



Jan Zelenka

Zum Einfluss der Abgasrückführung auf die Verbrennung in Großgasmotoren

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der technischen Wissenschaften

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

A.o. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Andreas Wimmer
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Zweitbegutachter

Prof. Dr.-Ing. habil. Günter-Peter Merker
Institut für Technische Verbrennung, Leibniz Universität Hannover

Graz, Juni 2015

Für Natascha, Emma und Marie

Vorwort

Die vorliegende Arbeit ist im Zuge meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik - Arbeitsbereich LEC - der Technischen Universität Graz entstanden.

Besonderer Dank gilt meinem Betreuer, Prof. Andreas Wimmer, für das in mich gesetzte Vertrauen sowie die Möglichkeit, mich dem Thema meiner Dissertation im Rahmen von Kooperationsprojekten mit Großmotorenherstellern sehr intensiv und selbstständig zu widmen.

Bei Prof. Merker bedanke ich mich für die Übernahme der Zweitbegutachtung.

Zudem gebührt meinen Kollegen am LEC mein großer Dank. Ohne Günther Wagner, Hannes Wrann, Reinhard Tretnjak, Marcel Kratzer, Karl-Heinz Steinbauer und Ronald Brunner wäre der große Umfang an experimentellen Ergebnissen undenkbar. Günter Rumpf, Nicole Schweiger und Tobias Utri waren mir durch die Fertigung von Prototypen-Komponenten eine riesige Stütze. Für die Erstellung und Berechnung von 1D-Ladungswechsel und 3D-CFD Simulationsmodellen bedanke ich mich bei Dr. Dimitar Dimitrov, Dr. Hubert Winter und DI Jakob Awender.

Graz, Juni 2015

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	III
Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen	V
Eidesstattliche Erklärung	VII
Kurzfassung	VIII
Abstract	IX
1 Einleitung	1
1.1 Anforderungen an Großgasmotoren.....	2
1.2 Motivation, Aufgabenstellung und Zielsetzung	5
2 Grundlagen der Abgasrückführung	7
2.1 Grundsätzliche Überlegungen zur Abgasrückführung	7
2.2 Abgasrückführung an Gasmotoren – Stand der Technik	19
3 Versuchsträger und Prüfstands Aufbau	21
4 Magerbrennverfahren mit Abgasrückführung	23
4.1 Brennverfahren mit gasgespülter Vorkammer	23
4.2 Brennverfahren mit Diesel-Zündstrahl.....	35
4.3 Einfluss der Abgasrückführung auf Klopfen.....	39
4.4 Resümee	40
5 Stöchiometrisches Gemisch mit Abgasrückführung	42
5.1 Auslegung der Betriebsparameter.....	43
5.2 Optimiertes Brennverfahren mit Vorkammerkerze.....	50
5.3 Einfluss der Vorkammerspülung	56
5.4 Resümee	62
6 Teilhomogene Selbstzündung mit interner AGR	64
6.1 Auslegung des Brennverfahrens	64
6.2 Sensitivitätsanalyse	71
6.3 Resümee	76
7 Zusammenfassung und Ausblick	77
Literatur	79
Anhang A – Zündkonzepte für Großgasmotoren	83

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

L_{st}	kmol L/kmol B oder kg L/kg B	Stöchiometrischer Luftbedarf
m	kg oder mol	Masse

Griechische Formelzeichen

ε	-	Leistungszahl; Verdichtungsverhältnis
η	-	Wirkungsgrad
η_{th}	-	thermodynamischer Wirkungsgrad
$\eta_{th,v}$	-	thermodynamischer Wirkungsgrad mit Gleichraumverbrennung
η_v	-	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors
κ	-	Isentropenexponent
λ	-	Luftverhältnis, Luftzahl
τ	s	Zeit

Weitere Indices, Abkürzungen und Einheiten

°KW	Grad Kurbelwinkel
1D	eindimensional
3D	dreidimensional
AGR	Abgasrückführung
AV	Auslassventil
B	Brennstoff; Bildung
CAC	Charge Air Coller / Ladeluft Kühler
Ce	Cer
CFD	Computational Fluid Dynamics
CH ₄	Methan
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
CO ₂ equivalent	Kohlendioxid-Äquivalent (berücksichtigt alle Treibhausgase mit ihrer Wirksamkeit)
COV	Coefficient of Variance / Variationskoeffizient
E	ein
EAS	Exhaust aftertreatment system / Abgasnachbehandlungssystem
EGR	Exhaust Gas Recirculation / Abgasrückführung
EU	Europäische Union
EV	Einlassventil

GenSets	Generator Set
ges	gesamt
H ₂ O	Wasser
HAP	Hazardous Air Pollutants / Gefährliche Luftschadstoffe
HC	Kohlenwasserstoffe
HCCI	Homogenous Charge Compression Ignition / Homogene Selbstzündung
HD	Hochdruck(phase)
HT	High temperature / Hochtemperatur
ind.	indiziert
ISO	International Organization for Standardization
k	Kilo (10 ³); Anzahl der Komponenten
L	Luft
LT	Low temperature / Niedertemperatur
m	mittel; molar; milli (10 ⁻³), Meter
M	Mega (10 ⁶)
MFB	Mass Fraction Burnt
N	Normalbedingungen
N ₂	Molekularer Stickstoff
NMHC	Non Methane Hydrocarbons / Nicht-Methan Kohlenwasserstoffe
NO	Stickstoffoxid
NO _x	Stickoxide (Stickstoffoxid, Stickstoffdioxid)
O ₂	Molekularer Sauerstoff
OH	
OT	oberer Totpunkt
PI	indizierter Mitteldruck
PKW	Personenkraftwagen
PM	Particulate Matter / Partikelmasse
RG	Restgas
SCR	Selective Catalytic Reduction / Selektive katalytische Reduktion
SOI	Start of Injection / Einspritzbeginn
st	stöchiometrisch
TA	Technische Anweisung
TC	Turbocharger / Turbolader
THC	Total Hydrocarbons / Kohlenwasserstoffe
UN	United Nations
US	United States
UV	unverbrannt
VK	Vorkammer
VOC	Volatile Organic Compounds / Flüchtige organische Verbindungen
VVT	Variable Valve Train / Variabler Ventiltrieb
ZZP	Zündzeitpunkt
g	Gramm
kWh	Kilo Watt Hour / Kilowattstunde

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Dissertation identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present doctoral dissertation.

Jan Zelenka

Graz, 10.6.2015

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit werden eingehend die Auswirkungen der Abgasrückführung auf den Verbrennungsprozess in gasbetriebenen Großmotoren untersucht. Der Vergleich der Ergebnisse erfolgt in Bezug auf das gängige Magerbrennverfahren mit Luft-Überschuss.

Mit null- und ein-dimensionalen Simulationsrechnungen unter Berücksichtigung detaillierter Chemie werden die Unterschiede bezüglich laminarer Flammengeschwindigkeit, Zündverzug und Stickoxidbildung aufgezeigt. Es zeigt sich, dass sowohl die laminare Flammengeschwindigkeit als auch die Stickoxidbildung reduziert werden. Die Zündverzugszeit nimmt zu.

Mittels Versuchen an Einzylinder-Forschungsmotoren werden drei verschiedene Verbrennungskonzepte mit Abgasrückführung und deren Grenzen dargestellt. Weiterhin werden Möglichkeiten aufgezeigt, um den negativen Auswirkungen auf den Verbrennungsprozess entgegen zu wirken. Die Prüfstandsergebnisse werden mittels Analyse der Einzelverluste relativ zum Wirkungsgrad des Vollkommenen Motors bewertet und verglichen. Einen tieferen Einblick in die innermotorischen Vorgänge liefern Simulationen der gemessenen Motorbetriebspunkte mittels der 1D- und 3D-CFD Methode.

Abstract

This work investigates in detail the influence of exhaust gas recirculation on the combustion process in gaseous fueled large engines. The results are compared to those from the common lean burn process with excess air.

The difference in laminar flame speed, ignition delay and nitric oxide formation are investigated with zero-dimensional and one-dimensional simulations that make use of detailed reaction kinetics. It appears that laminar flame speed as well as nitric oxide emissions are reduced while ignition delay time increases.

Three combustion concepts using exhaust gas recirculation are investigated on a single-cylinder research engine. The limits of these concepts are shown. Furthermore, ways to overcome the negative influence of exhaust gas recirculation are presented. The test bed results are analyzed using a detailed breakdown of the individual losses and compared to the ideal engine with real charge. Greater insight into the processes within the engine is gained from 1D and 3D CFD simulations.

1 Einleitung

Großmotoren werden in vielen Bereichen eingesetzt. Angefangen als Antrieb von Schiffen über den Einsatz in Lokomotiven und Baumaschinen bis hin zum stationären Einsatz als Blockheizkraftwerk. Motoren, welche als Antrieb von Fahrzeugen genutzt werden und dadurch höhere Anforderungen an die instationäre Betriebsfähigkeit besitzen, werden zumeist als Dieselmotoren ausgeführt. Gasmotoren werden aufgrund ihrer derzeit noch beschränkten Fähigkeit, schnell auf Last- und Drehzahlanforderungen reagieren zu können vorwiegend in stationären Anwendungen eingesetzt. Mit zunehmender Verfügbarkeit nicht-konventioneller Vorkommen an Erdgas liegt nun ein gesteigertes Interesse vor, Gasmotoren für mobile Anwendungen zu entwickeln.

Der Großteil der heute hergestellten Großgasmotoren ist als Ottomotor ausgeführt und basiert auf einem Magerbrennverfahren. Dahingegen sind stöchiometrisch betriebene Gasmotoren eher die Ausnahme. Bei beiden Verfahren wird der Kraftstoff weitgehend homogen vermischt mit der Luft über die Einlassventile dem Motor zugeführt. Allerdings befindet sich im Gemisch des Magerbrennverfahrens weit mehr Luft als zur vollständigen Umsetzung des Gases notwendig ist. Dieses Verfahren bietet sowohl Vor- als auch Nachteile, wobei je nach Motorgröße und Anforderung an Wirkungsgrad, Leistung und Schadstoffe die Vorteile überwiegen. Als Vorteile des Magerkonzeptes gegenüber dem stöchiometrischen Gasmotor sind zu nennen:

- Höhere Leistungsdichte
- Höherer, theoretisch erreichbarer Wirkungsgrad
- Reduzierte Stickoxidbildung
- Reduzierte Klopfneigung
- Reduzierte thermische Bauteilbelastung

Demgegenüber stehen folgende Nachteile:

- Aufladesystem notwendig
- Höhere Anforderungen an das Zündsystem
- Höhere Anforderungen an die Gemischbildung
- Höhere Rohemission an Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen
- Kein Drei-Wege-Katalysator möglich

Bei Großgasmotoren werden unterschiedliche Zündverfahren eingesetzt. Die Auswahl des Zündverfahrens ist abhängig von der Motorgröße (Bohrungsdurchmesser), der

Ladungsbewegung im Brennraum und der Qualität des Treibgases. In Kapitel 2 wird gezeigt, wie sich die Abgasrückführung auf die Zündung in Form des Zündverzuges und die Verbrennung in Form der laminaren Flammengeschwindigkeit auswirkt. Diese Einflüsse müssen auch bei der Auswahl des Zündverfahrens für die unterschiedlichen Verbrennungskonzepte Berücksichtigung finden. Ein Überblick über die gängigsten Zündkonzepte für Großgasmotoren wird in Anhang A gegeben.

1.1 Anforderungen an Großgasmotoren

Leistung und Wirkungsgrad

Die Leistung von Großgasmotoren wird primär durch die klopfende Verbrennung beschränkt. Durch den konsequenten Einsatz des Magerkonzeptes konnte der effektive Mitteldruck von Motoren zur stationären Energieerzeugung in den vergangenen zwanzig Jahren von lediglich 12 bar auf über 24 bar gesteigert werden [24]. Der elektrische Wirkungsgrad ist im selben Zeitraum um zehn Prozentpunkte auf über 48 Prozent gestiegen.

Jedoch kann auch mit dem Magerkonzept der Mitteldruck nicht beliebig gesteigert werden, da der Betriebsbereich des Motors zwischen Klopfgrenze und Stabilitätsgrenze immer schmaler wird (vgl. Abbildung 1.1). Eine weitere Steigerung des Wirkungsgrades durch Anhebung des Verdichtungsverhältnisses wird wiederum durch die Klopfneigung beschränkt. Durch Anpassung der Ventilsteuerzeiten zu einem frühen Einlassschluss und eine Erhöhung der Aufladung kann ein Teil der Verdichtungsarbeit in die Aufladegruppe verlegt und durch Kühlung der Ladeluft mit kühlerer Zylinderladung im unteren Totpunkt die Klopfneigung reduziert werden. Entwicklungsmaßnahmen an der Brennraumform und am Zündsystem ermöglichen auch eine Verschiebung der Stabilitätsgrenze.

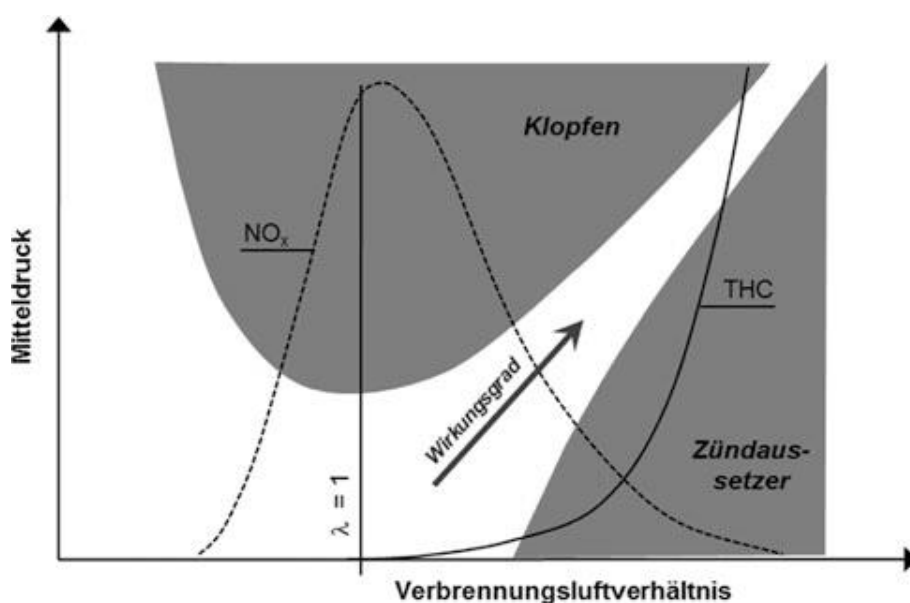


Abbildung 1.1: Betriebskennfeld Magerbrennverfahren [24]

Robustheit

Die meisten Großgasmotoren werden auf den Dauerbetrieb in der Vollast ausgelegt. Für den Betreiber der Motoren ist es zur Maximierung des Profits wichtig, dass die Serviceintervallzeiten, zum Tausch von Zündkerzen zum Beispiel, möglichst groß sind. Im anderen Fall, wo Großmotoren zum Abdecken von Bedarfsspitzen im Stromnetz eingesetzt werden, müssen die Motoren schnell ins Netz speisen, aber auch wieder vom Netz genommen werden können.

Emissionsgrenzwerte

Ein treibender Faktor bei der Weiterentwicklung von Großgasmotoren ist die Limitierung der Abgas-Emissionen, allen voran die Emission an Stickoxiden. Hier bietet der Großgasmotor gegenüber den Großdieselmotoren einen eindeutigen Vorteil. Dem wird unter anderem dadurch Rechnung getragen, dass die meisten Vorschriften hinsichtlich des maximalen Emissionsausstoßes separate Werte festlegen.

Tabelle 1.1 zeigt die weltweit wichtigsten Abgasrichtlinien und -gesetze für funkengezündete Großmotoren. Als maßgebliche Abgasgesetzgebung in Europa gilt die deutsche TA Luft Richtlinie [5]. Diese beschränkt die Emissionen für Mager-Gasmotoren mit 500 mg/m_n^3 bei einer Sauerstoffkonzentration von 5% im Abgas. In Gebieten mit hoher Bevölkerungsdichte wird der Wert auf 250 mg/m_n^3 reduziert. Für alle anderen Viertakt-Ottomotoren (z.B.: Gasmotor stöchiometrischer Betrieb) gilt eine Beschränkung auf 250 mg/m_n^3 . In den Vereinigten Staaten von Amerika gilt auf Bundesebene die Tier 2 Stufe der Richtlinie für funkengezündete Motoren [12]. Auf staatlicher und lokaler Ebene (Kalifornien) kann es aber noch deutlich strengere Grenzwerte geben. Im US-amerikanischen Gasverdichter-Markt ist diese Tatsache von großer Bedeutung. Hier werden die Motoren oft in einem Leasing-Modell den Betreibern zur Verfügung gestellt. Der Aufstellungsort kann oft zwischen mehreren Bundesstaaten wechseln. Daher sind hier Motoren mit besonders niedrigem Schadstoffausstoß auch bei geringerem Wirkungsgrad attraktiv. Zudem verlangt die Title V Richtlinie des US Clean Air Acts [4] spezielle Genehmigungen für industrielle Anlagen. In Abhängigkeit der Belastbarkeit der Umgebung der Anlage darf nur ein gewisses Maß an Emissionen pro Jahr emittiert werden. Dies führt wiederum dazu, dass auch Motoren mit einem schlechteren Wirkungsgrad in einer Anlage installiert werden, wenn diese weniger Schadstoffe ausstoßen, jedoch ausreichend Leistung bieten.

Tabelle 1.1: Emissionsgrenzwerte für Gasmotoren-GenSets [37], [12], [16], [13], [5]

Emissions-Richtlinie	Einheit	CO	HC	NMHC+ NO _x	NO _x	PM
TA Luft	mg/m _n ³ @ 5% O ₂	300	-	-	500/250 ^a	-
Göteborg Protokoll	mg/m _n ³ @ 5% O ₂	-	-	-	250/500 ^a	-
EU Direktive 2010/75/EU	mg/m _n ³ @ 15% O ₂	100	-	-	75	-
US EPA Tier 2	g/kWh	4.4	-	2.7	-	-
Weltbank	mg/m _n ³ @ 15% O ₂	-	-	-	200	50

^a...Magerkonzept/Andere

Je nach Richtlinie gelten für Dual-Fuel Motoren, also auch Gasmotoren mit Zündstrahl die gleichen oder strengere Grenzwerte (Tabelle 1.2). So liegt der US EPA Grenzwert für Nicht-Methan-Kohlenwasserstoffe und Stickoxide für Dual-Fuel Motoren auf etwa einem Drittel des derzeit gültigen Wertes für funkengezündete Gasmotoren.

Tabelle 1.2: Emissionsgrenzwerte für Dual Fuel Gen-Sets [37], [11], [16], [5]

Emissions-Richtlinie	Einheit	CO	HC	NMHC	NO _x	PM
TA Luft	mg/m _n ³ @ 5% O ₂	300	-	-	500	-
Göteborg Protokoll	mg/m _n ³ @ 5% O ₂	-	-	-	250	-
US EPA Tier 4 ^b	g/kWh	3.5	-	0.19	0.67	0.03
Weltbank	mg/m _n ³ @ 15% O ₂	-	-	-	400	50

^b...Einführungsphase ab 2015

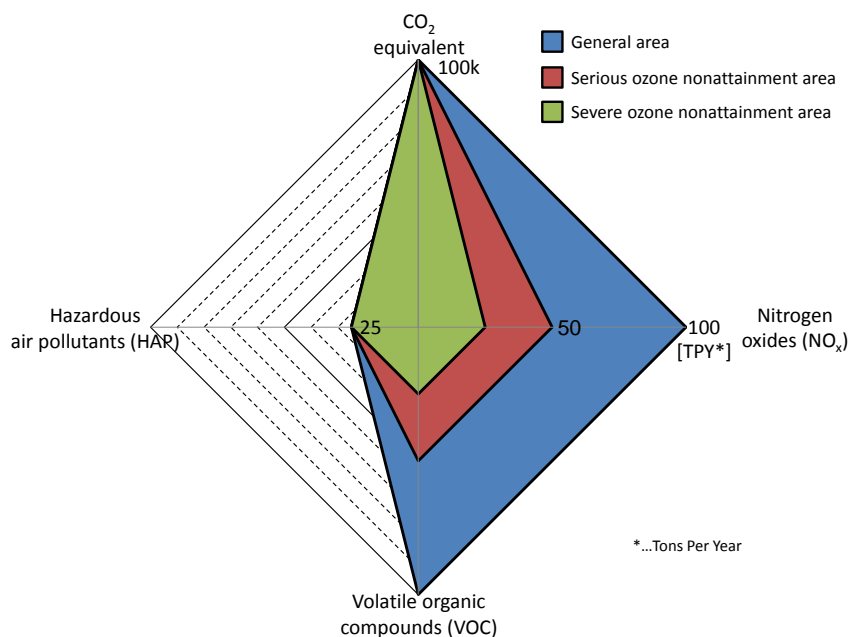


Abbildung 1.2: Grenzwerte für industrielle Anlagen entsprechend Title V des US Clean Air Acts [4]

1.2 Motivation, Aufgabenstellung und Zielsetzung

Wie oben dargestellt werden die Abgasgesetzgebungen weltweit immer strenger. Für Magerkonzepte ist aber insbesondere die Reduktion der Stickoxidemission innermotorisch nur durch substantielles Ausmageren des Gemisches oder durch Abgasnachbehandlung mittels selektiver katalytischer Reduktion möglich. Bei der Ausmagerung sinkt jedoch der Wirkungsgrad des Motors durch höhere Umsetzungsverluste und vor allem auch durch höhere Ladungswechselverluste [32]. Zudem sinkt die Entflammbarkeit des Gemisches, wodurch aufwändigere Zündsysteme notwendig werden. Abgasnachbehandlungssysteme für Großmotoren benötigen einen sehr großen Bauraum. Weiters entstehen nicht nur höhere Anschaffungskosten des Motors, sondern es steigen vor allem auch die laufenden Betriebskosten für den technischen Harnstoff und die dahinterstehende Logistik.

Eine weitere Möglichkeit zur innermotorischen Reduktion der Stickoxidemissionen, welche insbesondere bei Dieselmotoren intensiv genutzt wird, stellt die Abgasrückführung (AGR) dar. Allerdings stoßen Brennverfahren mit Abgasrückführung bei der Reduktion der Stickoxidemission auf ähnliche Probleme, wie sie bei einer weiteren Ausmagerung beim Magerbrennverfahren anzufinden sind [21].

Die Reduktion der Stickoxidemission stellt bei stöchiometrisch betriebenen Gasmotoren eine geringere Herausforderung dar, da die Schadstoffemissionen durch den Einsatz von Drei-Wege-Katalysatoren reduziert werden können. Die Leistungsdichte ist aber durch die thermische Bauteilbelastung und Klopfen beschränkt. Durch Verdünnung der Ladung mit rückgeführtem Abgas, ähnlich dem Magerbrennverfahren, kann diese Einschränkung

überwunden werden.

Bisherige Veröffentlichungen zur Abgasrückführung an Großgasmotoren haben gezeigt, dass die Abgasrückführung in unterschiedlichsten Verbrennungskonzepten das Potenzial zur Reduktion der Stickoxidemission besitzt. Bezüglich erreichbarer Leistung und Wirkungsgrad differieren die Ergebnisse jedoch.

Ziel dieser Arbeit ist es, die Auswirkungen der Abgasrückführung auf die Verbrennung in Großgasmotoren zunächst anhand der thermodynamischen Zusammenhänge auf Basis vereinfachter Simulationsrechnungen zu bestimmen. Basierend auf diesen Ergebnissen werden Anwendungsszenarien für die Abgasrückführung an Großgasmotoren erarbeitet und am Einzylinder-Forschungsmotor untersucht. Dies soll Auskunft darüber geben, welche Beschränkungen es für den Einsatz von AGR an unterschiedlichen Verbrennungs- und Zündkonzepten gibt. Dabei ist ein möglicher Serieneinsatz dieser AGR-Konzepte zu berücksichtigen. Ein Vergleich zum jeweiligen, im Serieneinsatz befindlichen Referenzverfahren ist daher unerlässlich.

2 Grundlagen der Abgasrückführung

2.1 Grundsätzliche Überlegungen zur Abgasrückführung

Unter Abgasrückführung wird die Beimischung von Abgas zum frischen Verbrennungsgemisch verstanden. Dabei stammt das Abgas aus einem vorangegangenen Zeitschritt des Verbrennungsprozesses. Bei stationären Brennern geschieht dies durch eine geeignete Strömungsführung in der Brennkammer.¹

Bei intermittierenden Verbrennungsprozessen, wie sie in Hubkolbenmotoren auftreten, entstammt das rückgeführte Abgas in der Regel einem vorangegangenen Arbeitszyklus. Ob es sich dabei um den unmittelbar vorangegangenen Zyklus handelt, hängt von der Art der Abgasrückführung ab. Es lassen sich zwei Fälle unterscheiden.

Bei der **externen Abgasrückführung** wird das Abgas dem Abgasstrang entnommen, in der Regel gekühlt und dem Motor auf der Einlassseite wieder zugeführt. Die Zusammensetzung des rückgeführten Abgases hängt nun zusätzlich zur Verbrennungsschemie auch noch von Druck und Temperatur in der AGR-Leitung nach dem Kühler sowie der Länge der AGR-Leitung ab. Diese bestimmen die Wasser-Konzentration im rückgeführten Abgas und eventuelle Nachreaktionen. Weiters kann es durch die Kondensation im AGR-Kühler auch zu einem Auswaschen von Abgaskomponenten (CO_2 , unverbrannte HC, NO_x) kommen.

Bei der **internen Abgasrückführung** wird das Abgas des vorangegangenen Zyklus im Ladungswechsel durch eine geeignete Wahl der Ventilsteuerzeiten nicht vollständig aus dem Brennraum entfernt, beziehungsweise aus dem Auspuff wieder angesaugt. Die Beschaffenheit des rückgeführten Abgases entspricht dabei chemisch in erster Näherung der Zusammensetzung im chemischen Gleichgewicht. Das bedeutet, dass das im Verbrennungsprozess entstandene Wasser zur Gänze im rückgeführten Abgas enthalten ist. Die Temperatur der resultierenden Zylinderladung bei Kompressionsbeginn hängt stark von der Menge an rückgeführtem Abgas ab.

Abgasrückführung beim luftansaugenden Dieselmotor

Die Abgasrückführung beim Dieselmotor ist heutzutage eine etablierte Technologie zur Reduktion der Stickoxidemissionen. Im Bereich der Großdieselmotoren wurde es erst durch die strengeren Abgasrichtlinien der letzten Jahre notwendig, Abgasrückführung beziehungsweise SCR einzusetzen (vgl. [18]).

Zumeist wird eine externe Abgasrückführung realisiert. Es hat sich gezeigt, dass rückgeführtes Abgas, welches zusätzlich zur vorhandenen Ladeluft in den Brennraum

¹ Auf diese Art von Verbrennungsprozessen wird in dieser Arbeit nicht eingegangen.

eingbracht wird, bessere Ergebnisse erzielt, als wenn Ladeluft durch rückgeführtes Abgas ausgetauscht wird [1]. Dies rührt daher, dass bei konstant gehaltener Ladungsmasse unter Einsatz konstanter Brennstoffzufuhr das Luftverhältnis linear mit steigender Abgasrückführrate sinkt [29]. Das Luftverhältnis der zugeführten Ladung ergibt sich unter Berücksichtigung des mit dem Abgas rückgeführten Sauerstoffes nach Gleichung (2-1) [29].

$$\lambda_E = \frac{1}{AGR} \left(\lambda + \frac{1}{L_{st}} \right) - \frac{1}{L_{st}} \quad (2-1)$$

Der Dieselmotorkraftstoff brennt immer im Bereich einer Luftzahl von 1. Das zusätzliche Einbringen von Ladung mit einem erhöhten Anteil an Inertgasen bewirkt eine Erhöhung der stöchiometrischen Masse und somit eine Temperaturabsenkung in der Flammenzone. Dies führt in weiterer Folge zur gewünschten Absenkung der Stickoxidemission [35]. Durch die Absenkung des Sauerstoffgehalts und der Temperatur wird allerdings die Emission von Ruß erhöht [29]. Dem kann durch Erhöhung des Einspritzdruckes entgegengewirkt werden.

Abgasrückführung beim Ottomotor mit Gemischansaugung

Beim fremdgezündeten PKW-Ottomotor stellt die Abgasrückführung eine Möglichkeit zur Lastregelung und Reduktion der Drosselverluste im Teillastbetrieb dar. Durch Entdrosselung und externe Abgasrückführung kann eine Steigerung der Zylinderladungsmasse bei gleich bleibender Frischladungszufuhr und konstantem Luftverhältnis erreicht werden. Durch die größere aufzuheizende Ladungsmasse zusammen mit der gestiegenen spezifischen Wärmekapazität der Ladung wird eine Reduktion der Spitztemperatur erreicht [29]. Dies führt zu einer Absenkung der Stickoxid-Emissionen. Die aus der Abgasrückführung resultierende Verschleppung der Verbrennung bedingt eine Anpassung des Zündzeitpunktes und beschränkt die zulässige Abgasrückführrate.

Stationäre Großgasmotoren werden in der Regel ungedrosselt in der Vollast betrieben [20]. Dadurch entfällt der Vorteil der Reduktion der Drosselverluste. Die thermodynamischen Auswirkungen der Abgasrückführung auf den Betrieb eines Großgasmotors werden deshalb im Detail betrachtet.

Die Abgasrückführung bewirkt aufgrund der geänderten Ladungszusammensetzung Veränderungen im Motorprozess. In Abbildung 2.1 ist der Massenanteil von Sauerstoff in der frischen Zylinderladung für Luftzahlen von eins bis zwei und Abgasrückführaten von null bis vierzig Prozent dargestellt. Während mit steigender Luftzahl ohne AGR die Sauerstoffkonzentration nur unwesentlich steigt, wird diese auf bei einem stöchiometrischen Gemisch und einer AGR-Rate von dreißig Prozent bereits um ein Drittel reduziert. Ebenso sinkt die Konzentration des zur Verfügung stehenden Kraftstoffes. Somit stehen weniger Reaktionspartner pro Volumen zur Verfügung. Demgegenüber steht ein Anstieg der Konzentration von inerten Ladungskomponenten sowohl für magere Gemische, als auch für

Gemische mit rückgeführtem Abgas. Hier nimmt Stickstoff den weitaus größten Anteil ein. Durch die Abgasrückführung kommt es auch zu einem Anstieg der CO₂-Konzentration, welche bis zu sechs Prozent bei einer Abgasrückführtrate von vierzig Prozent betragen kann. Repräsentativ für die spezifische Wärmekapazität des Gemisches ist in Abbildung 2.1 (d) der Isentropenexponent κ aufgetragen. Mit steigendem Luftverhältnis bei konstanter AGR-Rate steigt der Isentropenexponent.

$$\eta_{th,v} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \tag{2-2}$$

Wohingegen der Isentropenexponent mit steigender AGR-Rate bei konstantem Luftverhältnis sinkt. Dies ergibt für einen vereinfachten Vergleichsprozess (Idealer Motor; [6]) mit konstanten Stoffwerten und Gleichraumverbrennung eine Wirkungsgraderhöhung für den Fall der Ausmagerung (siehe Gleichung (2-2)).

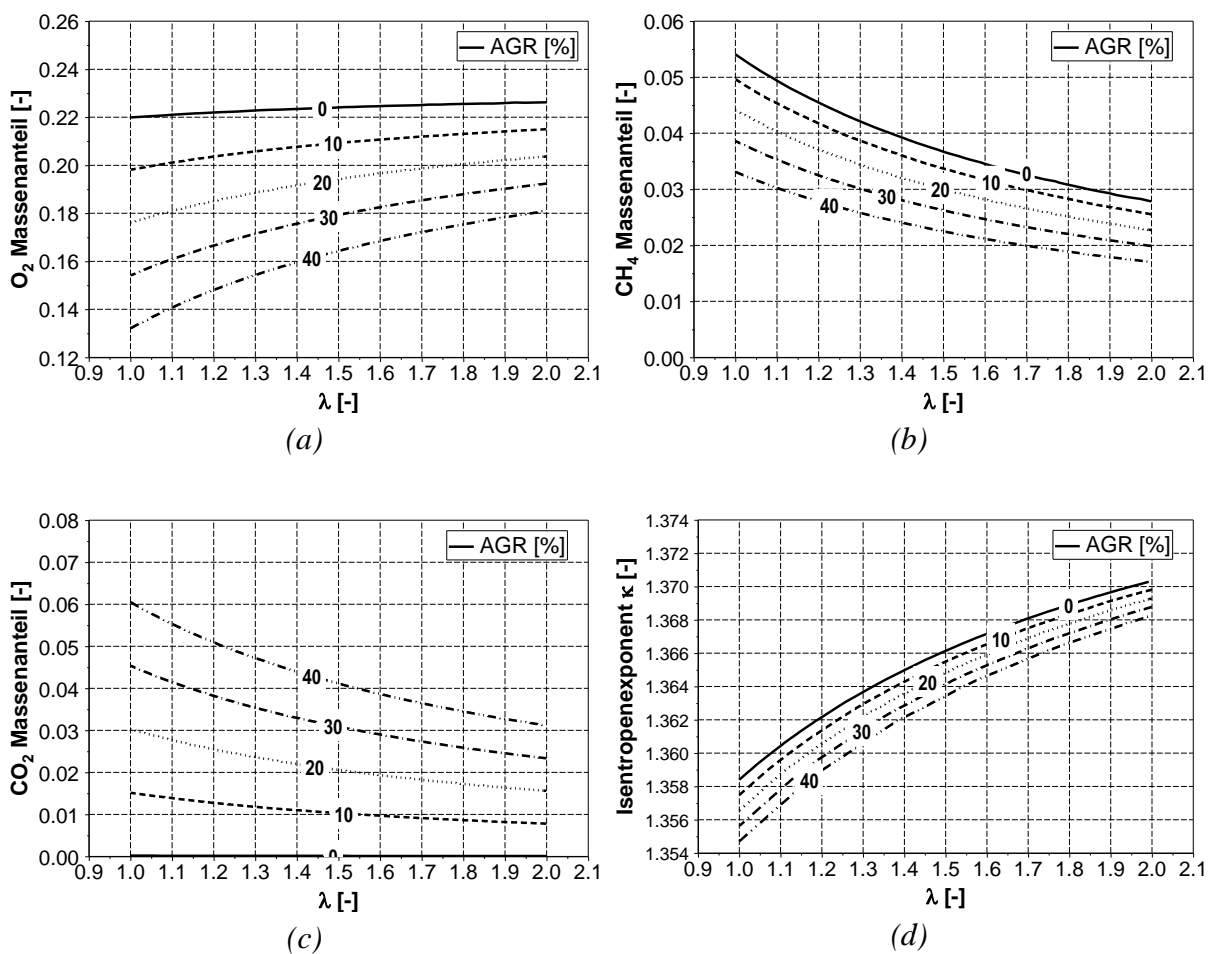


Abbildung 2.1: Änderung der Ladungszusammensetzung für verschiedene Luftverhältnisse und AGR-Raten: (a) Sauerstoffkonzentration; (b) Methankonzentration; (c) Kohlendioxidkonzentration; (d) Isentropenexponent

Die Auswirkung dieser geänderten Zusammensetzung auf die Verbrennung kann anhand zweier Extremfälle betrachtet werden. In Abbildung 2.2 (a) ist die Änderung der laminaren Flammengeschwindigkeit bei Verdünnung eines stöchiometrischen Gemisches mit Luft (Magerkonzept) beziehungsweise mit rückgeführtem Abgas dargestellt. Hierfür wurden Simulationen von freien, adiabaten und flachen Flammen in der Berechnungsumgebung Cantera durchgeführt. Als Reaktionsmechanismus kam GRI 3.0 [31] zum Einsatz. Um diese beiden Konzepte direkt vergleichen zu können, wurde eine Verdünnungsrate definiert, welche das Verhältnis der zusätzlich in den Brennraum eingebrachten Masse zur stöchiometrischen Ladungsmasse wiedergibt (siehe Gleichung (2-5)).

$$\lambda = \frac{m_L}{L_{st}m_B} \quad (2-3)$$

$$AGR = \frac{m_{AGR}}{m_L + m_B + m_{AGR}} \times 100 \quad (2-4)$$

$$Verdünnung = \frac{m_{ges} - m_{st}}{m_{st}} \times 100 \quad (2-5)$$

Dabei entspricht, wie anhand der zusätzlichen Abszissen erkenntlich, eine Verdünnungsrate von hundert Prozent einer Luftzahl von ungefähr zwei beziehungsweise einer AGR-Rate von ungefähr fünfzig Prozent. Diese Definition der Verdünnung berücksichtigt allerdings keinen Einfluss der Ladungszusammensetzung in Form einer veränderten spezifischen Wärmekapazität oder Ähnlichem. Es wird deutlich, dass die laminare Flammengeschwindigkeit bei Verdünnung mit rückgeführtem Abgas in viel stärkerem Maße sinkt als dies beim Ausmagern des Gemisches der Fall ist. In Abbildung 2.2 (b) ist die Änderung des Zündverzuges über der Verdünnungsrate dargestellt. Die Zündverzugszeiten wurden wiederum mittels Cantera und dem Reaktionsmechanismus GRI 3.0 bestimmt. Dafür wurden Simulationen eines idealen Rührreaktors durchgeführt, in welchen zum Zeitpunkt "0" ein Massenstrom Wasserstoffradikale zugeführt wurde. Die Zündverzugszeit entspricht nun jener Zeit vom Einbringen der Wasserstoffradikale bis zum Überschreiten eines Schwellwertes an OH-Radikalen.

