leistung usw.) definiert und deren Wechselwirkung anhand der Versuchsergebnisse bestimmt.

3 1D-Motorprozesssimulation

Die 1D-Motorprozessrechnung ist ein sehr verbreitetes numerisches Entwicklungswerkzeug in der heutigen Motorentwicklung, das Gasdynamik und Motorverhalten realitätsnah nachbilden kann. Grundvoraussetzung bildet hier ein detailliertes und anhand von Messdaten abgestimmtes Modell.

3.1 Erstellung und Abgleich des 1D-Motormodells

Das in einem Vorgängerprojekt erstellte 1D-Modell ist mit einer inzwischen veralteten Ansaugstrecke ausgeführt, sodass es diese im ersten Schritt anhand der CAD-Daten zu aktualisieren galt. Die neue Ansaugstrecke ist für bestimmte Drehzahlen füllungsoptimal ausgeführt und deutlich komplexer als die Vorgängervariante. Nach dem Anlageneintritt durchströmt die angesaugte Luft 4 Plenen (luftführender Teil), bevor die Erdgaszumischung im Luftfiltergehäuse stattfindet. Hier beginnt der gemischführende Teil, der aus einem großvolumigen Plenum und einer verhältnismäßig langen Ansaugstrecke besteht (s. Abbildung 7, links). Beide Segmente, luft- und gemischführender Teil, wurden für eine genaue Modellabstimmung mit zahlreichen Messstellen ausgestattet:

1. Luftmassenstrom sowie Temperatur und indizierter Druck im Anlageneintritt
2. Temperatur und indizierter Druck in Plenum 1
3. Temperatur und indizierter Druck in Plenum 2
4. Temperatur und indizierter Druck in Plenum 3
5. Erdgasmassenstrom sowie Temperatur und indizierter Druck im Luftfilter
6. Temperatur und indizierter Druck in Plenum 5
7. Temperatur und indizierter Druck im Saugrohr

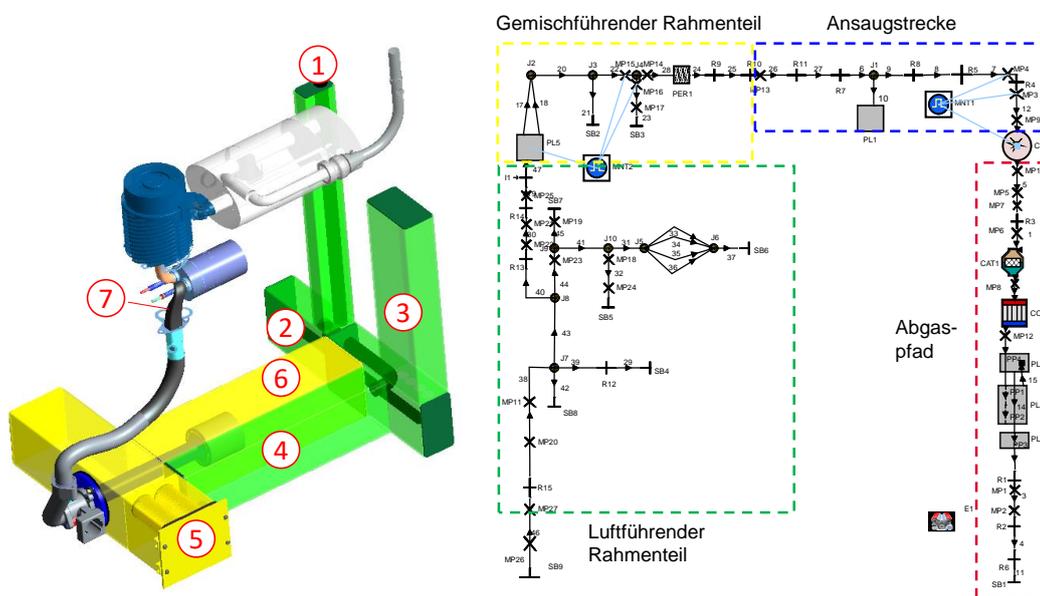


Abbildung 7: CAD-Modell (links) und 1D-Modell (rechts) des Versuchsträgers

Um Quereinflüsse durch die motorische Verbrennung zu vermeiden, erfolgte die Abstimmung im ersten Schritt im geschleppten und anschließend im befeuerten Betrieb bei gleichen Komponentenwandtemperaturen. Dabei wurden Temperatur und Druck

bei Anlageneintritt mittels einer Konditioniereinheit konstant gehalten, wodurch reproduzierbare Ergebnisse sichergestellt werden konnten. Abbildung 8 zeigt gemessene und simulierte Druckverläufe im Luftfilterkasten, Plenum 5 und Einlasskanal im befeuerten Betrieb bei Motordrehzahlen von $n = 1200$ 1/min, 1750 1/min und 2250 1/min. Die Druckverläufe werden für das untersuchte Drehzahlband zufriedenstellend nachgebildet. Während die Amplitudenlage der Simulation, mit der der Messung durchweg gut korreliert, ist mit abnehmender Drehzahl eine zunehmende Abweichung im Betrag zu beobachten. Untersuchungen aus vorangegangenen Projekten zeigen jedoch, dass für den verwendeten Versuchsträger die Amplitudenlage maßgebend für die Zylinderfüllung sind [10, 11]. Hier ist auch die Gemischttemperatur von großer Bedeutung, deren Abweichung stets kleiner $1,5$ °C war. Folglich ergeben sich für die untersuchten Betriebspunkte Abweichungen im Gemischmassenstrom kleiner 5 %.

Neben der Ansaugstrecke musste das Brennverfahren von mager auf stöchiometrisch geändert werden. Dabei wurde für jeden untersuchten Betriebspunkt der normierte Brennverlauf abgeleitet und dem Zylinderelement zugewiesen sowie das Wandwärmübergangsmodell abgestimmt. Ferner wurde der Reibmitteldruck als Funktion der Drehzahl hinterlegt.

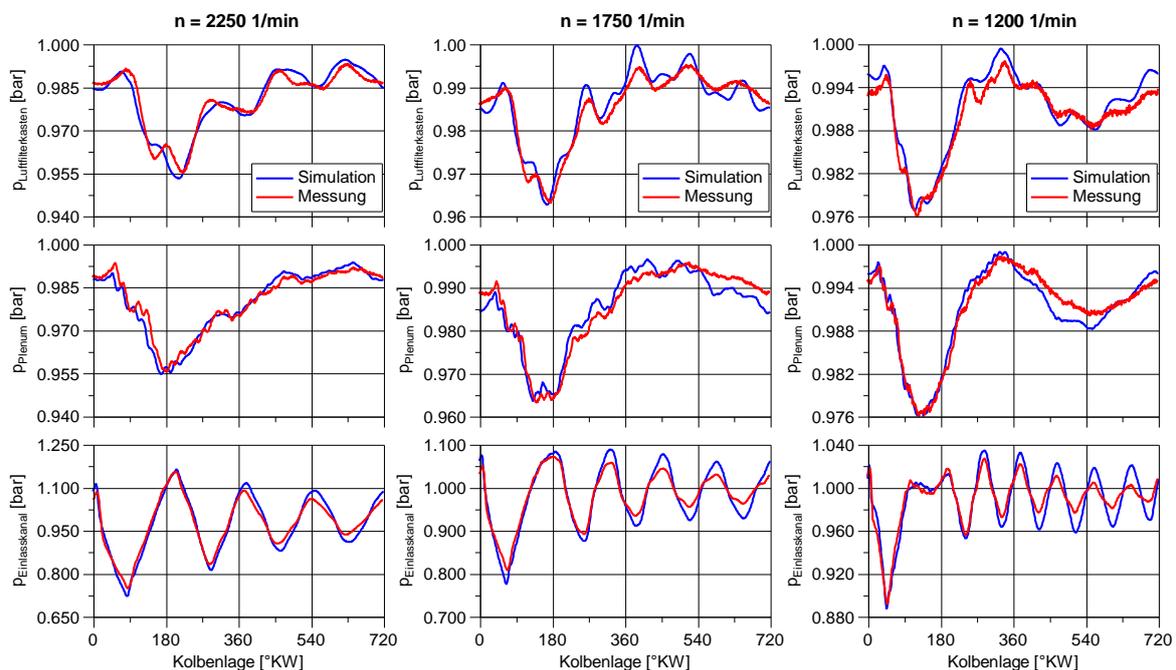


Abbildung 8: Gemessener und simulierter Druck über Kolbenlage für verschiedene Messstellen bei $n = 1200$ 1/min, 1750 1/min und 2250 1/min

Im nächsten Schritt wurde untersucht, ob das 1D-Modell den Einfluss der Saugrohrlänge zufriedenstellend wiedergibt. Die Saugrohrlänge wurde um $\Delta L_{\text{Saugrohr}} = -225$ bis 250 mm bei verschiedenen Drehzahlen verändert. Die Gegenüberstellung der simulierten und gemessenen Druckverläufe im befeuerten Betrieb kann den nachfolgenden

Abbildungen entnommen werden. Analog zur Drehzahlvariation werden Gemischtemperaturen und -massenströme ausreichend genau berechnet.

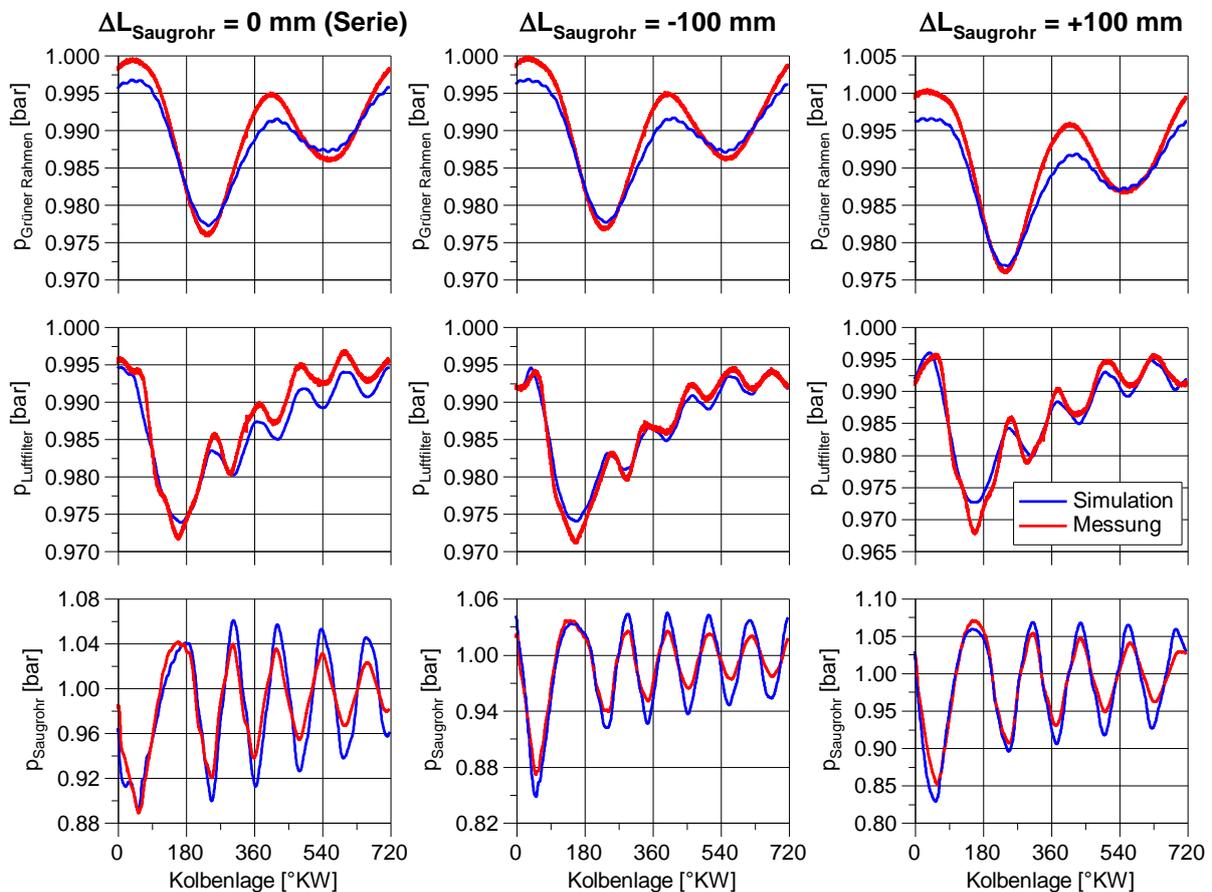


Abbildung 9: Gemessener und simulierter Druck über Kolbenlage für verschiedene Messstellen bei $\Delta L_{\text{Saugrohr}} = -100 \text{ mm}$, 0 mm und 100 mm ($n = 1600 \text{ 1/min}$)