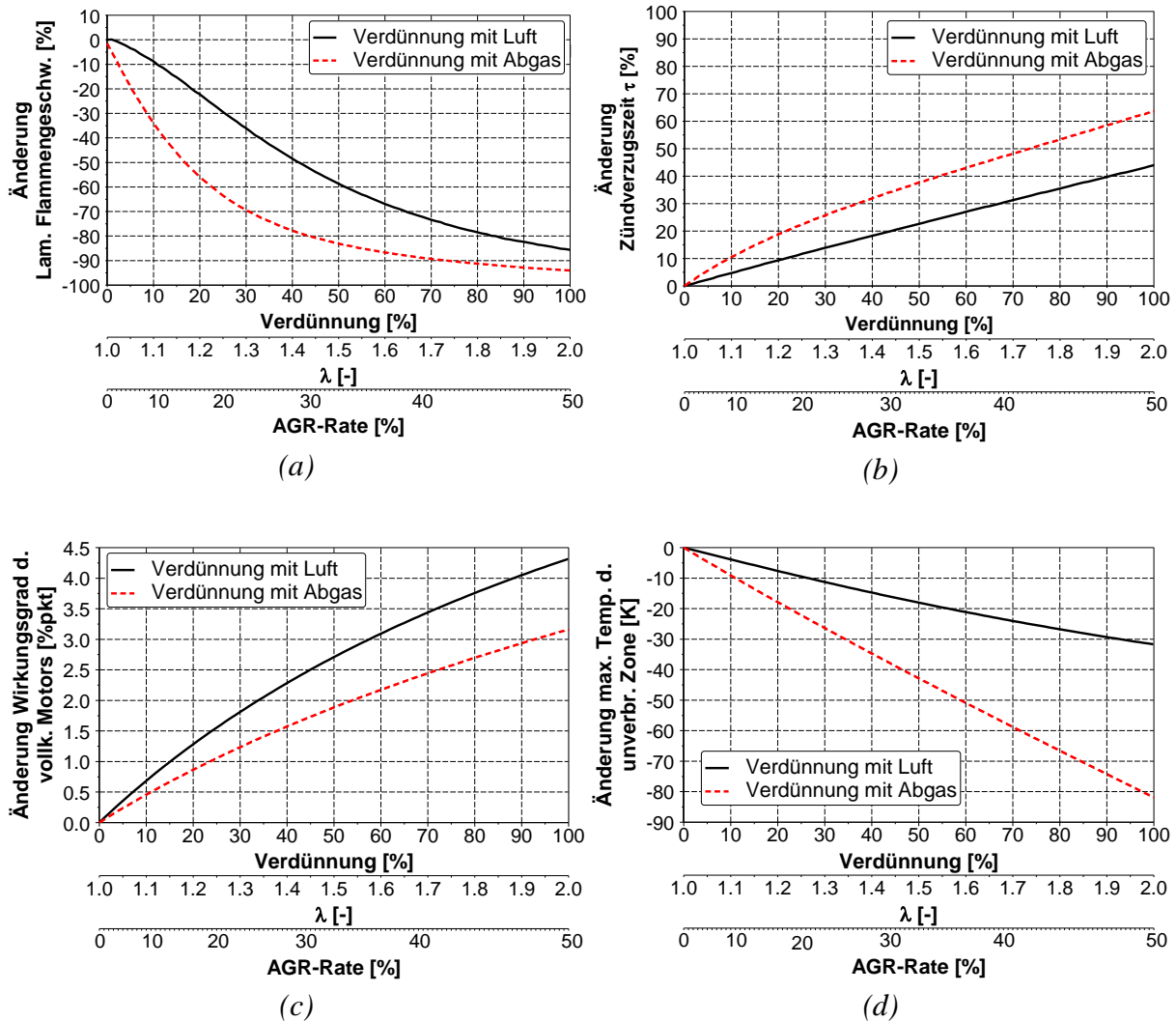


Abbildung 2.2: Verdünnung eines stöchiometrischen Gemisches mit Luft bzw. mit rückgeführtem Abgas – Auswirkungen auf die Verbrennung:
 (a) Laminare Flammgeschwindigkeit; (b) Zündverzugszeit;
 (c) Wirkungsgrad; (d) max. Temp. d. unverbr. Zone

Es zeigt sich, dass die Zündverzugszeit bei einer Verdünnung mit Luft annähernd linear zunimmt. Bei Verdünnung mit rückgeführtem Abgas folgt die Zunahme der Zündverzugszeit einem degressiven Verlauf, jedoch mit stärkerer Steigung bei niedrigeren Verdünnungsraten. Demzufolge resultiert aus einer hundertprozentigen Verdünnung mit Abgas eine um ungefähr zwanzig Prozentpunkte längere Zündverzugszeit als bei einer hundertprozentigen Verdünnung mit Luft.

Zudem besitzt die Abgasrückführung auch noch eine negative Auswirkung auf das Wirkungsgradpotenzial eines Verbrennungsmotors im Vergleich zum Magerkonzept. So zeigt Abbildung 2.2 (d), dass wie unter anderem von Pischinger et al. [29] bekannt ist, der Wirkungsgrad des Vollkommenen Motors mit realer Ladung mit zunehmendem Luftverhältnis steigt. Ebenso steigt dieser Wirkungsgrad bei einer Verdünnung mit

rückgeführtem Abgas. Dies ist darauf zurückzuführen, dass der Isentropenexponent in der Kompressionsphase niedriger ist und in der Expansionsphase aufgrund des abgesenkten Temperaturniveaus steigt. Diese Effekte addieren sich und führen zur besprochenen Erhöhung des Wirkungsgrads bei Gleichraumverbrennung [29]. Jedoch ist der Anstieg deutlich geringer als bei Verdünnung mit Überschussluft.

Dennoch bietet die Verdünnung mit rückgeführtem Abgas thermodynamisch nicht nur Nachteile gegenüber einem Magerkonzept wie Abbildung 2.2 (e) zeigt. In diesem Diagramm ist die Änderung der maximalen Temperatur der unverbrannten Zone eines Zwei-Zonen-Brennraummodells dargestellt. So sinkt die maximale Temperatur in der unverbrannten Zone bei Abgasrückführung deutlich stärker als bei Magerverbrennung. Dies bringt das theoretische Potenzial, mit Abgasrückführung klopfende Verbrennung besser vermeiden zu können als mit dem Magerkonzept.

Abbildung 2.3 zeigt die Änderung der Stickoxid-Emission eines Großgasmotors jeweils bei Verdünnung mit Überschussluft und mit rückgeführtem Abgas. Hierfür wurden nulldimensionale Motorprozessrechnungen durchgeführt. Als Randbedingung wurden die Form und die Lage des Brennverlaufes konstant gesetzt. Ausgehend von einem stöchiometrischen Gemisch erfolgte eine Variation der Verdünnung. Über eine Anpassung der eingesetzten Kraftstoffmenge wurde die Last konstant gehalten. Die Berechnung der Stickoxid-Emission erfolgte mittels eines erweiterten Zeldovich-Mechanismus [28].

Ausgehend vom stöchiometrischen Basispunkt nimmt die Stickoxid-Bildung mit zunehmender Verdünnung mit Luft zu bis sie bei einer Luftzahl von ungefähr 1.2 ihr Maximum erreicht. Im Anschluss wird die Emission bis zu einer Verdünnung von hundert Prozent auf nahezu null reduziert. Mit zunehmenden Abgasrückföhrtraten sinkt die Stickoxid-Bildung ausgehend vom Basispunkt sofort und ist bereits bei Verdünnungsraten von sechzig Prozent nahezu vollständig unterbunden.

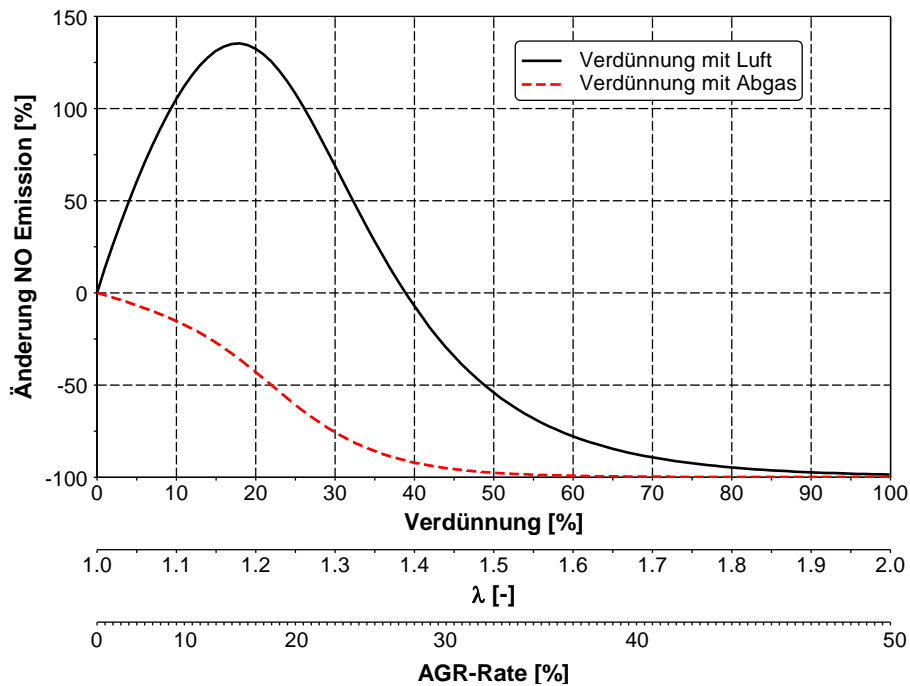


Abbildung 2.3: Verdünnung eines stöchiometrischen Gemisches mit Luft, bzw. mit rückgeführtem Abgas – Auswirkung auf die Stickoxidemission

Einflussfaktoren auf die notwendige Abgasrückführrate

Aus der Literatur sind mehrere Untersuchungen zur Abgasrückführung am Gasmotor bekannt. Bemerkenswert ist, dass je nach untersuchtem Motor unterschiedliche minimale Abgasrückführraten beziehungsweise maximal tolerierte Abgasrückführraten genannt werden. In Abbildung 2.3 wird gezeigt, dass man eine Abgasrückführrate von in etwa dreißig Prozent benötigt, um die gleiche Reduktion der Stickoxide zu erreichen, wie mit einem Luftverhältnis von 1.8. Um die Temperatur in der unverbrannten Zone im gleichen Maß zu reduzieren wie mit einem Luftverhältnis von 1.8, wird sogar nur 25 Prozent AGR benötigt (Abbildung 2.2 (e)). Diese Ergebnisse gelten nur unter den dort gemachten Annahmen und vor allem für den gleichen Motor (Bohrung, Drehzahl,...). Daraus ergibt sich die Frage, wie sich die gleiche Abgasrückführrate an einem Motor mit anderer Bohrung auswirkt. Um eine Abschätzung dieses Einflusses zu ermöglichen, wurden 0D-Arbeitsprozesssimulationen für ein stöchiometrisches Brennverfahren mit AGR-Verdünnung durchgeführt.

Folgende Vereinfachungen wurden dafür angenommen:

1. Simulation unter Vorgabe einer konstanten Form und Lage des Brennverlaufs
2. Konstanter indizierter Mitteldruck (Hochdruckschleife) für alle untersuchten Punkte (durch Anpassung der Masse von Kraftstoff und Luft)
3. Konstante Temperatur bei Einlassschluss für alle untersuchten Punkte
4. Geometrisch ähnliche Motoren (Verhältnis von Bohrung zu Hub konstant)

5. Gleiches Verdichtungsverhältnis für alle untersuchten Punkte
6. Konstante Wandtemperaturen für alle untersuchten Punkte
7. Konstante Unverbrannte Emissionen in Bezug auf eingebrachte Kraftstoffmenge
8. NO-Bildung mittels erweitertem Zeldovich-Mechanismus [28] (auf Basispunkt kalibriert)

Wird das Hubvolumen bei konstanter Drehzahl von 1000 min^{-1} reduziert, so sinkt die NO-Bildung im Motor zunächst wenig, ab einem Hubvolumen von etwa sechs Litern jedoch stark (Abbildung 2.4). Mit einer Bohrung von 120 mm und einem Hubvolumen von 1.5 Litern werden nur noch knapp über zehn Prozent der Stickoxide gebildet. Zudem sinkt auch noch die maximale Temperatur in der unverbrannten Zone des Zwei-Zonen-Berechnungsmodells. Dies kann aber auf den erhöhten Wandwärmeübergang zurückzuführen sein. Dieser steigt aufgrund des schlechteren Volumen-zu-Oberflächen-Verhältnisses mit geringerem Hubvolumen.

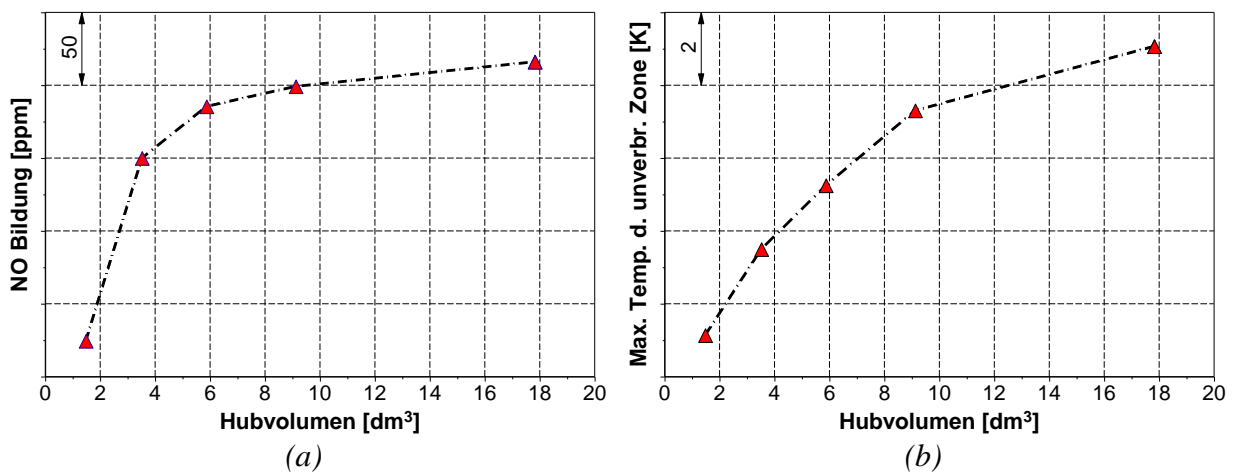


Abbildung 2.4: Einfluss des Hubvolumens:
(a) NO Bildung; (b) max. Temp. d. unverbr. Zone

So kann eine Abschätzung gemacht werden, inwieweit die Abgasrückführrate reduziert werden kann, wenn ein kleinerer Bohrungsdurchmesser vorliegt. Abbildung 2.5 zeigt den Vergleich zwischen dem Basispunkt mit 32 Prozent AGR und einem Hubvolumen von achtzehn Litern (blauer Kreis) mit einem geometrisch ähnlichen Motor mit 1.5 Litern Hubvolumen (rote Dreiecke). Als Drehzahl wurden 1000 min^{-1} gesetzt. Es zeigt sich, dass die Abgasrückführrate um etwa sechs Prozentpunkte reduziert werden kann um sowohl die gleiche NO-Bildung, als auch die gleiche maximale Temperatur in der unverbrannten Zone zu erreichen.

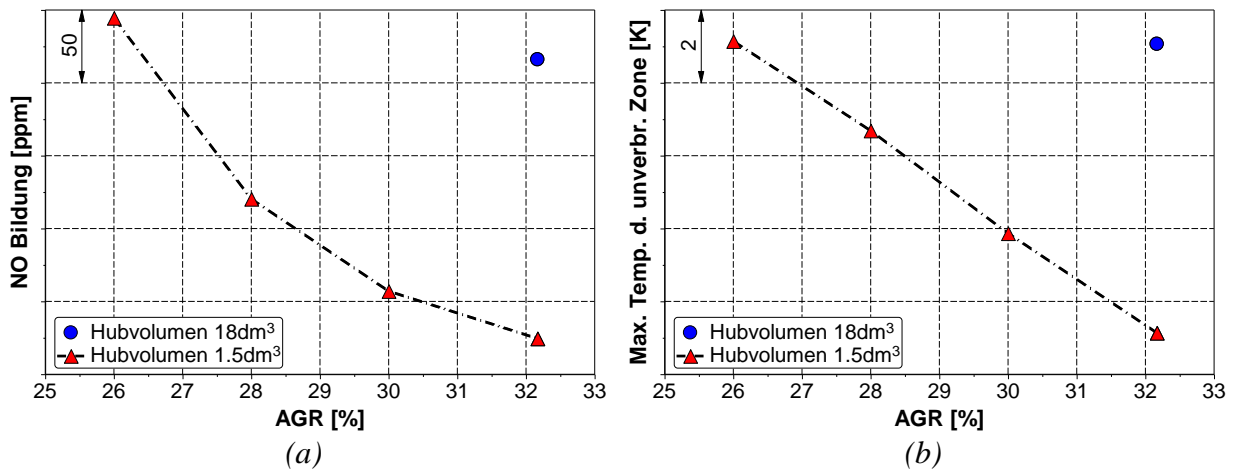


Abbildung 2.5: Abschätzung AGR-Bedarf bei geänderten Hubvolumen:
 (a) NO Bildung; (b) max. Temp. d. unverbr. Zone

Auf Basis des Motors mit sechs Litern Hubvolumen wurde der Einfluss der Drehzahl untersucht (Abbildung 2.6). Mit steigender Drehzahl sinkt die NO-Bildung, da weniger Zeit zur Verfügung steht. Daraus lässt sich der Schluss ziehen, dass bei höheren Drehzahlen weniger AGR notwendig ist, um das Stickoxidniveau zu halten. Zugleich steigt die Temperatur in der unverbrannten Zone leicht an. Daraus ist aber nicht sofort auf eine erhöhte Klopfneigung zu schließen, da auch im Endgas weniger Zeit zum Erreichen von Selbstzündungsbedingungen vorhanden ist.

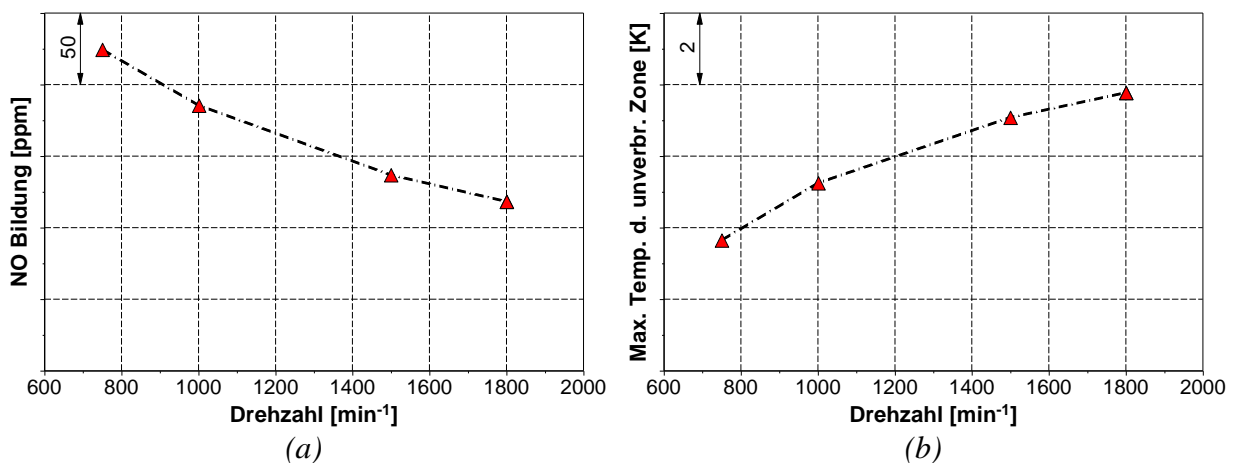


Abbildung 2.6: Einfluss der Motordrehzahl:
 (a) NO Bildung; (b) max. Temp. d. unverbr. Zone

Der Wassergehalt des rückgeführten Abgases besitzt einen maßgeblichen Einfluss auf das Reduktionspotenzial für Stickoxide und die Klopfneigung. Um diesen Einfluss zu quantifizieren wurden wiederum 0D-Arbeitsprozesssimulationen durchgeführt. Die dabei

gemachten Annahmen entsprechen jenen, welche zur Beurteilung von Hubvolumen und Motordrehzahl herangezogen wurden.

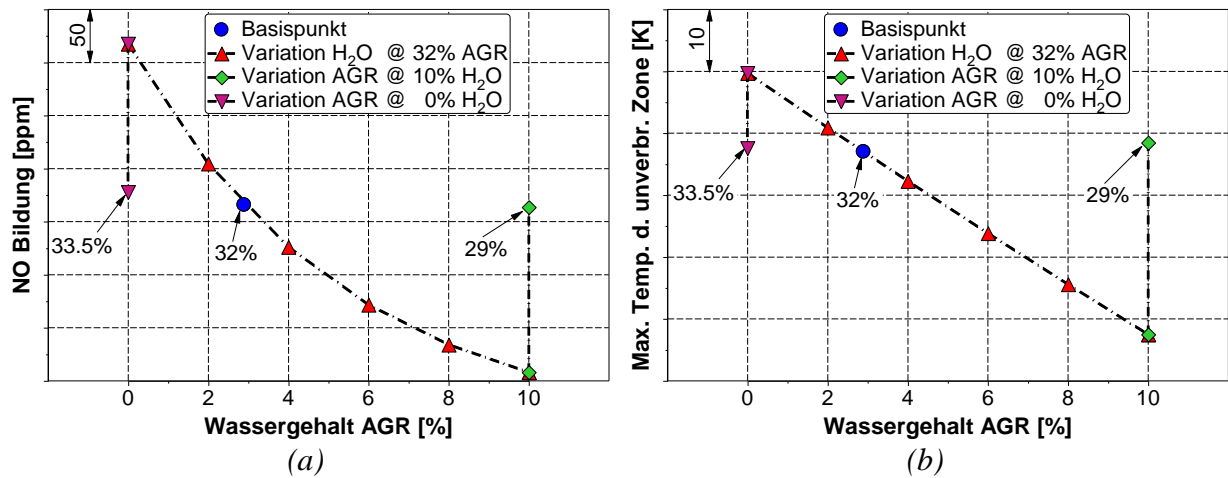


Abbildung 2.7: Einfluss des Wassergehaltes des rückgeführten Abgases:
(a) NO Bildung; (b) max. Temp. d. unverbr. Zone

Abbildung 2.7 zeigt zunächst eine Variation des Wassergehaltes des rückgeführten Abgases (rote Dreiecke) bei konstanter AGR-Rate ausgehend von einem Basispunkt (blauer Kreis). Wird vollständig trockenes Abgas rückgeführt ist die Stickoxid-Bildung deutlich höher als beim Basispunkt. Dahingegen kann die Stickoxidbildung fast vollständig unterdrückt werden indem der Wassergehalt des rückgeführten Abgases auf zehn Prozent angehoben wird. Ebenso liegt die maximale Temperatur in der unverbrannten Zone bei trockener AGR deutlich höher als beim Basispunkt, mit höherem Wassergehalt kann sie reduziert werden. Dementsprechend ändert sich die notwendige Abgasrückführrate in Abhängigkeit des Wassergehaltes um die Funktionswerte des Basispunktes zu erreichen (grüne Rauten und violette Dreiecke).

Allerdings ist im realen Motorbetrieb zu beachten, dass durch einen höheren Wassergehalt des rückgeführten Abgases die Emission an Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen steigt. Damit sinkt auch bei konstanter Verbrennungsschwerpunktlage das Wirkungsgradniveau (siehe [36]).

Systeme zur Darstellung der Abgasrückführung

Systeme zur Realisierung einer externen Abgasrückführung existieren in verschiedenen Ausführungen (siehe Fölzer et al. [15]). Allen gemein ist ein vergleichsweise großer Platzbedarf zur Unterbringung der einzelnen Komponenten wie dem AGR-Kühler aber auch ein ausreichend dimensioniertes Kühlsystem zur Abfuhr der anfallenden Hochtemperatur-Wärme. Beim Hochdruck AGR-System wird das Abgas vor der Turbine entnommen, gekühlt und nach dem Kompressor der Frischladung zugeführt. Demgegenüber wird bei einem Niederdruck AGR-System (Abbildung 2.8 links) das Abgas nach der Turbine der

Aufladegruppe entnommen, abgekühlt und dann dem Frischgemischpfad vor dem Kompressor zugeführt. In beiden Fällen ist ein gewisses Spülgefälle zwischen Auspuff- und Ansaugtrakt notwendig um ausreichende AGR-Raten zu realisieren. Dieses Spülgefälle kann durch Aufstauen des Abgases oder Androsseln des Frischgases erreicht werden, wobei ersteres hinsichtlich Ladungswechselerarbeit günstiger ist. Bei zweistufig aufgeladenen Motorkonzepten kann das Abgas auch vor der Hochdruck-Turbine entnommen und nach Niederdruckturbine und Zwischenkühler zugeführt werden. Dabei muss bei diesem Mid-Pressure-AGR-System (Abbildung 2.8 rechts) darauf geachtet werden, dass der Hochdruck-Verdichter vor Verschmutzungen und Erosion durch beispielsweise Partikel geschützt wird. So ist ein Abgasnachbehandlungssystem vor dem AGR-Kühler vorzusehen.

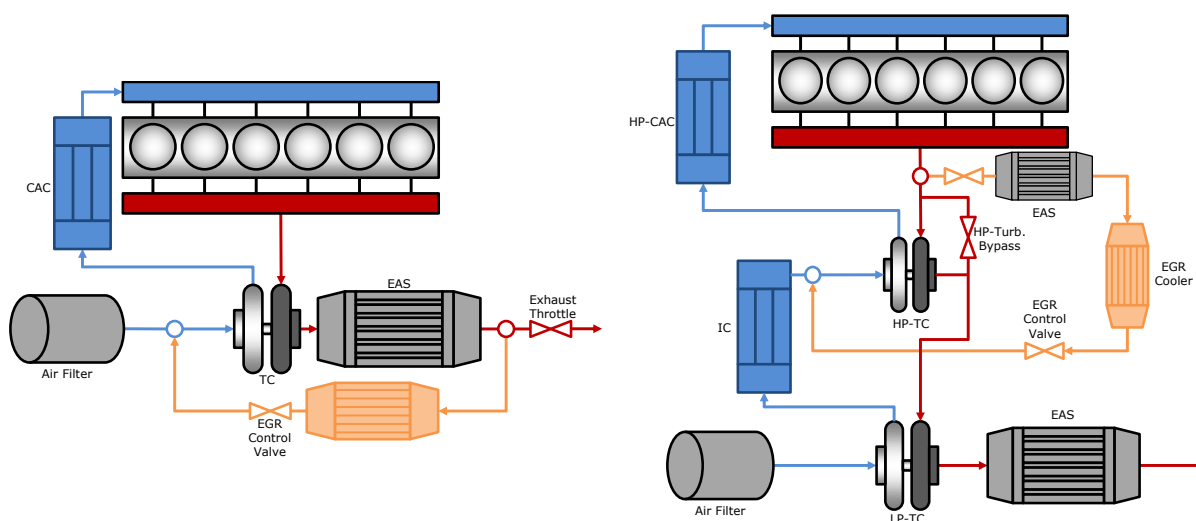


Abbildung 2.8: Niederdruck-AGR (links), Mid-Pressure-AGR (rechts) [15]

Als technisch aufwändige Variante zur Generierung ausreichend hoher AGR-Raten ist der AGR-Turbolader zu sehen (Abbildung 2.9 links). Dabei wird ein Teilstrom des Abgases einem kleinen Turbolader turbinenseitig zugeführt. Das gekühlte, rückzuführende Abgas wird diesem Turbolader kompressorseitig zugeführt und somit auf das notwendige Druckniveau gepumpt.

Als weitere Möglichkeit der externen Abgasrückführung ist das Spenderzylinderkonzept zu nennen (Abbildung 2.9 rechts). Dabei wird das Abgas einzelner Zylinder oder einer gesamten Zylinderbank rezirkuliert. Wie bereits erwähnt, ist ein Spülgefälle zwischen Abgas- und Frischgaspfad notwendig, um ausreichende AGR-Raten zu realisieren. Ist ein Aufstauen des Abgaspfades notwendig, beschränkt sich der Einfluss dieser Maßnahme beim Spenderzylinderkonzept nicht auf den gesamten Motor sondern nur auf einzelne Zylinder. Damit werden die Auswirkungen auf die Ladungswechselerarbeit minimiert.

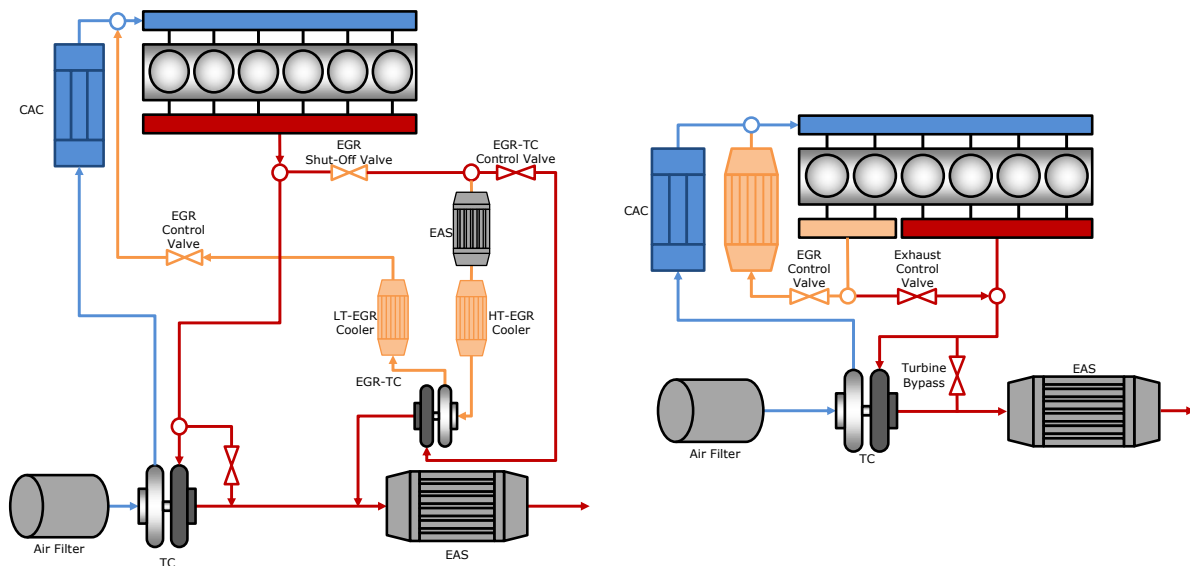


Abbildung 2.9: AGR-Turbolader (links), Spenderzylinder (rechts) [15]

Die interne Abgasrückführung wird wie bereits beschrieben in der Regel über eine Veränderung der Ventilsteuerzeiten realisiert. Hierfür kommen vor allem im Bereich von PKW-Ottomotoren Systeme zum Einsatz, welche innerhalb gewisser Grenzen die Öffnungsphase von Einlass- und Auslassventilen variieren können. Eine Beschränkung erfahren diese teilvariablen Ventilhube [8] durch die mechanische Kopplung zwischen Kurbel- und Nockenwelle. Ein vollvariabler Ventiltrieb ermöglicht es, Winkellage, Dauer und Hub des Ventiles zu variieren. Dies erfolgt je nach Hersteller rein mechanisch, elektromechanisch oder hydraulisch [8]. Mit beiden Systemen, teilvariabel oder vollvariabel, kann entweder über eine Einlasskanalrückführung, eine Auslasskanalrückführung oder eine Brennraumspeicherung der Restgasanteil variiert, bzw. die interne Abgasrückführung realisiert werden.

Bei der Einlasskanalrückführung wird heißes Restgas in den Einlasskanal geschoben. Dort erfolgt eine Vermischung mit dem Frischgas und das Gemisch wird angesaugt [8]. Bei der Auslasskanalrückführung wird bereits ausgeschobenes Abgas über die geöffneten Auslassventile in den Brennraum gesaugt und vermischt sich dort mit der Frischladung [8]. Bei der Brennraumspeicherung werden Auslass- und Einlassventile frühzeitig geschlossen. Das im Brennraum verbleibende Restgas wird während der darauf folgenden Öffnungsphase der Einlassventile mit der Frischladung vermischt [8].

Abbildung 2.10 zeigt Ventilhubkurven, welche von Klima [19] mittels eines hydraulisch angesteuerten, vollvariablen Ventiltriebes realisiert wurden. Durch nochmaliges Öffnen der Auslassventile synchron zu den Einlassventilen konnten interne AGR-Raten von fast zwanzig Prozent an einem Großgasmotor realisiert werden.

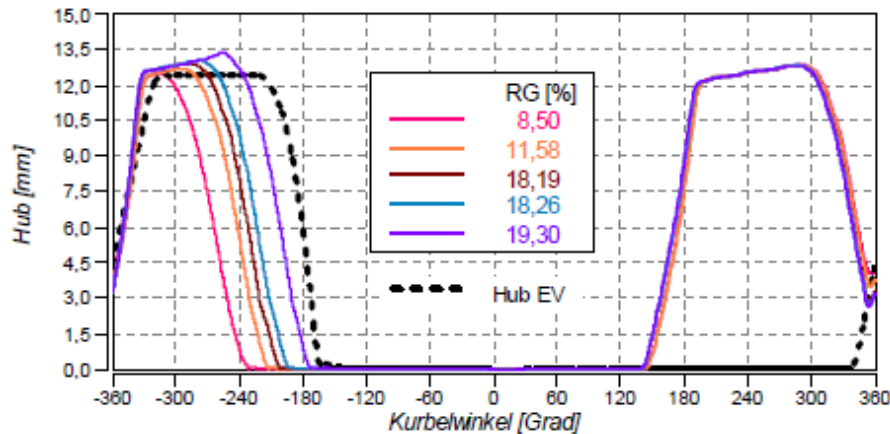


Abbildung 2.10: Variation der Öffnungsdauer des zweiten Auslassventilhubes mittels vollvariablem Ventilhub (VVT) [19]

2.2 Abgasrückführung an Gasmotoren – Stand der Technik

Für Gasmotoren im Nutzfahrzeugeinsatz wurde an der Universität in Lund von Einewall et al. [10] der Einsatz von Abgasrückführung und Drei-Wege-Katalysator im Vergleich zum Magerbrennverfahren untersucht. Hier konnte die Emission an Stickoxiden um 99,9% reduziert werden. Die Emission an unverbrannten Kohlenwasserstoffen immerhin noch um über 90%. Durch den stöchiometrischen Betrieb kam es zu einer Erhöhung der Kohlenmonoxidemission. Weiters konnte die Spitzenleistung durch Reduktion der Klopfneigung im Vergleich zu einem mageren Hochwirkungsgradkonzept gesteigert werden. Im Vergleich zu einem mageren Low-NO_x Konzept kam es sogar zu einem leichten Anstieg des Wirkungsgrads. Um diese Effekte zu erreichen, musste die Brennraumform entscheidend verändert werden. In einer weiteren Untersuchung von Saanum et al. [30] wurde eine Erweiterung des Betriebsbereiches eines Nutzfahrzeugmotors mit Magerkonzept und mit Abgasrückführung durch die Beimischung von Wasserstoff untersucht. Eine signifikante Erweiterung der AGR-Toleranz des Motors konnte nicht festgestellt werden. Im Gegensatz dazu wurde von Allenby et al. [2] ein positiver Effekt der Beimischung von Reformergas zum Erdgas sowohl auf die Schadstoffemissionen, als auch auf die AGR-Toleranz festgestellt.

An der ETH Zürich demonstrierten Nellen und Boulouchos ([26], [27], [25]) ein Konzept für einen aufgeladenen Gasmotor mit Abgasrückführung und Drei-Wege-Katalysator. Dabei wurde ein 6-Zylinder Reihenmotor mit einem Gesamthubvolumen von knapp zehn Litern auf AGR-Betrieb umgerüstet. Durch Auswahl des Verdichtungsverhältnisses und des Zündkonzeptes konnten die Stickoxidemissionen auf 1 mg/m_n³ gesenkt werden. Weiters wurde ein höherer Wirkungsgrad als mit einem vergleichbaren Magermotor erreicht. Zudem konnte die Spitzenleistung im Vergleich zum stöchiometrischen Betrieb ohne Abgasrückführung deutlich gesteigert werden.

Tschalamoff und Kauert ([33], [34]) erweiterten einen Einzylinderforschungsmotor mit einem Hubvolumen von 4,8 Litern und einer Nenndrehzahl von 1000 min⁻¹ um eine gekühlte

Abgasrückführung, um das Potenzial hinsichtlich Erhöhung des effektiven Mitteldrucks, der Wirkungsgradsteigerung, der Reduktion der unverbrannten Kohlenwasserstoffe und des Klopfverhaltens zu untersuchen. Besonderes Augenmerk wurde auf das Zündkonzept gelegt. So wurden sowohl ein offener Brennraum mit Vorkammerkerze, als auch ein geteilter Brennraum mit gasespülter Vorkammer untersucht. Ausgehend von einem mageren Gemisch wurde unter Einhaltung konstanter Stickoxidemission die Überschussluft durch rückgeführtes Abgas ausgetauscht. Die maximalen Abgasrückführraten lagen bei 25 Prozent. Es konnte eine vierzig prozentige Reduktion der THC Emission bei konstantem Wirkungsgrad durch Abgasrückführung am offenen Brennraum erreicht werden. Mit Vorkammerzündung wurde eine Wirkungsgradsteigerung um 1.5 Prozentpunkte und Senkung der THC Emission um zwanzig Prozent erreicht. Die Abgasrückführung zeigte eine deutliche Erhöhung des Klopfgrenzabstandes.

Von Kogler ([20], [21]) wurden HCCI Brennverfahren für Großgasmotoren untersucht. Hier diente die externe Abgasrückführung als Mittel zur Kontrolle der Lage der Verbrennung. Um ausreichende Effekte zu erzielen, mussten Abgasrückführraten zwischen dreißig und fünfzig Prozent eingesetzt werden.

Flowers et al. [14] untersuchten ebenfalls Erdgas-HCCI Brennverfahren. Mittels Simulation wurden verschiedene Parameter und ihr Einfluss auf die Verbrennung dargestellt. Wie bei Kogler zeigt sich auch hier, dass mittels sehr hoher Abgasrückführraten die Lage der Verbrennung geregelt werden kann.

Durch Le Cong und Dagaut [22] wurde der Einfluss von Abgaskomponenten auf die Oxidation von Methan in einem Jet-Rührreaktor untersucht und mit einem detaillierten Reaktionsmechanismus simuliert. So zeigt sich, dass CO_2 seinen Haupteinfluss in der Störung der Reaktion von CO mit OH-Radikalen besitzt.

Dubreuil et al. [7] identifizierten im speziellen der Einfluss von Stickstoffoxid aus dem rückgeführten Abgas. Dieses verlängert den Zündverzug und verschleppt die Verbrennung, zeigt also kein anderes Verhalten als die anderen AGR-Komponenten Kohlendioxid, Stickstoff und Wasser.

3 Versuchsträger und Prüfstands Aufbau

In der vorliegenden Arbeit kamen zwei Einzylinder-Forschungsmotoren mit unterschiedlichen Hubvolumen und Nenndrehzahlen als Versuchsträger zum Einsatz.