3.2 Bestimmung einer neuen Referenzkonfiguration

Für die im Folgenden diskutierte Auslegung der neuen Referenzkonfiguration sowie der Miller-Konfigurationen wurde die aktuelle Seriensteuerzeit als Grundlage für die Bezeichnung der unterschiedlichen Varianten verwendet. Eine Variante die bspw. 30 °KW später als die Serie schließt, wird als „ $\Delta_{\text{EVs}} = 30 \text{ °KW}$ -Konfiguration“ bezeichnet.

Die 1D-Simulationen zeigen (bestätigt durch Messungen), dass die Leistungsverringerng durch Senkung der Drehzahl eine deutlichere Verbesserung im Wirkungsgrad erzielt als durch die Umsetzung von Miller-Steuerzeiten bei gleichzeitiger Verdichtungsanpassung. Die niedrigste für eine Serieneinführung denkbare Drehzahl wurde aufgrund der Eigenschwingungen des Prüfaufbaus mit $n = 1600 \text{ 1/min}$ definiert. Wird

der Motor in diesem Fall mit den aktuellen Seriensteuerzeiten betrieben, strömt während des Kompressionstakts ein bedeutender Teil der Zylinderladung zurück in den Einlasskanal. Somit liegt per Definition eine „späte“ Miller-Konfiguration vor, sodass im ersten Schritt eine neue Referenzsteuerzeit umgesetzt werden sollte, die eine neutrale Bewertung der entwickelten Miller-Steuerzeiten ermöglicht. Durch Vorverlegen des Einlassschließens – entweder durch Ventilhubkurvenstauchung oder Ventilhubkurvenskalierung (s. Abbildung 10) – soll das Rückströmen verhindert werden.

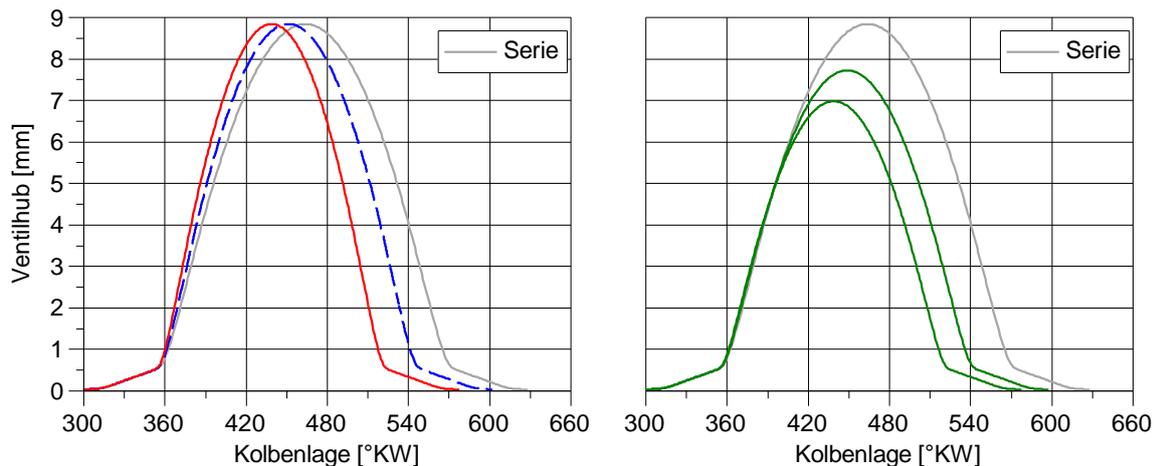


Abbildung 10: Vorverlegung des Einlassschließens durch Ventilhubkurvenstauchung (links) und Ventilhubkurvenskalierung (rechts)

Neben dem Einlassschließen und der Drehzahl hat auch die Saugrohrlänge großen Einfluss auf die Gasdynamik und wurde folglich ebenfalls zur Definition einer neuen Referenzkonfiguration variiert. Voruntersuchungen mittels Mehrkörpersimulation haben gezeigt, dass die Ventilhubkurvenstauchung die Hertz'sche Pressung erhöht, was das Vorverlegen des Einlassschließens auf $\Delta_{EVS} = -30$ °KW limitiert, sodass zusätzlich der Hub reduziert werden musste, um den Zielwert der Auslegung von $P_{eff} = 6,3$ kW einstellen zu können. Für die Entwicklung der Steuerzeiten wurde eine gegenüber der angestrebten mechanischen Leistung des Serienmotors von 6,1 kW erhöhte Leistung von 6,3 kW festgelegt. Mit dieser Maßnahme sollte eine Leistungsreserve für den motorischen Betrieb geschaffen werden, sodass die mechanische Leistung von 6,1 kW auch unter variierenden Umgebungsbedingungen sichergestellt werden kann.

Abbildung 11 zeigt den effektiven Wirkungsgrad über die effektive Leistung für verschiedene Einlasssteuerzeiten. Die Ventilhubkurvenskalierung zeigt deutliche Wirkungsgradvorteile gegenüber der Ventilhubkurvenstauchung bei gleicher effektiver Motorleistung. Der Vorteil nimmt mit abnehmender Motorleistung aufgrund geringerer Strömungsverluste zu und liegt beim Zielwert von $P_{eff} = 6,3$ kW bei ca. 0,3 %-Punkten.

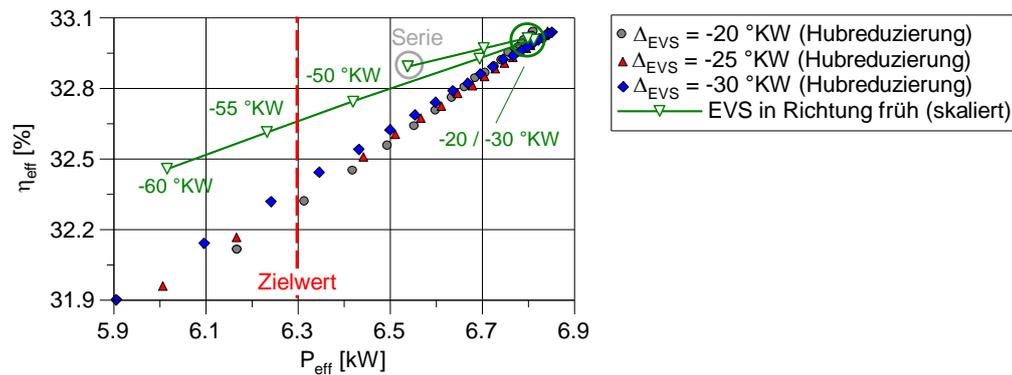


Abbildung 11: Effektiver Wirkungsgrad über effektive Leistung für verschiedene Einlasssteuerzeiten

Basierend auf den berechneten Daten ist die Umsetzung einer gestauchten Ventilhubkurve mit einem um 50 °KW vorverlegten Einlassschließen ($\Delta_{EVS} = -50$ °KW-Konfiguration) zu favorisieren. Diese weist einen maximalen Ventilhub von 6,6 mm auf. Bei der Umsetzung der gestauchten $\Delta_{EVS} = -50$ °KW-Konfiguration (diskutiert in Kapitel 4.1) stellte sich jedoch heraus, dass der maximale Ventilhub von 6,6 mm auf 4,3 mm reduziert werden müsste, um die Ventiltriebanforderungen zu erfüllen. Aufgrund des damit verbundenen Leistungsabfalls auf 5,97 kW wurde diese Konfiguration nicht weiterverfolgt. Stattdessen wurde die $\Delta_{EVS} = -30$ °KW-Konfiguration umgesetzt. Auch hier war eine zusätzliche Ventilhubreduzierung von 7,6 auf 6,0 mm notwendig. Die Leistungsabnahme von 0,06 kW und der Wirkungsgradnachteil von 0,1 %-Punkten fällt jedoch verhältnismäßig gering aus.

3.3 Implementierung Code effektives Epsilon

Die geplante Variation der Einlasssteuerzeit ändert durch das geänderte Einströmverhalten der Miller-Steuerzeiten zum einen die einlassseitige Gasdynamik und zum anderen ändert sich das Zylindervolumen zum Zeitpunkt des Einlassventilschließens und damit das geometrische Volumen zu Beginn der Verdichtung. In Summe führen beide Effekte zu einer Änderung des effektiven Verdichtungsverhältnisses. In vergangenen Projekten wurde das erforderliche geometrische Verdichtungsverhältnis zur Einhaltung eines konstanten effektiven Verdichtungsverhältnisses bei unterschiedlichen Miller-Konfigurationen iterativ mittels 1D-Motorprozesssimulation ermittelt. Für die geplante Steuerzeitenvariation innerhalb des Vorhabens wäre diese Vorgehensweise mit einem nicht vertretbaren zeitlichen Aufwand aufgrund der angestrebten Variantenvielfalt verknüpft gewesen. Aus diesem Grund wurde ein automatisierter Algorithmus zur Bestimmung des effektiven Verdichtungsverhältnisses entwickelt und in das 1D-Simulationsmodell integriert. Die verwendete Methode entspricht dabei dem in [12] vorgestellten Ansatz. Ferner wurde der Algorithmus mit einem PI-Regler verknüpft, der das

angestrebte effektive Verdichtungsverhältnis während der Simulation durch eine zyklische Adaption des geometrischen Verdichtungsverhältnisses einstellt. Mit diesem Ansatz konnte für jede untersuchte Einlasssteuerzeit bereits im ersten Simulationsdurchlauf das erforderliche geometrische Verdichtungsverhältnis ermittelt und ein konstantes effektives Verdichtungsverhältnis für die gesamte Studie sichergestellt werden. Gegenüber dem konventionellen Ansatz konnte die Effizienz der Simulation dadurch deutlich gesteigert werden.