Die Versuchsträger sind von Magergasmotoren mit gasgespülter Vorkammer abgeleitet. Dabei entspricht die Power-Unit (Zylinderkopf, Buchse, Pleuel, Kolben) im Wesentlichen dem Serienstand. Verdichtungsverhältnis, Kolbenmuldenform, Ventilsteuerzeiten und Zündeinrichtung wurden für die jeweiligen Konzepte modifiziert. Kurbelgehäuse, Kurbelwelle und Zylinderblock sind spezielle Konstruktionen für den Einzylinder-Forschungsmotor.

Sämtliche Betriebsmedien für den Einzylinderforschungsmotor werden über externe Konditioniereinrichtungen zur Verfügung gestellt. So können sowohl Drücke als auch Temperaturen von Kühlwasser und Motoröl in weiten Grenzen variiert werden. Der erforderliche Ladedruck zur Darstellung aufgeladener Motorkonzepte wird mittels Kompressoren zur Verfügung gestellt. Die Feuchtigkeit der Ladeluft wird mittels Dampfzumischung eingestellt. Die Temperatur der Ladeluft kann zwischen 40°C und 120°C geregelt werden.

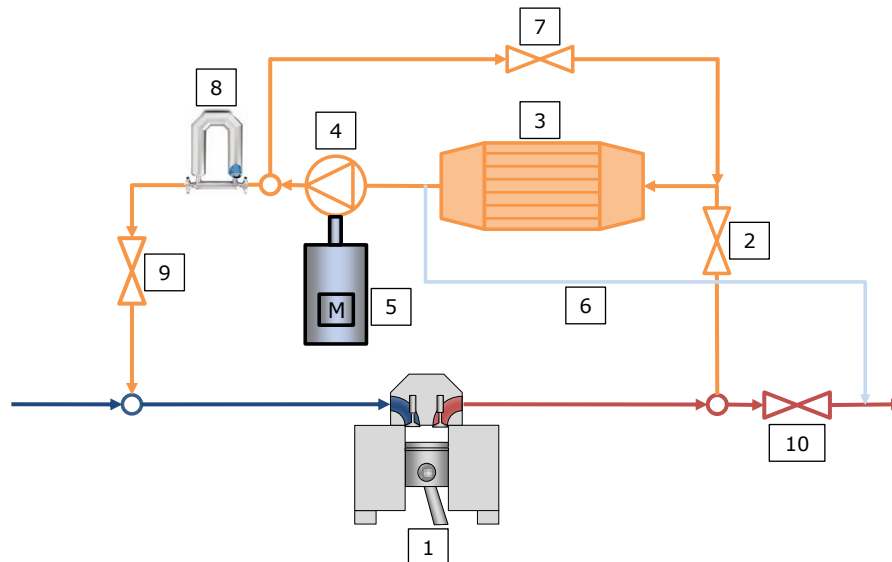


Abbildung 3.1: Schema der Abgasrückführung am Einzylinder-Forschungsmotor

Die Prüfstände sind mit einem Hochdruck-AGR-System ausgestattet (Abbildung 3.1). Dabei wird das Abgas dem Abgasstrang vor der Abgasgegendruckklappe (10) entnommen. Mittels Rohrbündelwärmetauscher (3) kann die Abgastemperatur von über 600°C auf konstant 50°C gesenkt werden. Diese Maßnahme ist notwendig, um den angeschlossenen Kompressor (4) nicht zu beschädigen. Das auskondensierte Wasser wird aus der AGR-Leitung entfernt und über eine Kondensatleitung (6) zurück in den Abgasstrang geführt. Der über einen

Elektromotor (5) drehzahlregelter Kompressor hebt das Druckniveau in der AGR-Leitung über das Ladedruckniveau. Auf diese Weise können auch stark positive Spülgefälle zwischen Frischgas- und Abgasstrakt, wie sie in modernen, hochaufgeladenen Gasmotoren auftreten, überwunden werden. Eine Bypassleitung (7) zwischen AGR-Hochdruckseite und Abgasstrakt dient der besseren Regelbarkeit. Die AGR-Rate wird über eine direkte Massenstrommessung (8) auf Basis des Coriolis-Prinzips bestimmt. Das gekühlte und getrocknete Abgas wird mittels Venturimischer dem Frischgaspfad zugemischt.

4 Magerbrennverfahren mit Abgasrückführung

Das Ziel einer Abgasrückführung bei Magerbrennverfahren ist es, die kalorischen Eigenschaften des Gemisches zu verändern um die Spitzentemperaturen im Brennraum zu senken und somit die Stickoxidbildung zu reduzieren. Dabei können, abhängig vom gewählten Zündkonzept, verschieden hohe Abgasrückführraten realisiert werden. Ein maßgeblicher Faktor hierbei ist der Wassergehalt des rückgeführten Abgases.

Für moderate AGR-Raten bei einem mageren Basisgemisch existieren grundsätzlich zwei Möglichkeiten der Realisierung. Einerseits kann Überschussluft durch rückgeführtes Abgas ausgetauscht werden, wobei die Ladungsmasse konstant bleibt. Um eine konstante Motorleistung zu erzielen, muss auch die Kraftstoffmasse konstant bleiben (unter Berücksichtigung eines konstanten Wirkungsgrades). Deshalb sinken die Luftzahl und die Sauerstoffkonzentration des Gemisches proportional zur Abgasrückführrate. Die Einbringung der Inertgase N_2 , CO_2 und H_2O erhöht die Wärmekapazität des Gemisches, wodurch in weiterer Folge die Temperatur im Brennraum sinkt und die Stickoxidbildung wird reduziert.

Andererseits kann Abgas zusätzlich zur Ladung in den Zylinder eingebracht werden. Die zusätzliche Verdünnung bewirkt eine Verringerung der Verbrennungstemperatur und somit der Stickoxidbildung.

4.1 Brennverfahren mit gasespülter Vorkammer

Abgasrückführung bei konstanter Ladungsmasse

Die moderate Abgasrückführung wurde zunächst anhand eines mageren Verbrennungskonzeptes mit gasespülter Vorkammer untersucht. Vorkammer und Kolben sowie Verdichtungsverhältnis entsprechen dem Serienstand. Als Prüfling wurde ein Einzylinderforschungsmotor mit einem Hubvolumen von sechs Litern und einer Nenndrehzahl von 1500 min^{-1} eingesetzt.

Die Abbildung 4.1 zeigt die Ergebnisse eines Austausches von Überschussluft durch rückgeführtes Abgas im Vergleich mit der Ausmagerung beim Serienkonzept. Dabei wurde beim AGR-Konzept durch Festsetzen des Ladedruckes die Masse im Zylinder annähernd konstant gehalten. Weiters wurde ein konstanter Zündzeitpunkt gewählt. Das Luftverhältnis des Basispunktes für die Variation der Abgasrückführrate wurde so eingestellt, dass 500 mg/m_n^3 Stickoxidemission (TA-Luft) gemessen wurden.

Aus Abbildung 4.1 (b) ist zu entnehmen, dass mit zunehmender AGR-Rate die Verbrennung verschleppt wird. Dies führt zu einer späteren Verbrennungslage. Während beim Magerkonzept das Luftverhältnis angehoben werden muss, um die Stickoxidemission zu senken, erfolgt beim AGR-Konzept eine Reduktion des Luftverhältnisses.

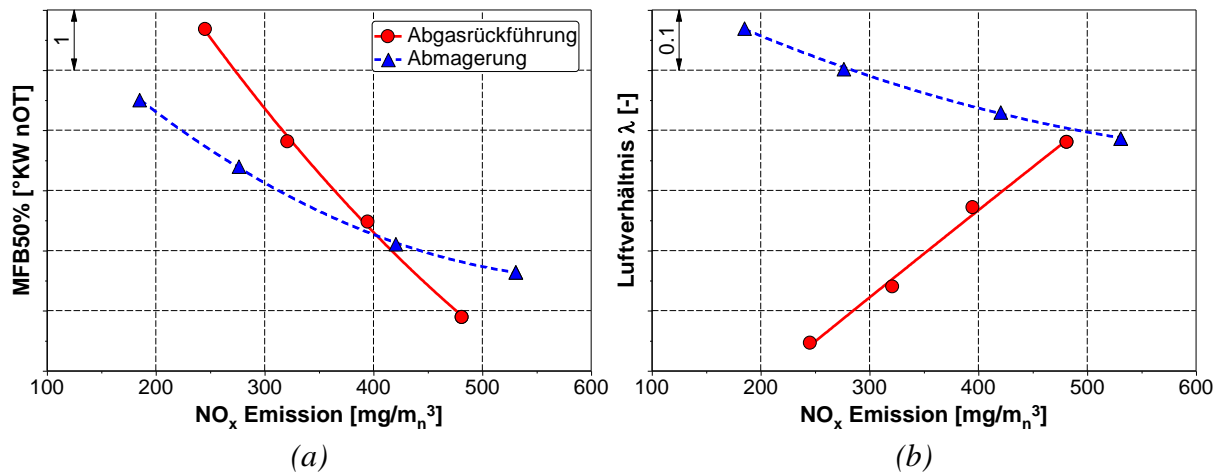


Abbildung 4.1: Vergleich von Ausmagerung mit dem Austausch von Luft durch AGR:
 (a) Verbrennungsschwerpunktlage; (b) Luftverhältnis

Die verschleppte Verbrennung in Folge der erhöhten AGR-Rate führt zu einem Anstieg von Kohlenmonoxid sowie der unverbrannten Kohlenwasserstoffe. Das Niveau entspricht aber dem des reinen Magerkonzeptes (Abbildung 4.2). Bei beiden Konzepten kommt es während der Reduktion der NO_x-Emission zu einer Verschlechterung der Stabilität der Verbrennung. Die Stabilitätsgrenze wurde für beide Konzepte gleich gesetzt. Das hat zur Folge, dass die Aussetzergrenze für das AGR-Konzept auf einem höheren Stickoxidemissionsniveau liegt. Zuzufolge der verschleppten Verbrennung bei konstantem Ladedruck kommt es zu einem Absinken des Spitzendrucks. Dieser sinkt auch beim reinen Magerkonzept, jedoch nicht so stark.

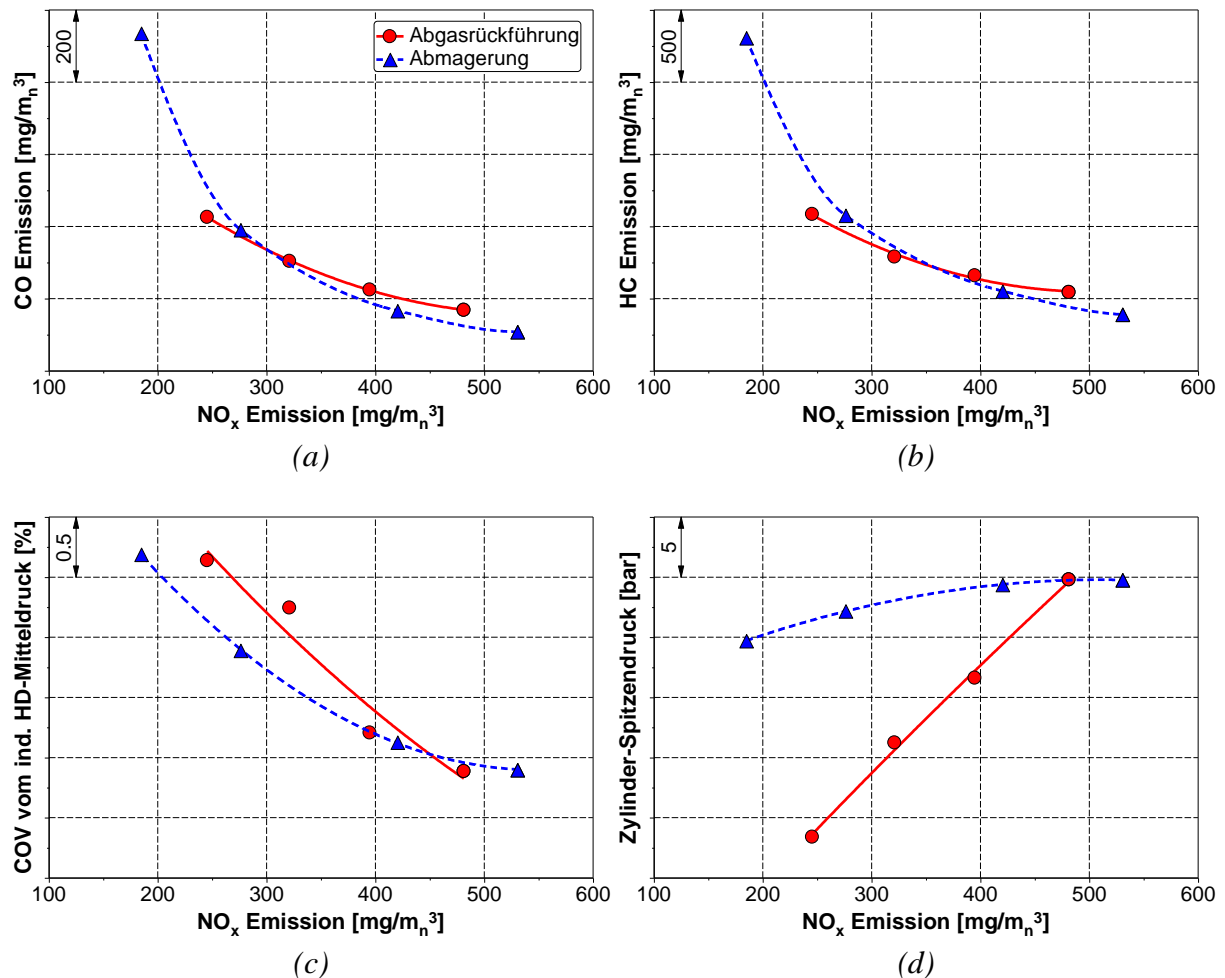


Abbildung 4.2: Vergleich von Ausmagerung mit dem Austausch von Luft durch AGR:
 (a) CO Emission; (b) HC Emission; (c) Stabilität der Verbrennung; (d) Zylinder-Spitzenendruck

Der indizierte Wirkungsgrad reduziert sich mit sinkender Stickoxidemission bei beiden Verdünnungsarten reduziert. Dies ist auf den Anstieg der Umsetzungsverluste und die spätere Verbrennungsschwerpunktlage zurückzuführen. Wie in Abbildung 4.3 ersichtlich, ergibt sich für die Abmagerung ein leichter Wirkungsgradvorteil von 0.3 bis 0.4 Prozentpunkten an der Stabilitätsgrenze.

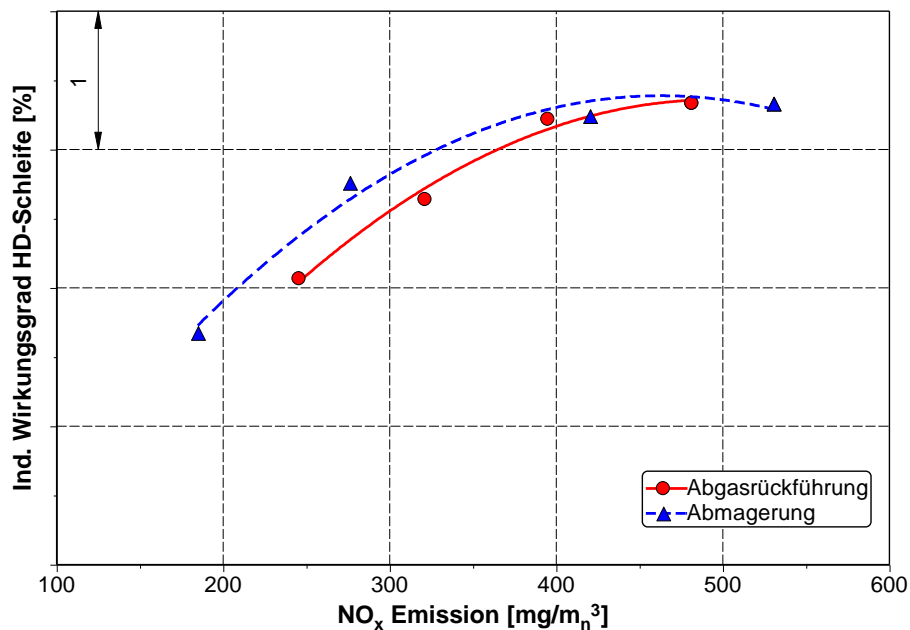


Abbildung 4.3: Vergleich von Ausmagerung mit dem Austausch von Luft durch AGR – Einfluss auf den Wirkungsgrad

Die Verschleppung der Verbrennung kann durch Frühersetzen des Zündzeitpunktes bis zu einem gewissen Grad ausgeglichen werden. Abbildung 4.4 und Abbildung 4.5 zeigen das Verbrennungsverhalten mit zunehmender AGR-Rate unter Einhaltung konstanter Verbrennungsschwerpunktlage durch Variation des Zündzeitpunktes.

Zunächst ist zu erkennen, dass die AGR-Rate nur bis ungefähr zwölf Prozent angehoben werden konnte. Trotz der relativ hohen Stabilität der Verbrennung bei zwölf Prozent AGR konnte die AGR-Rate nicht weiter gesteigert werden, da dies zu einzelnen, spontan aussetzenden Zyklen führte und die konstante Schwerpunktlage nicht gehalten werden konnte. Der Zündverzug steigt mit zunehmender AGR-Rate annähernd linear und dennoch moderat an. Die Brenndauer nimmt etwa im gleichen Maß zu. Um die Verbrennungsschwerpunktlage konstant halten zu können muss der Zündzeitpunkt um vier Grad Kurbelwinkel nach früh gestellt werden. Durch den Austausch von Luft durch Abgas sinkt das Luftverhältnis um mehr als zwei Zehntel.

Wiederum steigt in Folge der verschleppten Verbrennung die Emission an Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen. Die Senkung der Stickoxidemission ist annähernd gleich wie bei konstantem Zündzeitpunkt.

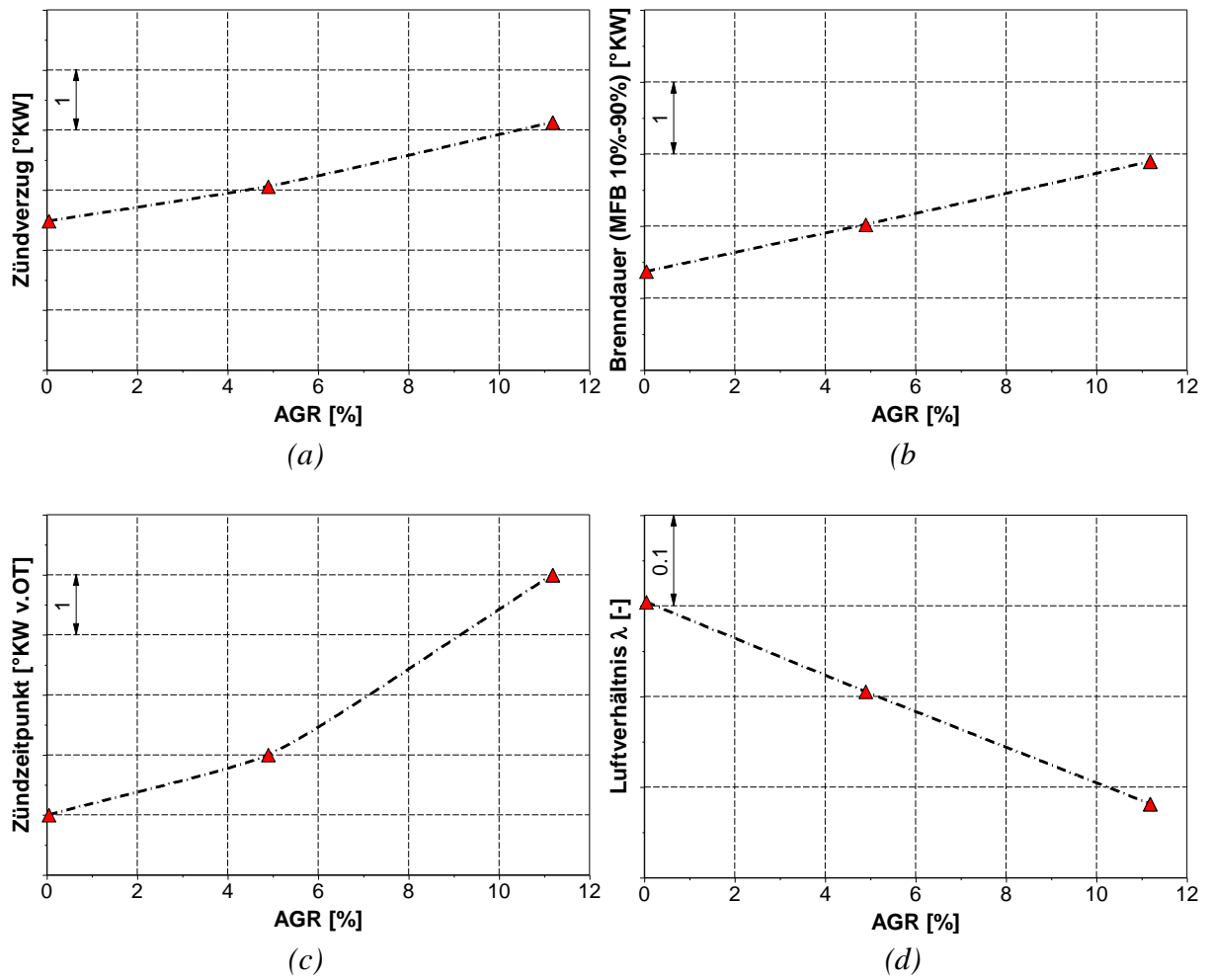


Abbildung 4.4: Auswirkung des Austausches von Luft durch AGR auf die Verbrennung bei konstanter Verbrennungsschwerpunktlage: (a) Zündverzug; (b) Brenndauer; (c) Vorzündbedarf; (d) Luftverhältnis

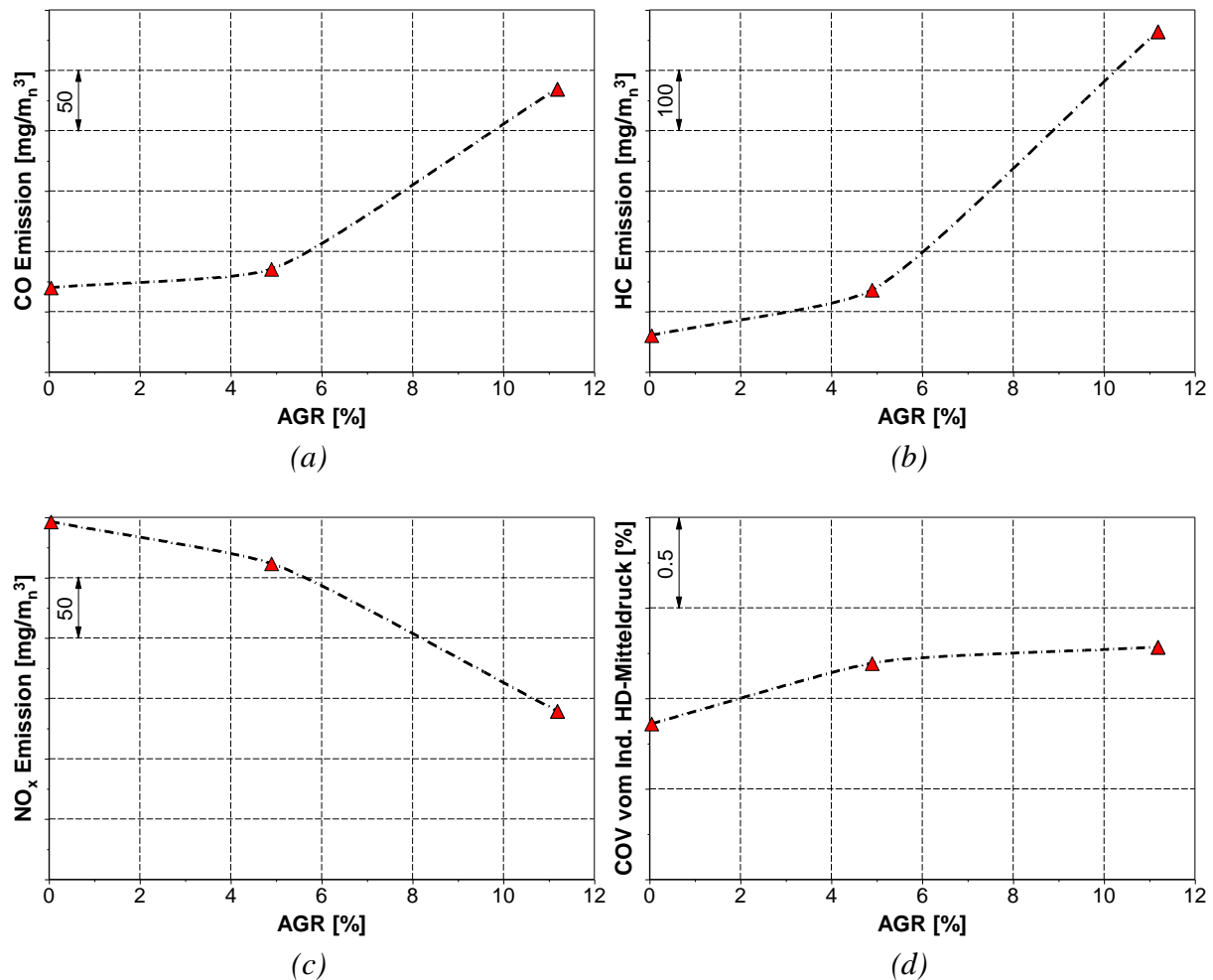


Abbildung 4.5: Auswirkung des Austausches von Luft durch AGR auf die Verbrennung bei konstanter Verbrennungsschwerpunktlage: (a) CO Emission; (b) HC Emission; (c) NO_x Emission; (d) Stabilität der Verbrennung

Abbildung 4.6 schlüsselt die Einzelverluste des Motorprozesses auf Basis einer Verlustanalyse auf. Zusätzlich zu den nach Pischinger et al. [29] definierten Verlusten durch unvollständige Verbrennung, den realen Verbrennungsablauf und Wandwärmeübergang, welche sich auf den Wirkungsgrad des Vollkommenen Motors des jeweiligen Messpunktes beziehen, wurde noch der Verlust durch geänderte Ladungszusammensetzung definiert. Dieser beschreibt die Änderung des Wirkungsgrades des Vollkommenen Motors durch die Variation des jeweiligen Parameters bezogen auf den Basispunkt. Ein positiver Verlust durch die Ladungszusammensetzung entspricht einer Senkung des Wirkungsgrades des vollkommenen Motors. Indem die Verbrennungsschwerpunktlage gleichgesetzt wurde, konnten die Verluste durch den realen Verbrennungsablauf nahezu konstant gehalten werden. Daraus resultieren auch konstante Wandwärmeverluste. Die Verluste durch unvollständige Verbrennung steigen in gleichem Maß wie bei Betrieb mit konstantem Zündzeitpunkt. Die gesamte Änderung im Wirkungsgrad wird reduziert.

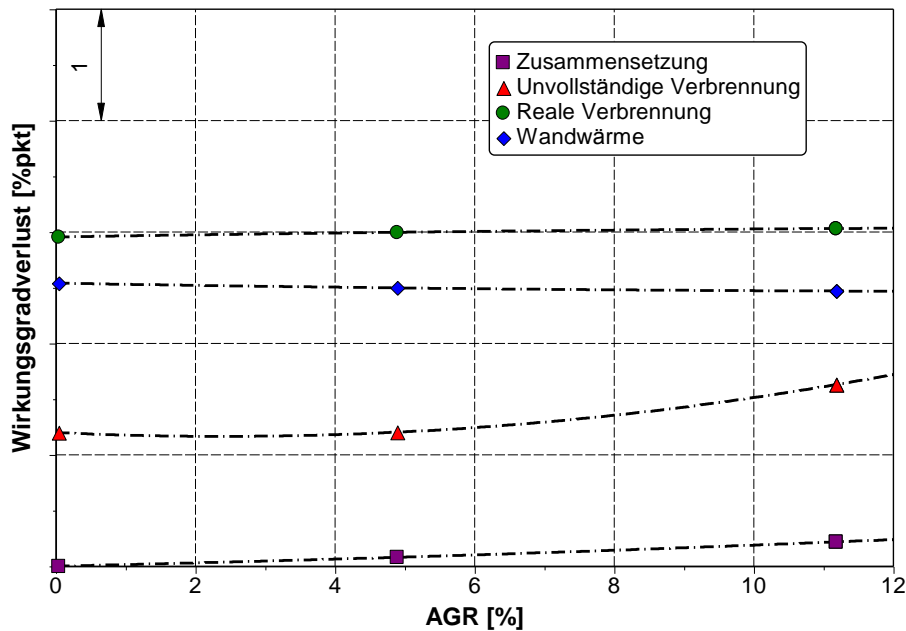


Abbildung 4.6: Auswirkung des Austausches von Luft durch AGR auf die Verbrennung bei konstanter Verbrennungsschwerpunktlage auf die Einzelverluste

Einfluss der Vorkammerspülung bei Magerkonzepten mit AGR

Es hat sich gezeigt, dass bei der Anwendung von Abgasrückführung auf ein Magerverbrennungskonzept mit gaseespülter Vorkammer nur Abgasrückführraten bis fünfzehn Prozent realisierbar sind. Eine Ursache hierfür liegt in der Zusammensetzung des Gemisches in der Vorkammer zum Zündzeitpunkt. Durch die Spülung der Vorkammer mit reinem Treibgas werden zwei Effekte erzielt. Einerseits wird das Restgas aus dem vorangegangenen Arbeitsspiel aus der Vorkammer verdrängt. Andererseits wird während des Kompressionszyklus das magere Gemisch aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer gedrückt. Dadurch stellt sich je nach Vorkammerspülmenge ein in etwa stöchiometrisches Gemisch in der Vorkammer ein, welches leicht entflammbar ist. Wie in Kapitel 2 beschrieben enthält ein reines stöchiometrisches Gemisch in etwa 22 Massenprozent Sauerstoff und 5.5 Massenprozent Treibgas. Durch Einbringen von rückgeführtem Abgas in den Hauptbrennraum werden das Luftverhältnis und somit auch die Sauerstoffkonzentration reduziert. In weiterer Folge sinkt auch das Luftverhältnis in der Vorkammer. Durch Veränderung der Spülmenge (in Prozent der gesamten Kraftstoffmasse in Hauptbrennraum und Vorkammer) und des Gemisches, mit welchem gespült wird, kann die Zusammensetzung der Ladung in der Vorkammer zum Zündzeitpunkt beeinflusst werden. Abbildung 4.7 und Abbildung 4.8 zeigen die Auswirkungen solcher Veränderungen anhand einer AGR-Ratenvariation bei konstanter Ladungsmasse und konstanter Verbrennungsschwerpunktlage (vergleiche Abbildung 4.4 und Abbildung 4.5). Dabei wurde zunächst die Vorkammerspülmenge bei einer Spülung mit reinem Erdgas variiert. So bewirkt eine Erhöhung des Vorkammerenergieanteils von 1.2 Prozent auf 1.5 Prozent bereits ohne AGR-

Beimischung eine Erhöhung des Zündverzuges und der Brenndauer. In weiterer Folge kann bereits bei AGR-Raten größer fünf Prozent die Verbrennungsschwerpunktlage nicht mehr gehalten werden und es kommt zu gelegentlichen Spontanaussetzern. Im Gegensatz dazu führt eine Reduktion der Vorkammerspülmenge auf 1 Prozent zu einer Erhöhung der AGR-Toleranz bis zu 15 Prozent. Die Emission an un- und teilverbrannten Kohlenwasserstoffen sowie die Stabilität der Verbrennung bleiben sowohl für die Basis als auch für die reduzierte Vorkammerspülmenge zunächst annähernd konstant. An der AGR-Toleranzgrenze steigen die CO- und HC-Emissionen stark und die Stabilität der Verbrennung sinkt.

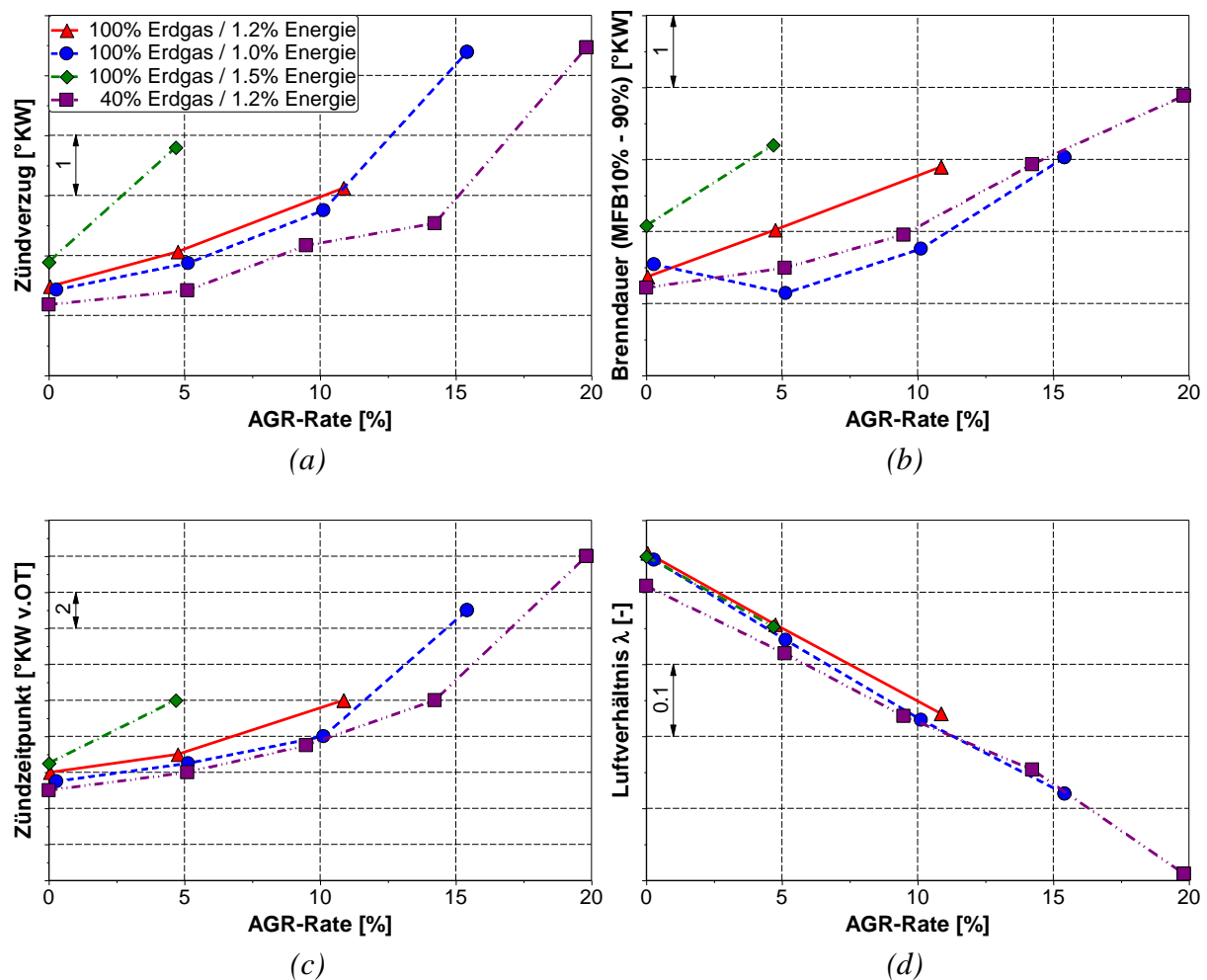


Abbildung 4.7: Variation der AGR-Rate bei unterschiedlichen Vorkammer-Spülkonzepten:
(a) Zündverzug; (b) Brenndauer; (c) Zündzeitpunkt; (d) Luftverhältnis

Das Reduktionspotenzial für Stickoxide sinkt bei reduzierter Vorkammerspülmenge. Dies kann auf eine Verschiebung des Anteils der aus der Vorkammer stammenden Stickoxide zurückgeführt werden. Wird die Vorkammer, anstatt mit reinem Erdgas, mit einer Mischung aus Luft (60%) und Erdgas (40%) gespült, so kann die AGR-Toleranz des Motors bis auf zwanzig Prozent angehoben werden. Dabei wurde die der Vorkammer zugeführte Erdgasmenge im Vergleich zur Basis konstant gelassen. Dadurch steigt die gesamte über das

Gasventil zugeführte Masse deutlich und eine bessere Spülung der Vorkammer ist zu erwarten. Die Messungen ergeben aber wiederum eine geringere Reduktion der Stickoxide. Zudem kommt es in Folge des höheren Ausstoßes an unverbrannten Kohlenwasserstoffen und der geringfügig längeren Brenndauer beim jeweiligen Maximum-AGR-Punkt zu einer Reduktion des Wirkungsgrades im Vergleich zur Basis.

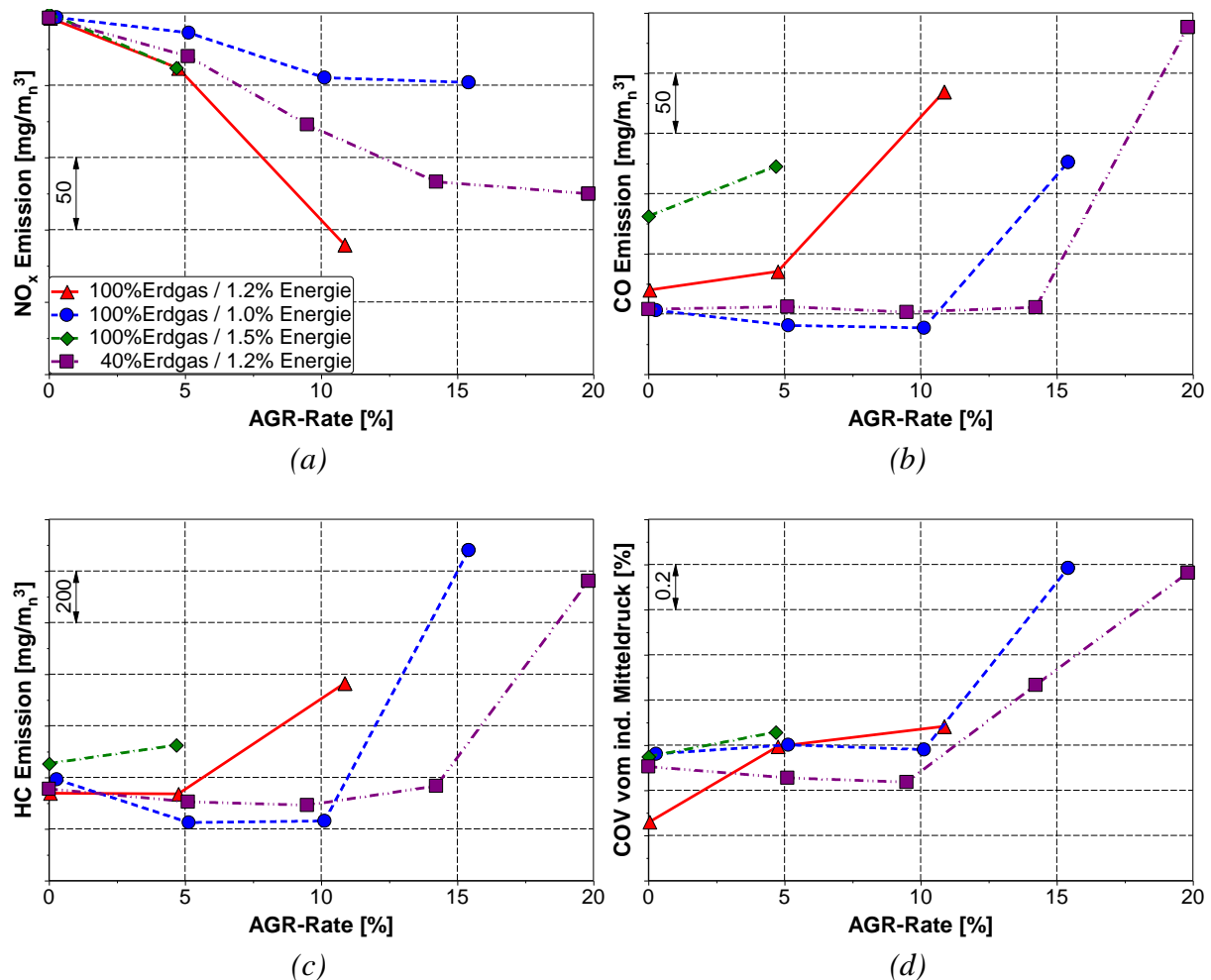


Abbildung 4.8: Variation der AGR-Rate bei unterschiedlichen Vorkammer-Spülkonzepten:
 (a) NO_x -Emission; (b) CO-Emission; (c) HC-Emission; (d) COV vom ind. Mitteldruck

Abgasrückführung bei konstantem Luftverhältnis

Alternativ zum Austausch von Luft durch AGR kann auch die Luftzahl des Basisgemisches konstant gehalten werden. Dies resultiert in einer größeren Ladungsmasse. Diese erhöhte Verdünnung der Ladung verursacht niedrigere Temperaturen und damit eine reduzierte Stickoxidbildung. Zur Untersuchung dieser Variante wurde ein Basispunkt nahe der Klopfgrenze herangezogen und unter Einhaltung konstanter Verbrennungsschwerpunktlage die AGR-Rate gesteigert.

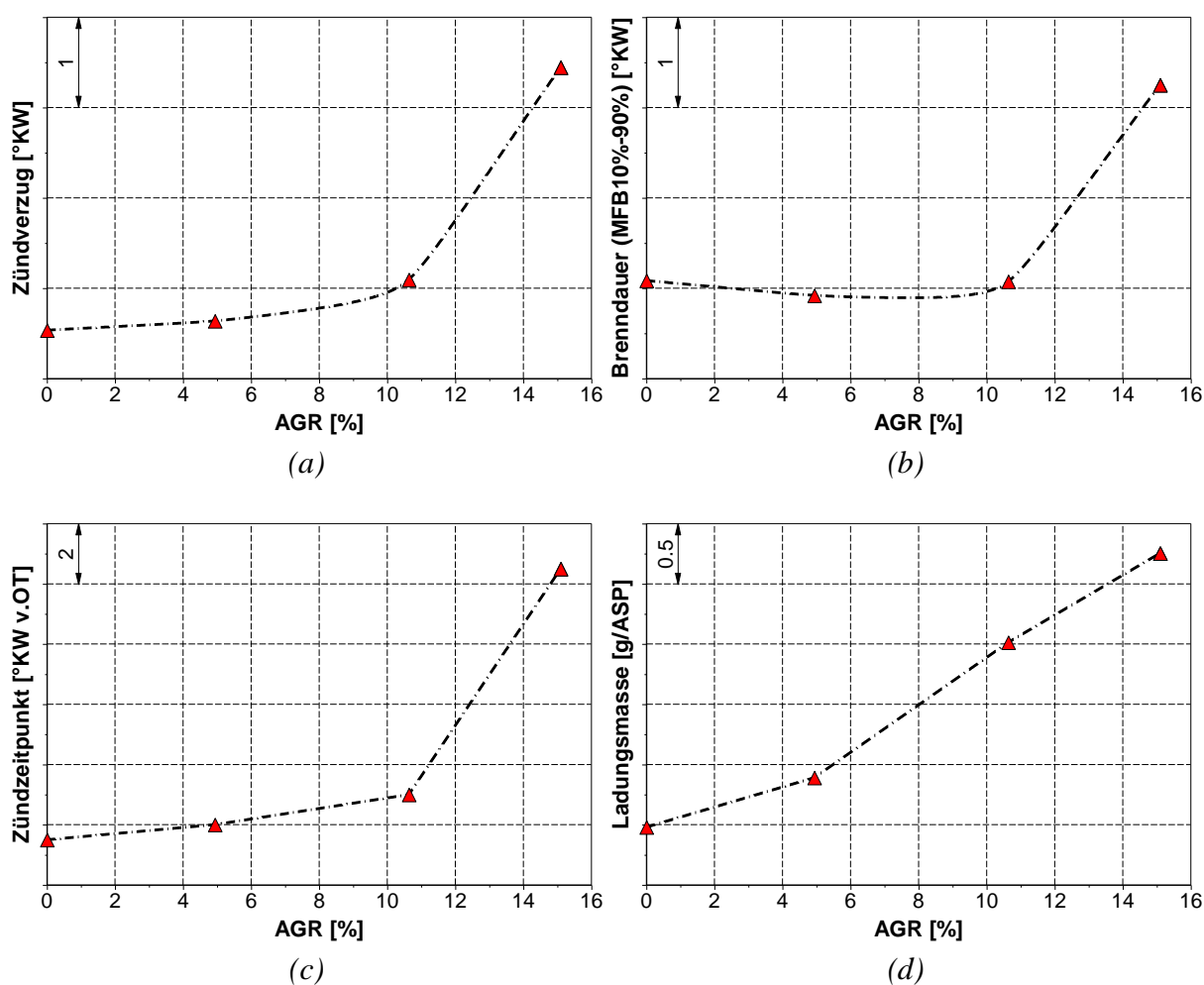


Abbildung 4.9: Auswirkung der Abgasrückführung auf die Verbrennung bei konstanter Luftzahl und konstanter Verbrennungsschwerpunktlage: (a) Zündverzug; (b) Brenndauer; (c) Vorzündbedarf; (d) Ladungsmasse

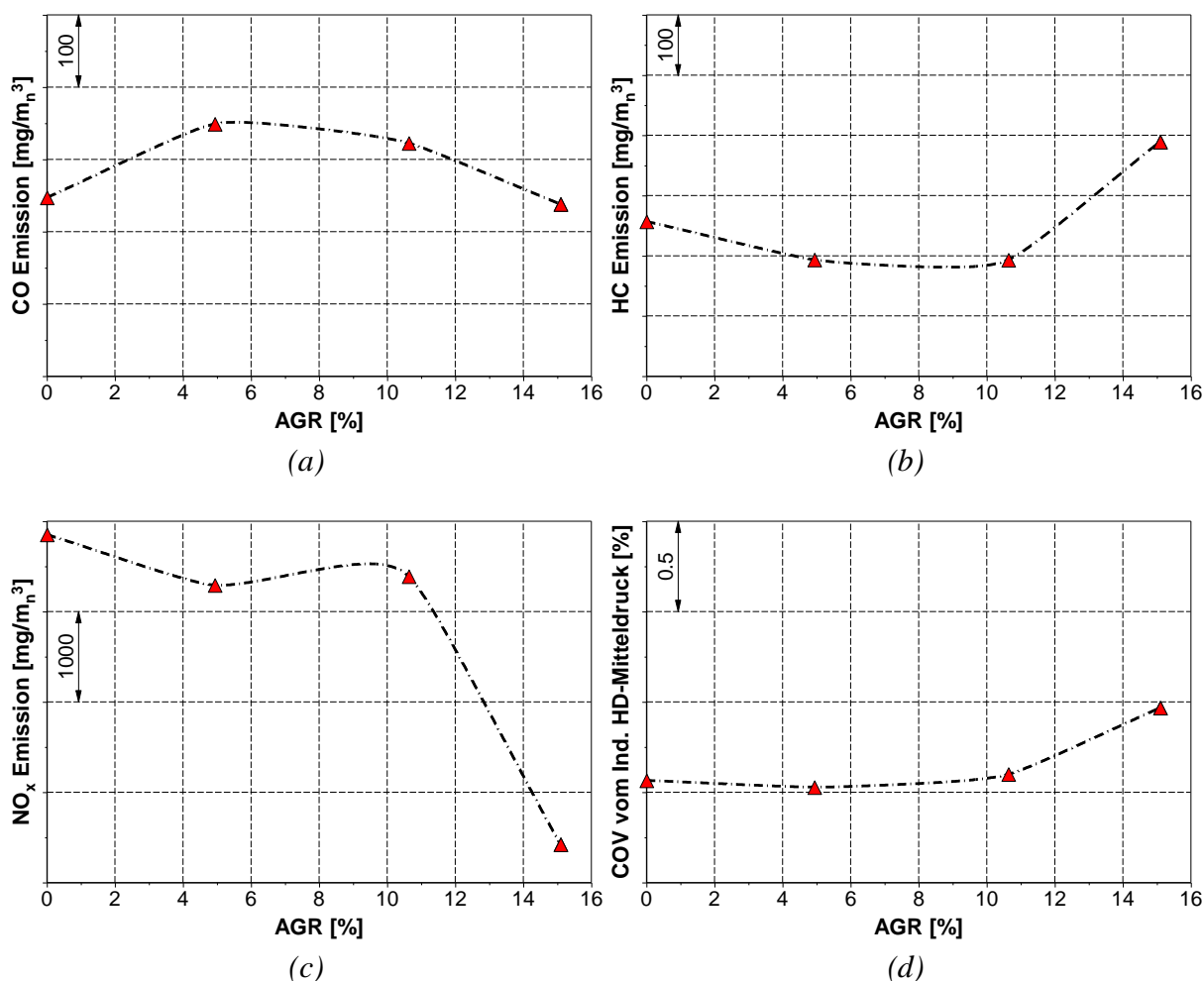


Abbildung 4.10: Auswirkung der Abgasrückführung auf die Verbrennung bei konstanter Luftzahl und konstanter Verbrennungsschwerpunktlage: (a) CO Emission; (b) HC Emission; (c) NO_x Emission; (d) Stabilität der Verbrennung

Ebenso wie beim Versuch mit konstanter Ladungsmasse steigen mit zunehmender AGR-Rate der Zündverzögerung und die Brenndauer. Während die CO- und HC- Emission annähernd konstant bleiben, sinkt die Stockoxid-Emission auf ein Drittel des sehr hohen Ausgangswertes und bleibt über dem Niveau von TA-Luft. Um das Luftverhältnis zu halten, muss der Ladedruck gesteigert werden, wodurch der Zylinderspitzenruck ansteigt. Aufgrund der zusätzlichen Verdünnung der Ladung, der nahezu konstanten Emission an Unverbrannten und der konstanten Verbrennungsschwerpunktlage, steigt der Wirkungsgrad trotz AGR-Beimengung. Die Klopfneigung sinkt wie es zu erwarten ist. Trotz der gänzlich anderen Betriebsbedingungen kann die AGR-Rate nicht über fünfzehn Prozent ohne Auftreten von Spontanaussetzern gesteigert werden. Abbildung 4.11 zeigt, dass der Zugewinn im Wirkungsgrad ausschließlich auf die geänderte Ladungszusammensetzung zurückzuführen ist. So bewirkt die Abgasrückführung bei konstantem Luftverhältnis einen Anstieg des Wirkungsgrads des vollkommenen Motors von in etwa sechs zehntel Prozentpunkten (Reduktion des Verlustes durch die Ladungszusammensetzung). Der leichte Anstieg der Verluste durch unvollständige Verbrennung und den realen Verbrennungsablauf werden

dadurch überkompensiert.

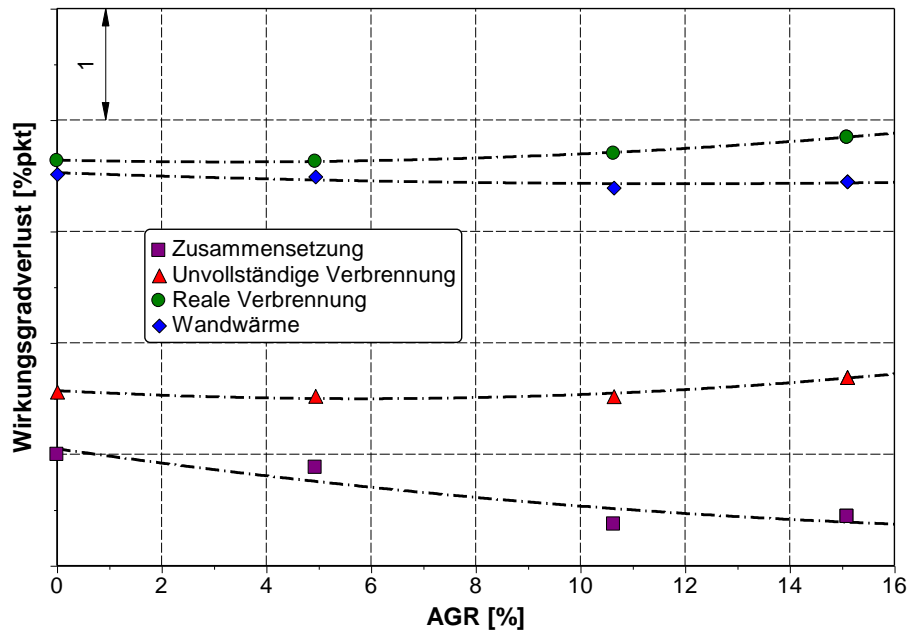


Abbildung 4.11: Auswirkung der Abgasrückführung auf die Verbrennung bei konstanter Luftzahl und konstanter Verbrennungsschwerpunktlage auf die Einzelverluste

4.2 Brennverfahren mit Diesel-Zündstrahl

Abgasrückführung bei konstanter Ladungsmasse

Dual Fuel Motoren sind derzeit ein intensiv untersuchtes Forschungs- und Entwicklungsthema. Aufgrund der Tatsache, dass der Dieseldieselkraftstoff immer bei einem lokalen Luftverhältnis um 1 brennt, kommt es bei diesem Zündverfahren zu einer sehr hohen Emission an Stickoxiden. Stichversuche sollten den Einfluss der Abgasrückführung auf die Verbrennung im Zündstrahlbetrieb zeigen. Aus diesem Grund wurde ein Common-Rail Einspritzsystem aufgebaut und eingebunden. Als Injektor kam ein PKW-Injektor der Firma Delphi mit einer speziell gefertigten 4-Loch Düse zum Einsatz. Weiters wurde das Verdichtungsverhältnis auf 15:1 angehoben und ein Muldenkolben verwendet.

Um bei Dual-Fuel Brennverfahren die Stickoxidemission möglichst gering zu halten, wird oftmals der Anteil des Diesels am gesamten Brennstoff sehr gering gehalten. Aus diesem Grund wurde der Einfluss der eingespritzten Kraftstoffmenge bei konstantem Raildruck und einem konstanten Bestromungsbeginn untersucht. Diese Variation erfolgte bei drei AGR-Raten Niveaus. Der Ladedruck und somit näherungsweise die Zylinderladungsmasse ist bei allen Messpunkten konstant. Die Dieselmenge wurde zwischen etwa einem Prozent und fünf Prozent der eingebrachten Kraftstoffenergie variiert. Der indizierte Mitteldruck wurde durch eine entsprechende Anpassung der Gasmenge konstant gehalten.

Abbildung 4.12 stellt den Einfluss von Einspritzdauer und AGR-Rate auf Funktionswerte der Verbrennung dar. Der Einfluss der eingespritzten Dieselmenge auf den Zündverzug ist kaum vorhanden. Die Abgasrückführrate verlängert den Zündverzug nur geringfügig. So steigt der Zündverzug nur um etwa zwei Grad Kurbelwinkel durch eine Abgasrückführung von dreißig Prozent. Die Brenndauer wird um etwa acht Grad Kurbelwinkel verlängert. Dies ist auf den leicht schlechteren Ausbrand zurückzuführen, wie Abbildung 4.13 zeigt. Durch die Abgasrückführung bei konstanter Zylinderladung wird das Luftverhältnis von 2.1 ohne AGR auf 1.4 mit dreißig Prozent AGR gesenkt.

Durch die erhöhte Einspritzmenge kommt es zu einem Anstieg der Kohlenmonoxidemission von etwa siebenzig Prozent, jedoch kann nur ein geringer Einfluss der Abgasrückführrate festgestellt werden. Der Anstieg der HC-Emission liegt um 25 Prozent.

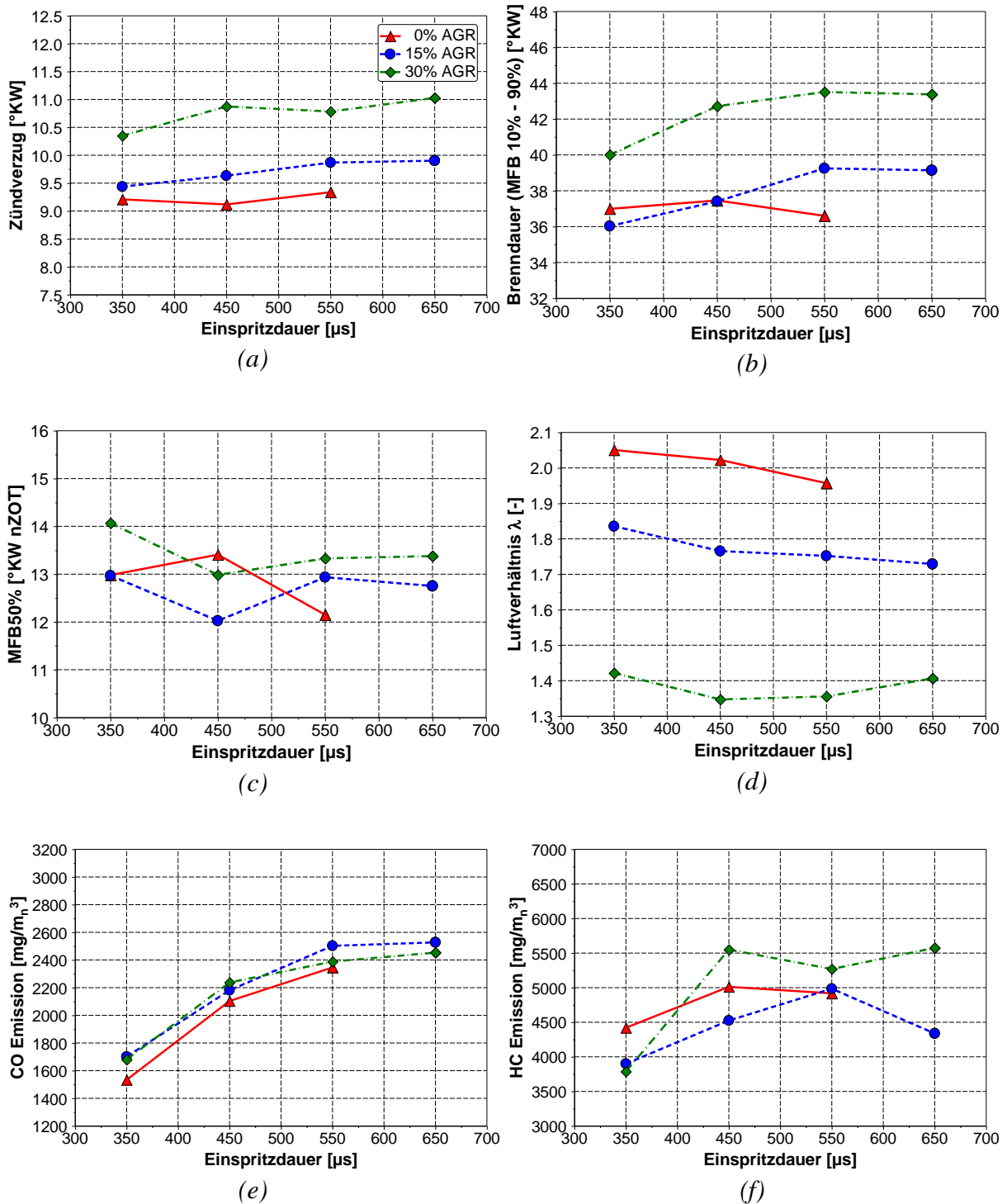


Abbildung 4.12: Auswirkung des Austausches von Luft durch AGR auf die Verbrennung im Diesel-Zündstrahlbetrieb: (a) Zündverzögerung; (b) Brenndauer; (c) Verbrennungsschwerpunktlage; (d) Luftverhältnis; (e) CO Emission; (f) HC Emission

Abbildung 4.13 zeigt die Brennverläufe der Messpunkte mit einer Einspritzdauer von $550\mu\text{s}$ und verschiedenen AGR-Raten. Wiederum wird deutlich, dass selbst eine Abgasrückführrate von dreißig Prozent den Zündverzögerung nur gering beeinflusst und um etwa zwei Grad Kurbelwinkel verlängert. Es zeigt sich am Beginn der Verbrennung ein starker Umsatz in

Folge der vorgemischten Dieselerbrennung. Mit zunehmender AGR-Rate sinkt der Spitzenumsatz und der Ausbrand wird leicht verschleppt.

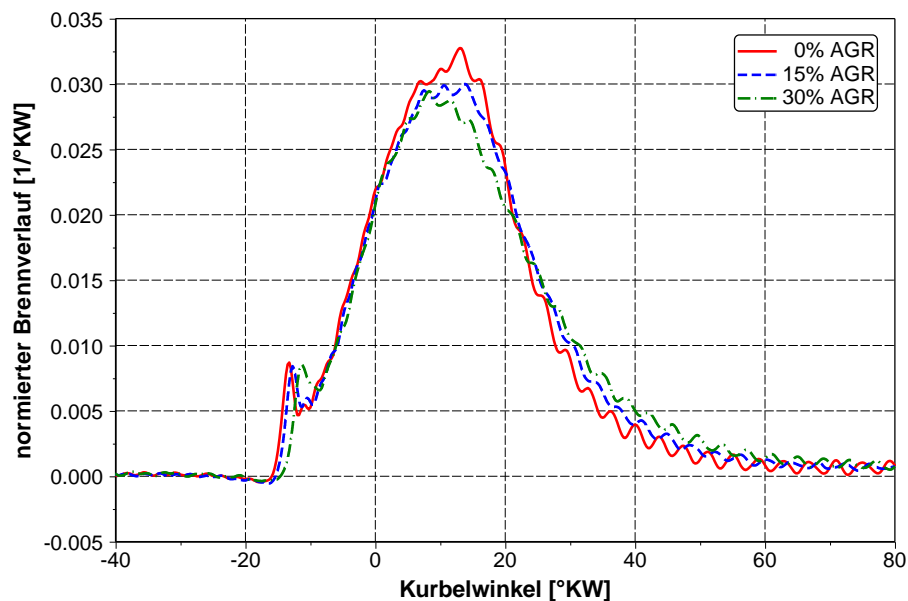


Abbildung 4.13: Auswirkung des Austausches von Luft durch AGR auf die Verbrennung im Diesel-Zündstrahlbetrieb

Besonders bemerkenswert ist der Einfluss auf die Stickoxidemission. Ohne Abgasrückführung ist ein nahezu linearer Anstieg der Stickoxide mit zunehmender Einspritzmenge zu erkennen. Mit steigender Abgasrückführrate sinkt das Niveau der Stickoxidemission, sodass mit dreißig Prozent AGR und 350 μ s Einspritzdauer bereits die Emissionsrichtlinie TA Luft erfüllt werden kann. Zudem sinkt der Einfluss der Dieselmenge auf die Stickoxide, sodass bei dreißig Prozent AGR nahezu kein Anstieg infolge größerer Einspritzmengen gemessen werden kann.

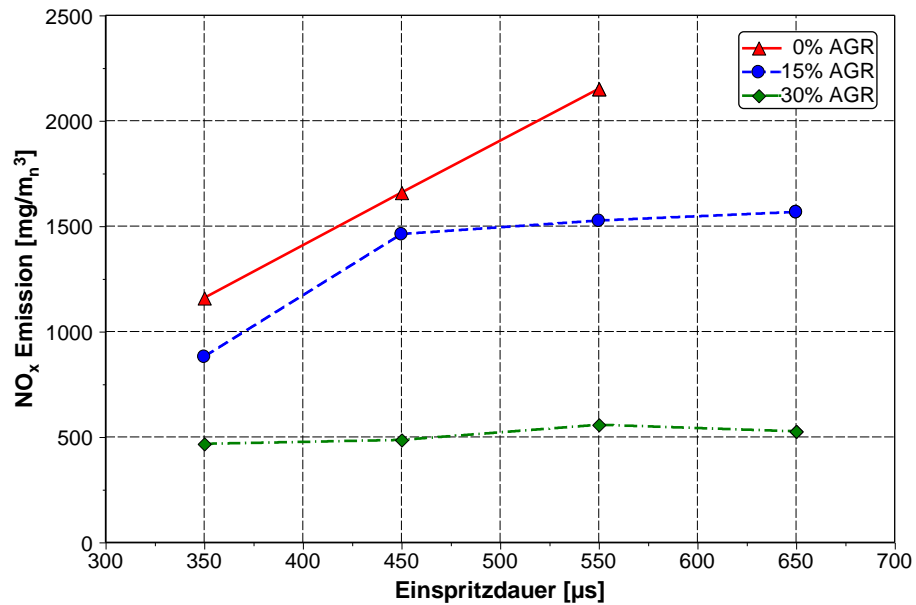


Abbildung 4.14: Auswirkung des Austausches von Luft durch AGR auf die Stickoxidbildung bei Variation der eingespritzten Dieselmasse

Damit ist Abgasrückführung ein sehr effektives Mittel die Stickoxidemission von Dual-Fuel Motoren zu reduzieren. Eine Verschlechterung des Wirkungsgrades durch die Abgasrückführung ist hauptsächlich durch die geänderte Ladungszusammensetzung und die unvollständige Verbrennung gegeben. Der Diesel-Zündstrahl erweist sich als sehr robustes Zündkonzept für Brennverfahren mit Abgasrückführung.

4.3 Einfluss der Abgasrückführung auf Klopfen

Eine wichtige Frage zur Beurteilung des Potenzials von Abgasrückführung ist jene, ob sich AGR positiv auf den Klopfabstand eines Betriebspunktes auswirkt. Unter Klopfen versteht man die ungewollte Selbstzündung des noch nicht von der Flamme erfassten Gemisches (Endgas) im Brennraum [29]. Demzufolge kann Abgasrückführung nur einen positiven Effekt erzielen, wenn folgende Bedingungen erfüllt werden:

1. Der Zündverzug im Endgas wird stärker verlängert als die Flammenausbreitung verlangsamt wird
2. Durch Temperaturreduktion im Endgas werden nie Selbstzündungsbedingungen erreicht

Messtechnisch kann eine Bewertung des Klopfabstandes anhand des Unterschiedes im Luftverhältnis zwischen dem Basis-Betriebspunkt und klopfendem Betrieb bestimmt werden. Dafür wurden Messungen mit offenem Brennraum und Magerbrennverfahren durchgeführt, wobei das Luftverhältnis zwischen klopfendem Betrieb und der Stabilitätsgrenze für unterschiedliche Zündzeitpunkte variiert wurde. Diese Variation erfolgte ohne Abgasrückführung und mit zehn, beziehungsweise zwanzig Prozent Abgasrückführrate. Abbildung 4.15 zeigt sowohl den Klopfgrenzabstand in Form einer Differenz im Luftverhältnis zwischen Betrieb mit einer NO_x Emission von 500 mg/m_n^3 und klopfendem Betrieb bei konstanten Zündzeitpunkt. Wider die Erwartungen kommt es zu keiner Vergrößerung (vgl. [34]). Weiters ist ein Klopfgrenzabstand in Form der Differenz in der Verbrennungslage dargestellt. Hier kann durch Abgasrückführung eine geringe Vergrößerung des Klopfgrenzabstandes erreicht werden.

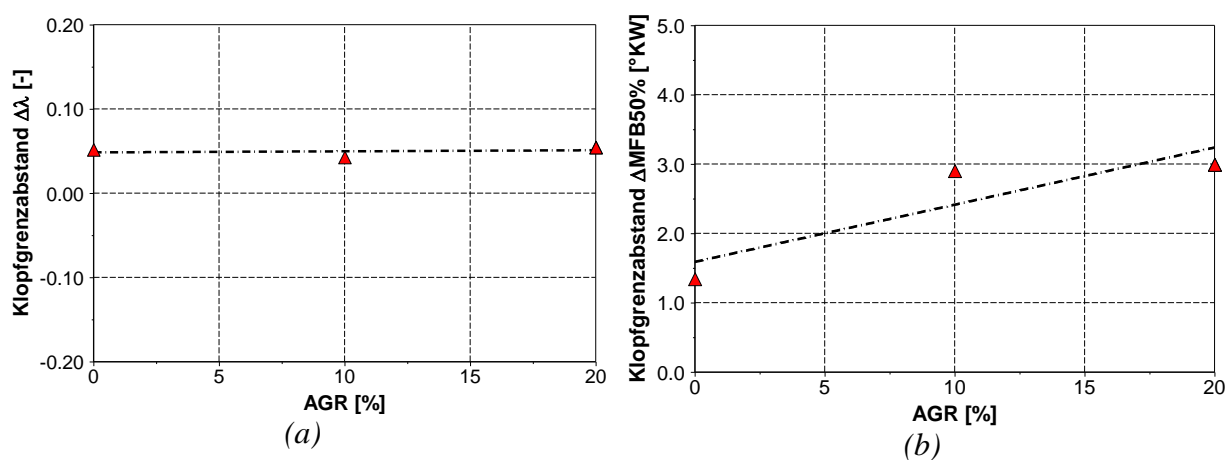


Abbildung 4.15: Klopfgrenzabstände mit Abgasrückführung:
 (a) Klopfgrenzabstand $\Delta\lambda$; (b) Klopfgrenzabstand $\Delta\text{MFB}50\%$

4.4 Resümee

Durch den Einsatz von Abgasrückführung an einem Magerbrennverfahren können die Stickoxidemissionen signifikant gesenkt werden. Für ein Magerbrennverfahren mit gespülter Vorkammer zeigt der Austausch von Überschussluft durch rückgeführtes Abgas ein ähnliches Verhalten wie eine weitere Ausmagerung des Gemisches. Ohne weitere Modifikationen am Brennverfahren durchzuführen kommt die Stabilitätsgrenze jedoch bei einer um 50 mg/m_n^3 höheren Stickoxidemission zu liegen als beim reinen Magerbrennverfahren. Zudem ist bei gleicher Stickoxidemission mit einer Reduktion des indizierten Wirkungsgrades der Hochdruckphase von etwa 0.5 Prozentpunkten zu rechnen. Dies ist auf eine stärkere Verschleppung der Verbrennung und eine Reduktion des Wirkungsgrades des vollkommenen Motors mit Abgasrückführung zurückzuführen. Beim Austausch von Überschussluft durch rückgeführtes Abgas fehlt im Gegensatz zum Ausmagern bei Magerbrennverfahren der deutliche Anstieg der Ladungswechselarbeit. Eine Reduktion der Ladungswechselverluste von etwa 0.2 Prozentpunkten ist die Folge. Der Nachteil des AGR-Brennverfahrens im indizierten Wirkungsgrad ergibt sich somit zu etwa 0.3 Prozentpunkten. Der Nachteil im Wirkungsgrad gegenüber reinen Magerbrennverfahren kann unter Umständen durch eine moderate Anhebung des Verdichtungsverhältnisses ausgeglichen werden. Hier ist allerdings Vorsicht geboten, da die durchgeführten Untersuchungen nur einen geringen Einfluss der Abgasrückführung auf den Klopfrenzabstand gezeigt haben. Zudem zeigt sich ein bedeutender Einfluss der Vorkammerspülung auf die Toleranz des Brennverfahrens hinsichtlich Abgasrückführung. Hier ist darauf zu achten, dass das Restgas aus dem vorangegangenen Arbeitsspiel möglichst vollständig aus der Vorkammer gespült wird und, dass das Gemisch in der Vorkammer zum Zündzeitpunkt nicht zu fett ist. Dies kann durch Spülung der Vorkammer mit einem Gemisch aus Kraftstoff und Luft erreicht werden.

Ein sehr vielversprechendes Einsatzgebiet für Abgasrückführung stellen Magerbrennverfahren mit Diesel-Zündstrahl dar. Mit diesem Zündverfahren können zwar sehr zündunwillige Gemische, zum Beispiel mit hohen AGR-Raten, zuverlässig entzündet werden. Infolge der Verbrennung des Diesel-Kraftstoffes kommt es aber zu einem sehr hohen Ausstoß an Stickoxiden. Die durchgeführten Grundsatzuntersuchungen zeigen, dass sich die Abgasrückführung stark auf die Stickoxidbildung aus der Umsetzung des Dieselkraftstoffes, und nur geringfügig auf den Umsatz des homogenen Basisgemisches auswirkt. Bereits mit einer Abgasrückführrate von dreißig Prozent kann erreicht werden, dass die Stickoxidemission trotz gesteigerter eingespritzter Dieselmenge konstant bleibt. So können auch niedrige Emissionsgrenzwerte unterschritten werden.

Tabelle 4.1: Bewertung von Magerbrennverfahren mit Abgasrückführung

Brennverfahren	Wirkungsgrad	Leistungs- dichte	Emissionen	System- aufwand
reiner Magermotor gasgespülte Vorkammer ^a	o	o	o	o
Gespülte Vorkammer mit AGR	o	o	o	-
Diesel-Zündstrahl mit AGR	o	o	o	-

^a...Basis; +...Vorteil, o...neutral, -...Nachteil

Brennverfahren	Wirkungsgrad	Leistungs- dichte	Emissionen	System- aufwand
Diesel-Zündstrahl mager ^b	o	o	o	o
Diesel-Zündstrahl mit AGR	o	o	+	-

^b...Basis; +...Vorteil, o...neutral, -...Nachteil

5 Stöchiometrisches Gemisch mit Abgasrückführung

Eine logische Weiterführung der moderaten Abgasrückführung bei konstanter Luftzahl, wie sie im vorangegangenen Kapitel erläutert wurde, stellt die Verdünnung von stöchiometrischen Gemischen mit rückgeführtem Abgas dar. Die erhöhte Ladungsmasse reduziert die Temperatur im Brennraum. Dadurch ist es möglich, höhere Lasten als mit reinem Gemisch zu realisieren, da mit erhöhter Verdünnung in jedem Fall die Klopfneigung sinkt (siehe Abbildung 2.2). Weiters ermöglicht dieses Verbrennungskonzept niedrigste Stickoxidemissionen zu realisieren, da eine Abgasnachbehandlung mittels Drei-Wege-Katalysator möglich ist. In einem Drei-Wege-Katalysator werden simultan die unverbrannten Kohlenwasserstoffe sowie Kohlenmonoxid aufoxidiert und die Stickoxide reduziert (siehe Gleichung (5-1) bis (5-10)). Um hohe Konvertierungsraten für alle Schadstoffkomponenten zu ermöglichen, muss das Verbrennungsluftverhältnis in einem schmalen Bereich nahe $\lambda=1$ gehalten werden.

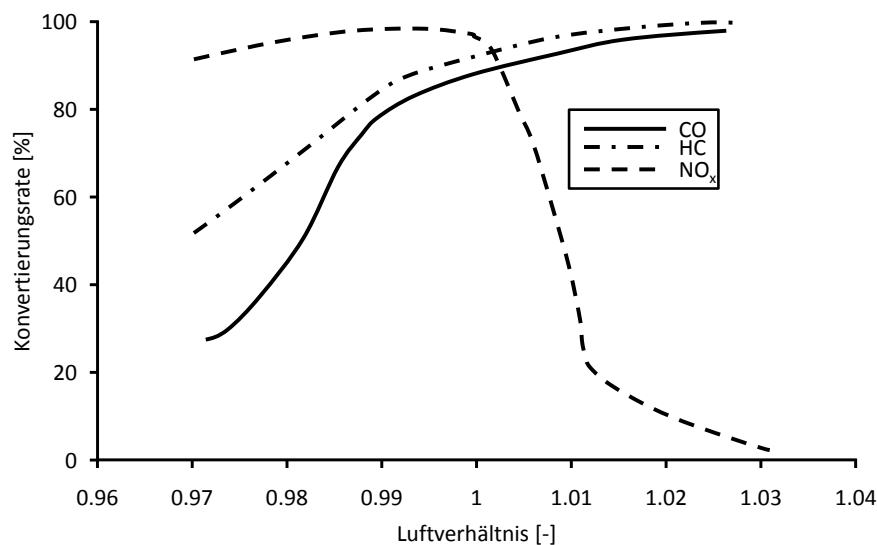
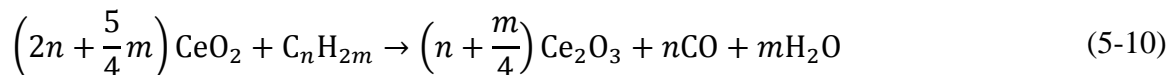


Abbildung 5.1: Konvertierungsraten eines Dreiwegekatalysators im λ -Bereich zwischen 0.97 und 1.03 (Merker [24] nach Heywood [17])

Dies erfolgt im Allgemeinen durch eine Regelung mit geschlossenem Regelkreis. Das bedeutet, dass das tatsächliche Luftverhältnis immer um den Sollwert schwingt und theoretisch abwechselnd Sauerstoffmangel und -überschuss im Abgas herrschen. Da die Verbrennung in der Realität nie vollständig abläuft, ist selbst bei Luftverhältnissen leicht kleiner 1 Restsauerstoff im Abgas vorhanden.

Die Gleichungen (5-1) bis (5-10) beschreiben die wichtigsten Bruttoreaktionen für einen mit Platin und Rhodium dotierten Drei-Wege-Katalysator, wobei die Gleichungen (5-8) bis (5-10) nur unter Verwendung von Cer als Sauerstoff-Speicher gültig sind [24].