3.4 Simulationsstudie

Die in 3.2 erwähnte Limitierung bei der Vorverlegung des Einlassschließens zeigt, dass für die gegebene Ventiltriebkonfiguration mit flachem Nockenfolger die Umsetzung einer „frühen“ Miller-Konfiguration nicht möglich ist, ohne den Leistungszielwert deutlich zu unterschreiten. Somit soll für das Brennverfahren lediglich ein spätes Einlassschließen untersucht werden. Parallel zur Variation der Einlasssteuerzeit wurde die Saugrohrlänge variiert, um ein wirkungsgradoptimales Zusammenspiel zwischen Gasdynamik und Einlasssteuerzeit zu erzielen. Das effektive Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon_{\text{eff}} = 14,66$ (definiert in [12]) wurde während der Simulation über die Adaption des geometrischen Verdichtungsverhältnisses durch einen PI-Regler eingestellt (s. Kapitel 3.4). Das höchste Wirkungsgradpotential bei gleichzeitiger Erhaltung der Motorleistung von 6,30 kW (+/- 0,05 kW) wird für die Konfigurationen mit einem um 10 °KW und 15 °KW (bezogen auf die ursprüngliche Serie) verspäteten Einlassschließens und einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon_{\text{geo}} = 15,09$ ($\Delta_{\text{EVS}} = 10$ °KW) bzw. $\varepsilon_{\text{geo}} = 15,36$ ($\Delta_{\text{EVS}} = 15$ °KW) erreicht. Diese Konfigurationen werden im Folgenden mit „Miller spät 60“ bzw. „Miller spät 65“ (bezogen auf °KW n. UT) bezeichnet. Die Erstellung der späten Miller-Hubkurven erfolgte nach der Methode der Ventilhubskalierung (s. Abbildung 10) mit der Randbedingung eines konstanten maximalen Ventilhubs analog zur ursprünglichen Serie von 8,8 mm.

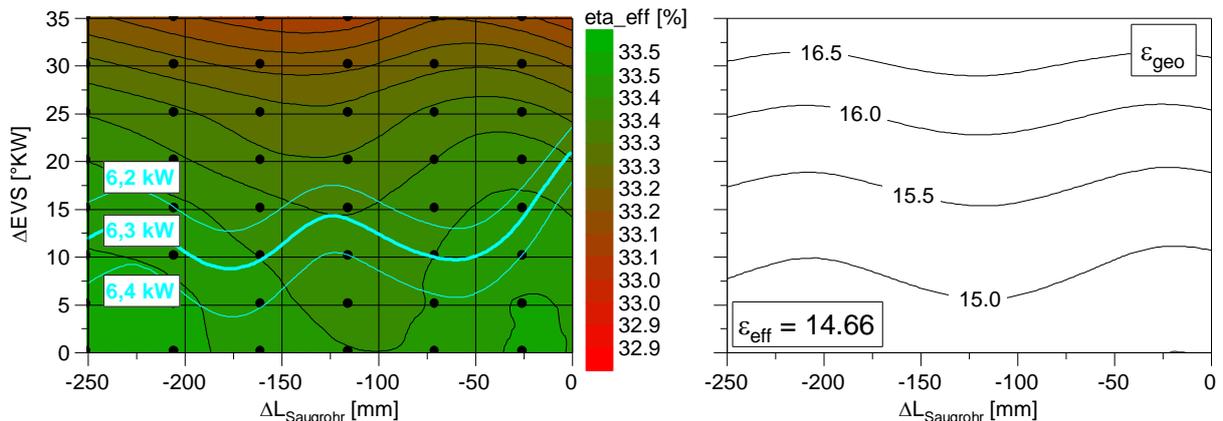


Abbildung 12: Effektiver Wirkungsgrad über Verschiebung des Einlassschließens und Saugrohrlänge bei konstantem effektivem Verdichtungsverhältnis $\epsilon_{\text{eff}} = 14.66$ ($n = 1600$ 1/min)

Abbildung 13 zeigt den effektiven Wirkungsgrad und die effektive Leistung für verschiedene Motorkonfigurationen. Der vorgestellte Ansatz zur Einhaltung des effektiven Verdichtungsverhältnisses wurde ebenfalls auf die entwickelte Referenzkonfiguration angewendet, wobei sich ein geometrisches Verdichtungsverhältnis von $\epsilon_{\text{geo}} = 14,1$ ergab.

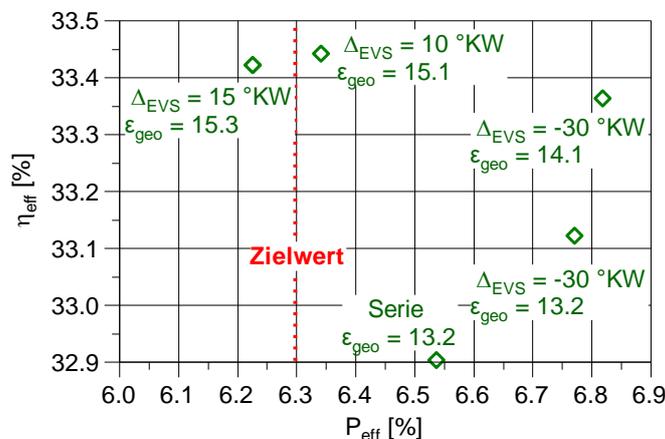


Abbildung 13: Effektiver Wirkungsgrad über effektive Leistung für verschiedene Motorkonfigurationen

4 Umsetzung der Miller-Lambda1-Konfiguration

Um die mittels 1D-Simulation entwickelten „späten“ Miller-Konfigurationen sowie die neue Referenz realisieren zu können, wurden im nächsten Schritt die entsprechenden Nockenprofile und Kolbengeometrien erstellt.

4.1 Simulationsgestützte Nockenauslegung

Zur Umsetzung der im vorherigen Kapitel beschriebenen, entwickelten Steuerzeiten ist die Bestimmung der Schleifkoordinaten für die Fertigung der Nockenprofile erforderlich. Hierbei wurde das im Forschungsbereich bereits vorhandene Mehrkörpersimulationsmodell (MKS, AVL Excite) des einlassseitigen Ventiltriebs verwendet (s. Abbildung 14). Mit Hilfe des MKS-Modells können zyklus aufgelöste Verläufe von beispielsweise Kraft, Geschwindigkeit, Beschleunigung und Ventilauslenkung analysiert und Kenngrößen zur Bewertung der mechanischen Belastung bestimmt werden. Dazu zählen u.a. maximale Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit des Ventils, minimale Schmierzahl oder maximale Hertz'sche Pressung zwischen Nocken und Tassenstößel. Durch den Abgleich der Simulationsergebnisse mit den zulässigen Grenzwerten des Ventiltriebs können geeignete Nockenkonturen ausgewählt und die erforderlichen Schleifkoordinaten abgeleitet werden.

Im ersten Schritt fand ein sog. „Model Updating“ hinsichtlich der aufgrund der Drehzahlreduktion verwendeten, weicheren Ventilfedern statt. Anschließend erfolgte die Auslegung der Nockenkontur für die Umsetzung der neuen Referenzkonfiguration. Dazu wurde die gewählte Steuerzeit mit einem um -50 °KW verschobenem Einlassschließzeitpunkt in das MKS-Modell überführt und die erforderliche Nockenkontur abgeleitet. Eine wesentliche Anforderung, die bei der Auslegung aller Nockenprofile berücksichtigt wurde, stellt die Beibehaltung der Öffnungs- und Schließrampen des Seriennockenprofils dar. Damit soll eine Erhöhung der Schließ- und Öffnungsgeschwindigkeit des Ventils und damit eine Zunahme von mechanischer Belastung und Verschleiß verhindert werden. Aus den Ergebnissen wurde deutlich, dass die ausgelegte Ventilhubkurve in Verbindung mit einem flachem Nockenfolger nicht umsetzbar ist. Der Grund hierfür liegt im hohen Verhältnis von Ventilhub und Öffnungsdauer, was zu extrem hohen Hubgradienten führt, die letztendlich mechanisch nicht mehr umsetzbar sind. Um die mechanische Umsetzbarkeit zu erreichen, muss bei konstanter Öffnungsdauer eine deutliche Reduzierung des Ventilhubs oder alternativ eine iterative Reduzierung des Ventilhubs bei gleichzeitiger Erhöhung der Öffnungsdauer erfolgen. Im Falle der $\Delta_{EVS} = -50\text{ °KW}$ -Konfiguration ist eine Reduzierung des maximalen Hubs von 6,6 mm auf 4,3 mm erforderlich, was zu einer Leistungsreduzierung auf 5,97 kW führt und damit als nicht zielführend zu bewerten ist. Auf Basis der 1D-Simulationsergebnisse wurde daher im nächsten Schritt die $\Delta_{EVS} = -30\text{ °KW}$ -Konfiguration als potentielle neue Referenz ausgewählt und deren mechanische Realisierbarkeit überprüft. Auch in diesem Fall war das ursprüngliche Hub/Öffnungsdauer-Verhältnis in Verbindung mit dem flachen Nockenfolger zu hoch, weshalb auch hier eine Reduzierung des maximalen Ventilhubs von 7,6 mm auf 6,0 mm erforderlich war. Die Überprüfung der resultierenden Ventilhubkurve mittels 1D-Simulation zeigte jedoch, dass die Hubreduzierung

nur zu einer geringen Leistungs- und Wirkungsgradreduzierung von 0,06 kW bzw. 0,01-%-Punkten führte. Darüber hinaus konnten die Grenzwerte von Schmierzahl, Kuppenradius, Hertz'scher Pressung und Ventilgeschwindigkeit eingehalten werden, weshalb diese Konfiguration als neue Referenz weiterverfolgt wurde.

Im nächsten Schritt wurden die Nockenkonturen der Konfigurationen „Miller spät 60“ und „Miller spät 65“ analog zur beschriebenen Vorgehensweise erstellt. Im Gegensatz zur Auslegung der neuen Referenz liegt hierbei eine Erhöhung der Öffnungsdauer bei konstantem Ventilhub gegenüber der Seriensteuerzeit vor, sodass lediglich eine Glättung der Ventilhubkurve erforderlich war und die mechanische Belastung des Ventiltriebs reduziert wurde (s. Abbildung 14).