5.1 Auslegung der Betriebsparameter

Die Ergebnisse mit gasespülter Vorkammer in Kapitel 4 haben gezeigt, dass nur geringe Abgasrückführraten zulässig sind. Um beim stöchiometrischen Brennverfahren Leistungsdichten wie beim Magermotor erreichen zu können, müssen ausreichend hohe Verdünnungsraten realisiert werden. Aufgrund der vergleichsweise geringen Empfindlichkeit gegenüber hohen Restgasanteilen wurde zur Untersuchung der stöchiometrischen Verbrennung mit AGR zunächst die Vorkammerkerze als Zündkonzept gewählt.

Einfluss des Luftverhältnisses

Für die Auslegung des Brennverfahrens und die Auswahl des Betriebsbereiches ist Gleichung (5-3) von entscheidender Bedeutung. So ist es unerlässlich, dass für die Reduktion der Stickoxide ausreichend Kohlenmonoxid im Abgas vorhanden ist. Aus diesem Grund wurde untersucht, wie sich das Luftverhältnis einerseits auf die Verbrennung des Motors bei konstanter AGR-Rate auswirkt und andererseits, bei welchem Luftverhältnis der Motor betrieben werden muss, um ein adäquates Verhältnis von Kohlenmonoxid und Stickoxid sicherzustellen. Abbildung 5.2 zeigt, dass das Luftverhältnis im Bereich zwischen 0,99 und 1,015 eine geringe Auswirkung auf den Zündverzug hat. Die Verbrennungsschwerpunktlage wandert mit zunehmendem Luftverhältnis in Richtung früh.

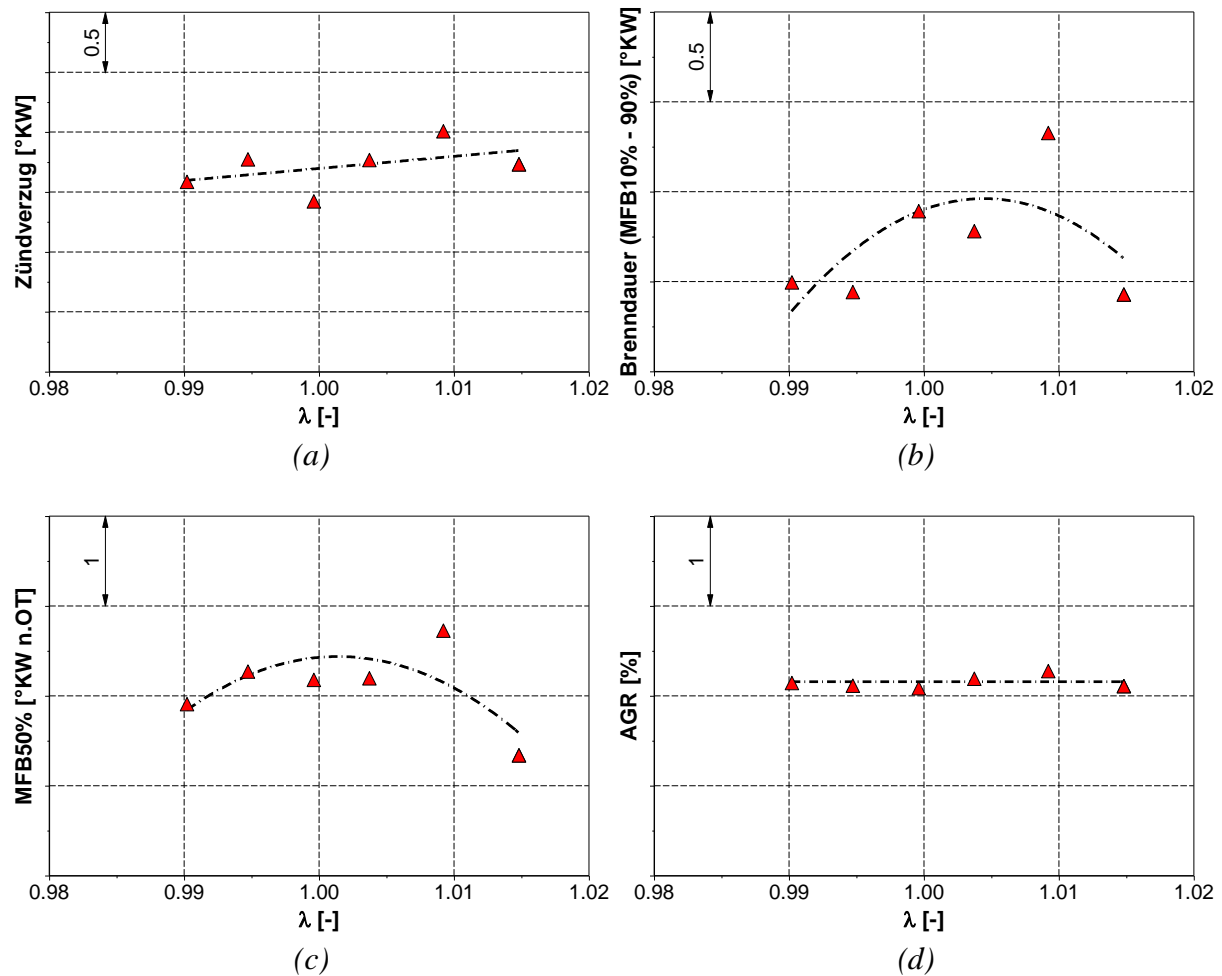


Abbildung 5.2: Einfluss des Luftverhältnisses auf die Verbrennung bei konstantem Zündzeitpunkt und konstanter AGR-Rate: (a) Zündverzug; (b) Brenndauer; (c) Verbrennungsschwerpunktlage; (d) AGR-Rate

Mit abnehmendem Luftverhältnis ist ein deutlicher Anstieg der Kohlenmonoxidemission zu verzeichnen. Zugleich nimmt die Stickoxidemission ab. Die zyklischen Schwankungen des indizierten Mitteldruckes sinken beidseitig der Stöchiometrie und folgen damit dem gleichen Trend wie die Verbrennungsschwerpunktlage und die Brenndauer.

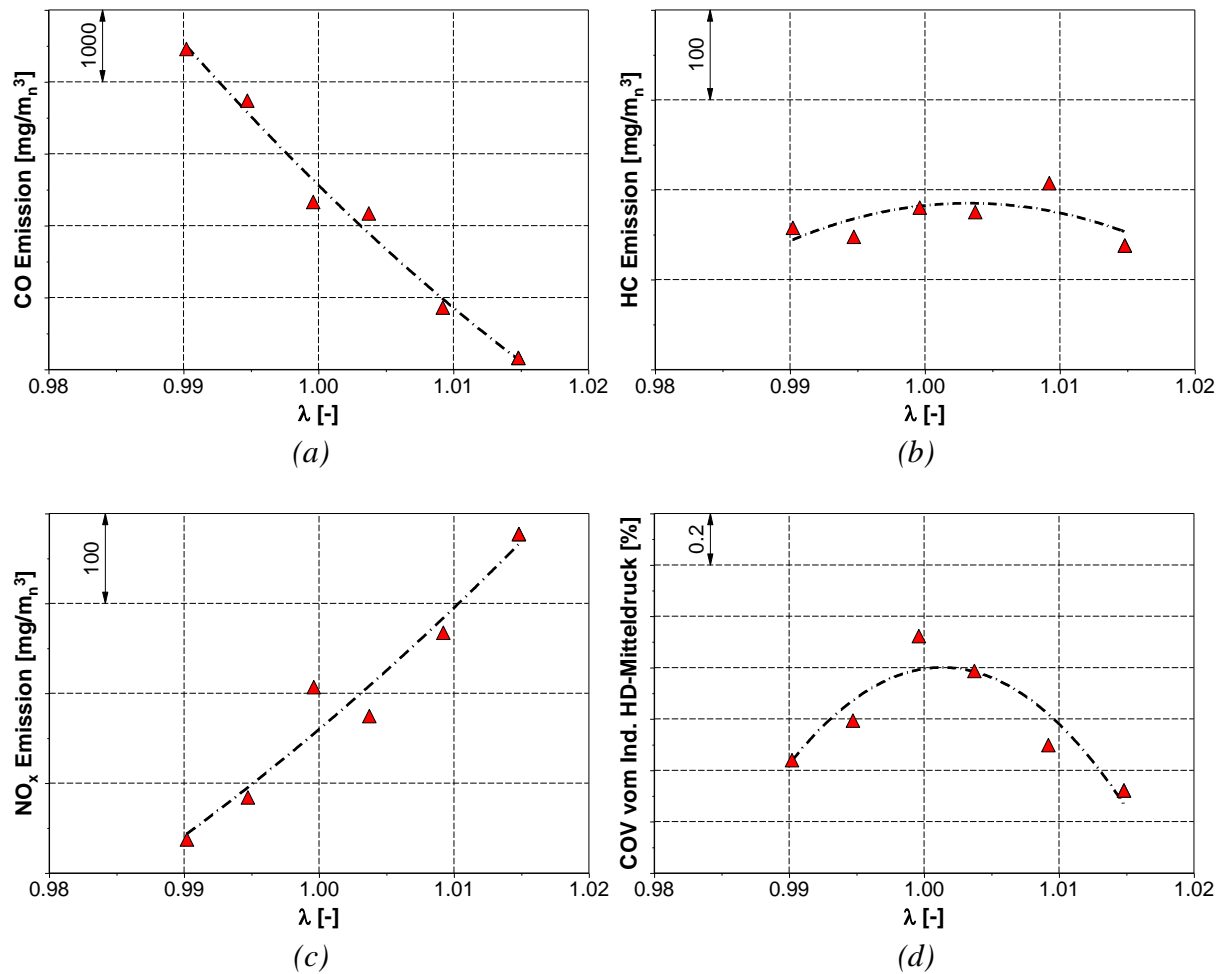


Abbildung 5.3: Einfluss des Luftverhältnisses auf die Verbrennung bei konstantem Zündzeitpunkt und konstanter AGR-Rate: (a) CO Emission; (b) HC Emission; (c) NO_x Emission; (d) Stabilität der Verbrennung

Als Folge des Anstiegs der Kohlenmonoxidemission sinkt der indizierte Wirkungsgrad. Zudem erhöht sich das Verhältnis von Kohlenmonoxid- zu Stickoxidkonzentration.

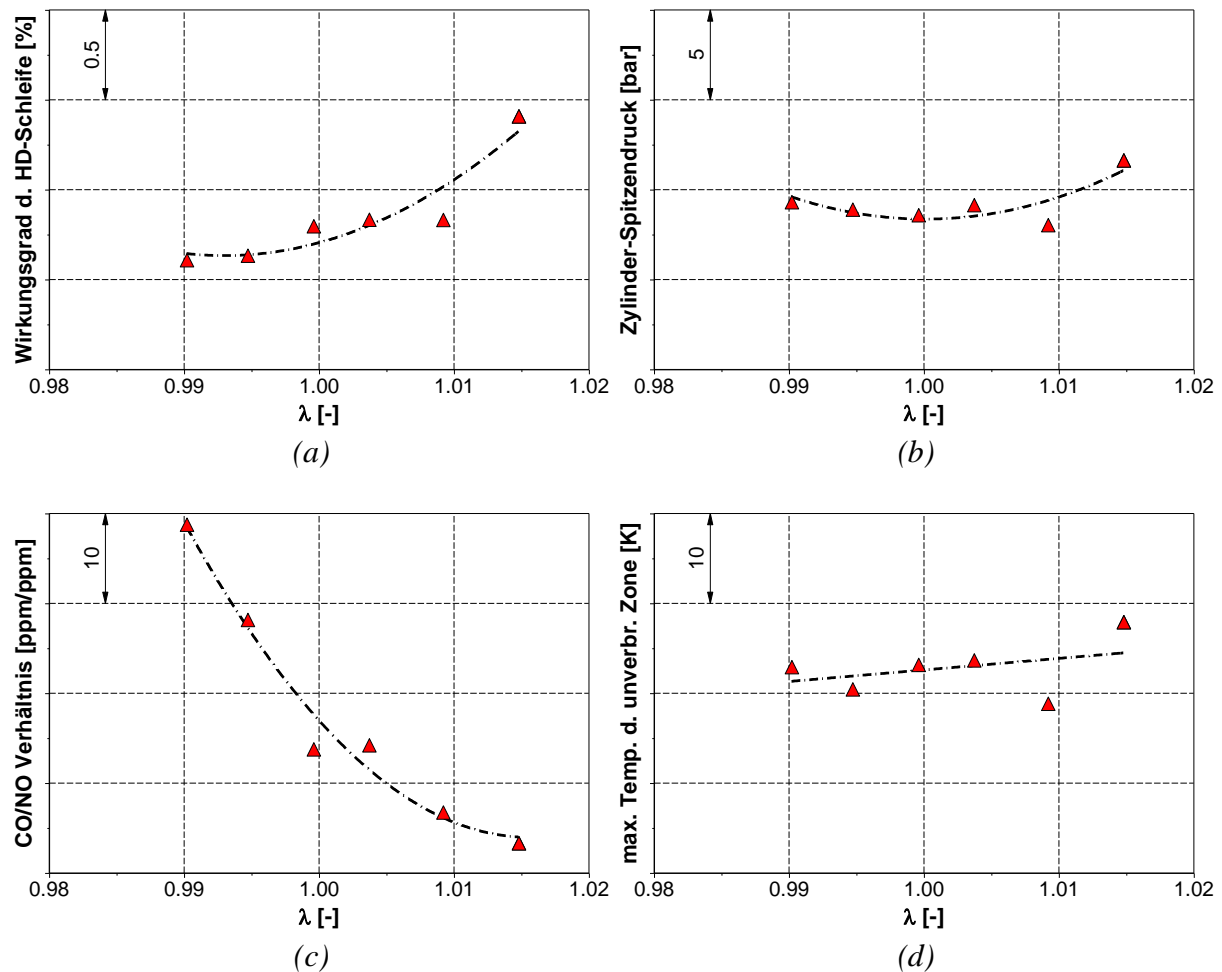


Abbildung 5.4: Einfluss des Luftverhältnisses auf die Verbrennung bei konstantem Zündzeitpunkt und konstanter AGR-Rate: (a) Ind. Wirkungsgrad (Hochdruckschleife); (b) Zylinder-Spitzenndruck; (c) CO/NO Verhältnis; (d) Max. Temp. d. unverbr. Zone

Da das Niveau der Stickoxidemissionen unter Berücksichtigung eines Drei-Wege-Katalysators selbst mit reduzierten Konvertierungsraten die niedrigsten Emissionslimits (0.05 g/kWh) unterschreitet und auf der anderen Seite die Kohlenmonoxidemission im Luftmangelbereich sehr hoch wird, kann der Zielbereich für das Luftverhältnis zwischen 1.000 und 1.005 angesetzt werden. Eine weitere Anhebung des Luftverhältnisses bewirkt zudem eine Reduktion des möglichen Betriebsbereiches aufgrund eines früheren Auftretens von Klopfen.

Einfluss des Spülgefälles

Das Spülgefälle zwischen Einlass- und Auslassröhrensystem hängt vom Aufladewirkungsgrad des Turboladers sowie den Verbrennungsparametern Ladedruck, Luftverhältnis und Abgastemperatur ab. Somit ist es abhängig vom jeweiligen Motorbetriebspunkt und nicht frei wählbar. Es zeigt sich aber, dass dem Spülgefälle bei Verbrennungskonzepten mit Vorkammer oder Vorkammerkerze eine große Relevanz zu Teil wird. Zur Untersuchung des

Einfluss wurde bei konstanten Verbrennungsparametern (Last, AGR-Rate, Zündzeitpunkt) und einer ungespülten Vorkammer eine Variation des Spülgefälles zwischen 400mbar und 700mbar durchgeführt. Eine weitere Steigerung des Spülgefälles war mit dem vorhandenen Versuchsaufbau nicht möglich, da sonst die erforderliche AGR-Rate nicht mehr eingestellt werden konnte.

In Folge eines steigenden Spülgefälles wird die Verbrennungsschwerpunktlage in Richtung früh verschoben und die Brenndauer reduziert. Dabei kann kein Einfluss auf den Zündverzug festgestellt werden. Die gezeigte Variation im Zündverzug ist den leichten Schwankungen in der AGR-Rate zuzuordnen.

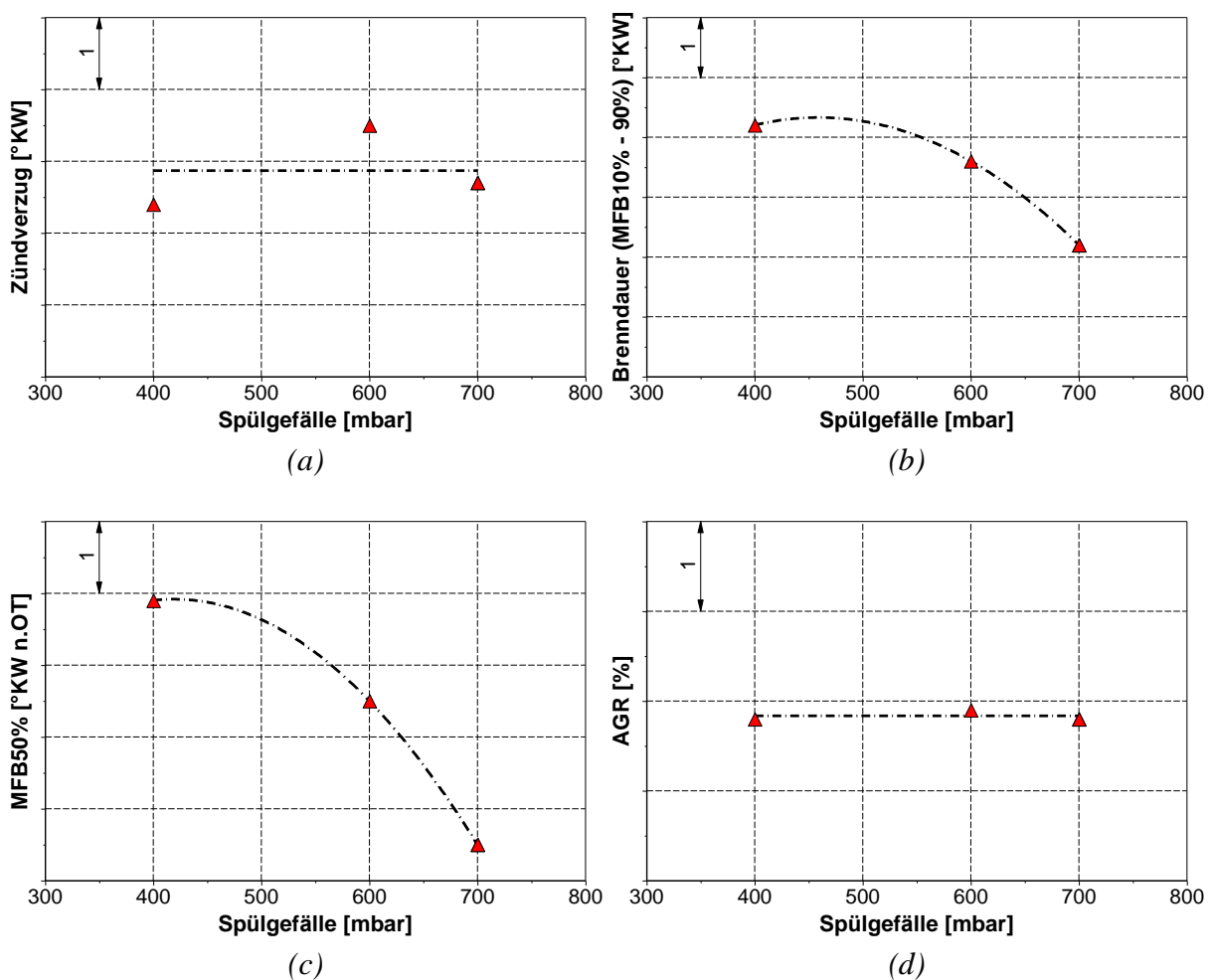


Abbildung 5.5: Einfluss des Spülgefälles auf die Verbrennung bei konstantem Zündzeitpunkt und konstanter AGR-Rate: (a) Zündverzug; (b) Brenndauer; (c) Verbrennungsschwerpunktlage; (d) AGR-Rate

Zufolge eines stärkeren Überströmens während der Ventilüberschneidungsphase steigt die Emission an unverbrannten Kohlenwasserstoffen. Durch die frühere Verbrennungsschwerpunktlage steigt die Stickoxidemission. Wirkungsgrad und Spitzendruck nehmen zu.

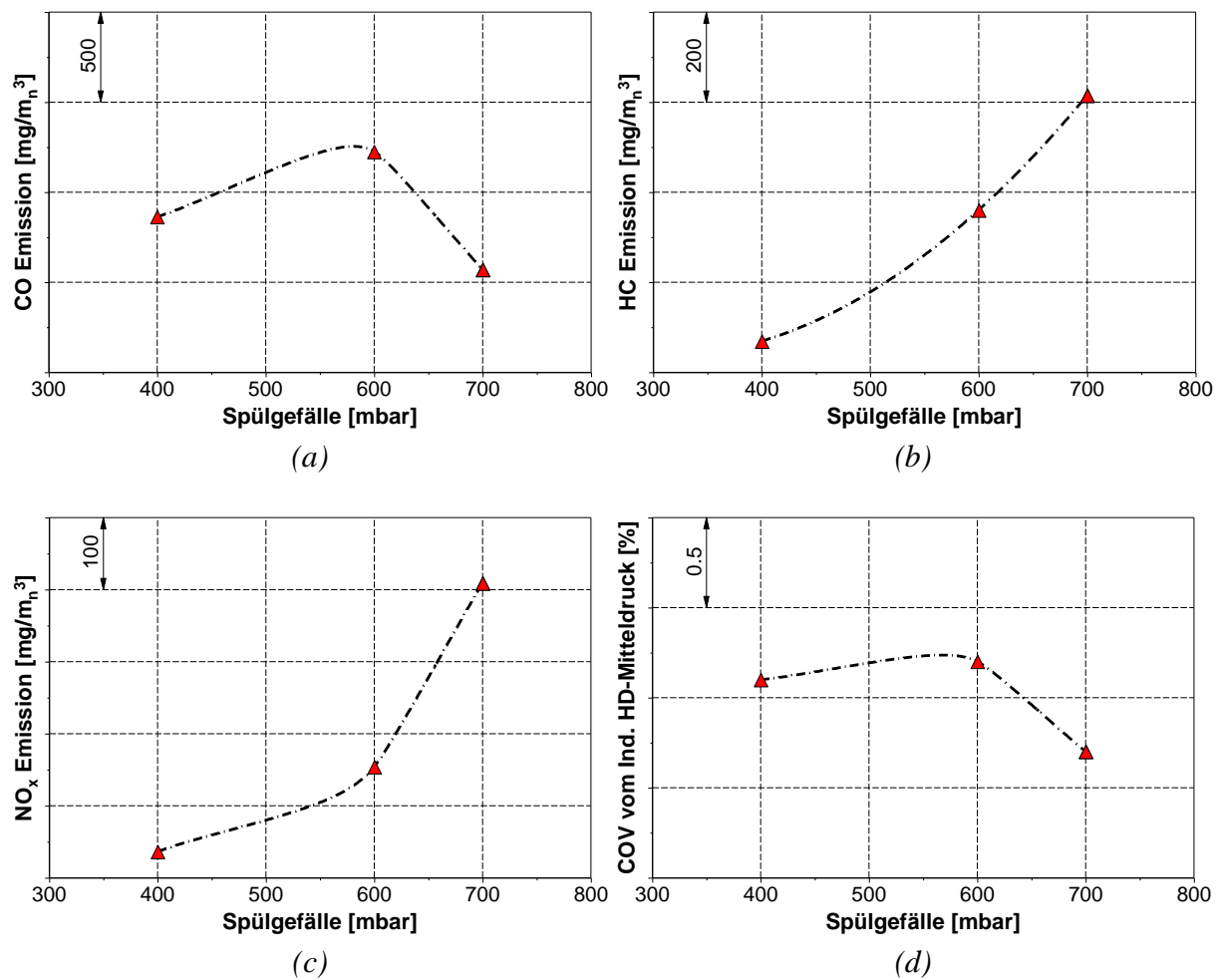


Abbildung 5.6: Einfluss des Spülgefälles auf die Verbrennung bei konstantem Zündzeitpunkt und konstanter AGR-Rate: (a) CO Emission; (b) HC Emission; (c) NO_x Emission; (d) Stabilität der Verbrennung

Trotz der früheren Verbrennungslage sinkt mit zunehmendem Spülgefälle die maximale Temperatur in der unverbrannten Zone. Somit sinkt die Klopfneigung.

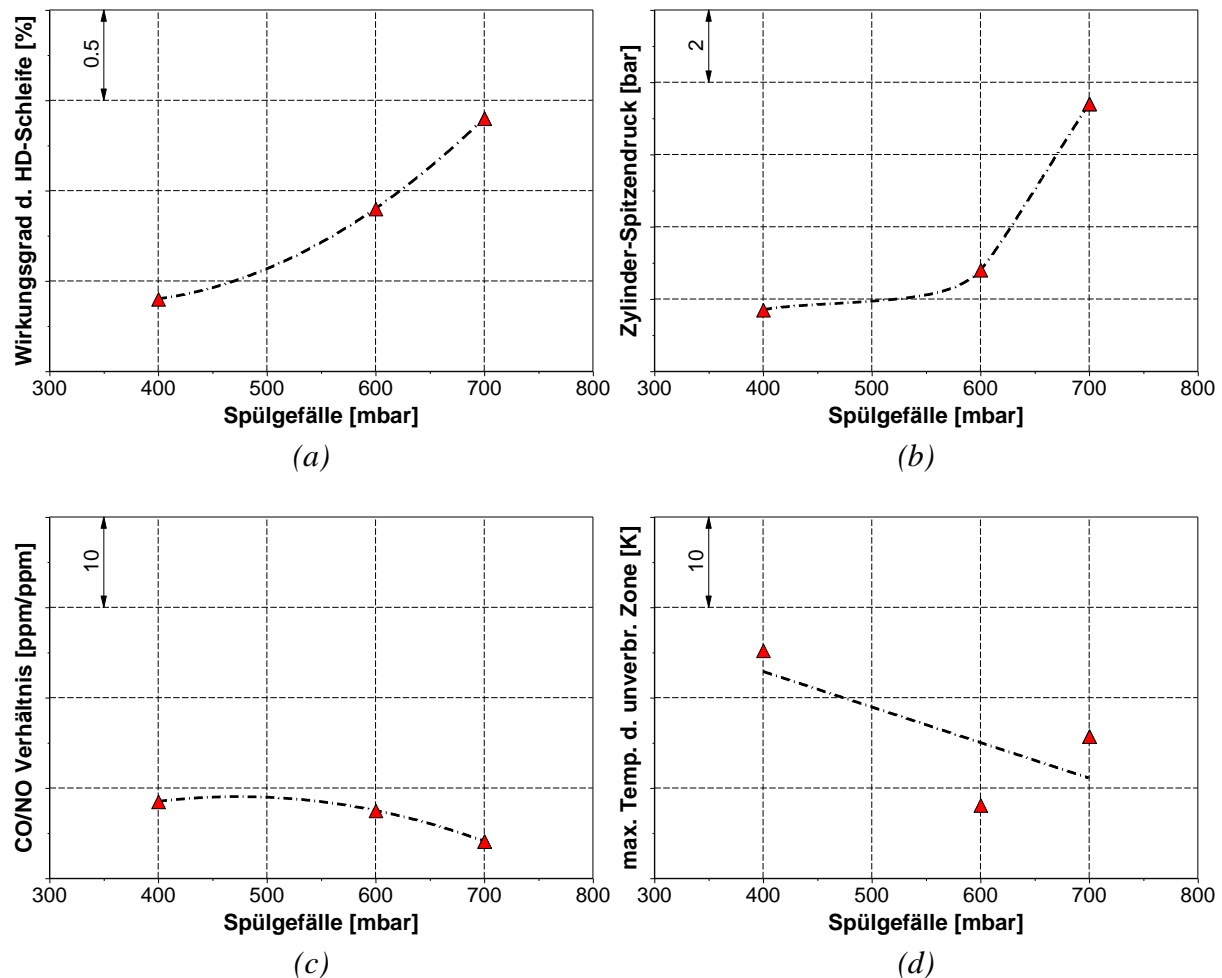


Abbildung 5.7: Einfluss des Spülgefälles auf die Verbrennung bei konstantem Zündzeitpunkt und konstanter AGR-Rate: (a) Ind. Wirkungsgrad (Hochdruckschleife); (b) Zylinder-Spitzendruck; (c) CO/NO Verhältnis; (d) Max. Temp. d. unverbr. Zone

Die gezeigten Messpunkte wurden mittels eines 1D-Ladungswechsel Simulationsmodells in GT-Power analysiert, um die Ursache für dieses Verhalten beschreiben zu können. Zuzufolge des reduzierten Abgasgedruckes wird die Ladung im Brennraum weiter expandiert. Daraus resultiert ein reduzierter Restgasanteil in Hauptbrennraum und Vorkammer. In weiterer Folge steigt der Kraftstoffanteil in der Vorkammer, wodurch diese mehr Verbrennungsimpuls auf den Hauptbrennraum ausüben kann. Der Hauptvorteil des gesteigerten Spülgefälles ist, dass die niedrigere Abgastemperatur den Betriebsbereich des Motors erweitert. Dies resultiert dabei zu einer Hälfte aus der früheren Verbrennungsschwerpunktlage und zur anderen Hälfte aus der höheren Expansion des Motors.

5.2 Optimiertes Brennverfahren mit Vorkammerkerze

Durch die Auswahl einer geeigneten Vorkammer, des Verdichtungsverhältnisses und der Einlassventilsteuerzeiten konnte ein Verbrennungskonzept dargestellt werden, welches einen gleich großen Betriebsbereich wie das Serienkonzept mit gasgespülter Vorkammer ermöglicht. Abbildung 5.8 zeigt den möglichen Betriebsbereich bei Vollast und Nenndrehzahl. Die Isolinien repräsentieren die Abgasrückführrate. Die Darstellung Zündzeitpunkt über Ladedruck ist so gewählt, dass einerseits das Magerkonzept des Serienmotors mit dem untersuchten Konzept verglichen werden kann und andererseits ein direkter Bezug zu den Regelgrößen des Vollmotors entsteht. Der Betriebsbereich wird auf drei Seiten begrenzt. Bei niedrigen Ladedrücken wird die Klopfgrenze erreicht. Der Ladedruck beim stöchiometrischen Konzept ist primär von der Verdünnung durch Abgasrückführung abhängig und implizit vom Wirkungsgrad. Je schlechter der Wirkungsgrad, desto mehr Ladung muss dem Motor zugeführt werden, um die Last zu halten. Bei hohen Ladedrücken und späten Zündzeitpunkten wird die Abgastemperaturgrenze erreicht. Hier ist entweder die Verdünnung zu gering, was zu hohen Temperaturen im Brennraum und somit auch zu hohen Temperaturen im Auspuff führt, oder die Lage der Verbrennung ist zu spät. Bei frühen Zündzeitpunkten erreicht man die Stabilitätsgrenze. Dann ist die Abgasrückführrate so hoch, dass der Hauptbrennraum nicht mehr stabil brennt. Auf der anderen Seite werden mit frühem Zündzeitpunkt die Bedingungen in der Vorkammer (Temperatur, Strömungsgeschwindigkeiten) ungünstiger.

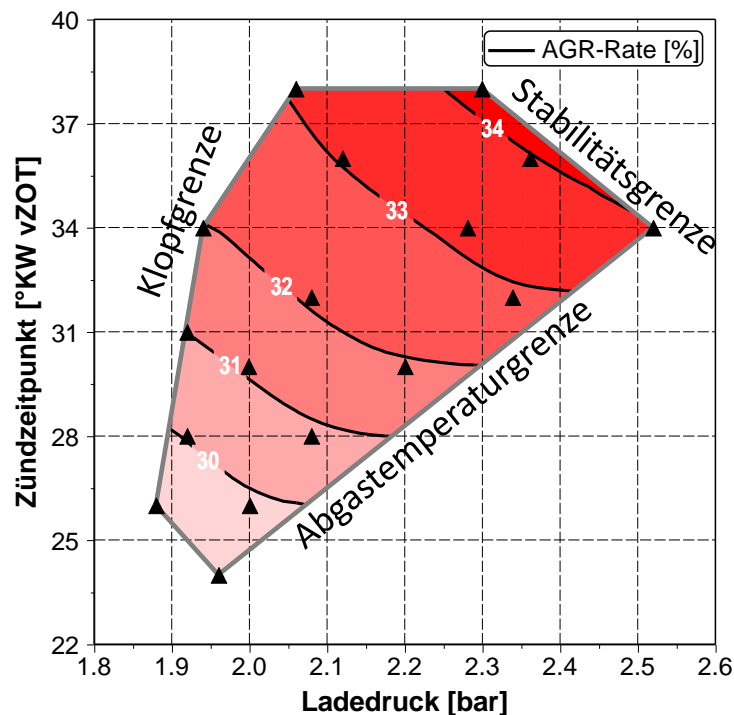


Abbildung 5.8: Betriebskennfeld – AGR-Rate über Zündzeitpunkt und Ladedruck

Im Folgenden soll der Vollast-Betriebsbereich genauer beschrieben werden. Der Zündverzug ist direkt von der Abgasrückführrate abhängig. Er nimmt bei den höchsten AGR-Raten Werte bis zu 26 °KW an. Im Vergleich dazu hat der Serienmotor einen Zündverzug zwischen 4 °KW und 5 °KW. Die Brenndauer ist sowohl vom Zündzeitpunkt als auch von der AGR-Rate abhängig. Mit zunehmendem Ladedruck steigt also die Brenndauer. Dies trifft auch für die Verbrennungsschwerpunktlage zu. Bei einer Verdünnung mit rückgeführtem Abgas können bei weitem nicht so hohe Verdünnungsraten wie mit Überschussluft erreicht werden. Die Konsequenz daraus ist, dass das Wirkungsgradpotenzial im Vergleich zum Magerbrennverfahren weiter sinkt. Eine Kompensation dieses Nachteiles wurde durch Anhebung des Verdichtungsverhältnisses erreicht. In Kombination mit einem moderaten frühen Einlassschluss wurde zudem auch noch die Abgastemperatur gesenkt. Allerdings konnten dadurch auch nicht so frühe Verbrennungslagen dargestellt werden. Der Spitzendruck hängt stark an der Verbrennungsschwerpunktlage und liegt deutlich unterhalb des Grenzwertes des Motors.

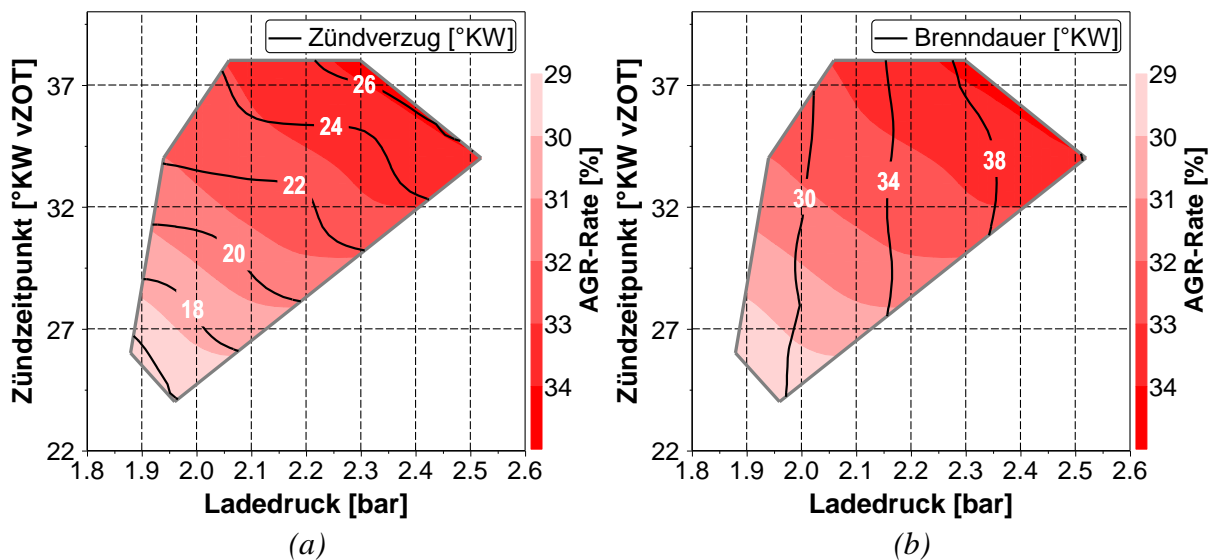


Abbildung 5.9: Betriebskennfelder: (a) Zündverzug; (b) Brenndauer

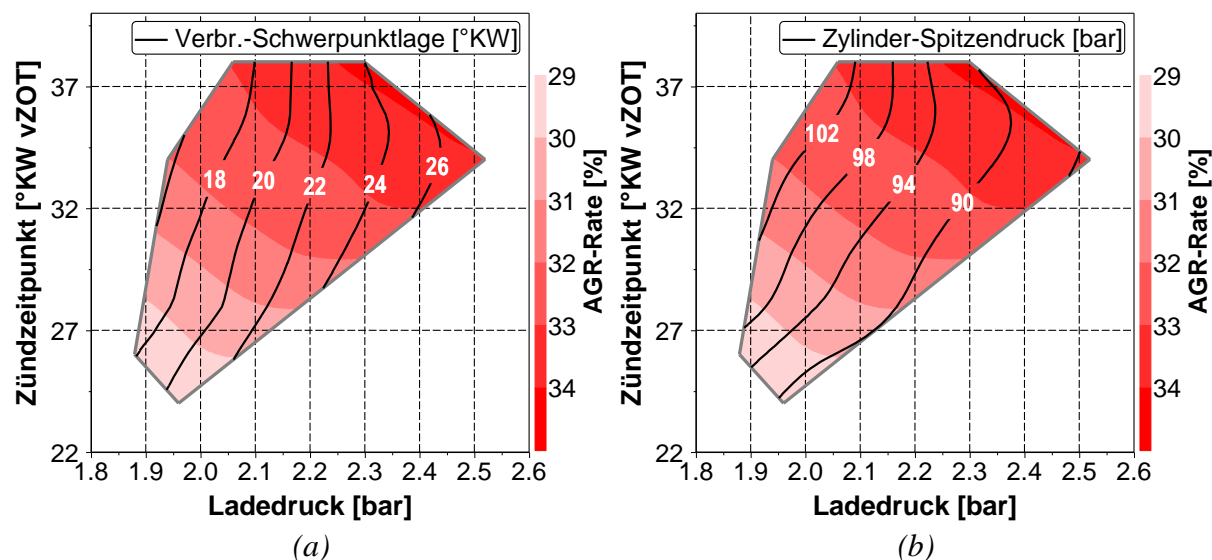


Abbildung 5.10: Betriebskennfelder: (a) Verbrennungsschwerpunktlage;
(b) Zylinder-Spitzendruck

Aufgrund der späten Verbrennungslage in Kombination mit der starken Wirkung der Abgasrückführung liegen die NO_x -Rohemissionen in einem Bereich zwischen 600 mg/m_n^3 und 150 mg/m_n^3 . Bei einer angenommenen Konvertierungsrate von 90 Prozent können somit NO_x Emissionen von weit unter 100 mg/m_n^3 erreicht werden. Der indizierte Wirkungsgrad liegt um 42 Prozent im Zentrum des Kennfeldes und ist wiederum nur von der Verbrennungsschwerpunktlage abhängig. Hierfür ist die Kompensation aus dem Anstieg des Wirkungsgrads des vollkommenen Motors durch die Umsetzungsverluste verantwortlich. Die Abgastemperatur liegt etwa 100°C über jener des Magerbrennverfahrens und erreicht Werte bis zu 760°C . Für einen Serieneinsatz ist deshalb ein Turbolader notwendig, welcher diese hohen Temperaturen aushält. Auf der anderen Seite steht der Turbine ein hohes Maß an Enthalpie zur Verfügung. Die maximale Temperatur der unverbrannten Verbrennungszone (Ergebnis aus der Motorprozessrechnung) erreicht an der Klopfgrenze etwa 940 K . Dies ist deutlich unterhalb der aus der Literatur bekannten Selbstzündungsgrenze für Methan. Es ist daraus zu schließen, dass die bevorzugten Klopforte in der Nähe von heißen Motorbauteilen (Klobenmuldenrand, Vorkammer) liegen. Durch ein thermisch verbessertes Design dieser beiden Komponenten kann die Klopfgrenze eventuell in Richtung niedrigerer Verdünnungsraten und früherer Verbrennungslagen verschoben werden.