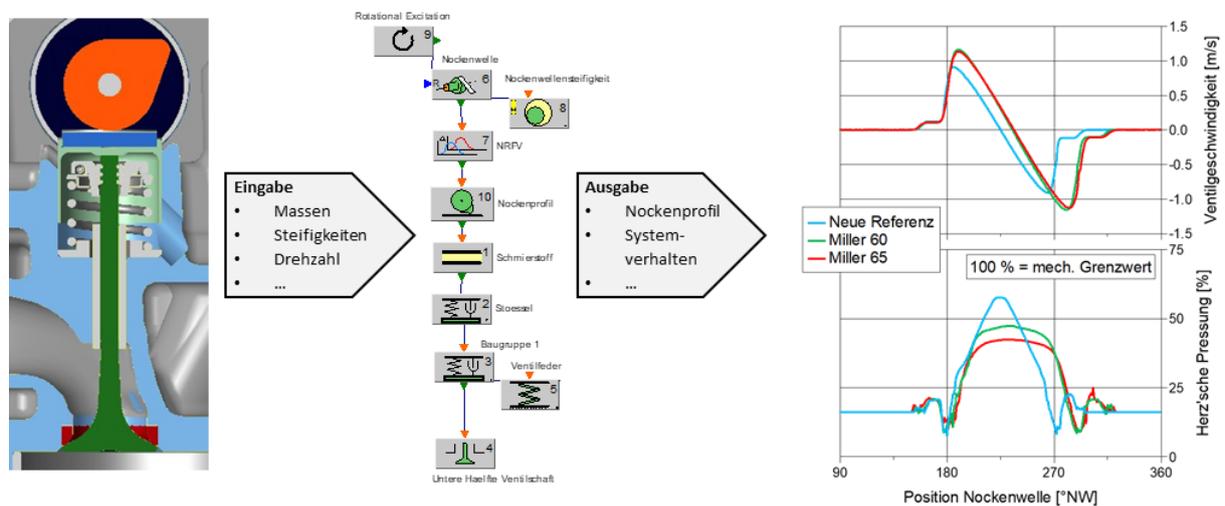


Abbildung 14: Vorgehensweise und Ergebnisse der simulationsgestützten Nockenprofilauslegung

Die Hubkurven wurden anschließend in Schleifkoordinaten überführt und an die Fertigung übergeben. Eine Übersicht der finalen Hubkurven und Nockenkonturen ist in Abbildung 15 dargestellt.

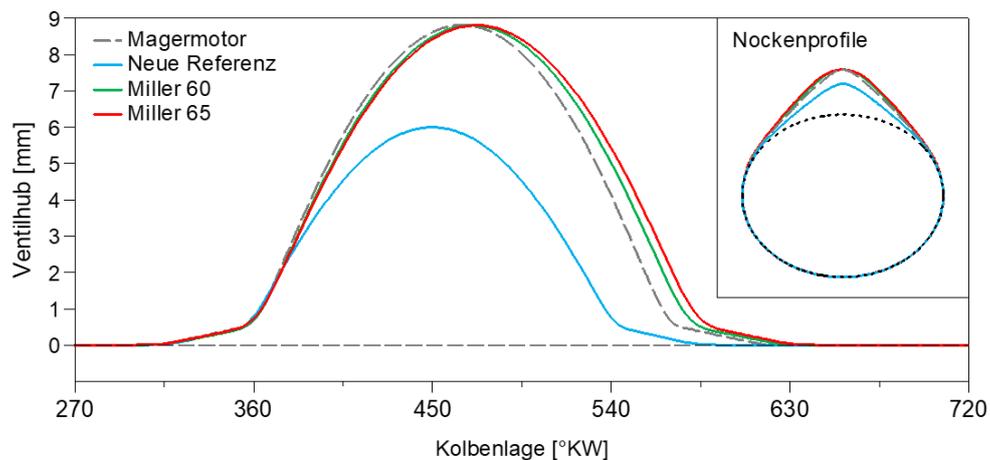


Abbildung 15: Übersicht der ausgelegten Ventilhubkurven und Nockenprofile

4.2 Kolbenauslegung

Gemäß der Steuerzeitenauslegung mit konstantem effektiven Verdichtungsverhältnis ergibt sich für jedes Einlassnockenprofil ein individuelles geometrisches Verdichtungsverhältnis, das maßgebend für die Auslegung der Kolbengeometrie ist. Grundsätzlich gilt bei der Wahl der Brennraumgeometrie, dass für gleiche effektive Verdichtungsverhältnisse bei einer „frühen“ und einer „späten“ Miller-Steuerzeit unterschiedliche Kolbengeometrien zum Einsatz kommen. Der Grund liegt darin, dass sich die Dissipationszeit bei „frühen“ Miller-Steuerzeiten gegenüber einer ähnlichen „späten“ Miller-Steuerzeit aufgrund der geänderten Ladungsbewegung erhöht und die turbulente kinetische Energie der Zylinderladung abnimmt. In der Folge sinkt die Flammenfrontgeschwindigkeit und die Klopfneigung steigt. Diesem Effekt wird in der Regel durch unterschiedliche Kolbengeometrien entgegengewirkt, um die Turbulenz im Falle der „frühen“ Miller-Steuerzeiten zu erhöhen.

Im vorliegenden Projekt entfällt diese Unterscheidung allerdings, da sich eine Umsetzung „früher“ Miller-Konfigurationen als nicht zielführend erwiesen hat (s. Kapitel 3.4) und stattdessen zwei hinsichtlich der Ladungsbewegung sehr ähnliche Konfigurationen „Miller spät 60“ und „Miller spät 65“ umgesetzt wurden. Die Auswahl der Kolbengeometrien erfolgte anhand von Erfahrungen aus früheren Projekten der Kooperationspartner. Der Einsatz der 3D-CFD-Simulation (AVL Fire) wurde daher als versuchsbegleitendes Analysewerkzeug und für weiterführende Optimierungen im Falle nicht zufriedenstellender Versuchsergebnisse vorgehalten. Die Ergebnisse der Kolbenauslegung für die unterschiedlichen Steuerzeiten und das angestrebte effektive Verdichtungsverhältnis von 14,66 zeigt Abbildung 16.

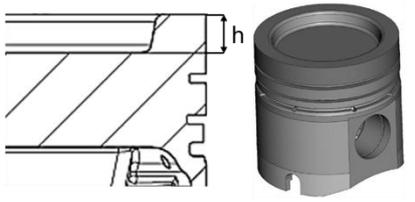
Konfiguration	ϵ_{eff} [-]	ϵ_{geo} [-]	Muldentiefe h [mm]	
Neue Referenz	14,66	14,10	9,57	
Miller 60		15,09	8,65	
Miller 65		15,36	8,41	

Abbildung 16: Übersicht der verwendeten Kolben für die untersuchten Steuerzeiten

5 Motorversuche

Das numerisch ermittelte Potential der ausgelegten Steuerzeiten zur Wirkungsgradsteigerung wurde im nächsten Schritt durch motorische Versuche überprüft. Im Vergleich zum Prüfaufbau in Karlsruhe ist der Prüfstand bei SenerTec in Schweinfurt mit vergleichbarer Messtechnik ausgestattet und verfügt zusätzlich über die Möglichkeit des drehzahlvariablen Motorbetriebs. Da für die Versuchsreihen eine gegenüber der Seriedrehzahl von 2250 U/min reduzierte Drehzahl angestrebt wurde, wurden die Versuchsreihen daher in Schweinfurt durchgeführt.

5.1 Motorversuche mit neuer Serie, Miller spät 60 und 65

Auf Basis der Ergebnisse der 1D-Studie und der experimentellen Voruntersuchungen wurde für die Durchführung der motorischen Versuche eine Drehzahl von 1600 U/min und ein gegenüber dem Serienmotor um 250 mm verkürztes Saugrohr ausgewählt. Mit dieser Konfiguration war das größte Wirkungsgradpotential zu erwarten, weshalb auf eine Variation der Drehzahl verzichtet wurde. Um den Fertigungs- und Kostenaufwand zu reduzieren, wurde eine gebaute Nockenwelle verwendet, welche die Änderung der Einlasssteuerzeiten über austauschbare Nockenprofile ermöglicht. Mit dem Ziel Schwankungen von Luftdruck und Erdgasqualität egalalisieren zu können, wurden die Versuche mit reinem Methan-Flaschengas und einem konditionierten, repräsentativen Ansaugdruck von 995 mbar durchgeführt.

Für jede Kolben/Nocken-Konfiguration wurde zunächst eine Einlaufphase von mehreren Betriebsstunden durchlaufen, die die anfänglich erhöhte Reibung der neu gefertigten Kolben reduziert und vergleichbare Reibbedingungen zwischen den Versuchsreihen ermöglicht hat. Anschließend wurden insgesamt drei Betriebspunkte angefahren und vermessen. Diese umfassen den geschleppten Betrieb (BP1), sowie die Betriebspunkte bei maximaler Leistung (BP2) und der angestrebten mechanischen Leistung von 6,1 kW des aktuellen Serienmotors (BP3). Mit Hilfe der Schlepplmessung konnte das mechanische Systemverhalten überprüft und der Kompressionsenddruck bestimmt werden. Damit konnten Rückschlüsse auf eine ggf. vorhandene Bauteilbeschä-

digung (erkennbar durch z.B. erhöhte Reibung) und das effektive Verdichtungsverhältnis gezogen werden. Der Punkt maximaler Leistung wurde gewählt, um die im Serienbetrieb mögliche Leistungsreserve, z.B. um auf Änderung von Luftdruck oder Gasqualität reagieren zu können, zu ermitteln. Um die angestrebte Leistung von 6,1 kW der späteren Serienanwendung einzustellen, wurde im Falle eines Leistungsüberschusses eine sukzessive Erhöhung der AGR-Zufuhr durchgeführt. Für alle Konfigurationen fand eine Variation des Zündzeitpunkts statt, um die wirkungsgradoptimale Schwerpunktlage im klopfreien Betrieb zu ermitteln.

Im Fokus der Untersuchungen standen folgende Größen:

- P_{mech} zur Sicherstellung der Kundenerwartung,
- η_{ind} , η_{mech} zur Bewertung der Wirtschaftlichkeit,
- p_{mi} , p_{max} und Klopfneigung zur Bewertung der Bauteilbelastung,
- Analyse der Verbrennungseigenschaften, z.B. Brenndauer, Schwerpunktlage
- Abgastemperatur zur Sicherstellung der Katalysatorfunktionalität.

Ergebnisse

Zu Beginn der Versuchsreihen wurde für jede Konfiguration eine Vermessung im geschleppten Betrieb durchgeführt. Aus Abbildung 17 wird deutlich, dass die mechanische Leistung für alle Konfigurationen auf einem ähnlichen Niveau liegt, was auf vergleichbare Bedingungen hinsichtlich der Reibung schließen lässt. Die Abnahme des Luftmassenstroms zeigt, dass der angestrebte Effekt einer reduzierten Zylindermasse durch späteres Einlassschließen der Miller-Konfigurationen erreicht werden konnte. Zur Bewertung des effektiven Verdichtungsverhältnisses kann der Kompressionsenddruck betrachtet werden, der für alle Konfigurationen nur geringe Unterschiede aufweist und damit auf geringe Abweichungen im effektiven Verdichtungsverhältnis schließen lässt. Auf eine detaillierte Bestimmung des absoluten effektiven Verdichtungsverhältnisses wurde daher aufgrund der geringen Abweichungen und des analytischen Aufwands verzichtet. Für die Interpretation der Ergebnisse gilt allerdings zu

beachten, dass der Kompressionsenddruck auf ein im Vergleich zu den Miller-Konfigurationen etwas geringeres effektives Verdichtungsverhältnis der Referenzkonfiguration hinweist.