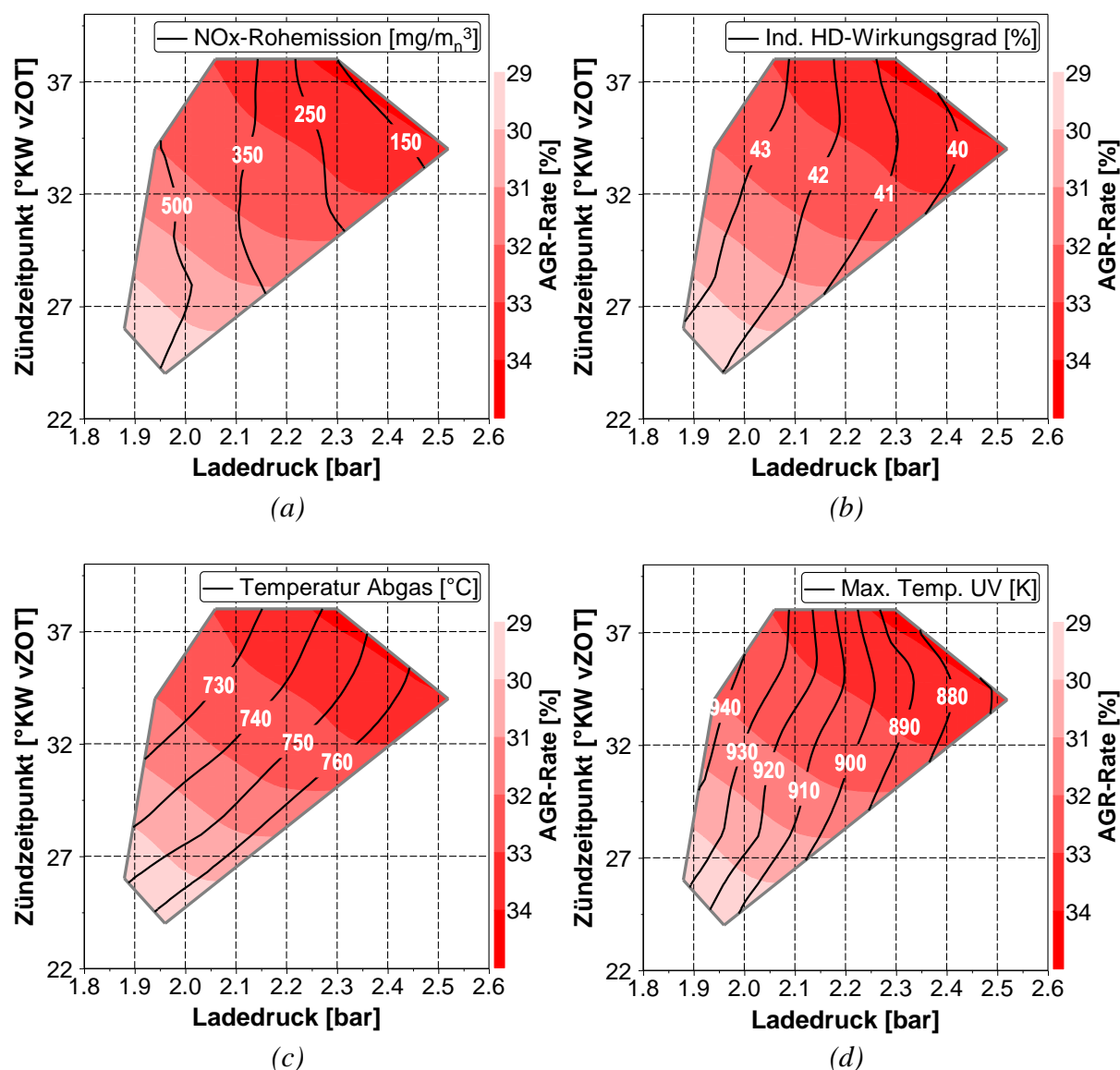


Abbildung 5.11: Betriebskennfelder: (a) NO_x Rohemission; (b) Ind. Wirkungsgrad (Hochdruckschleife); (c) Abgastemperatur; (d) Maximale Temperatur der unverbrannten Zone

Abbildung 5.12 zeigt die Betriebsbereiche für unterschiedliche Lasten, Drehzahlen und Gaszusammensetzungen. Mit steigender Last bei konstanter Motordrehzahl wird die Spreizung zwischen minimaler und maximaler Abgasrückführtrate kleiner. Außerdem steigt das AGR-Niveau an. Während bei fünfzig Prozent der Vollast AGR-Raten zwischen zwanzig und 31 Prozent realisiert werden konnten liegt der Bereich bei Vollast nur zwischen 29 und 34 Prozent. Auch die Spreizung des Zündzeitpunkts bei konstanter Abgasrückführtrate nimmt mit zunehmender Last ab. Die Fläche des jeweiligen Kennfelds und somit des Betriebsbereiches ist jedoch für alle Lasten in etwa gleich. Dies ist darauf zurückzuführen, dass mit niedrigerer Last das niedrigere Temperaturniveau im Zylinder das Klopfverhalten beeinflusst. Auf der anderen Seite wurden für alle Lastpunkte die gleichen Abgastemperaturgrenzen gesetzt, wodurch eine weitere Erweiterung des Betriebsbereiches in Richtung niedrigerer AGR-Raten

und späterer Zündzeitpunkte möglich ist. Der Betriebsbereich bei Vollast, aber reduzierter Motordrehzahl, ist etwas größer als bei Nenndrehzahl. Die Spreizung der Abgasrückführrate ist zwischen 24 und 34 Prozent. Bemerkenswert ist zudem das spätere Zündzeitpunkt-Niveau. Die Zündverzugszeit bleibt in Abhängigkeit der AGR-Rate gleich. Da aber mit reduzierter Drehzahl mehr Zeit pro Grad Kurbelwinkel zur Verfügung steht, können mit weniger Vorzündbedarf die gleichen Verbrennungsschwerpunktlagen erreicht werden. Eine deutliche Reduktion des Betriebsfensters wird durch Beimischung von zehn Volumprozent Propan zum Erdgas erreicht. Durch die höhere Klopfneigung des Gemisches muss mehr Abgas rückgeführt werden, als bei reinem Erdgas. Die Propanbeimischung zeigt aber keinen positiven Effekt auf die Brenndauer. Die Größe des Betriebsbereichs erscheint aber ausreichend, um derartige Schwankungen in der Treibgaszusammensetzung tolerieren zu können.

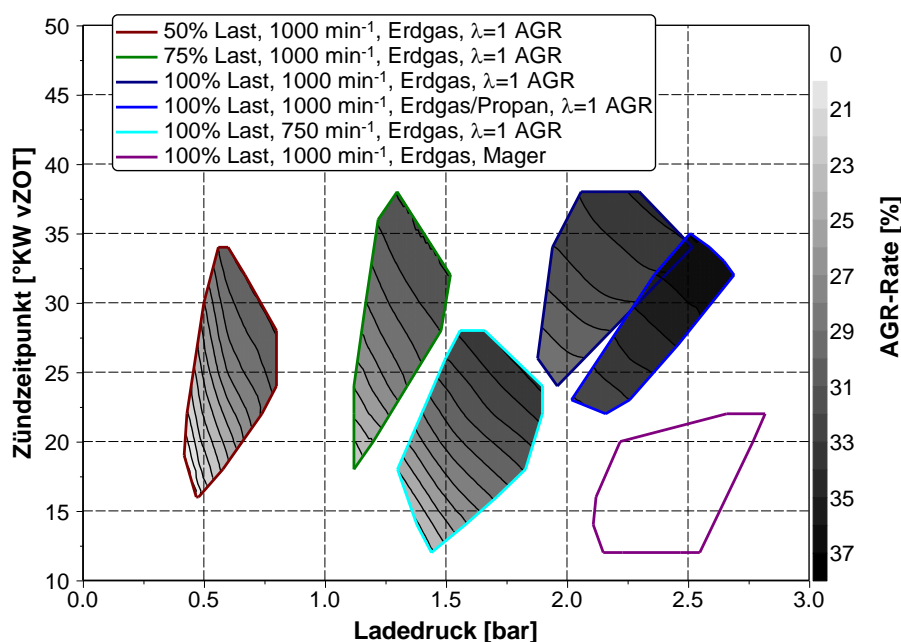


Abbildung 5.12: Betriebsbereiche des $\lambda=1$ mit AGR Verbrennungskonzeptes unter unterschiedlichen Randbedingungen im Vergleich mit dem Serienkonzept

Es ist offensichtlich, dass der Serienmotor mit gasgespülter Vorkammer aufgrund des deutlich kürzeren Zündverzuges in einem anderen Bereich zu liegen kommt. Frühe Zündzeitpunkte bedingen aber erfahrungsgemäß einen geringeren Zündkerzenverschleiß, wodurch das AGR-Konzept an Attraktivität hinsichtlich Robustheit und langer Wartungsintervalle gewinnt. Zusätzlich erfordert ein Magerkonzept eine deutlich größere Verdünnung (höherer Ladedruck), um niedrige Stickoxidemissionen darstellen zu können. Das demonstrierte stöchiometrische Brennverfahren mit Abgasrückführung weist trotz des deutlich höheren Verdichtungsverhältnisses einen Nachteil im indizierten Wirkungsgrad der Hochdruckschleife von etwa einem Prozentpunkt auf. Dies ist primär auf die spätere Lage der Verbrennung zurückzuführen. Jedoch wird für das AGR-Konzept eine geringere Ladungswechselarbeit

abgeschätzt. Dadurch kann der gleiche effektive Wirkungsgrad wie beim Serienmotor erreicht werden. Die Emission an Kohlenmonoxid ist doppelt so hoch wie beim Magerbrennverfahren. Die Emission der unverbrannten Kohlenwasserstoffe liegt auf dem gleichen Niveau.

Bauteiltemperaturmessungen im Zylinderkopf haben gezeigt, dass die thermische Belastung des Motors aufgrund der geringeren Verdünnung steigt. Die Temperatur in der Auslassventilbrücke steigt im Vergleich zum Serienkonzept um etwa 30 °C.

5.3 Einfluss der Vorkammerspülung

Es ist davon auszugehen, dass eine mit Gas gespülte Vorkammer als Zündkonzept für ein stöchiometrisches Verbrennungskonzept mit Abgasrückführung aufgrund zweier Gründe nicht zielführend ist.

Erstens bedeutet ein stöchiometrisches Gemisch im Hauptbrennraum in jedem Fall eine zu fette Vorkammer, sollte diese mit reinem Kraftstoff gespült werden. Zweitens erfordert ein solches Verbrennungskonzept vergleichsweise hohe Abgasrückführraten zur Reduktion der Klopfneigung und der thermischen Bauteilbelastung. Deshalb wurden mittels des 1D-Ladungswechsel-Simulationsprogramms GT-Power verschiedene Spülvarianten untersucht: eine mit Luft gespülte Vorkammer, eine Spülung mit stöchiometrischem Gemisch ohne AGR-Beimischung und eine Spülung mit reinem Treibgas. Weiters wurden verschiedene Spülgasdrücke für jede Variante untersucht. Als Basis diente ein Messpunkt des Forschungsmotors mit 18 Litern Hubvolumen und einer kleinen ungespülten Vorkammer (Vorkammerkerze). Abbildung 5.13 zeigt die untersuchten Raildrücke und Vorkammerdrücke sowie den Massenstromverlauf über die Vorkammergasleitung. Als frühester Einblasebeginn wurde 460 Grad Kurbelwinkel vor Zünd-OT gewählt. Entsprechend dem Raildruck ergibt sich dann für das Einblasen in die Vorkammer ein gewisses Zeitfenster. So kann mit einem höheren Raildruck nicht nur mehr des entsprechenden Gases in die Vorkammer gespült, sondern auch das Strömen von Gemisch aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer länger unterdrückt werden.

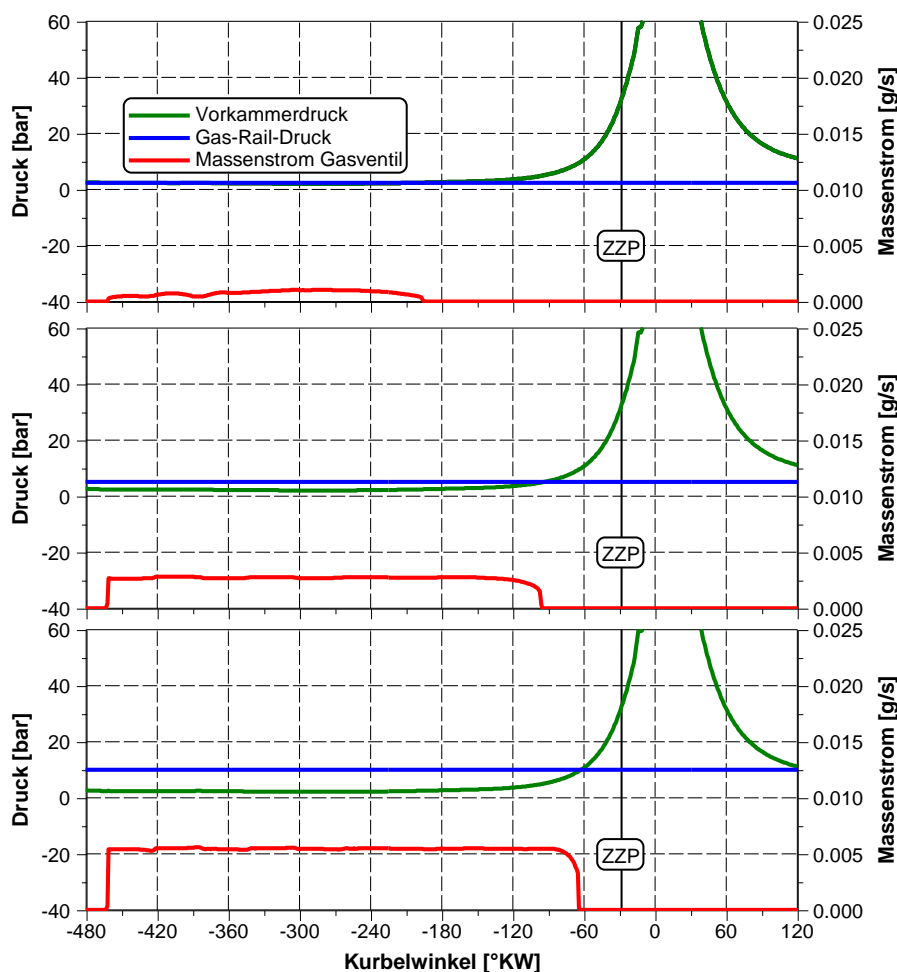


Abbildung 5.13: Massenstromverläufe bei unterschiedlichen Spüldrücken:
Ladedruck (oben); 5 bar(a) (mitte); 10 bar(a) (unten)

Wird die Vorkammer nicht aktiv gespült kommt es während des Expansionshubes zu einem Ausströmen von verbranntem Gas aus der Vorkammer. In Folge des Ladungswechsels wird frisches Gemisch in den Zylinder eingeblasen, welches dann während des Kompressionshubes in die Vorkammer gedrückt wird und somit den Restgasanteil in der Vorkammer senkt. Bei dem untersuchten Basismesspunkt resultiert aus dem in der Vorkammer verbliebenen Restgas und dem durch Abgasrückführung frisch zugeführten Abgas ein Restgasanteil von etwa 38 Prozent zum Zündzeitpunkt (siehe Abbildung 5.14 (a)). Die Temperatur des Gases in der Vorkammer erreicht ungefähr 850K. Die in der Vorkammer gefangene Kraftstoffmasse liegt bei 4mg. Da die Vorkammer ungespült war und das frisch angesaugte Gemisch ein Luftverhältnis von 1 hat, nimmt auch das Luftverhältnis in der Vorkammer diesen Wert an. Erfolgt eine Spülung der Vorkammer mit sauberem $\lambda=1$ -Gemisch so kann, in Abhängigkeit des Raildruckes in der Vorkammerngasleitung, der Restgasgehalt bis unter 20 Prozent bei einem Spüldruck von 10bar gesenkt werden. Entspricht der Raildruck dem Ladedruck, so ist eine Reduktion des Restgasgehaltes um 8 Prozentpunkte möglich. In Abbildung 5.14 (a) ist ersichtlich, dass in Folge des sehr lange anhaltenden Spülvorganges (Raildruck von 10bar) ein Einströmen von Gemisch aus dem Hauptbrennraum erst bei ca. 70°KW vor dem Zünd-OT

startet. Die Menge an Kraftstoff, welche sich zum Zündzeitpunkt in der Vorkammer befindet, steigt von 4mg auf 6mg. Allerdings erfolgt durch das Spülen der Vorkammer auch eine starke Abkühlung der Vorkammerladung. Daraus resultiert eine Senkung der Temperatur in der Vorkammer auf 700K zum Zündzeitpunkt. Daher ist zu erwarten, dass eine zu große Spülmenge, trotz reduziertem Restgasanteil und erhöhter Brennstoffmasse, kein zündwilligeres Verhalten zeigen wird.

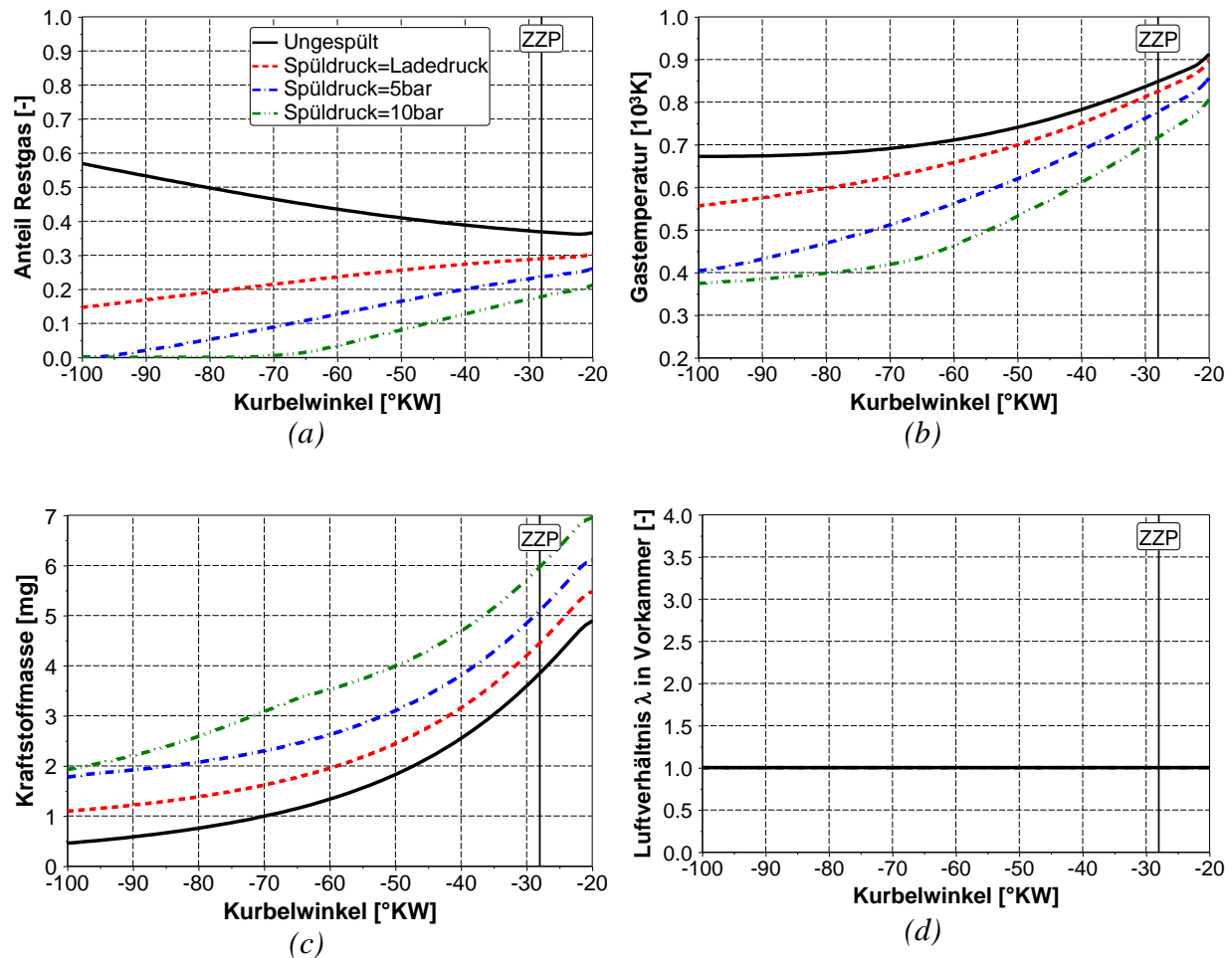


Abbildung 5.14: Vorkammereigenschaften bei unterschiedlichen Spüldrücken und Spülung mit reinem $\lambda=1$ Gemisch: (a) Restgasgehalt in der Vorkammer; (b) Temperatur in der Vorkammer; (c) Kraftstoffmasse in der Vorkammer; (d) Luftverhältnis in der Vorkammer

Anhand der Erkenntnisse aus den Versuchen mit moderater Abgasrückführung und gasgespülter Vorkammer wurden die Auswirkungen verschiedener Spülgase auf die Bedingungen in der Vorkammer zum Zündzeitpunkt untersucht. Abbildung 5.15 zeigt die Ergebnisse der Variation des Spülgases bei einem Vorkammerleitungsdruck, welcher dem Ladedruck entspricht. Wiederum erfolgt der Vergleich zur ungepülten Variante. Da die unterschiedlichen Spülgase auch unterschiedliche Dichten aufweisen, kommt es zu Differenzen im Massenstrom in die Vorkammer. Daraus resultiert ein anderer Spülgrad und in

weiterer Folge ein anderer Restgasgehalt zum Zündzeitpunkt. Im Vergleich zur ungespülten Variante kann der Restgasgehalt um acht bis neun Prozentpunkte gesenkt werden. Ebenso ergeben sich für die Temperatur in der Vorkammer leichte Unterschiede. Durch die höhere spezifische Wärmekapazität des Erdgases entsteht hier der stärkste Temperaturunterschied zur Basis von etwa 50 Kelvin. Wie zu erwarten ist, steigt die Brennstoffmasse für die Spülung mit reinem Erdgas am stärksten. Für eine Spülung mit reiner Luft ergibt sich eine kleine Reduktion, bei der Spülung mit sauberem, stöchiometrischem Gemisch eine leichte Steigerung. Während sich bei der ungespülten und der mit sauberem Gemisch gespülten Vorkammer ein Luftverhältnis von 1 einstellt, führt die Spülung mit Luft zu einem leicht mageren Gemisch und einem Luftverhältnis von etwa 1.2. Die Spülung mit reinem Erdgas ergibt eine deutlich zu fette Vorkammer mit einem Luftverhältnis um 0.3.

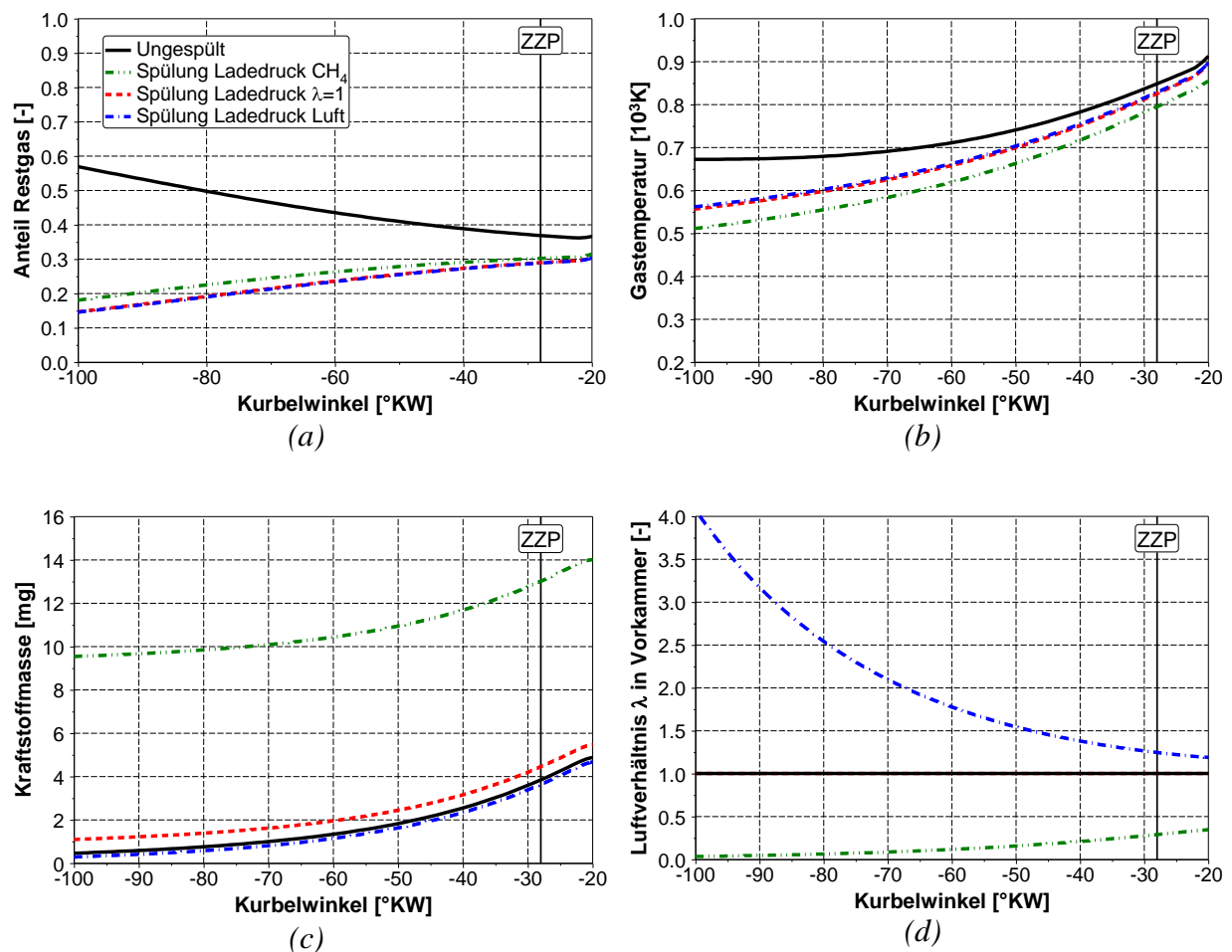


Abbildung 5.15: Vorkammereigenschaften bei unterschiedlichen Spülgasen und Spülung bei Ladedruck: (a) Restgasgehalt in der Vorkammer; (b) Temperatur in der Vorkammer; (c) Kraftstoffmasse in der Vorkammer; (d) Luftverhältnis in der Vorkammer

Sowohl die gemischgespülte Vorkammer, als auch die luftgespülte Vorkammer unterscheiden sich hinsichtlich Restgasgehalt und Temperatur zum Zündzeitpunkt nur unerheblich

voneinander. Die gemischgespülte Vorkammer weist einen höheren Energieinhalt zum Zündzeitpunkt auf.

Im Betrieb am Einzylinderforschungsmotor stellt sich heraus, dass eine Spülung der Vorkammer reale Vorteile bringt. Abbildung 5.16 zeigt die Brennverläufe von drei Motorbetriebspunkten unter gleichen Randbedingungen (Last, Zündzeitpunkt, AGR-Rate, Spüldruck). Es wird deutlich, dass die Spülung der Vorkammer mit Luft den Zündverzug verkürzt. Daraus resultiert eine frühere Verbrennungsschwerpunktlage mit höheren NO_x -Emissionen und einer geringeren Emission an Kohlenmonoxid und unverbrannten Kohlenwasserstoffen. Weiters steigen die Stabilität der Verbrennung und der Spitzendruck. Wird die Vorkammer mit sauberem, stöchiometrischem Gemisch gespült, folgt nur noch eine geringe Verkürzung des Zündverzuges im Vergleich zur Spülung mit Luft. Da in der Vorkammer aber mehr Kraftstoff zur Verfügung steht, steigt die Vorkammerdrucküberhöhung und der Hauptbrennraum brennt schneller durch. Die Verbrennungsschwerpunktlage wandert nochmals leicht in Richtung früh. Ein weiteres Ansteigen der Stickoxidemissionen und des Spitzendruckes kann gemessen werden. Die Emissionen von Kohlenmonoxid und der unverbrannten Kohlenwasserstoffe sinken. Die Stabilität der Verbrennung verändert sich nicht mehr.

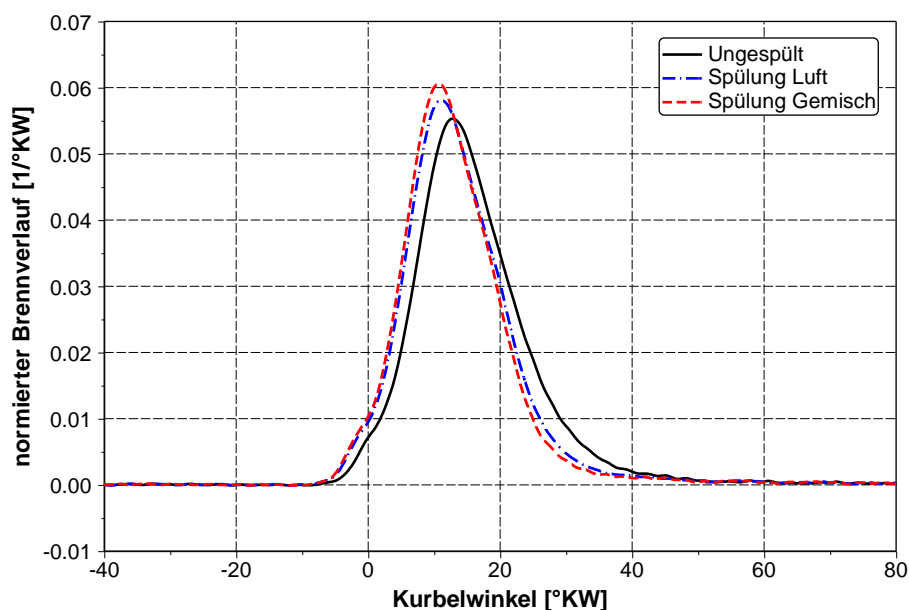


Abbildung 5.16: Einfluss des Vorkammerspülgases auf den Brennverlauf
– passives Vorkammerventil

Weitere Versuche zeigen, dass der Druck in der Vorkammerventilleitung bei weitem nicht so hoch sein darf, wie in der Simulation angenommen wurde. Bereits bei einer Druckdifferenz der Vorkammerventilleitung zum Ladedruck von 1 bar und Einblasen mittels eines aktiven Vorkammerventils treten häufige Spontanaussetzer auf. Dies ist nicht nur auf das Absinken der Temperatur in der Vorkammer zurückzuführen, sondern kann vielmehr auch durch die Strömungsverhältnisse im Funkspalt verursacht werden. Es kann zum Ausblasen

des Zündfunkens kommen.

Eine moderate Drucküberhöhung und Einblasen mittels eines passiven, federbelasteten Vorkammergasventils zeigt, wie in Abbildung 5.17 ersichtlich, ein weiteres Verbesserungspotenzial hinsichtlich der Zündfähigkeit des Gemisches in der Vorkammer und den daraus resultierenden Vorteilen bei den Funktionswerten des Motors. Mit zunehmendem Vorkammerleitungsdruck wandert die Verbrennungsschwerpunktlage nach früh. Die Stickoxidemissionen, der Spitzendruck und die Stabilität der Verbrennung nehmen zu. Bezüglich der Emissionen von Kohlenmonoxid und der unverbrannten Kohlenwasserstoffe zeigen sich zwei unterschiedliche Trends. Wie zu erwarten, sinken mit der früheren Verbrennungslage die Emissionen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen. Die Kohlenmonoxidemissionen steigen jedoch.

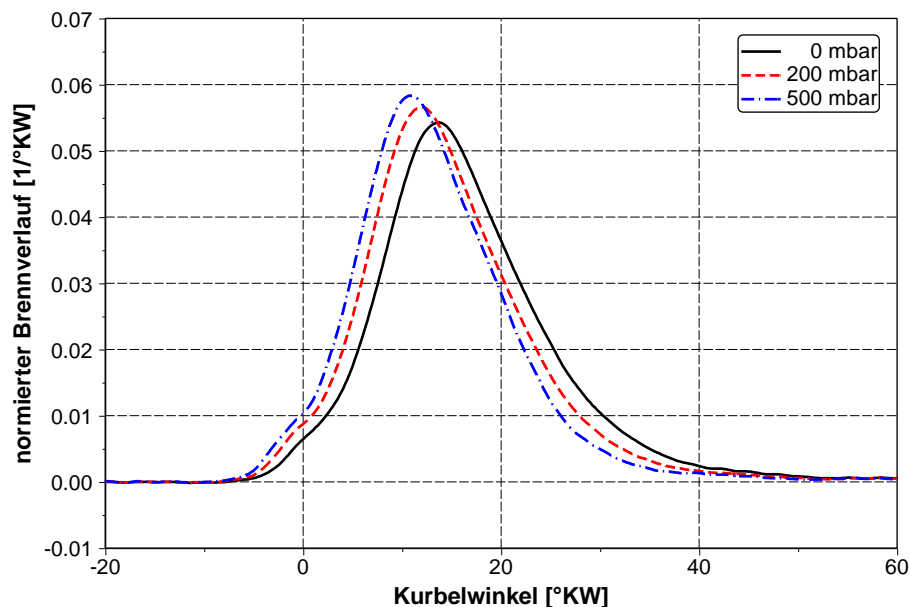


Abbildung 5.17: Einfluss des Vorkammerspüldrucks auf den Brennverlauf
– passives Vorkammergasventil

Abbildung 5.18 zeigt den Einfluss des Spüldruckes auf wichtige Funktionswerte der Vorkammer auf Basis einer Analyse der gezeigten Messpunkte mittel GT-Power. Mit zunehmender Spülung wird der Restgasgehalt in der Vorkammer von 32% auf 29,5% reduziert. Die Spülmenge steigt dabei von 0,1% auf 0,3% bezogen auf die gesamte, dem Motor zugeführte Kraftstoffenergie. Die Reduktion der Gastemperatur in der Vorkammer um 15 Kelvin wirkt sich nicht auf den Zündverzug aus.

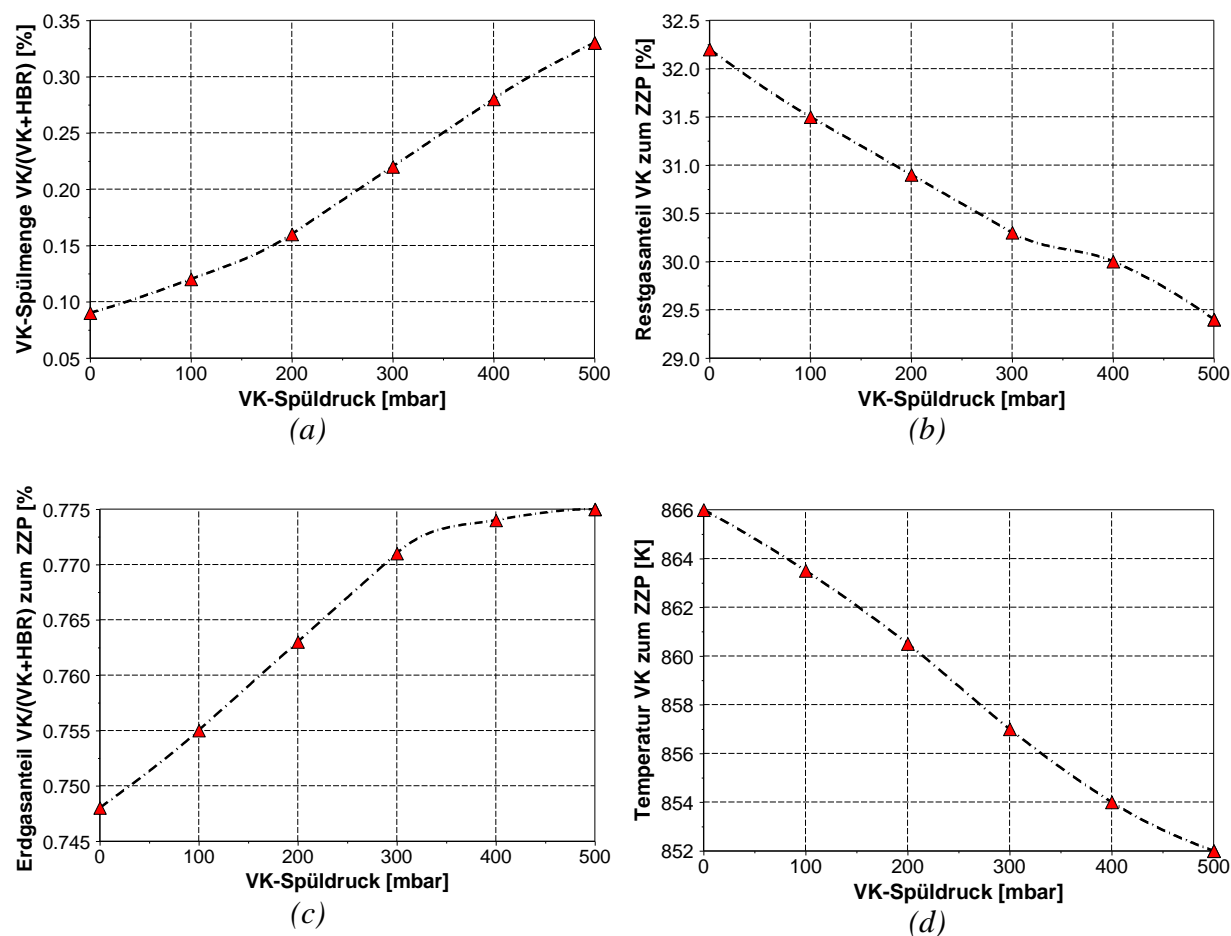


Abbildung 5.18: Auswirkung des Vorkammerspüldruckes auf Funktionswerte der Vorkammer:
 (a) Vorkammerspülmenge; (b) Restgasanteil in der Vorkammer;
 (c) Erdgasanteil in der Vorkammer; (d) Temperatur in der Vorkammer

5.4 Resümee

Abgasrückführung ist eine geeignete Maßnahme, um den Mitteldruck von stöchiometrisch betriebenen Gasmotoren zu steigern. Mittels Drei-Wege-Katalysator können sehr niedrige Emissionen erreicht werden. Es wurde gezeigt, dass mit dem sehr einfachen Zündkonzept Vorkammerkerze ein ähnlich großer Betriebsbereich dargestellt werden kann wie mit einem Magerbrennverfahren und gasgespülter Vorkammer. Dazu ist allerdings ein erheblicher Entwicklungsaufwand notwendig, um eine geeignete Kombination von Verdichtungsverhältnis, Ventilsteuerzeiten, Kolbenform und vor allem Vorkammerkerzen-geometrie zu finden. Ebenso besitzt das exakte Luftverhältnis, bei welchem der Motor betrieben wird einen großen Einfluss auf die Größe des Betriebsbereiches.

Auch bei stöchiometrischen Brennverfahren mit Abgasrückführung besitzt das Zündkonzept eine entscheidende Rolle. Mit der Vorkammerkerze können Abgasrückführaten bis 34 Prozent dargestellt werden. Eine höhere Toleranz gegen Abgasrückführung ist aber zu

bevorzugen, um die thermische Bauteilbelastung zu senken und den Betriebsbereich weiter zu vergrößern. Es wurde gezeigt, dass auch gespülte Vorkammerkonzepte realisierbar sind und Vorteile gegenüber ungespülten Vorkammern bieten. So kann durch Spülung der Vorkammer mittels eines sauberen, stöchiometrischen Gemisches sowohl der Zündverzug verkürzt, als auch die Entflammung des Hauptbrennraumes verbessert werden.

Der erreichbare Wirkungsgrad liegt je nach Zündkonzept auf dem Niveau eines Magermotors mit gasgespülter Vorkammer, beziehungsweise darunter.

Tabelle 5.1: Bewertung des stöchiometrischen Brennverfahrens mit Abgasrückführung

Brennverfahren	Wirkungsgrad	Leistungs- dichte	Emissionen	System- aufwand
Magermotor gasgespülte Vorkammer ^a	o	o	o	o
$\lambda=1$ AGR Vorkammerkerze	-	o	+	-
$\lambda=1$ AGR gesp. Vorkammer	o	o	+	-

^a ...Basis; + ...Vorteil, o...neutral, -...Nachteil

6 Teilhomogene Selbstzündung mit interner AGR

Die teilhomogene Selbstzündung mit interner Abgasrückführung stellt im Vergleich mit den zuvor besprochenen Konzepten einen Sonderfall dar. Die Grundlage dieses Verbrennungskonzeptes ist die homogene Selbstzündung (bekannt als HCCI, HCLI,...). Dieses Verfahren wurde ausgiebig von verschiedenen Autoren für unterschiedliche Kraftstoffe untersucht (vgl. [3], [7], [14], [20], [21]). Dabei wird ein homogenes Gemisch dem Brennraum zugeführt und durch die Kompression auf Selbstzündungstemperatur gebracht. Es erfolgt eine simultane Zündung des Gemisches im gesamten Brennraum. Dadurch werden Flammenfronten mit hohen Verbrennungstemperaturen vermieden, wodurch die Stickoxidbildung nahezu vollständig unterbunden wird. Zudem erfolgt der Verbrennungsablauf sehr rasch im Vergleich zu einer konventionellen, fremdgezündeten Verbrennung. In Kombination mit den hohen erforderlichen Verdichtungsverhältnissen zur Erreichung der Selbstzündungstemperatur führt die rasche Verbrennung zu sehr hohen Spitzendrücken im Zylinder. Dadurch sind derartige Konzepte im erzielbaren Mitteldruck beschränkt. Dennoch können sehr hohe Wirkungsgrade erreicht werden. Die Steuerung beziehungsweise Regelung von Lage und Dauer der Verbrennung erfolgt über eine geeignete Anpassung von Gemischtemperatur vor Zylinder, Luftzahl und Abgasrückführtrate. Allerdings lassen sich diese Betriebsparameter nur vergleichsweise langsam ändern. Die Kraftstoffqualität in Form der Selbstzündungstemperatur erweist sich jedoch als Parameter, welcher sehr rasch an die innermotorischen Bedingungen angepasst werden kann. Diese Anpassung kann durch Beimischung von hoch zündwilligen Kraftstoffen zu einem ansonsten zündunwilligen Basisgemisch erfolgen.

6.1 Auslegung des Brennverfahrens

Als Alternative zu einem hohen Verdichtungsverhältnis kann mittels interner Abgasrückführung das Erreichen der Selbstzündungstemperatur bewerkstelligt werden. Zunächst wurden mittels 1D-Gasdynamiksimulation in GT-Power die drei Ventilsteuerungskonzepte Einlasskanalrückführung, Auslasskanalrückführung und Brennraumspeicherung auf die erreichbare Abgasrückführtrate und die resultierende Ladungswechselarbeit untersucht. Weiters sollte damit festgelegt werden, unter welchen Randbedingungen und zu welchem Zeitpunkt im Kompressionshub die Selbstzündungstemperatur des Diesels erreicht wird. Aufgrund der Ergebnisse von Kogler [20] wurde auf die Untersuchung eines reinen Erdgas-HCCI-Brennverfahrens verzichtet. Die Voruntersuchung zeigt, dass mittels Auslasskanalrückführung in Form eines nochmaligen Öffnens der Auslassventile parallel zu den Einlassventilen Abgasrückführtraten zwischen zwanzig und dreißig Prozent erreicht werden können. Ebenso kann mittels Brennraumspeicherung eine ausreichende Anhebung der Ladungstemperatur erreicht werden. Da das letztere Verfahren an einem Einzylinderforschungsmotor auch mit einem rein mechanischen Ventiltrieb ohne Variabilität realisiert werden kann, wurden in weiterer Folge

die Prüfstandsversuche mit der Brennraumspeicherung durchgeführt.

Beim untersuchten Konzept erfolgt die Beimischung des zündwilligen Diesel-Kraftstoffes über einen PKW-Dieselinjektor mit eigens gefertigten Düsen unter Hochdruck direkt in den Brennraum. Dabei wird der Einspritzzeitpunkt einerseits so früh gewählt, dass die Aufbereitung des eingebrachten Diesels zu Brennbeginn weitgehend abgeschlossen ist und andererseits so spät gewählt, dass sich noch kein vollständig homogenes Gemisch im gesamten Brennraum einstellen kann. Dadurch soll der Charakter einer Flammenfront durch das Gemisch erhalten, die Brenndauer allerdings stark reduziert werden. Der Vorteil gegenüber herkömmlichen Dual Fuel Konzepten liegt in der Möglichkeit, auch sehr magere Gemische rasch und vor allem vollständig zu verbrennen. Der Vorteil gegenüber vollständig homogenen Selbstzündungsverfahren besteht in einer leichten Erhöhung der Brenndauer und dem erwarteten größeren Einfluss der Diesel-Parameter Einspritzzeitpunkt, Einspritzdauer und Raildruck. Zudem haben Untersuchungen unter anderem von Eichmeier et al. [9] gezeigt, dass bei sehr frühen Einspritzzeitpunkten und nahezu vollständig homogenen Gemischen aus Basisgemisch und Diesel hohe zyklische Schwankungen auftreten. Mittels 3D-CFD Simulation wurde eine grundsätzliche Machbarkeit und der Einfluss von Kolbenform und Spritzwinkel auf die Dieselverteilung untersucht. Das Modell wurde sehr einfach gehalten, um die Rechenzeit zu verkürzen. Es wurde kein Ladungswechsel simuliert, wodurch jede ausgeprägte Ladungsbewegung fehlt. Weiters wurde nur ein Sechstel des Brennraums simuliert. Abbildung 6.1 zeigt exemplarisch ein Ergebnis der Berechnungen. Dargestellt ist die räumliche Verteilung des Luftverhältnisses im Brennraum für einzelne Kurbelwinkelschritte während der Kompressionsphase. In der Farbabstufung entspricht rot einem Luftverhältnis von 1.5 und darunter, blau einem Luftverhältnis von 2.2 und darüber. Durch Wahl eines relativ hohen Einspritzdruckes wird der Diesel von einer zentralen Injektorposition in die Peripherie des Brennraums nahe der Buchse gespritzt, wo sich in weiterer Folge eine Zone mit einer Luftzahl deutlich unterhalb des homogenen Basisgemisches einstellt. In diesem zündwilligeren Bereich erfolgt die Selbstzündung zuerst. Abbildung 6.2 zeigt die Temperatur im Brennraum. Mittels eines detaillierten Reaktionsmechanismus wurde der Kraftstoffumsatz berechnet. Es bildet sich eine Flammenfront aus, welche von den Außenbereichen des Brennraums nach innen wandert. Die Brenngeschwindigkeit nimmt in Folge des progressiv abnehmenden Frischgasvolumens weiter zu und führt dann zu einem nahezu abrupten Ende der Verbrennung.

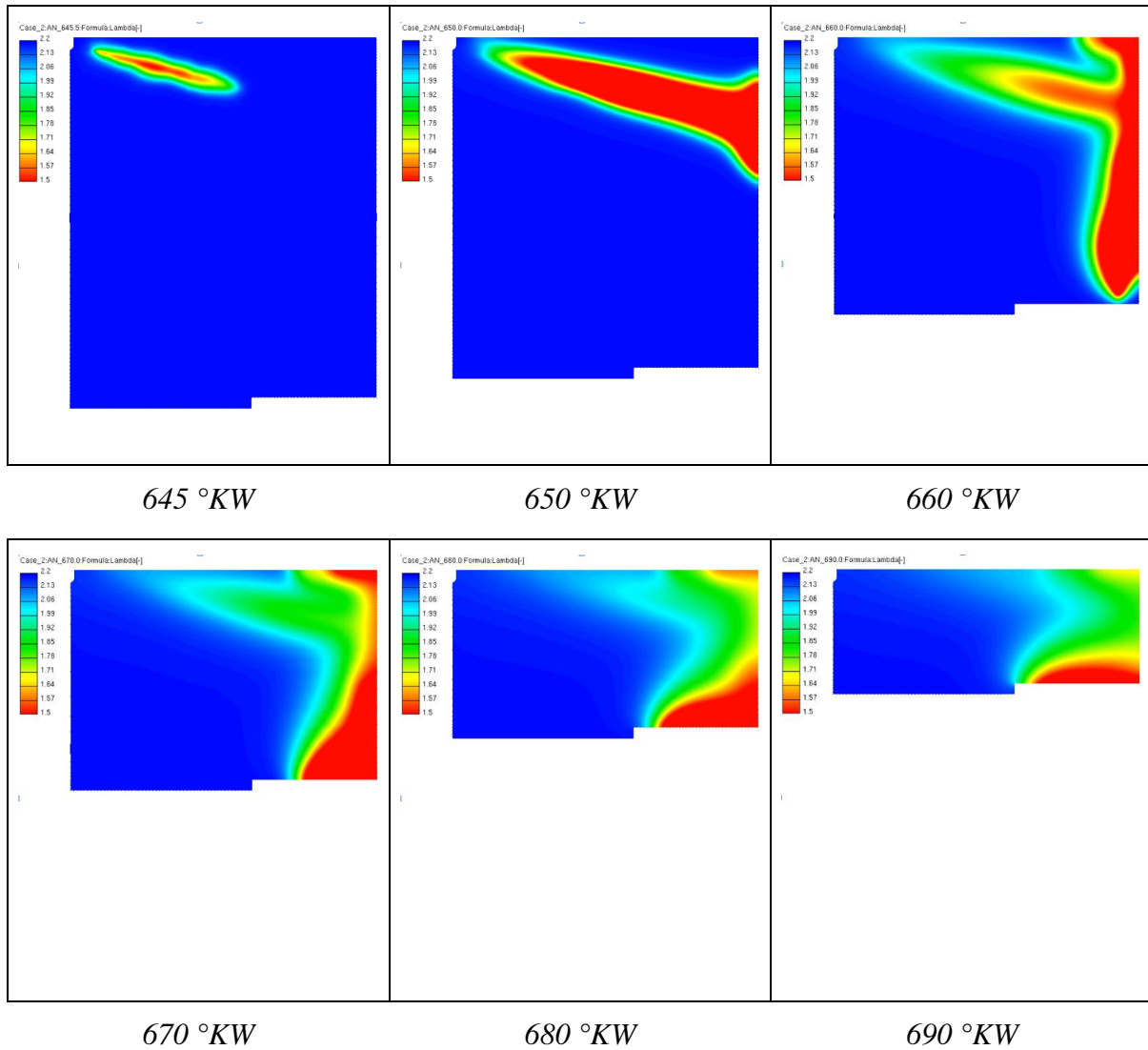


Abbildung 6.1: Lambda-Verteilung im Brennraum mit Flachkolben, $SOI=-75^{\circ}KW$, $DOI=300\mu s$, $Spritzwinkel=150^{\circ}$

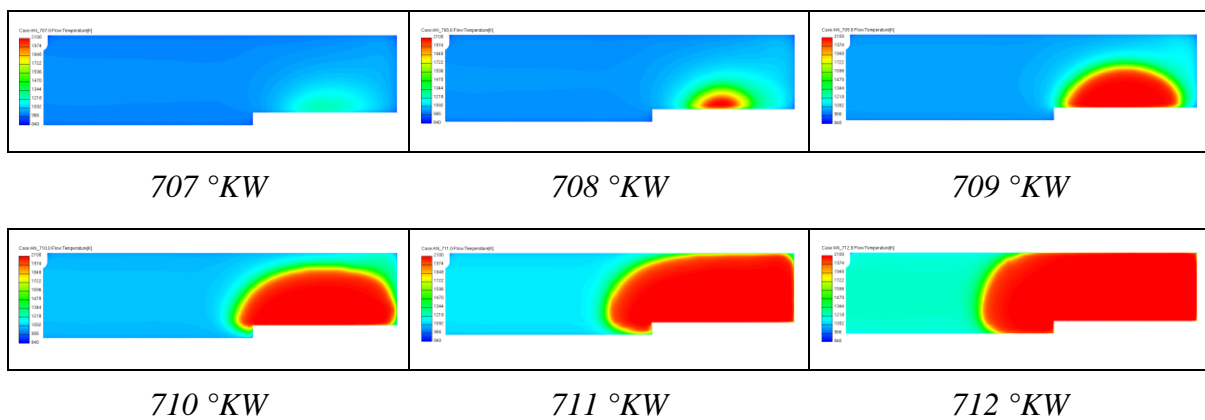


Abbildung 6.2: Temperaturverteilung im Brennraum repräsentativ für den Verbrennungsfortschritt

Der Einfluss der untersuchten Parameter wird durch Darstellung des Variationskoeffizienten

des Luftverhältnisses im gesamten Brennraum über dem Kurbelwinkel sichtbar (Abbildung 6.3). Dabei stellt der Variationskoeffizient ein Maß für die Inhomogenität des Gemisches dar. Die grüne, durchgezogene Kurve zeigt den in Abbildung 6.1 und Abbildung 6.2 dargestellten Fall eines relativ späten Spritzbeginns mit flachem Spritzwinkel des Dieselinjektors. Die Einspritzung erzeugt einen raschen Anstieg der Gemischinhomogenität. Im Anschluss erfolgt die Vermischung mit dem Basisgemisch wodurch der Variationskoeffizient sinkt. Wird bei gleichem Spritzwinkel der Einspritzbeginn viel früher gesetzt (blaue, strichpunktierte Kurve), so stellt sich eine wesentlich homogenere Verteilung ein. Durch Reduktion des Spritzwinkels, sodass stärker in Richtung Kolben gespritzt wird, erreicht man wieder eine deutlichere Ungleichverteilung des Kraftstoffes.

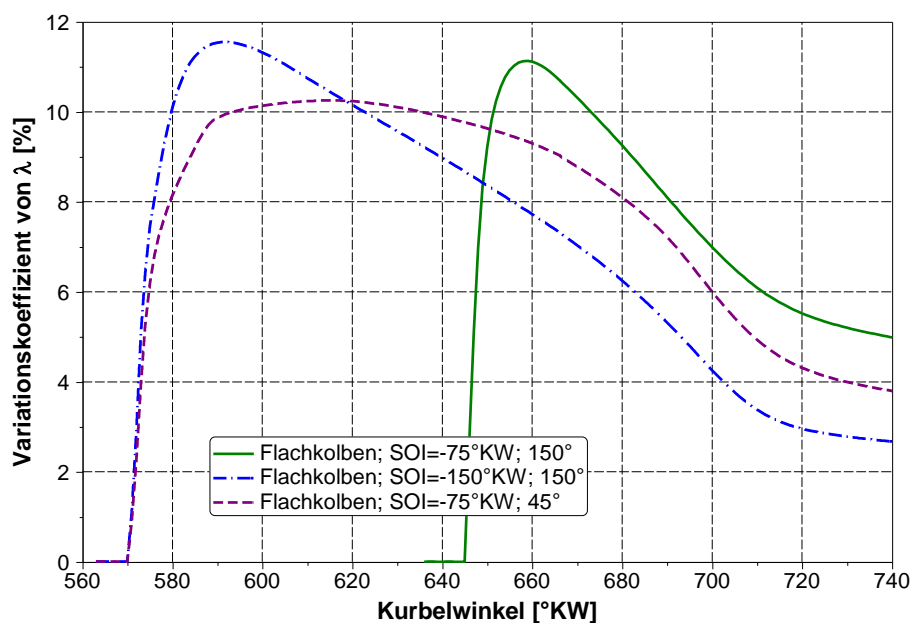


Abbildung 6.3: Variationskoeffizient des Luftverhältnisses für eine Variation von Einspritzbeginn und Spritzwinkel

Eine Einspritzung in Richtung der Buchse birgt auch Risiken im Motorbetrieb. Gelangt flüssiger Diesel auf die Buchse kann daraus eine erhöhte Ölverdünnung resultieren, da die Kolbenringe einen Teil des Kraftstoffes mit dem Öl abschaben. Eine Reduktion dieses Effektes kann durch ein spätes Einspritzen erreicht werden. Weiters erzeugt eine Verbrennung, welche an der Buchse startet, im Ringspalt sehr hohe Bauteiltemperaturen. Dadurch kann es im schlimmsten Fall zu einem Motorschaden kommen. Dennoch wurde aufgrund der positiven Ergebnisse der Voruntersuchungen eine Einspritzstrategie mit spätem Spritzbeginn und flachem Spritzwinkel für die Prüfstandsversuche ausgewählt.

Eine Strategie zur Brennraumspeicherung mittels konventioneller Ventilsteuerzeiten setzt ein erhöhtes Maß an Abgasgegendruck voraus. Dadurch wird das Ausschleiben des verbrannten Gases reduziert. Unter Verwendung eines füllungsoptimierten Einlassventilhübes kann das Ladedruckniveau niedriger gehalten werden. Im Vergleich zu den, bei Großgasmotoren normalerweise verwendeten, frühen Einlassschlusszeiten (Miller) steigt das Zylindertemperaturniveau. Durch das hohe Abgasgegendruckniveau steigen die Ladungswechselverluste sehr stark an.

Zunächst wurden die aus der Literatur bekannten Einflussparameter auf die Verbrennung bei sechzig Prozent der Volllast untersucht.

- Dieselmenge
- Einspritzbeginn Diesel
- Frischladungstemperatur
- Restgasgehalt (Abgasgegendruck)

Nach Definition der optimalen Betriebsparameter wurde eine Lastvariation bei konstanter Verbrennungsschwerpunktlage und konstanten Stickoxidemissionen bis zur Spitzendruckgrenze durchgeführt. Dabei wurden der Einspritzbeginn und der Raildruck konstant gehalten. Die eingespritzte Dieselmenge wurde so angepasst, dass der energetische Anteil des Diesels am Gesamteintrag an Kraftstoff konstant bleibt. Das teilhomogene Selbstzündungskonzept wird mit dem Serienstand des Vollmotors für die Emissionsgesetzgebung TA Luft verglichen. Obwohl das Stickoxidniveau für das gezeigte Konzept auf 200 mg/m_n^3 gesetzt wurde und dadurch das Luftverhältnis sehr hoch zu liegen kommt, sind die Emissionen von Kohlenmonoxid deutlich niedriger als jene vom Serienmotor. Mit steigender Last nimmt die Emission an unverbrannten Kohlenwasserstoffen zu (Abbildung 6.4), da das Spülgefälle angehoben werden muss, um die Lage der Verbrennung konstant zu halten.

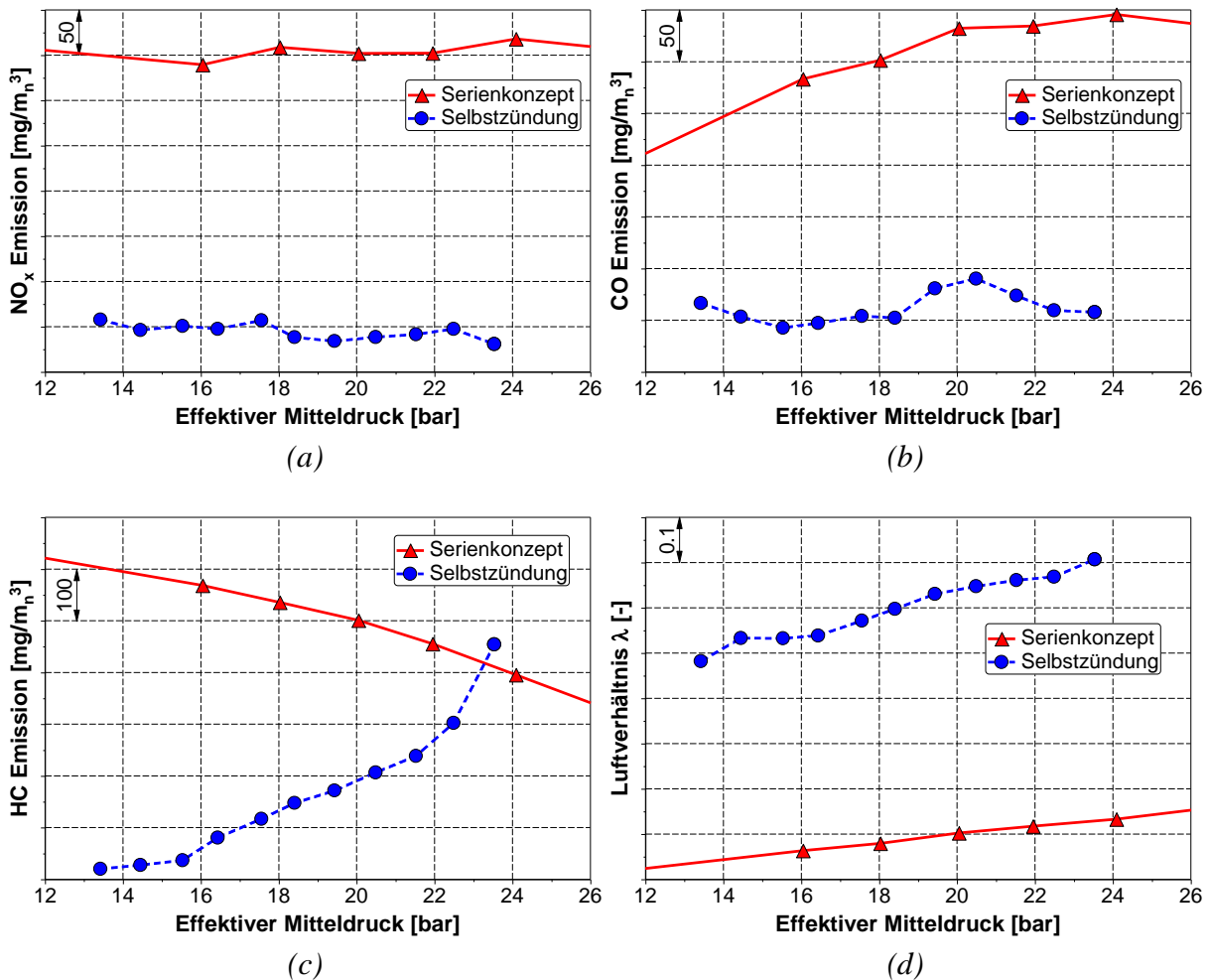


Abbildung 6.4: Vergleich Magerkonzept und teilhomogene Selbstzündung - Lastvariation mit konstanter Verbrennungsschwerpunktage und konstanten Stickoxidemissionen:
 (a) NO_x-Emission, (b) CO-Emission, (c) HC-Emission, (d) Luftverhältnis

Durch das hohe Luftverhältnis und die schnelle Brennstoffumsetzung entsteht trotz des niedrigen Verdichtungsverhältnisses ein sehr hoher Spitzendruck. Dieser liegt knapp unter der Bauteilbelastungsgrenze des Einzylinderforschungsmotors, jedoch deutlich über der Dauerhaltbarkeitsgrenze der eingesetzten Motorkomponenten. Der indizierte Wirkungsgrad der Hochdruckschleife liegt 1.7 Prozentpunkte über dem des Serienkonzeptes. Im Teillastbereich wird dieser Vorteil von den hohen Ladungswechselperlusten aufgrund des stark negativen Spülgefälles überkompensiert. Im Volllastbetriebspunkt liegt der indizierte Wirkungsgrad leicht höher als beim Serienkonzept. Die Stabilität der Verbrennung ist bereits beim Serienkonzept sehr hoch, wird aber vom Konzept der teilhomogenen Selbstzündung noch übertroffen.

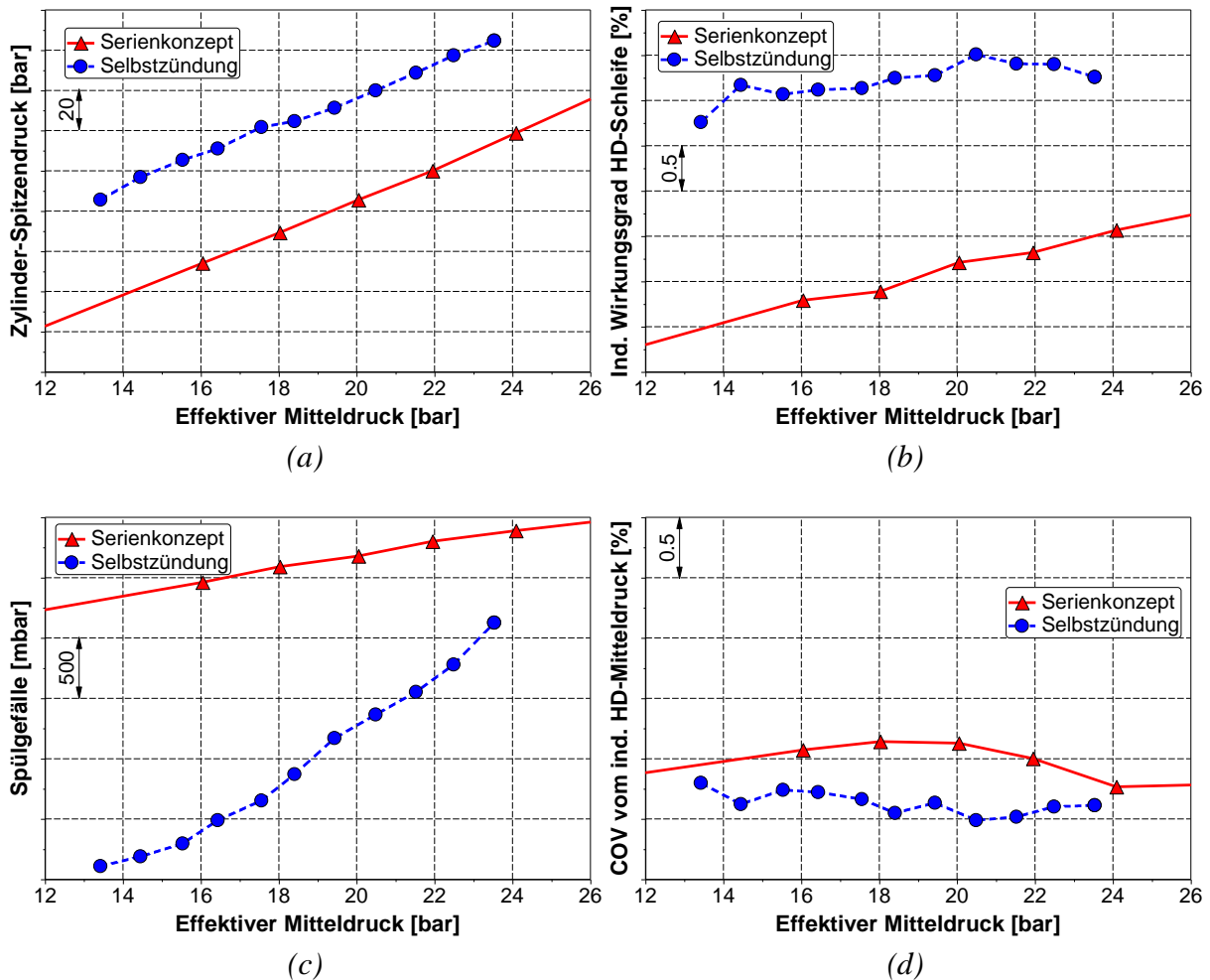


Abbildung 6.5: Vergleich Magerkonzept und teilhomogene Selbstzündung - Lastvariation mit konstanter Verbrennungsschwerpunktage und konstanten Stickoxidemissionen:
 (a) Zylinder-Spitzenndruck, (b) ind. Wirkungsgrad HD-Schleife, (c) Spülgefälle,
 (d) COV vom ind. Mitteldruck

Abbildung 6.6 zeigt einen Vergleich der Brennverläufe von Serienkonzept und teilhomogener Selbstzündung im Vollastbetriebspunkt. Zu erkennen ist, dass das gezeigte Konzept eine deutlich kürzere Verbrennung mit einem viel höheren Spitzenumsatz aufweist. Bei 20 Grad Kurbelwinkel vor dem Zünd-OT ist ein leichter Anstieg im Brennverlauf des Selbstzündungs-Konzeptes zu erkennen. Dieser ist auf die Entzündung des Diesel-Kraftstoffes in der fetten Zone zurückzuführen. Die eigentliche Hauptumsetzung erfolgt leicht verzögert darauf. Die Hauptverbrennung erfolgt zunächst langsam, wird aber dann immer weiter beschleunigt. Nach Erreichen des Spitzenumsatzes kommt es zu einem raschen Verbrennungsende. Dies deutet darauf hin, dass die Voruntersuchungen mittels 3D-CFD Methode eine richtige Tendenz wiedergeben. Die Flammenfront wandert von außen nach innen durch den Brennraum.

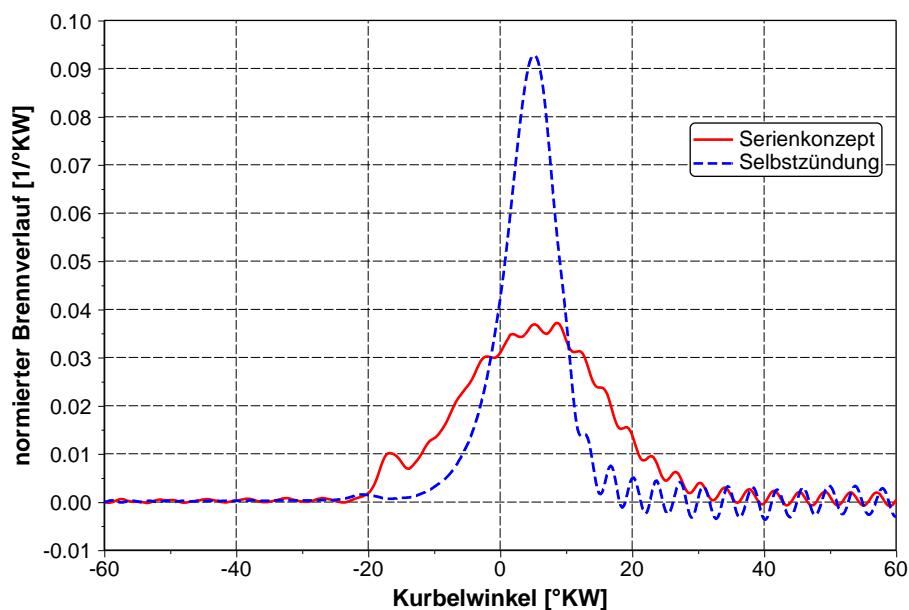


Abbildung 6.6: Vergleich Serienkonzept und teilhomogene Selbstzündung – Brennverläufe

6.2 Sensitivitätsanalyse

In der gezeigten Lastvariation wurde die Lage der Verbrennung durch Anpassung des Spülgefälles konstant gehalten. Nun ist das Spülgefälle allerdings, so wie die Ladelufttemperatur und das Luftverhältnis, eine vergleichsweise langsame Regelgröße. Am Vollmotor müssen daher, wie eingangs erwähnt, die Einspritzparameter zur Regelung verwendet werden. Um die Sensitivität des Brennverfahrens auf Änderungen des Spülgefälles, der Einspritzdauer und des Einspritzzeitpunktes zu untersuchen, wurden Variationen der genannten Parameter unter Einhaltung aller anderen Stellgrößen am Prüfstand (Ladedruck,...) variiert. Diese Untersuchung wurde bei 80 Prozent der Volllast durchgeführt, um ausreichende Reserven hinsichtlich Spitzendruckgrenze zu haben. In Tabelle 6.1 sind die Ergebnisse dieser Untersuchungen dargestellt. Daraus kann geschlossen werden, dass jede ungewollte Veränderung des Spülgefälles durch eine Manipulation von Spritzbeginn und Diesel-Anteil ausgeglichen werden kann.

Tabelle 6.1: Sensitivität des Brennverfahrens auf Änderungen von Einspritzbeginn, Dieselanteil, Einspritzbeginn und Spülgefälle

Parameter	Einheit	Dieselanteil +/- 5%	Einspritzbeginn +/- 10°KW	Spülgefälle +/- 250mbar
Ind. Mitteldruck	[bar]	0.3	0.3	0.3
Zylinder-Spitzenndruck	[bar]	40	50	60
MFB50%	[°KW nZOT]	5	9	9
NO _x Emission	[mg/m _n ³]	300	400	350
CO Emission	[mg/m _n ³]	60	160	500
HC Emission	[mg/m _n ³]	80	100	800
COV vom ind. Mitteldruck	[%]	0.5	1	1

Die Messreihe zur Bewertung der Sensitivität des Brennverfahrens auf das Spülgefälle wird im Folgenden im Detail besprochen.

Ausgehend vom Wert, welcher in der Lastschleife notwendig war, um den Lastpunkt einzustellen (siehe Abbildung 6.5) wurde das Spülgefälle in Schritten von 100mbar sowohl in die positive, als auch in die negative Richtung verändert. Wie oben erwähnt wurde dafür der Basismesspunkt aus der Lastschleife eingestellt und ausschließlich das Spülgefälle variiert. Sämtliche anderen Stellgrößen blieben unverändert. Es kann mit zunehmendem Spülgefälle ein linearer Trend im Zündverzug festgestellt werden. Die relative Veränderung zum Niveau des Zündverzugs ist aber relativ klein. Die Brenndauer folgt mit positiver Veränderung des Spülgefälles einem progressiven Verlauf. Ebenso die Verbrennungsschwerpunktlage. Die Stabilität der Verbrennung ändert sich in einem weiten Bereich kaum. Steigt das Spülgefälle jedoch über -400mbar so tritt eine spontane Verschlechterung auf, sodass der Betriebspunkt nahe an der Stabilitätsgrenze zu liegen kommt.