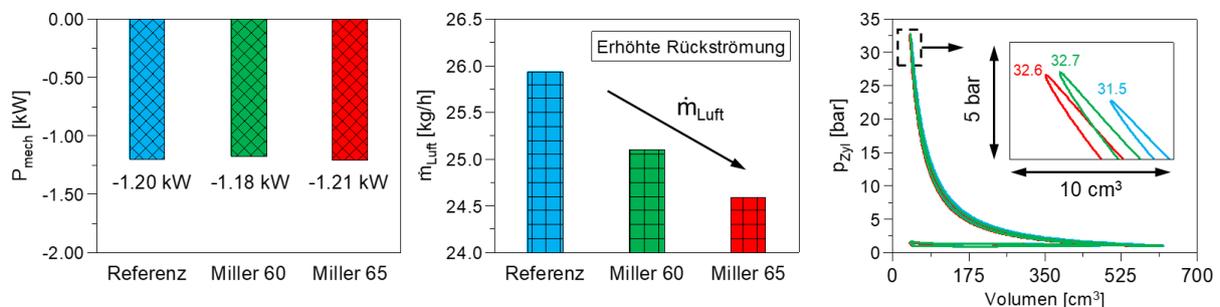


Abbildung 17: Ausgewählte Ergebnisse der Schleppmessungen (BP1) für die untersuchten Konfigurationen

Die Ergebnisse wesentlicher Kenngrößen für die untersuchten Konfigurationen sind in Abbildung 18 und Abbildung 19 für BP2 (maximale Leistung, ohne AGR) und BP3 (6,1 kW, mit AGR) dargestellt. Für die Auswertung wurden jeweils die Mittelwerte von hinsichtlich Leistung und Schwerpunktlage vergleichbarer Einzelmessungen verwendet, die jeweils eine Mindestdauer von fünf Minuten kontinuierlicher Messzeit aufweisen.

Aus den Verläufen wird ersichtlich, dass sowohl der indizierte als auch der effektive Wirkungsgrad gegenüber der Referenzkonfiguration mit späterem Einlassschließen ansteigen. Bei maximaler Leistung ergibt sich dabei im Vergleich zur Miller spät 65 Konfiguration ein Unterschied von 0,6 %-Punkten sowohl im indizierten als auch im effektiven Wirkungsgrad, bei Absolutwerten von 39,0 % indiziert und 34,3 % effektiv. Parallel dazu ist ein kontinuierlicher Abfall von Luftmassen- und Gasvolumenstrom festzustellen, was sich im Abfall der mechanischen Leistung von 0,23 kW widerspiegelt. Der reduzierte Gemischmassenstrom korreliert dabei mit dem gewählten Auslegungsansatz der späten Miller-Steuerzeiten zur Reduzierung der Zylindermasse und bestätigt die erhöhte Rückströmung bei späterem Einlassschließen (ES). Bei der Betrachtung der gezeigten Leistungen fällt auf, dass die Abnahme von Reib- und mechanischer Leistung korreliert und sich damit ein nahezu konstanter Reibverlust für alle Konfigurationen ergibt. Verglichen mit den Ergebnissen der numerischen Steuerzeitauslegung mittels 1D-Simulationen kann festgestellt werden, dass alle Konfigurationen eine gute Übereinstimmung mit dem Auslegungspunkt bei 6,3 kW erzielen. Die

vorhandenen Abweichungen können dabei zu einem großen Teil mit der Verwendung des einheitlichen, normierten Brennverlaufs im Simulationsmodell begründet werden.

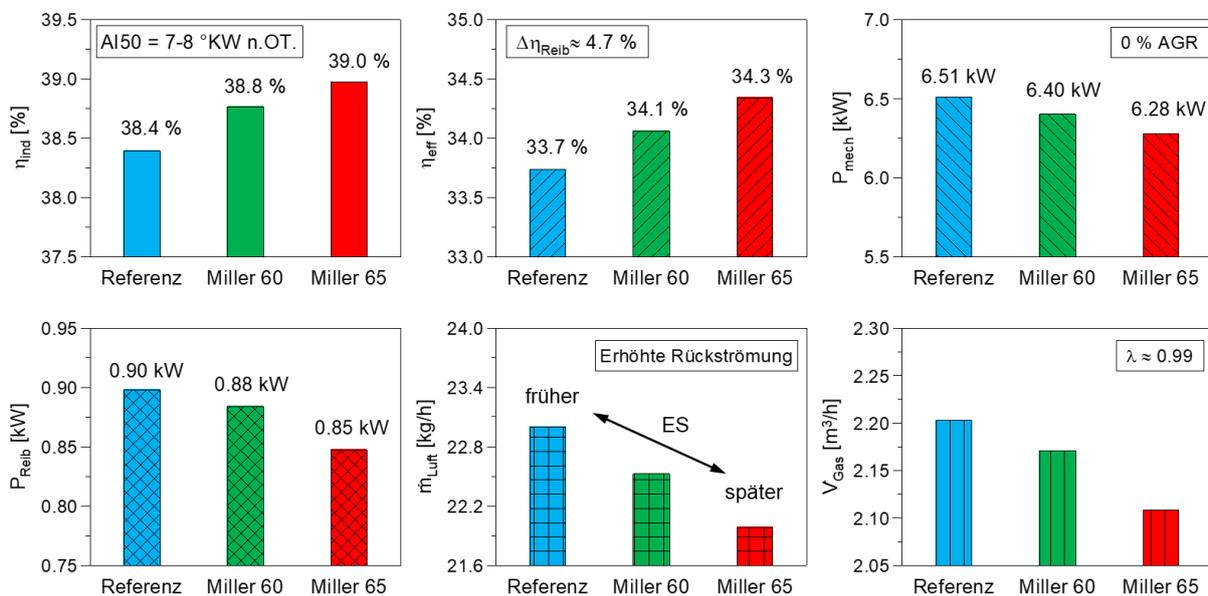


Abbildung 18: Vergleich wesentlicher Kenngrößen in BP2 (maximale Leistung)

Für den Leistungspunkt von 6,1 kW lassen sich die zuvor erläuterten Verläufe von Wirkungsgrad, Reibverlusten und Gemischmassenstrom mit nahezu identischen Absolutwerten von indiziertem und effektivem Wirkungsgrad erkennen. Aufgrund der AGR-Zufuhr wird frisches Gemisch durch AGR ersetzt, weshalb die Absolutwerte hinsichtlich des Gemischmassenstroms absinken. Um die erforderliche Leistungsreduzierung umzusetzen, ist bei der Referenzkonfiguration eine AGR-Rate von ca. 7 % erforderlich, während für die Miller-Konfigurationen eine AGR-Rate von 5 % ausreichend ist. In diesem Zusammenhang fällt auf, dass trotz der eingesetzten AGR keine maßgebliche Änderung im Wirkungsgrad zu erkennen ist. Dieses Verhalten deutet darauf hin, dass die Verbrennung nur unwesentlich durch die relativ geringe AGR-Rate beeinflusst wird und die Abnahme der Motorleistung primär durch die reduzierte Kraftstoffzufuhr bedingt ist. Der höchste Wirkungsgrad für die Miller spät 65 Konfiguration spiegelt sich dabei im geringsten Gemischmassenstrom, bei zu den übrigen Konfigurationen ähnlicher Motorleistung wider.

Es sei darüber hinaus angemerkt, dass für alle Betriebspunkte ein ausreichender Abstand zur Klopfgrenze vorhanden war, sodass für jede Konfiguration wirkungsgradoptimale Schwerpunktlagen eingestellt werden konnten.

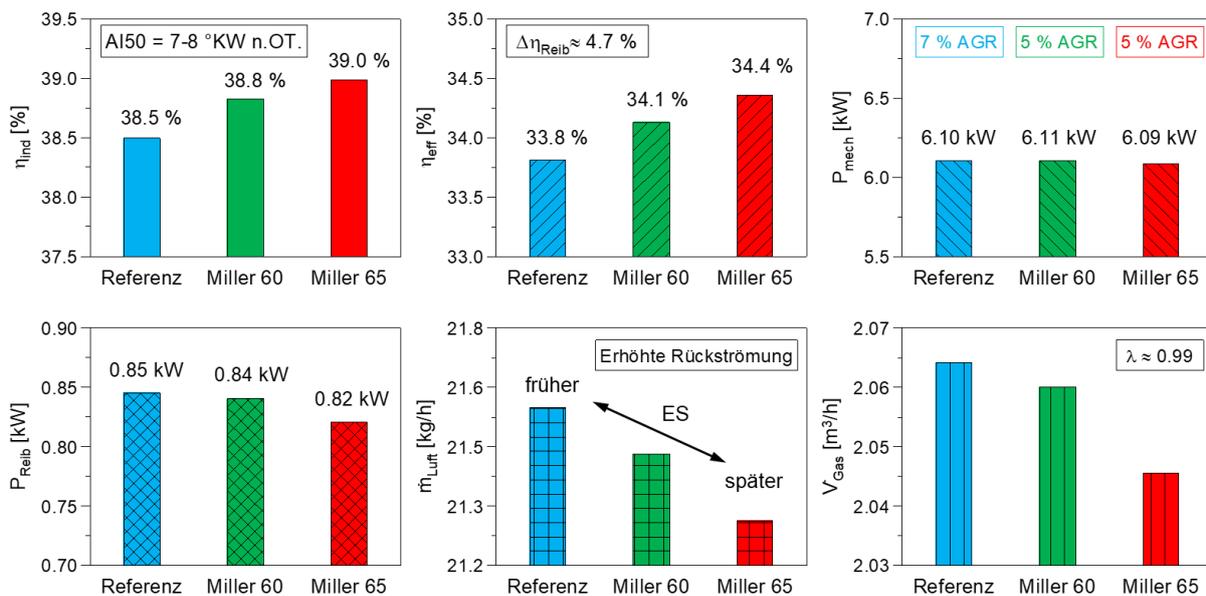


Abbildung 19: Vergleich wesentlicher Kenngrößen in BP3 (6,1 kW)

Diskussion

Die deutlichen Leistungsunterschiede in BP2 liefern keine vergleichbaren Bedingungen zur Bewertung der einzelnen Konfigurationen und können über den höheren Energieinhalt der Zylinderladung bei früherem Einlassschließen erklärt werden. Für die genauere Analyse der Ursachen für die Effizienzsteigerung im Falle der Miller-Steuerzeiten wurde daher der für die spätere Serienanwendung relevante Betriebspunkt bei 6,1 kW gewählt. Da die grundlegenden Tendenzen der Zielgrößen für beide Miller-Konfigurationen korrelieren, sich die Miller spät 65 Konfiguration allerdings aufgrund des höheren Wirkungsgrads als zielführend herausstellt, findet für die genauere Untersuchung der zugrundeliegenden Zusammenhänge lediglich ein Vergleich zwischen Referenz- und Miller spät 65 Konfiguration statt. Die für die Auswertung verwendeten Daten stellen jeweils die Mittelwerte der Indizierdaten über 200 Zyklen zu Beginn und zum Ende der Messpunkte dar.

Das geometrische Verdichtungsverhältnis und die Einlasssteuerzeit stellen wesentliche Unterschiede zwischen der Referenz und der Miller-Konfiguration dar. Die daraus resultierenden Änderungen des Motorprozesses werden im p-V-Diagramm (s. Abbildung 20) deutlich. Infolge des späteren ES kommt es bei Miller spät 65 zu einem Auschieben des Gemischs nach UT. Die Verdichtung beginnt infolge dessen gegenüber der Referenz bei reduziertem Volumen und einer geringeren Zylindermasse, wodurch das Druckniveau während der Kompression reduziert wird. Durch die gleichzeitige Anhebung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses wird das effektive Verdichtungsverhältnis angeglichen und die Miller-Konfiguration erreicht gegen Ende der

Kompression ein ähnliches Druckniveau. Der Verlauf der beiden Druckkurven zeigt, dass der Druck der Miller spät 65 Konfiguration stets unter der Referenzkurve verläuft, was in einer Abnahme der zu verrichtenden Kompressionsarbeit während der Verdichtung resultiert. Die anschließende zugeführte Wärmemenge bei Miller spät 65 ist aufgrund der reduzierten Füllung geringer, findet aber im Vergleich zur Referenz bei kleinerem Volumen statt. In der Folge kommt es zu einem Anstieg des Spitzendrucks. Der Druckanstieg erfolgt dabei nahe des OT und damit bei sehr hohen Oberflächen/Volumen-Verhältnissen, wodurch der Wandwärmestrom begünstigt wird und das Druckniveau zu Beginn der Expansion aufgrund der zunehmenden Gemischabkühlung unter das Druckniveau der Referenz abfällt. Der höhere Spitzendruck begünstigt dabei den Wirkungsgrad, während das reduzierte Druckniveau während der Expansion die am Kolben verrichtete Nutzarbeit gegenüber der Referenz reduziert (s. Abbildung 20).

Gegen Ende der Expansion führt das gesteigerte Expansions-/Kompressions-Verhältnis der Miller-Konfiguration, in Verbindung mit der reduzierten Zylindermasse zu einem geringeren Zylinderdruck zum Zeitpunkt der Auslassventilöffnung. Die Kombination aus reduzierter Masse und geringerem Druckniveau führt gegenüber der Referenz im anschließenden Ladungswechsel zu einer reduzierten Ladungswechselarbeit, da das Ausschleiben des verbrannten Gemischs auf einem geringeren Druckniveau stattfindet (s. Abbildung 20). Aus dem Vergleich der Hochdruck- und Ladungswechselschleife beider Konfigurationen wird deutlich, dass die geringere Ladungswechselarbeit im Falle der Miller-Konfiguration dazu führt, dass ein ähnlicher Mitteldruck p_{mi} bei gleichzeitig geringerem Hochdruck-Mitteldruck $p_{i,HD}$ erreicht wird.

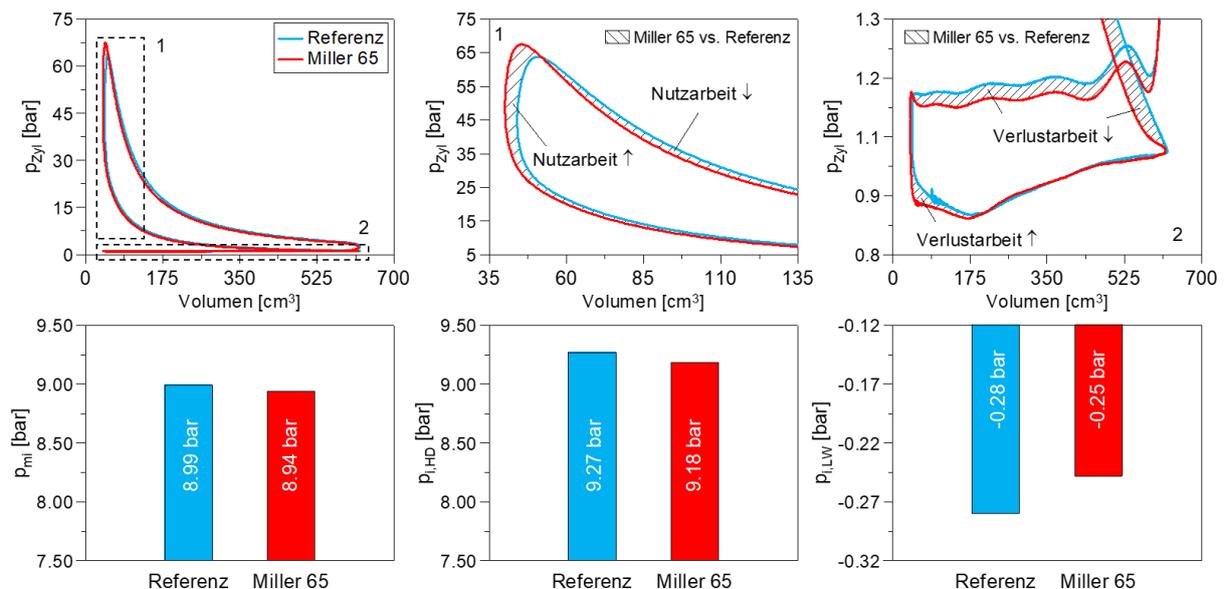


Abbildung 20: p-V-Diagramm und Vergleich von Hochdruck- und Ladungswechselschleife der Referenz- und Miller spät 65 - Konfiguration

Durch den Zusammenhang $P_{ind} = i \cdot n \cdot p_{mi} \cdot V_H$ erreichen beide Konfigurationen eine ähnliche indizierte Leistung P_{ind} . Unter Berücksichtigung der geringeren eingesetzten Kraftstoffmenge ergibt sich ein höherer indizierter Wirkungsgrad η_{ind} der Miller-Konfiguration. Aufgrund der in beiden Fällen vergleichbaren Reibleistung P_{reib} (s. Abbildung 19) folgt daraus ebenso ein höherer mechanischer Wirkungsgrad η_{mech} .

Die dargelegten Zusammenhänge sollen im Folgenden auf den Prozess der Wärme-freisetzung überführt werden. Der Kennwert für die Stabilität der Verbrennung $\sigma_{P_{mi}}$ sowie die Verbrennungsschwerpunktlage AI_{50} und Verbrennungsdauer AI_{10-90} sind in Abbildung 21 dargestellt. In beiden Fällen liegt eine sehr geringe Varianz der Schwerpunktlage von 0,039 bar bzw. 0,040 bar vor, was stellvertretend für geringe zyklische Schwankungen, einen hohen Wirkungsgrad und eine hohe Verbrennungsstabilität steht. Darüber hinaus kann aus diesem Kennwert eine geringe Beeinflussung der Verbrennung durch die zugeführte AGR abgeleitet werden, die bei erhöhten Anteilen eine Verschleppung der Verbrennung und erhöhte Instabilitäten bewirkt. Trotz der um 1 °KW früheren Zündung der Referenzkonfiguration bei -22 °KW n.OT. weist die Miller Konfiguration eine frühere Schwerpunktlage von 7,6 °KW n.OT. bei einer gleichzeitig um 3 °KW erhöhten Verbrennungsdauer auf. Die Annahme einer geringen Beeinflussung der Verbrennung durch die zugeführte AGR stützt der Vergleich mit den entsprechenden Kennwerten in BP2 (ohne AGR). Es wird deutlich, dass bei vergleichbarer Schwerpunktlage kein nennenswerter Anstieg der zyklischen Schwankungen oder der Verbrennungsdauer festzustellen ist. Für den Einfluss der eingesetzten AGR-Raten kann daraus abgeleitet werden, dass sowohl Energieinhalt als auch Verbrennungstemperatur infolge der Substitution von frischem Gemisch durch AGR und der gesteigerten Wärmekapazität der Zylinderladung absinken.

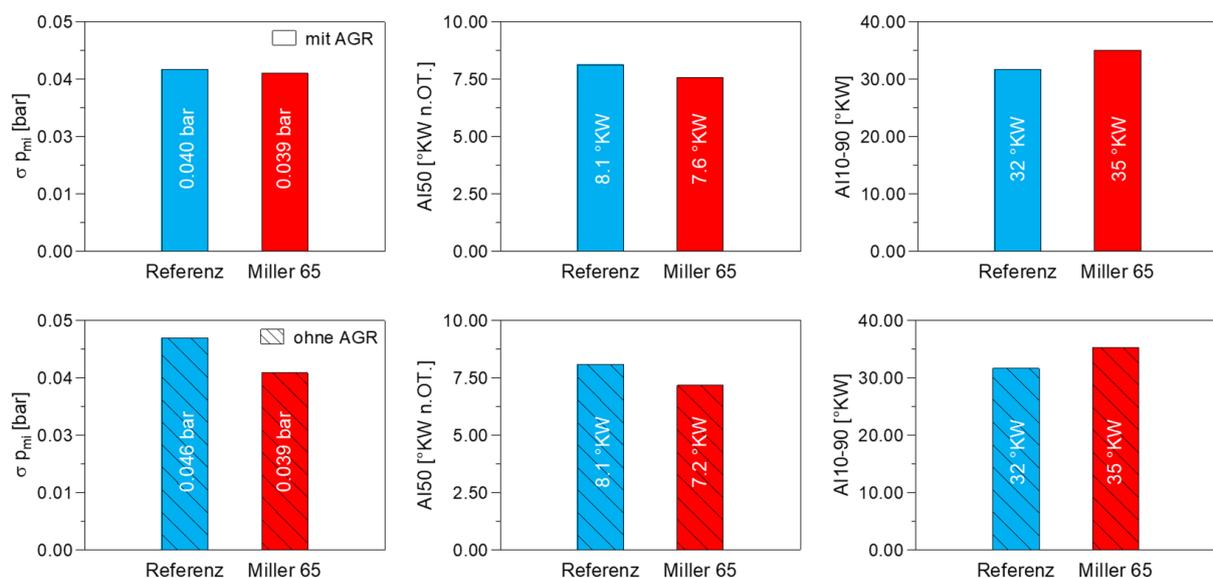


Abbildung 21: Vergleich ausgewählter Verbrennungskenngrößen mit und ohne AGR-Zufuhr

Die erhöhte Brenndauer trotz früherer Schwerpunktlage bei späterem Zündwinkel von Miller spät 65 kann anhand Gegenüberstellung von Wärmefreisetzung und Druckverlauf erklärt werden. Der kurbelwinkelabhängige Heiz- sowie Druckverlauf beider Konfigurationen ist in Abbildung 22 dargestellt. Die Gegenüberstellung der Heizverläufe zeigt grundsätzlich einen sehr ähnlichen Verlauf der Wärmefreisetzung. Trotz der früheren Zündung der Referenzkonfiguration weist die Wärmefreisetzung im Falle von Miller spät 65 bis zum zweiten Drittel der Verbrennung einen höheren Gradienten auf und verläuft damit schneller. Im Anschluss sinkt der Gradient ab und die Wärmefreisetzungsratesinkt. Die parallele Betrachtung der vorherrschenden Druckverhältnisse zeigt, dass der Gradient der Wärmefreisetzung und der Zylinderdruck korrelieren. Die Wärmefreisetzung von Miller spät 65 erfolgt um OT bei sehr kleinem Volumen und hohem Druck, was zu hohen Strömungsgeschwindigkeiten im Brennraum und hohen Flammentemperaturen führt und eine schnelle Verbrennung begünstigt. Gleichzeitig steigt der Wandwärmestrom, was mit fortschreitender Kolbenbewegung in einer Abnahme von Druck und Temperatur sowie Wärmefreisetzungsrates resultiert. Die Folge ist eine reduzierte Wärmefreisetzungsrates gegen Ende der Verbrennung. Absolut betrachtet ist die zugeführte Wärmemenge bei Miller spät 65 gegenüber der Referenz geringer, was die Abnahme von Druck und Temperatur zu Beginn der Expansion unterstützt.