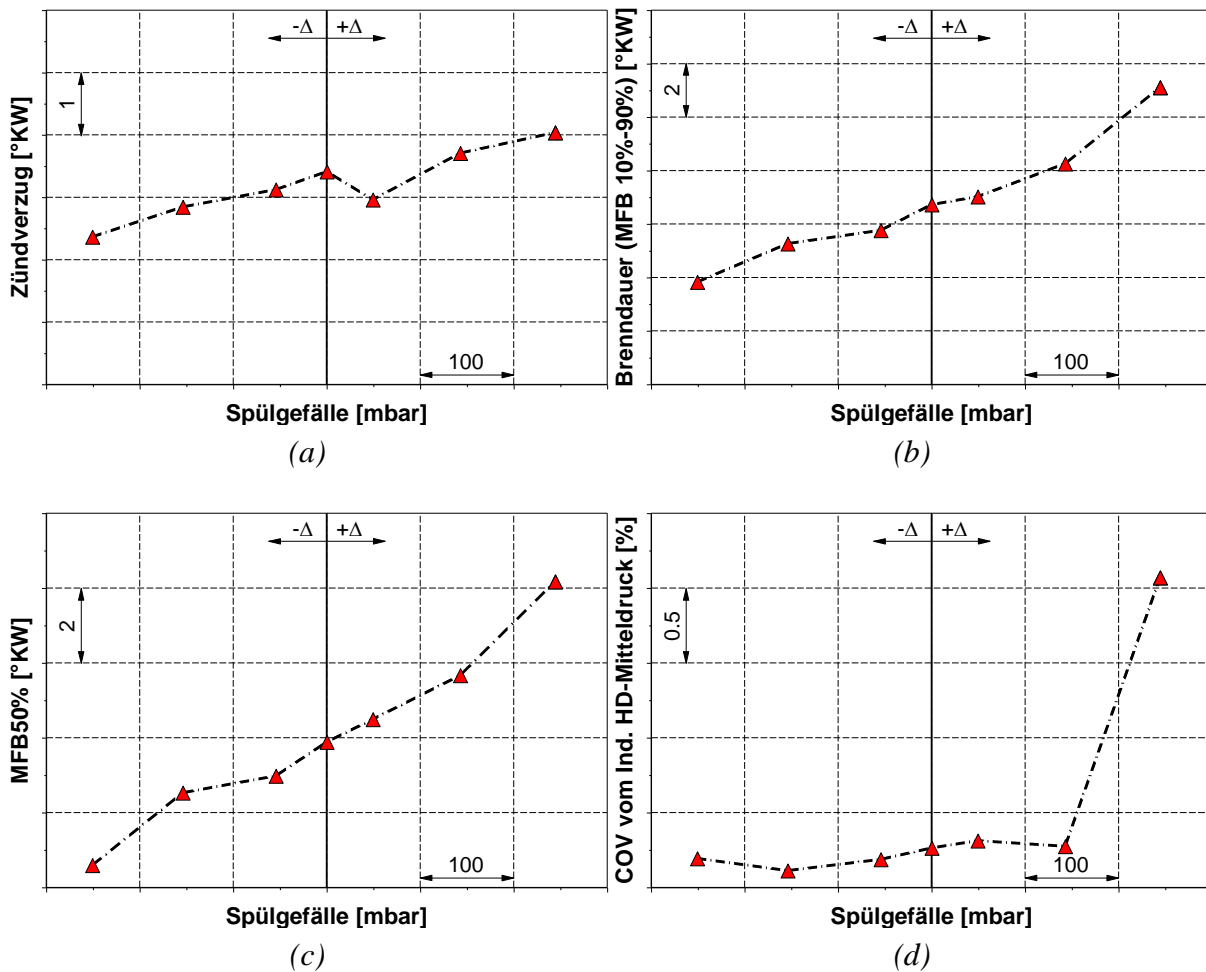


Abbildung 6.7: Variation des Spülgefälles bei der teilhomogenen Selbstzündung mit mechanischem Ventiltrieb: (a) Zündverzugszeit, (b) Brenndauer, (c) Verbrennungsschwerpunktlage, (d) COV vom ind. Mitteldruck

In gleichem Maß kommt es zu einer Steigerung der Emission an Kohlenmonoxid und der unverbrannten Kohlenwasserstoffe. Das Niveau dieser Emissionen liegt dann sogar leicht über dem des Serienmotors. Die Stickoxidemission steigt aufgrund der früheren Verbrennungsschwerpunktlage mit sinkendem Spülgefälle.

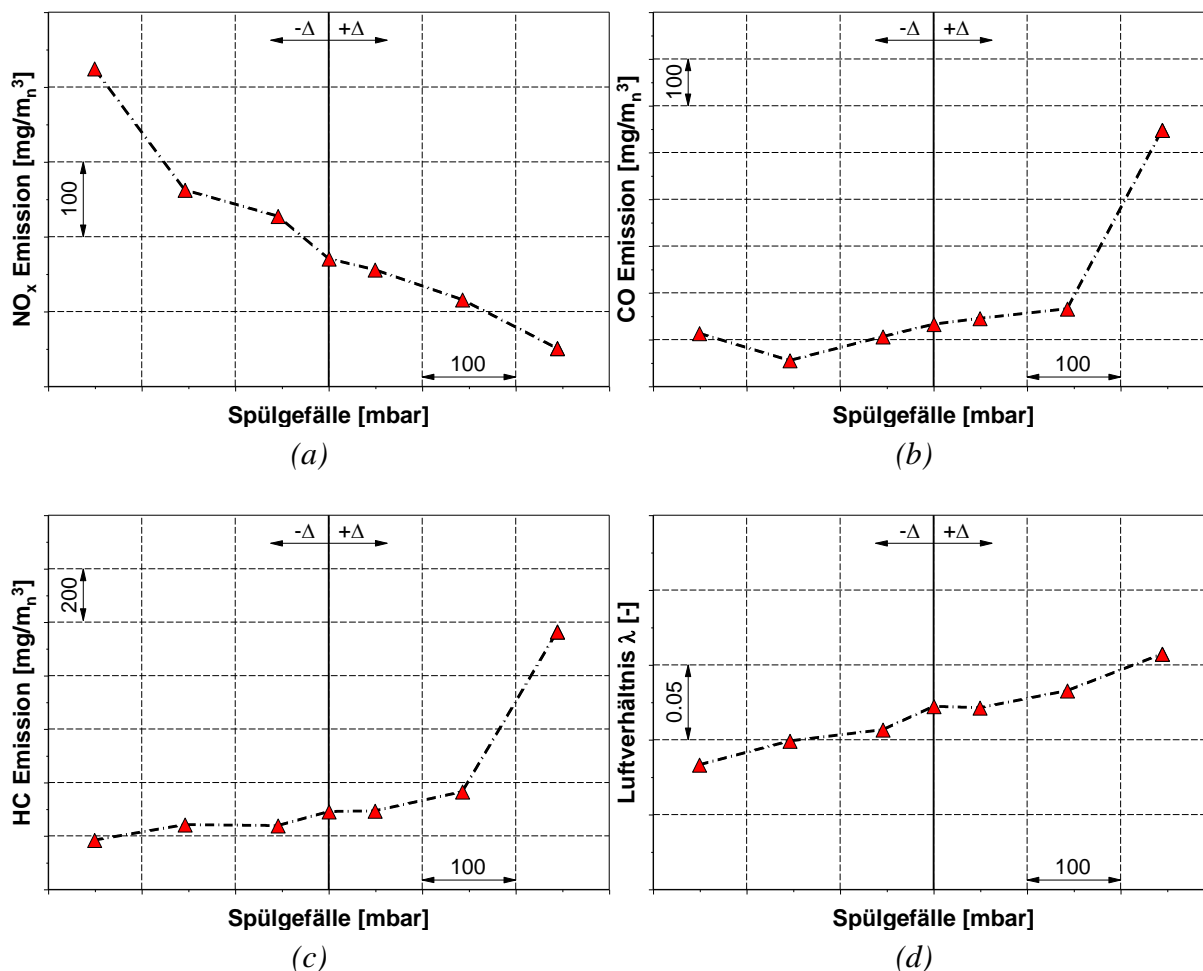


Abbildung 6.8: Variation des Spülgefälles bei der teilhomogenen Selbstzündung mit mechanischem Ventiltrieb: (a) NO_x -Emission, (b) CO-Emission, (c) HC-Emission, (d) Luftverhältnis

Durch die Variation des Spülgefälles kommt es zu beiden Seiten des Basispunktes zu einem Abfall des indizierten Mitteldruckes. Bei negativeren Spülgefällen durch die zu frühe Verbrennungsschwerpunktlage, bei positiveren Spülgefällen durch die zu späte Lage der Verbrennung und die gestiegenen Umsetzungsverluste. Durch das Verschieben der Verbrennung kommt es auch zu einer deutlichen Änderung des Zylinder-Spitzenruckes.

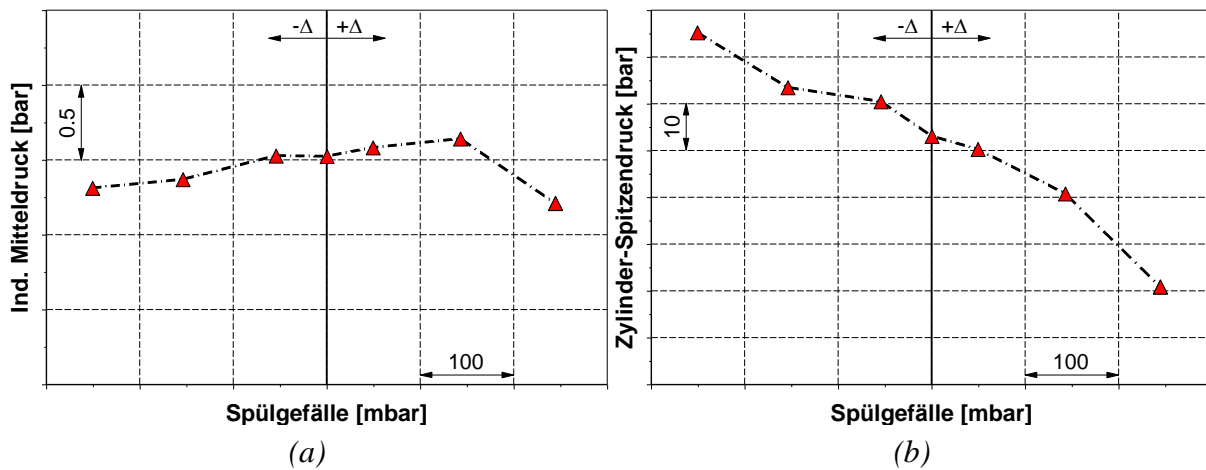


Abbildung 6.9: Variation des Spülgefälles bei der teilhomogenen Selbstzündung mit mechanischem Ventiltrieb: (a) indizierter Mitteldruck, (b) Zylinder-Spitzenndruck

Abbildung 6.10 zeigt Brennverläufe für die Variation des Spülgefälles. Es ist gut zu erkennen, dass der Brennbeginn nur wenig beeinflusst wird. Demgegenüber steht eine starke Veränderung der Brenngeschwindigkeit in der ansteigenden Flanke. Mit zu hohem Spülgefälle kommt es zu einer deutlichen Verschiebung der Verbrennung im Vergleich zum lageoptimalen Betriebspunkt (Basis).

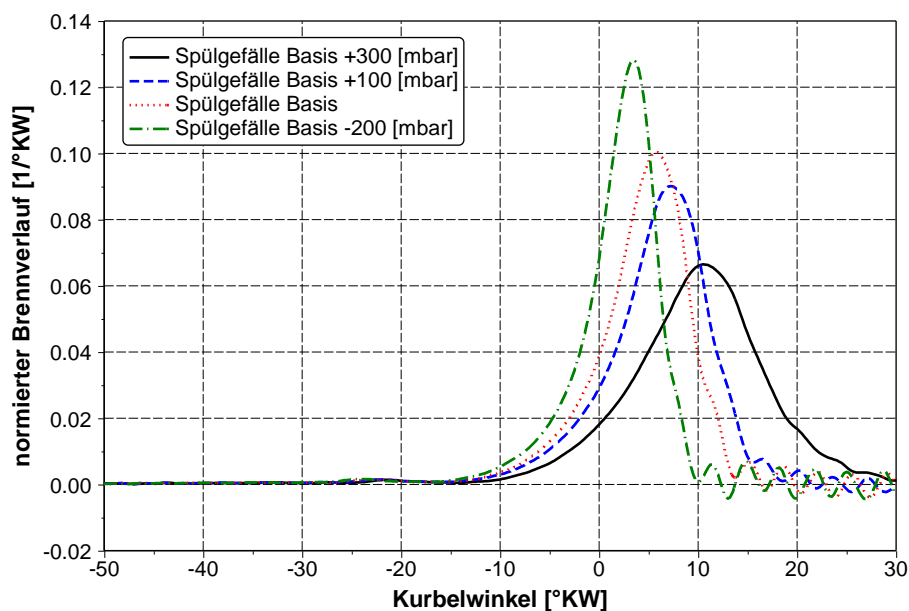


Abbildung 6.10: Auswirkung des Spülgefälles auf den Brennverlauf

6.3 Resümee

Mit dem dargestellten Verbrennungskonzept der teilhomogenen Selbstzündung können höchste Wirkungsgrade bei niedrigsten Stickoxidemissionen realisiert werden. Dies wird dadurch erreicht, dass durch Zündung des homogenen Basisgemisches in der Brennraumperipherie eine zunehmende Beschleunigung des Umsatzes mit dem Verbrennungsfortschritt erreicht wird. Somit kann ein sehr mageres Gemisch, welches eine 0.5 Punkte höhere Luftzahl als das Serienkonzept aufweist, nahezu vollständig umgesetzt, und eine Stickoxidreduktion von 300 mg/m_n^3 erreicht werden. Die etwa zwanzig Grad Kurbelwinkel kürzere Brenndauer in Kombination mit den niedrigen Umsetzungsverlusten ermöglicht einen Vorteil im indizierten Wirkungsgrad der Hochdruckschleife von etwa 1.7 Prozentpunkten. Am Einzylinderforschungsmotor zeigen sich jedoch aufgrund des notwendigen erhöhten Abgasgedruckes hohe Ladungswechselverluste. Diese reduzieren den indizierten Wirkungsgrad auf das Niveau des Serienkonzeptes, jedoch bei deutlich niedrigeren Emissionen und niedrigerem Verdichtungsverhältnis. Die interne Abgasrückführung bewirkt, im Gegensatz zur externen Abgasrückführung bei klassischen HCCI-Brennverfahren, eine Beschleunigung der Verbrennung. Wie unter anderem durch Liao et al. [23] dargestellt, beschleunigt eine höhere Temperatur die laminare Flamme stärker, als ein erhöhter Restgasgehalt die laminare Flamme bremst. Dieser Zusammenhang ist in den Messdaten erkennbar. Zudem ermöglicht das heiße Restgas eine sichere Entzündung des eingespritzten Diesels trotz eines im Vergleich zum Serienkonzept um 1.5 Punkte reduzierten Verdichtungsverhältnisses. Durch das Vorhandensein von drei Freiheitsgraden, eingespritzte Dieselmenge, Einspritzzeitpunkt und Abgasrückführrate, ist die Lage der Verbrennung sehr gut regelbar. Die Realisierung der internen Abgasrückführrate an einem Vollmotor ohne die großen Ladungswechselverluste wird die Auslegung einer geeigneten Nockengeometrie, beziehungsweise den Einsatz eines variablen Ventiltriebes bedingen. Zudem muss geprüft werden, ob alternative Aufladekonzepte wie ein Turbo-Compound geeignet sind das Spülgefälle über weite Bereiche zu variieren.

Tabelle 6.2: Bewertung der teilhomogenen Selbstzündung mit Abgasrückführung

Brennverfahren	Wirkungsgrad	Leistungs- dichte	Emissionen	System- aufwand
Magermotor gasespülte Vorkammer ^a	o	o	o	o
Teilhom. Selbstzündung	+	o	+	-

^a ...Basis; + ...Vorteil, o...neutral, -...Nachteil

7 Zusammenfassung und Ausblick

In Rahmen dieser Dissertation wurden die Auswirkungen der Abgasrückführung auf die Verbrennung in Großgasmotoren untersucht. Anhand theoretischer Überlegungen und Berechnungen mittels 0D- und 1D-Simulationsmethoden wurde der grundsätzliche Einfluss der geänderten Ladungszusammensetzung auf den Zündverzug, die laminare Flammengeschwindigkeit, die Stickoxidbildung und das Wirkungsgradpotenzial bestimmt. Dabei wurden Vergleiche mit Magerbrennverfahren, welche heute den Markt für Großgasmotoren beherrschen, gezogen. So zeigt sich, dass weniger rückgeführtes Abgas als Überschussluft notwendig ist, um die Stickoxidbildung und die Klopfneigung zu reduzieren. Die Werte für Zündverzug, die laminare Flammengeschwindigkeit und den Wirkungsgrad des Vollkommenen Motors mit realer Ladung verschlechtern sich aber. Auf Basis dieser Überlegungen war es möglich, drei unterschiedliche Konzepte zum Einsatz der Abgasrückführung am Großgasmotor abzuleiten. Einen großen Teil der Arbeit nehmen deshalb experimentelle Untersuchungen am Einzylinderforschungsmotor ein. Fragestellungen, welche sich aus den Messungen ergaben, wurden mittels Simulationsrechnungen untersucht.

Die moderate Abgasrückführung auf ein Magerbrennverfahren angewandt besitzt den Vorteil gegenüber reinen Magerbrennverfahren, dass eine Reduktion der Stickoxidemissionen ohne weiteres Ausmagern und den damit verbundenen Anstieg der Ladungswechselarbeit möglich ist. Allerdings zeigt sich für Motoren mit gespülten Vorkammern, dass besonderes Augenmerk auf die Vorkammerspülung zu legen ist, um die AGR-Toleranz zu steigern. Eine Reduktion im Wirkungsgradpotenzial muss in Kauf genommen werden. Durch Anpassung der Ventilsteuerzeiten und des Verdichtungsverhältnisses kann unter Umständen der Wirkungsgrad gehalten werden. Diese Maßnahme wurde aber in der vorliegenden Arbeit nicht untersucht.

Stöchiometrische Verbrennungskonzepte mit Abgasrückführung eignen sich in Kombination mit Drei-Wege-Katalysatoren zu Darstellung geringster Stickoxidemissionen. Es lassen sich durch eine geeignete Wahl von Zündkonzept, Kolbenform, Ventilsteuerzeiten und Verdichtungsverhältnis gleich große Betriebsbereiche wie Magerkonzepte mit gasgespülter Vorkammer bei Vollast realisieren. Zudem kann das Wirkungsgradniveau gehalten werden. Da die, mit Abgasrückführung darstellbare, Verdünnungsrate nicht so groß ist wie mit einem Magerbrennverfahren steigt die thermische Bauteilbelastung.

Es wurde ein teilhomogenes Selbstzündungsverfahren mit interner Abgasrückführung präsentiert. Mit diesem Konzept ist es möglich, höchste Wirkungsgrade und niedrigste Stickoxidemissionen, aber auch einen hohen effektiven Mitteldruck zu erreichen. Durch die sehr schnelle Verbrennung und das sehr magere Gemisch entstehen hohe Spitzendrücke. Die Regelung des Konzeptes erfolgt einerseits über die interne Abgasrückführtrate und andererseits durch Variation von eingespritzter Dieselmenge und Einspritzzeitpunkt.

Tabelle 7.1: Bewertung der teilhomogenen Selbstzündung mit Abgasrückführung

Brennverfahren	Wirkungsgrad	Leistungs- dichte	Emissionen	System- aufwand
Magermotor gasgespülte Vorkammer ^a	o	o	o	o
Magermotor mit AGR	o	o	o	-
$\lambda=1$ mit AGR	o	o	+	-
Teilhom. Selbstzündung	+	o	+	-

^a...Basis; +...Vorteil, o...neutral, -...Nachteil

Das vielversprechendste Zündverfahren für Verbrennungskonzepte mit Abgasrückführung ist mit Sicherheit der Diesel-Zündstrahl. Damit können selbst die zündunwilligsten Gemische sicher entflammt werden. Höhere Abgasrückführraten als mit konventioneller Funkenzündung sind jedoch notwendig, um das Stickoxidemissionsniveau in den Bereich moderner Gasmotoren zu senken. Hier besteht ein hohes Entwicklungspotenzial.

Alle präsentierten Konzepte besitzen das Potenzial für einen Serieneinsatz am Vollmotor weiterentwickelt zu werden. Die Entscheidung für oder gegen ein Konzept wird durch die Anforderungen der zukünftigen Emissionsvorschriften und den Gaspreis bestimmt werden.

Literatur

- [1] Abd-Alla, G.H (2002). Using exhaust gas recirculation in internal combustion engines: a review. *Energy Conversion and Management*, 43(8). pp. 1027-1042.
- [2] Allenby, S.; Chang, W.-C.; Megaritis, A; Wyszynski, M.L. (2001). Hydrogen enrichment: a way to maintain combustion stability in a natural gas fuelled engine with exhaust gas recirculation, the potential of fuel reforming. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 215, pp. 405-418.
- [3] Anderlohr, J. M., Piperel, A., Priez da Cruz, A., Bounanceur, R., Battin-Leclerc, F., Dagaut, P., et al. (2009). Influence of EGR compounds on the oxidation of an HCCI-diesel surrogate. *Proceedings of the Combustion Institute*, 32(2), pp. 2851-2859.
- [4] Clean Air Act of 1963 (1963). *United States Public Law P.L. 88-206; United States Statutes at Large 77 Stat.392*. Abgerufen am 13. Dezember 2014 von <http://www.epa.gov/air/caa/text.html>
- [5] Deutsches Bundesamt für Umwelt Naturschutz und Reaktorsicherheit (2002). Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft – TA Luft. *Erste Allgemeine Verwaltungsvorschrift zum Bundes-Immissionsschutzgesetz.*, 24.7.2002. Abgerufen am 12. Dezember 2014 von http://www.bmub.bund.de/fileadmin/Daten_BMU/Download_PDF/Luft/taluft.pdf
- [6] DIN 1940 Hubkolbenmotoren: Begriffe, Formelzeichen, Einheiten. (1976). Berlin: Beuth.
- [7] Dubreuil, A., Foucher, F., Mounaïm-Rousselle, C., Dayma, G., & Dagaut, P. (2007). HCCI combustion: Effect of NO in EGR. *Proceedings of the Combustion Institute*, 31(2), pp. 2879-2886.
- [8] Eichseder, H., Klütting, M., & Piock, W. (2008). *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*, In der Reihe: Der Fahrzeugantrieb. (H. List, Hrsg.). Wien [u.a.]: Springer.
- [9] Eichmeier, J., Wagner, U., & Spicher, U. (2011). Controlling Gasoline Low Temperature Combustion by Diesel Micro Pilot Injection. *Proceedings of the ASME 2011 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference. October 2-5, 2011*. Morgantown, West Virginia, USA.

- [10] Einewall, P., Tunestal, P., & Johansson, B. (2005). Lean Burn Natural Gas Operation vs. Stoichiometric Operation with EGR and a Three Way Catalyst. *2005 SAE World Congress, April 11-14, 2005*. Detroit, Michigan, USA. SAE Technical Paper 2005-01-0250.
- [11] Environmental Protection Agency (kein Datum). Non-Road Compression Ignition Standards – Exhaust Emission Standards. *Code of Federal Regulations CFR1039.101*. Abgerufen am 12. Dezember 2014 von <http://www.epa.gov/otaq/standards/nonroad/nonroadci.htm>
- [12] Environmental Protection Agency (kein Datum). Non-Road Spark Ignition Standards – Exhaust Emission Standards. *Code of Federal Regulations CFR 1048.101*. Abgerufen am 12. Dezember 2014 von <http://www.epa.gov/otaq/standards/nonroad/largesi.htm>
- [13] Europäisches Parlament und Rat (2010). Richtlinie 2010/75/EU des Europäischen Parlaments und des Rates vom 24. November 2010 über Industrieemissionen (integrierte Vermeidung und Verminderung der Umweltverschmutzung). *Amtsblatt der Europäischen Union L334/17, 17.12.2010*. Abgerufen am 12. Dezember 2014 von <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2010:334:0017:0119:de:PDF>
- [14] Flowers, D., Aceves, S., Westbrook, C. K., Smith, J. R., & Dibble, R. (1999). Sensitivity of Natural GAS HCCI Combustion to Fuel and Operating Parameters Using Detailed Kinetic Modeling. *American Society of Mechanical Engineers International Mechanical Engineering Congress and Exhibition, November 14-19, 1999*. Nashville, TN, USA.
- [15] Fölzer, K.-H., Ruhri, F., Engelmayer, M., & Pemp, B. (2011). AGR Konzepte und Aufladestrategien für Tier 4 Großdieselmotoren. *13. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, 22.-23. September 2011*. Graz.
- [16] Götheborg Protokoll (1999). Protocol to Abate Acidification, Eutrophication and Ground-Level Ozone. Götheborg. Abgerufen am 12. Dezember 2014 von http://www.unece.org/ro/env/lrtap/multi_h1.html
- [17] Heywood, J.B. (1988). *Internal combustion engine fundamentals*. London [u.a.]: McGraw-Hill
- [18] Kech, J., Schmidt, G., Philipp, C., & Rall, H. (2011). Abgasrückführung: Innermotorische Technologie zur Verringerung von Stickoxiden. *White Paper der MTU Friedrichshafen GmbH*. Abgerufen am 13. November 2013 von http://www.mtu-online.com/fileadmin/fm-dam/mtu-global/technical-info/white-papers/3100672_MTU_General_WhitePaper_EGR_2014.pdf

- [19] Klima, B. (2006). Steuerzeituntersuchungen für Großgasmotoren. *Diplomarbeit, Technische Universität Graz*.
- [20] Kogler, G. (2006). Alternative Verbrennungskonzepte für Großgasmotoren, *Dissertation, Technische Universität Graz*.
- [21] Kogler, G., & Wimmer, A. (2007). Potential of HCCI for large natural gas fuelled engines. *CIMAC World Congress 2007*. Wien.
- [22] Le Cong, T., & Dagaut, P. (2007). Experimental and detailed kinetic modeling of the oxidation of natural gas, natural gas/syngas mixtures, and effect of burnt gas. *Proceedings of the European Combustion Meeting*.
- [23] Liao, S. Y., Jiang, D. M., & Cheng, Q. (2004). Determination of laminar burning velocities for natural gas. *Fuel*, 83(9), pp. 1247-1250.
- [24] Merker, G. P., & Teichmann, R. (2014). *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. (7., vollständig überarbeitete Auflage). Dordrecht: Springer Fachmedien Wiesbaden.
- [25] Nellen, C., & Boulouchos, K. (2000). Aufgeladene Gasmotoren mit AGR und Dreiwege-Katalysator - der Weg zu niedrigsten Emissionen bei hohem Wirkungsgrad und großer Leistungsdichte. *Motortechnische Zeitschrift*, 61(1), S. 54-62.
- [26] Nellen, C., & Boulouchos, K. (2000). Natural Gas Engines for Cogeneration: Highest Efficiency and Near-Zero-Emissions through Turbocharging, EGR and 3-Way Catalytic Converter. *International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exposition, October 16-19, 2000*. Baltimore, Maryland, USA. SAE Technical Paper 2000-01-2825.
- [27] Nellen, C., & Boulouchos, K. (2001). Über 40% Wirkungsgrad, weniger als 1mg/Nm³ NO_x bei 5% O₂: Das neue Konzept der ETH Zürich. *2. Dessauer Gasmotoren-Konferenz*. Dessau-Roßlau.
- [28] Pattas, K., & Häfner, G. (1973). Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung. *Motortechnische Zeitschrift*, 34(12).
- [29] Pischinger, R., Klell, M., & Sams, T. (2009). *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine* (3. Auflage), In der Reihe: Der Fahrzeugantrieb. (H. List, Hrsg.). Wien [u.a.]: Springer.
- [30] Saanum, I., Bysveen, M., Tunestål, P., & Johansson, B. (2007). Lean burn versus stoichiometric operation with EGR and 3-way catalyst of an engine fueled with natural gas and hydrogen enriched natural gas. *SAE Fuels and Emissions Conference, 2007*. SAE Technical Paper 2007-01-0015.

- [31] Smith, G. P., Golden, D. M., Frenklach, M., Moriarty, N. W., Eiteneer, B., Goldenberg, M., et al. (kein Datum). *Gri Mech 3.0*. Abgerufen am 13. Juni 2014 von http://www.me.berkeley.edu/gri_mech
- [32] Tinschmann, G., Birgel, A., Trapp, Ch., Schneßl, E., Redtenbacher, C., & Wimmer, A. (2013). Large Gas Engines -75mg/Nm³ @ 15%O₂ NO_x ,Engine-Internal Measures or Exhaust Aftertreatment?'. *CIMAC World Congress 2013*. Shanghai
- [33] Tschalamoff, T. (2004). Abgasrückführung im mittelschnell laufenden Gasmotor. *Motortechnische Zeitschrift*, 65(11). S. 932-939
- [34] Tschalamoff, T., & Kauert, L. (2003). Potenziale der Abgasrückführung im mittelschnelllaufenden Gasmotor mit offenem Brennraum und Vorkammer. 3. *Dessauer Gasmotoren-Konferenz*, 22.-23. Mai 2003. Dessau-Roßlau.
- [35] Wimmer, A., Pirker, G., Schneßl, E., Engelmayer, M., & Chmela, F. (2011). Comparison of the Efficiency Potential of Medium and High Speed Large Gas and Diesel Engines Considering Future Emission Limits. *Heavy-Duty-, On- und Off-Highway-Motoren 2011*, 6. *Internationale MTZ Fachtagung*. Kiel
- [36] Wimmer, A., Pirker, G., Zelenka, J., Chmela, F., Zurlo, J., & Trapp, Ch. (2013). The Potential of Exhaust Gas Recirculation in Large Gas Engines. *CIMAC World Congress 2013*. Shanghai.
- [37] World Bank Group (2007). Environmental Health and Safety Guidelines. *General EHS Guidelines: Environmental Air Emissions and Ambient Air Quality*. Abgerufen am 12. Dezember 2014 von <http://www.ifc.org/wps/wcm/connect/532ff4804886583ab4d6f66a6515bb18/1-1%2BAir%2BEmissions%2Band%2BAmbient%2BAir%2BQuality.pdf?MOD=AJPERES>

Anhang A – Zündkonzepte für Großgasmotoren

Zündkonzepte mit offenem Brennraum

Beim Direktzündler sind die Elektroden der Zündkerze direkt den Verhältnissen im Hauptbrennraum ausgesetzt. Um ausreichend kurze Verbrennungsdauern des mageren Gemisches zu erzielen, benötigt man ein sehr hohes Turbulenzniveau. Dies wird durch den Einsatz von Drall-, Tumble- und Quetschströmungen erreicht. Allerdings kann dies zu einem Ausblasen des Zündfunken in Folge von hohen Strömungsgeschwindigkeiten im Funkenpalt führen. Um dies zu vermeiden, werden die Zündkerzenelektroden durch unterschiedliche Maßnahmen (Lochbleche, Kappen,...) abgeschirmt.

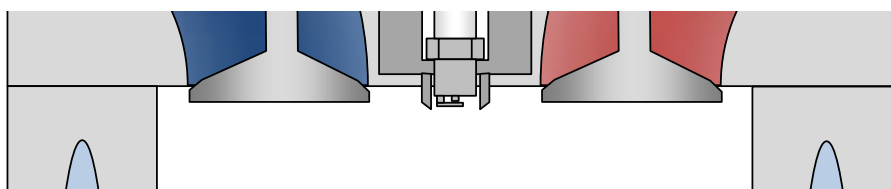


Abbildung A.1: Offener Brennraum

Die Vorkammerzündkerze ist als Erweiterung der Schirmung einer Zündkerze im offenen Brennraum zu sehen. Die Schirmung wird um die Elektrode herum geschlossen und eine Kommunikation zwischen Hauptbrennraum und Funkenpalt kann nur noch über kleine Überströmbohrungen stattfinden. So wird über diese Überströmbohrungen das Restgas im Ladungswechsel herausgesaugt und in der Kompressionsphase frisches Gemisch hineingeschoben. In Folge des geringen Volumens und somit der geringen enthaltenen Energie ist der Druckanstieg in der Vorkammer und somit die Eindringtiefe der daraus resultierenden Flammenfackeln in den Hauptbrennraum gering. Im Speziellen muss bei Vorkammerkerzen auf eine ausreichende Wärmeabfuhr geachtet werden, da es sonst zu abnormalen Verbrennungserscheinungen wie Klopfen oder Glühzündungen an der Vorkammerkerze kommen kann.

Bei der Kompressionszündung mit einem Diesel-Zündstrahl im offenen Brennraum wird sehr spät im Verdichtungsstakt eine zumeist kleine Menge an Dieselkraftstoff unter hohem Druck eingespritzt. Der Zustand der Ladung zum Einspritzzeitpunkt (Druck und Temperatur) sowie die Zusammensetzung der Ladung bestimmen den Zündverzug des Dieselkraftstoffs, also jene Zeit, welche vom Einbringen in den Brennraum bis zur Entzündung verstreicht. Die Düsengeometrie (Anzahl, Form und Durchmesser der Bohrungen) und der Einspritzdruck bestimmen die Eindringtiefe des Dieselstrahls beziehungsweise die Verteilung des Kraftstoffes im Brennraum. Der große Vorteil dieses Zündverfahrens liegt in der Tatsache, dass der Dieselkraftstoff lokal immer bei einem Luftverhältnis von 1 brennt und so eine

stabile Entflammung in erster Näherung nur von der Temperatur im Brennraum abhängt. Diese Eigenschaft führt dazu, dass selbst sehr zündunwillige Gemische, also sehr magere oder mit sehr hohen AGR-Raten, sicher entzündet werden können. Da in der Regel sehr geringe Dieselmengen im Bereich von einem Prozent energetischen Anteil eingespritzt werden, können nur geringe Eindringtiefen realisiert werden. Die vom Einspritzstrahl erzeugte Turbulenz ist ebenfalls gering. Dadurch benötigt dieses Konzept ein erhöhtes Maß an Ladungsbewegung in Form von Drall oder Squish, um kurze Verbrennungsdauern zu ermöglichen.

Zündkonzepte mit Vorkammer

Werden Vorkammer und Zündkerze in Form zweier Komponenten voneinander getrennt behandelt, kann man von einer ungespülten Vorkammer sprechen. Wie bei der Vorkammerkerze wird in der Expansionsphase das Restgas aus der Vorkammer herausgesaugt und in der Kompressionsphase frisches Gemisch in die Vorkammer gedrückt. Das Volumen der Vorkammer wird sehr groß gewählt, um einen hohen Energieinhalt zu erreichen. Zusätzlich ist es durch die große Bauform leichter möglich, die Strömung in der Vorkammer so zu gestalten, dass die Strömungsgeschwindigkeiten im Funkenspalt gering werden und trotzdem nur ein geringer Anteil an Restgas im Funkenspalt zurück bleibt.

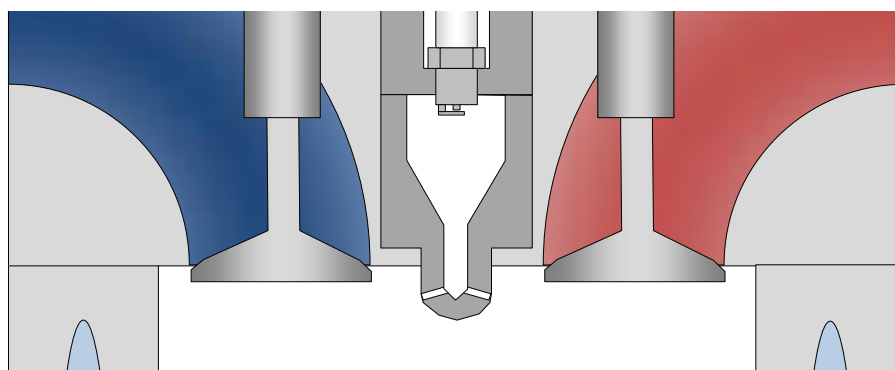


Abbildung A.2: Ungespülte Vorkammer

Die gespülte Vorkammer wird in der Regel für Magerverbrennungskonzepte bei Motoren mit Bohrungsdurchmesser von 160mm und größer eingesetzt. Bei diesem Verfahren wird im Ladungswechsel eine geringe Menge eines Gases (Treibgas, Luft, Gemisch) über ein federbelastetes Ventil in die Vorkammer eingebracht und verdrängt dadurch Restgas aus der Vorkammer. Bei einer treibgasgespülten Vorkammer wird reines Treibgas in die Vorkammer gesaugt. Bei der Kompression wird mageres Gemisch aus dem Hauptbrennraum in die Vorkammer gedrückt. Je nach Menge des in die Vorkammer gesaugten Treibgases wird damit ein sehr zündfreudiges und energiereiches Gemisch um $\lambda=1$ in der Vorkammer erzeugt. Nach der Zündung steigt der Druck in der Vorkammer an und die heiße Mischung aus verbranntem und unverbranntem Gemisch schießt über Bohrungen in den Hauptbrennraum. Diese

Flammenfackeln vermögen es, das magere Gemisch im Hauptbrennraum weit in der Peripherie zu entzünden, wodurch kürzere Brenndauern erreicht werden. Die Gemischzusammensetzung im Hauptbrennraum sowie das Volumen der Vorkammer bestimmen maßgeblich die Art und Menge der Gaszufuhr zur Vorkammer. Der Impuls der Flammenfackeln im Hauptbrennraum ist in der Regel hoch und erzeugt viel Turbulenz. Eine weitere Anhebung der Turbulenz im Hauptbrennraum durch Drall oder Squish ist deshalb nicht von Nöten, eventuell sogar kontraproduktiv.

Ebenso kann zur Zündung eine geringe Menge an Diesel-Kraftstoff in eine Vorkammer eingespritzt werden. Mit diesem Micro-Pilot System können annähernd gleiche Funktionswerte wie mit einer gespülten Vorkammer erreicht werden [20].

Abbildung A.3 zeigt einen qualitativen Vergleich der im Folgenden besprochenen Zündkonzepte. Dargestellt ist der Einfluss auf Entflammung und Verbrennung gegen den Bedarf an Ladungsbewegung.

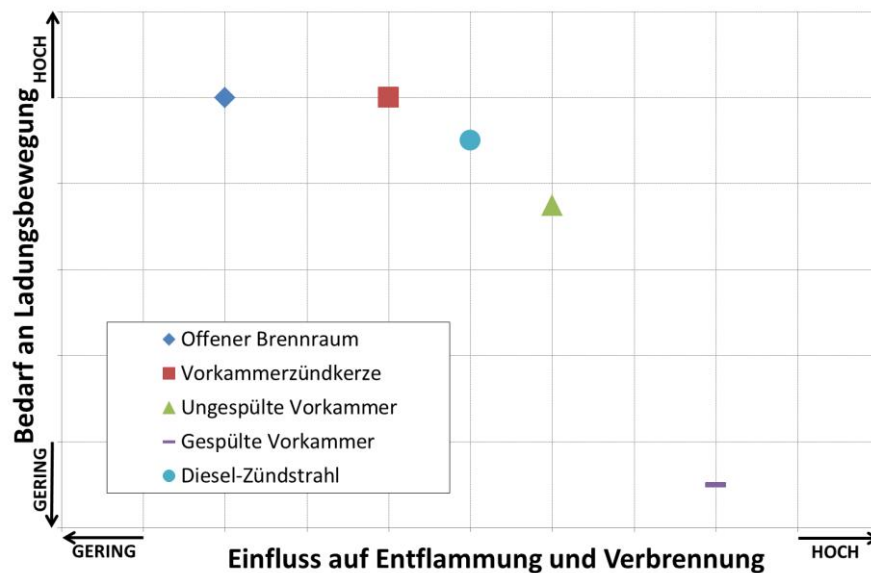


Abbildung A.3: Einfluss auf Entflammung und Verbrennung vs. Bedarf an Ladungsbewegung unterschiedlicher Zündkonzepte für Großgasmotoren [36]