Die gemeinsame Betrachtung von Druckverlauf und Abgastemperatur deutet ferner darauf hin, dass die Miller-Konfiguration bei nahezu gleicher Abgastemperatur und geringerem Kraftstoffeinsatz höhere Verbrennungstemperaturen erreicht. Übertragen auf die erforderliche Mindesttemperatur für den Betrieb des Drei-Wege-Katalysators lässt sich feststellen, dass die erweiterte Expansion der Miller-Konfiguration bei konstanter Leistung nicht zu einer übermäßigen Temperaturreduktion führt und damit keine Beeinträchtigung des Katalysatorbetriebs bewirkt.

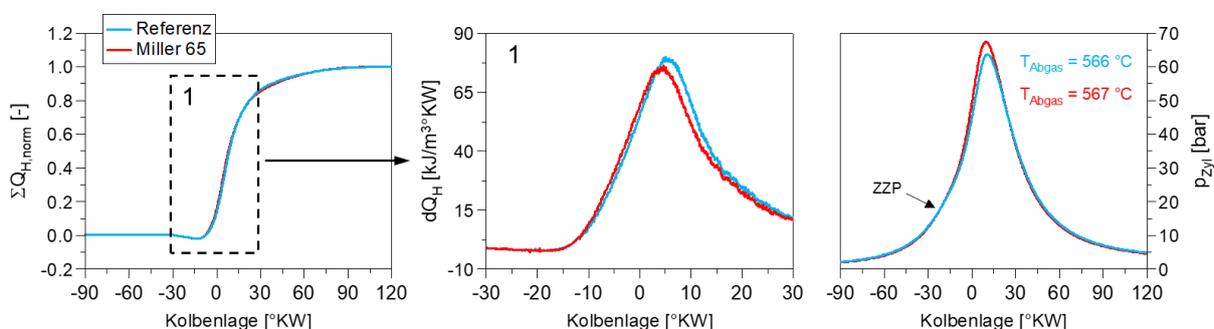


Abbildung 22: Heiz- und Druckverlauf von Referenz und Miller spät 65 bei 6,1 kW

Auf Grundlage der diskutierten Zusammenhänge bei der Referenz, die repräsentativ für eine konventionelle Otto-Steuerzeit steht, und der Miller spät 65 Konfiguration, die

eine erweiterte Expansion über den Ventiltrieb ermöglicht, ergeben sich folgende Ergebnisse:

- Aufgrund des höheren geometrischen Verdichtungsverhältnisses wird ein höherer Spitzendruck trotz geringerer Wärmezufuhr bei Miller spät 65 erreicht.
- Die Ladungswechselarbeit sinkt infolge der geringeren Zylindermasse und des erhöhten Expansions-/Kompressions-Verhältnisses bei Miller spät 65 aufgrund des reduzierten Druckniveaus während des Ausschubens.
- Die Kompressionsarbeit sinkt aufgrund des gegenüber der Referenz verspäteten Verdichtungsbeginns bei kleinerem Volumen und der reduzierten Zylindermasse bei Miller spät 65.
- Der reduzierte Ladungswechsel-Mitteldruck $p_{i,LW}$ ermöglicht einen konstanten effektiven Mitteldruck p_{mi} trotz reduziertem Hochdruck-Mitteldruck $p_{i,HD}$ bei Miller spät 65.
- AGR-Raten $\leq 7\%$ üben keinen wesentlichen Einfluss auf Verbrennungsdauer und Verbrennungsstabilität aus.
- Bei vergleichbarer Leistung und Schwerpunktlage liegen für beiden Konfigurationen ausreichend hohe Abgastemperaturen für den Betrieb des Drei-Wege-Katalysators ($>550\text{ °C}$) vor.
- Bei konstantem effektivem Verdichtungsverhältnis ermöglicht die späte Miller-Steuerzeit einen höheren indizierten und effektiven Wirkungsgrad bei konstanter Leistung aufgrund des erhöhten geometrischen Verdichtungsverhältnisses und der erweiterten Expansion.

5.2 Motorregelung

Neben der Untersuchung des stöchiometrischen Brennverfahrens mit unterschiedlichen Steuerzeiten zielte das ursprüngliche Vorhaben auf die Konzeptentwicklung einer Leistungs-, Klopf- und Lambda-Regelung ab. Die Leistungs- und Lambda-Regelung sollte dabei zum einen mit Hilfe des zugeführten Kraftstoffs das richtige Kraftstoff-Luftverhältnis für eine hohe Konvertierungsrate des Katalysators und zum anderen mittels Schwerpunktlage und AGR-Rate die angestrebte Leistung ermöglichen.

Lambda-Regelung

Die motorischen Voruntersuchungen beinhalteten bereits eine umfassende Grundvermessung des Versuchsträgers im stöchiometrischen Betrieb, die eine gleichzeitige Bewertung der Katalysator-Konvertierungsrate in Abhängigkeit des Luftverhältnisses und der Abgastemperatur beinhaltete. Aus den Ergebnissen wurde deutlich, dass ein mit Hilfe des Lambda-Sonden-Signals eingestellter, minimal unterstöchiometrischer Betrieb bei $\lambda \approx 0,99$ und Abgastemperaturen $>550\text{ °C}$ maximale Konvertierungsraten ermöglicht. Für die Lambda-Regelung konnten damit bereits in einer frühen Phase des

Projekts die anzustrebenden Zielgrößen für die spätere Serienanwendung bestimmt werden. Während das Lambda-Signal über das Ventil der Kraftstoffzufuhr geregelt werden kann, kann die Abgastemperatur beispielsweise über einen späteren ZZP erhöht werden.

Leistungsregelung

In der Serienanwendung wird die abgegebene Motorleistung bei konstanten Betriebsparametern u.a. durch Schwankungen im Luftdruck- und der Gasqualität beeinflusst. Um hohe Wirkungsgrade erreichen zu können, sind niedrige Drehzahlen anzustreben, weshalb eine Drehzahlerhöhung zur Leistungsregulierung grundsätzlich zu vermeiden ist. Die motorischen Untersuchungen bei der minimal möglichen Drehzahl von 1600 U/min zeigen, dass für alle Konfigurationen eine Leistungsreserve im Vollastbetrieb ohne AGR-Zufuhr von mindestens 0,2 kW zur angestrebten mechanischen Leistung von 6,1 kW besteht und die Notwendigkeit einer Drehzahlerhöhung im Serienbetrieb daher nicht zu erwarten ist. In Abhängigkeit von der vorliegenden Motorkonfiguration kann die Leistungsreduktion hin zur Zielleistung von 6,1 kW bereits mit Hilfe der Substitution von Kraftstoff-Luft-Gemisch durch geringe AGR-Raten zwischen 5-7 % ohne merkliche Beeinflussung von Verbrennung und Wirkungsgrad erfolgen. Die Eignung der AGR-Rate als Stellgröße innerhalb des Regelungskonzept zur Anpassung der Leistung konnte damit bestätigt werden.

Klopfregelung

Der ZZP und die daran gekoppelte Verbrennungsschwerpunktlage stellen die wesentlichen Regelgrößen zur Beeinflussung von Spitzendruck, Leistung, Abgastemperatur und Klopfneigung dar. Für die Klopf-, Leistungs- und Katalysator-Regelung stellt der ZZP damit eine vielversprechende Größe dar. Im Hinblick auf hohe Wirkungsgrade gilt allerdings, stets wirkungsgradoptimale Schwerpunktlagen einzustellen und diese nur zum Schutz des Motors im Falle von klopfenden Verbrennungen anzupassen. Durch die Verwendung von reinem Methan (Oktanzahl ≥ 130) zur detaillierten Untersuchung des Brennverfahrens wurden die motorischen Versuche mit einem sehr klopfesten Kraftstoff durchgeführt. In der Folge konnten während der kompletten Versuchsreihen keine klopfenden Verbrennungen trotz Schwerpunktlagen um den OT provoziert werden. Die erforderliche Regelstrategie des ZZP im Falle klopfender Verbrennung konnte daher anhand der Versuchsergebnisse nicht abgeleitet werden. Die ursprünglich angenommene Effektivität des ZZPs zur Anpassung des Verbrennungsspitzen drucks konnte dennoch durch die Versuchsreihen bestätigt werden. Ebenso hat die bereits im Rahmen der Leistungsregelung diskutierte AGR-Rate einen wesentlichen Einfluss auf die freigesetzte Wärmemenge und damit auf Verbrennungsdruck- und Temperatur. Darüber hinaus führt die höhere Wärmekapazität bei AGR-Zufuhr ebenfalls zu einer Reduzierung der Verbrennungstemperatur und senkt damit die Klopfneigung. Die hohe

Effektivität geringer AGR-Raten zur Senkung von Spitzendruck und zugeführter Wärmemenge konnte im Rahmen der Untersuchungen zur Leistungsreduzierung nachgewiesen werden, wodurch sich die AGR-Rate ebenfalls als effektive Stellgröße zur Klopfregelung eignet. Inwiefern die AGR-Rate bzw. der ZZP als Stellgröße zur Vermeidung klopfender Verbrennung bei gleichzeitiger Erhaltung hoher Wirkungsgrade vorzuziehen ist, konnte im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen nicht untersucht werden. Ferner konnte das Körperschall-Signal als Regelgröße aufgrund der nicht klopfenden Verbrennungen nicht ausreichend bewertet werden.

Folgeuntersuchungen

Die durchgeführten Untersuchungen haben die individuellen Potentiale von ZZP, AGR-Rate und Lambda-Signal als effektive Stellgrößen zur Regelung von Gemisch, Leistung und Klopfen bestätigt. Das Potential des Körperschallsignals zur Ermittlung von Spitzendruck, Verbrennungsschwerpunkt und Klopfen wurde dahingegen nicht detailliert untersucht. Der Grund lag in den nicht klopfenden Verbrennungen während der Versuchsreihen. Aufgrund dessen ist die weiterführende Untersuchung der Klopfneigung bei variierenden Erdgaszusammensetzung im Rahmen der Serienentwicklung erforderlich. Die Bewertung der Eignung des Körperschallsignals zur Klopfregelung ist daher erstmals während dieser noch ausstehenden Arbeiten möglich, weshalb die thematisch daran angrenzenden Untersuchungen hinsichtlich der Eignung des Körperschalls zur Ermittlung von Schwerpunktlage und Spitzendruck ebenfalls in diesen Zeitraum verschoben wurden. Die Analyse der Brennverfahren und der übrigen Stellgrößen (AGR-Rate, ZZP...) im Rahmen der Versuchsauswertung wurden daher priorisiert.

6 Bewertung der Ergebnisse

6.1 Bewertung der Ergebnisse vor dem Hintergrund der Zielsetzung des Vorhabens

Durch die enge Verknüpfung numerischer Simulationswerkzeuge und motorischer Versuche konnte ein stöchiometrisches Brennverfahren mit erweiterter Expansion entwickelt werden, das eine deutliche Entschärfung des Zielkonflikts zwischen Wirkungsgrad und NO_x-Emissionen ermöglicht. Im Vergleich zum aktuellen Serien-Magermotor konnte eine deutliche Absenkung der Motordrehzahl bei konstanter Motorleistung durchgeführt werden, wodurch die Reibungsverluste deutlich reduziert werden konnten. Der Einsatz eines Drei-Wege-Katalysators ermöglicht sehr niedrige (NO_x -) Emissionen und damit die Einhaltung zukünftiger Grenzwerte. Dem Nachteil eines geringeren Polytropenexponenten im stöchiometrischen Betrieb und dem damit verbundenen Abfall des motorischen Wirkungsgrads konnte durch die Anhebung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses und der erweiterten Expansion durch eine „späte“ Miller-Steuerzeit kompensiert werden. In Kombination mit der Drehzahlreduktion auf 1600 U/min konnte im angestrebten Leistungspunkt des Serienmotors bei 6,1 kW (P_{mech}) ein indizierter Wirkungsgrad von 39,0 % und ein effektiver Wirkungsgrad von 34,4 % erreicht werden.

Darüber hinaus ermöglichte die Leistungsreduktion durch die reduzierte Zylinderfüllung mittels spätem Einlassschließen in Kombination mit einer moderaten AGR-Rate den Verzicht auf eine Drosselklappe. Gegenüber der konventionellen Methode in der Motorenentwicklung konnte dadurch ein weiterer Wirkungsgradvorteil erzielt werden. Das Potential der AGR als effektive Stellgröße zur Leistungs- und Klopfregelung konnte durch die motorischen Versuche ebenfalls bestätigt werden. Durch die Substitution von frischem Gemisch durch eine AGR-Rate von 5 % konnte bereits Leistungsreduktion von 0,2 kW bei gleichzeitiger Absenkung von Spitzendruck und Verbrennungstemperatur erzielt werden. Der Betrieb des Drei-Wegekatalysators und dessen Konvertierungseigenschaften wurden untersucht und das anzustrebende Luftverhältnis von $0,99 < \lambda < 1,0$ bestimmt.

Bei den motorischen Versuchen wurde die Analyse des Brennverfahrens und dessen Potentials zur Wirkungsgradsteigerung priorisiert, weshalb die Versuche mit Methan-Flaschengas durchgeführt wurden. Das Ziel lag darin, bekannte Schwankungen der Erdgasqualität und deren Quereinfluss auf die Verbrennung zu egalisieren. Aufgrund der deutlich reduzierten Klopfneigung von Methan konnten in der Folge keine klopfenden Verbrennungen provoziert werden, weshalb das Potential des Körperschallsignals

als Regelgröße innerhalb einer Klopfregelung nicht untersucht wurde. Die Wiederholung der Versuchsreihen mit Erdgas als kloppfreudigerem Kraftstoff waren zeitlich innerhalb des Projektzeitraums nicht mehr möglich. Die Eignung der für das Motorregelungskonzept vorgesehen Stellgrößen AGR-Rate, ZZZP und Lambda-Signal konnten dennoch bestätigt werden. Eine detaillierte Ausarbeitung der serienreifen Regelung mit dem Körperschallsignal als Regelgröße ist innerhalb der sich an das Projekt anschließenden Serienentwicklung geplant. Ebenso wird die Beurteilung der mechanischen und thermischen Motorbelastung zur Sicherstellung der Lebensdauer im Rahmen der Serienentwicklung erfolgen.

6.2 Ökologische, technologische und ökonomische Bewertung der Vorhabensergebnisse

Das entwickelte Brennverfahren ermöglicht die Einhaltung zukünftiger NO_x-Grenzwerte bei gleichzeitig sehr hohen indizierten und effektiven Wirkungsgraden. Der Einsatz eines technologisch ausgereiften und kostengünstigen Drei-Wege-Katalysators ermöglicht die Einhaltung zukünftiger NO_x-Grenzwerte mit vergleichbar geringem Aufwand. Die Drehzahlreduktion und die damit verbundenen Abnahme der Reibleistung führt zu einer Verschleißreduktion der beweglichen Motorteile und dadurch zur Erhöhung der Lebensdauer. Die Kombination aus später Miller-Steuerzeit und moderaten AGR-Raten zur Leistungsreduzierung ermöglicht den Entfall einer Drosselklappe. Die Wirtschaftlichkeit konnte durch die Einsparung der zusätzlichen Bauteile sowie der Regelelektronik zur Ansteuerung der Drosselklappe gesteigert werden. Die zur Umsetzung der erweiterten Expansion mit erhöhter geometrischer Verdichtung erforderlichen Komponenten (geändertes Nockenprofil und Kolbenmuldengeometrie) basieren auf Standardkomponenten des Serienproduktionsprozesses und führen damit zu keiner Erhöhung der Fertigungskosten. Auf Basis der Vorhabensergebnisse kann bei einer Umsetzung des Brennverfahrens in zukünftigen Anlagen mit einer allgemeinen Reduzierung der Emissionen und einem deutlichen Anstieg des Wirkungsgrads ausgegangen werden.

Für die sich an das Projekt anschließende Serienentwicklung konnte die Eignung der Stellgrößen ZZZP, Lambda-Signal und AGR-Rate für eine Leistungs-, Gemisch- und Klopfregelung bestätigt werden. Die detaillierte Ausarbeitung der Regelstrategie mit dem Körperschallsignal als Regelgröße ist noch ausstehend. Ferner ist die Bewertung der Bauteilbelastung im entwickelten Brennverfahren durch zukünftige Dauerläufe geplant.

Aus technologisch wissenschaftlicher Sicht haben die durchgeführten Untersuchungen das Verständnis aus früheren Projekten zur erweiterten Expansion über den Ventiltrieb am Beispiel eines stöchiometrischen Brennverfahrens mit/ohne AGR vertieft. Anhand der gewonnenen Erkenntnisse können neue Themenvorschläge für zukünftige Forschungsprojekte abgeleitet werden.

7 Geplante Publikationen

Neben dem Abschlussbericht sollen die Projektergebnisse und die gewonnenen Erkenntnisse der physikalischen Zusammenhänge bei einem stöchiometrisch betriebenen Einzylinder-Gasmotors mit erweiterter Expansion auf nationalen und internationalen Fachtagungen vorgestellt werden. Zum aktuellen Zeitpunkt wurde der eingereichte Beitrag zur Gasmotorenkonferenz 2019 in Dessau mit dem Titel „*Simulationsgestützte Entwicklung eines stöchiometrischen Brennverfahrens mit erweiterter Expansion über den Ventiltrieb für einen gemischansaugenden Einzylinder-Erdgasmotor*“ bereits angenommen und ist zur Veröffentlichung im April 2019 vorgesehen. Des Weiteren ist die internationale Veröffentlichung der Ergebnisse auf der jährlich stattfindenden SAE/JSAE „*Small Engine Technology Conference – SETC*“ im November 2019 in Japan geplant.

Fazit und Ausblick

Auf der Grundlage umfangreicher Voruntersuchungen und der anschließenden Kopplung von numerischen Simulationswerkzeugen und experimenteller Validierung konnte im durchgeführten Vorhaben ein innovatives Brennverfahren für einen Einzylinder-Gasmotor des kleinen Leistungsbereichs entwickelt werden. Die Kombination aus stöchiometrischer Verbrennung, Drei-Wege-Katalysator, AGR, hohem geometrischen Verdichtungsverhältnis und erweiterter Expansion ermöglicht dabei eine deutliche Entschärfung des Zielkonflikts zwischen Wirkungsgrad und Emissionen. Gegenüber dem überwiegend verwendeten Mager-Brennverfahren aktuell am Markt verfügbarer Anlagen wird eine Einhaltung zukünftiger NO_x-Grenzwerte bei gleichzeitiger Steigerung der Effizienz sowie geringer Anlagen-Komplexität möglich.

Ferner konnte das Verständnis für stöchiometrisch betriebene Einzylinder-Gasmotoren gestärkt sowie das bisher in vorherigen Projekten bereits bei Mager-Motoren untersuchte Potential der erweiterten Expansion als wirkungsgradsteigernde Maßnahme weiter ergründet werden.

Zur Umsetzung des Brennverfahrens in zukünftigen Serienanlagen gilt es nun die Auswirkungen der gesteigerten thermischen Belastung und der reduzierten Reibung auf die Lebensdauer der Motorkomponenten im Rahmen von Dauerläufen sicherzustellen. Darüber hinaus gilt es zu untersuchen, welchen qualitativen Einfluss die alltäglichen Schwankungen der Erdgas-Qualität auf die Leistung und Klopfneigung in der im Rahmen des Vorhabens als zielführend befundenen Konfiguration ausüben. In diesem Zusammenhang sollte zudem das vielversprechende Potential des Körperschallsignals als Regelgröße zur Klopf- und Schwerpunktlagenregelung untersucht werden. Die Versuchsergebnisse können weiterführend zur Analyse und Priorisierung der Stellgrößen AGR-Rate, Lambda-Signal und ZZP innerhalb des angestrebten, kaskadierten Regelkonzepts für Gemisch-, Leistungs- und Klopfregelung für die Seriensteuereinheit verwendet werden.

8 Referenzen

- [1] Europäische Kommission, "Fahrplan für den Übergang zu einer wettbewerbsfähigen CO₂-armen Wirtschaft bis 2050," Mitteilung der Kommission KOM(2011) 112, 2011.
- [2] Europäische Kommission, "Energiefahrplan 2050," Mitteilung der Kommission KOM(2011) 885, 2011.
- [3] Bundesministerium der Justiz und Verbraucherschutz, "Gesetz für die Erhaltung, die Modernisierung und den Ausbau der Kraft-Wärme-Kopplung (Kraft-Wärme-Kopplungsgesetz)," 2002.
- [4] Deutsche Umwelthilfe, "CO₂-Reduzierung in der EU bis 2050," http://www.duh.de/uploads/media/Abb1_CO2_Minderung_bis_2050.jpg, February 14, 2018.
- [5] ASUE, "Energieflüsse bei der reinen Stromerzeugung," http://asue.de/blockheizkraftwerke/grafiken/energiefluesse_bei_der_reinen_stromerzeugung, February 14, 2018.
- [6] ASUE, "Emissionsentlastung bei Erdgaseinsatz in einem BHKW gegenüber getrennter Strom- und Wärmeerzeugung mit Steinkohle und Heizöl EL," http://asue.de/blockheizkraftwerke/grafiken/emissionsentlastung_bei_erdgaseinsatz_in_einem_bhkw_gegenueber_getrennter_strom-_und_waermeerzeugung_mit_steinkohle_und_heizoel_el, February 14, 2018.
- [7] Europäische Union, Amtsblatt, "Anhang III C102 E/329,"
- [8] Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit, "Entwurf zur Anpassung der Ersten Allgemeinen Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz (Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft – TA Luft)," 2016.
- [9] Auer, M., "Erstellung phänomenologischer Modelle zur Vorausberechnung des Brennverlaufes von Magerkonzept-Gasmotoren," Ph.D. Thesis, Universität München, 2010.
- [10] Neher, D., Kettner, M., Scholl, F., Klaisle, M. et al., "Numerical Investigations of a Naturally Aspirated Cogeneration Engine Operating with Overexpanded Cycle and Optimised Intake System," 2014-32-0109. *SAE Technical Paper*, 2014, doi:[10.4271/2014-32-0109](https://doi.org/10.4271/2014-32-0109).
- [11] Neher, D., Scholl, F., Deinert, M., Kettner, M. et al., "Miller/Atkinson Valve Timing as Full Load Concept for a Naturally Aspirated Cogeneration Engine," 2015-32-0713. *SAE Technical Paper*.
- [12] Neher, D., "Miller Cycle and Exhaust Gas Recirculation for a Naturally Aspirated Lean Burn Gas Engine," Ph.D. Thesis, University of Valladolid & Hochschule Karlsruhe, 2017.