



Christina Granitz, BSc

**Einfluss von  
Ladungsbewegung und Kolbengeometrie  
auf ein  
Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahren**

**MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieurin

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder  
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Zweitbetreuer

Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner  
Dipl.-Ing. Florian Sprenger  
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Graz, Juni 2016



# Vorwort

Die vorliegende Masterarbeit wurde am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik an der Technischen Universität Graz durchgeführt. Die Untersuchungen wurden im Rahmen eines von der österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft (FFG) geförderten Forschungsprojektes in Zusammenarbeit mit der BMW Motoren GmbH in Steyr getätigt.

Für die Ermöglichung der Durchführung dieser außerordentlich interessanten Masterarbeit möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichseder bedanken. Ein besonderer Dank gilt auch Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner, der sowohl maßgeblich an der Themenfindung beteiligt war als auch immer ein offenes Ohr für diverse Problemstellungen, die im Diplomanden-Dasein auftreten, hatte. Für die unzähligen abwechslungs- und vor allem lehrreichen Stunden am Prüfstand möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Florian Sprenger bedanken, dessen steter Enthusiasmus und Unterstützung Vorbildwirkung haben. Stellvertretend durch Herrn Günther Rumpf sei dem gesamten Werkstätten-Team für die gute Zusammenarbeit am Prüfstand gedankt.

Ohne die Unterstützung meiner Eltern wäre mir die Absolvierung dieses Studiums nicht möglich gewesen. Aber nicht nur dafür, sondern auch für ihr endloses Verständnis und die zahllosen aufbauenden Worte gebührt ihnen der wohl größte Dank. Bei meiner Schwester möchte ich mich für ihre seelische Beteiligung an den diversen Höhen und Tiefen im Laufe des Studiums bedanken. Meinem Freund Wolfgang möchte ich nicht nur für seine Hilfe bei vielen fachlichen Fragestellungen danken, sondern besonders dafür, dass er mir oft den Blick fürs Wesentliche geöffnet hat. In diesem Sinne möchte ich mich bei meiner ganzen Familie bedanken, da es durch sie möglich wurde, dass sich an manch noch so verregnetem Tag doch noch die Wolken gelichtet haben.





# Eidesstattliche Erklärung

## *Affidavit*

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.

*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.*

Graz, am 16.06.2016

Christina Granitz



# Kurzfassung

Aufgrund der Notwendigkeit der CO<sub>2</sub>-Reduzierung im PKW-Bereich werden Möglichkeiten gesucht, dies effizient und dennoch mit absehbaren Maßnahmen umzusetzen. Eine gute Perspektive hat hierbei Erdgas als alternativer Kraftstoff mit seinem günstigen C/H-Verhältnis. Deshalb wurde im Rahmen dieser Masterarbeit ein Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahren hinsichtlich Einfluss von Ladungsbewegung und Kolbengeometrie untersucht.

Als Basis für die Untersuchungen diente ein Vierzylinder-Reihendieselmotor, der auf den Betrieb mit Erdgas adaptiert wurde. Somit konnte am Motor eine Niederdruckdirekteinblasung mit Dieselmündstrahl realisiert werden.

Zur Steigerung der Turbulenz im Zylinder wurden die Kanalgeometrien des Zylinderkopfes neu ausgelegt, wobei die Drallklappe im ursprünglichen Füllkanal beibehalten wurde. Danach wurden sämtliche Variationen von Applikationsparametern wie beispielsweise Verbrennungsschwerpunktlage oder Drallklappenstellung in der Konfiguration Standardzylinderkopf (SZK) und Tumblezylinderkopf (TZK) mit Serienkolben am Prüfstand durchgeführt und verglichen. Dabei zeigte sich, dass sich der Drall auch mit Tumble positiv auf die Verbrennungsstabilität auswirkt. Besonders im unteren Teillastbereich mit Schichtladekonzept ist ein gewisses Drallniveau erforderlich, um die Emissionen von Kohlenmonoxid (CO) und Kohlenwasserstoffen (HC) zu reduzieren. Der Tumble wirkt sich besonders im homogen stöchiometrischen Betrieb positiv auf die Verbrennung aus, weil er hier zu einer besseren Homogenisierung und einem schnelleren Durchbrand beiträgt.

Anhand unterschiedlicher Kolbengeometrien wurde versucht, die Ausbildung des Tumbles noch weiter zu unterstützen. Hierzu wurden der Serienkolben, ein Kolben mit Topfmulde und ein Linsenkolben anhand experimenteller Untersuchungen miteinander verglichen. Dabei stellt die Topfmulde das wohl aussichtsreichste Konzept dar, weil zur Ladungsschichtung eine Mulde erforderlich ist, um das Gemisch zu bündeln. Im höheren Lastbereich, wo der Motor homogen stöchiometrisch betrieben wird, erzeugt diese Kolbenform mit ihren Quetschflächen eine Squish-Strömung, die in der finalen Phase der Verbrennung zu einer Erhöhung der Turbulenz und damit zu einer schnelleren Umsetzung beiträgt.

Abschließend wurden Untersuchungen zur Abgasnachbehandlung mittels zweier Katalysatoren getätigt. Im homogen stöchiometrischen Betriebsbereich stellt die konventionelle Abgasnachbehandlung mittels Dreiwegekatalysator eine zufriedenstellende Lösung dar. Im mageren Betriebsbereich hingegen konnte in der untersuchten Konfiguration die Light-off-Temperatur auch mit Katalysatorheizstrategien nicht erreicht werden.



# Abstract

Due to the necessity of reducing CO<sub>2</sub> emissions in the passenger car segment, possibilities offering an efficient but still conceivable way are looked for to reach this aim. Natural gas as an alternative fuel offers a good prospective with its favorable C/H-ratio. Therefore a natural gas-Diesel dual-fuel combustion was investigated within the scope of this master thesis with regard to the influence of charge motion and piston geometry.

A four-cylinder in-line Diesel engine, which provided the basis for the investigations, had been adapted for natural gas operation. Thus a low-pressure natural gas direct-injection could be realized on this engine.

To increase turbulence in the combustion chamber the geometry of the intake port was configured newly, whereupon the swirl valve was kept in the former filling port. Afterwards several variations of application parameters such as the position of 50% fractional mass burnt or the swirl valve position in the configuration standard-cylinder-head and tumble-cylinder-head with the series-piston were measured on the test bench and eventually compared. The results suggest that the swirl motion has positive effects on the combustion stability even while interacting with a tumble motion. Especially in lower partload with stratified charge a certain swirl motion level is necessary to reduce emissions of carbon monoxide (CO) and hydrocarbons (HC). The tumble motion affects the combustion process positively, particularly in homogeneously stoichiometric operation, because it leads to a better homogenization and a faster burn-through.

By means of different piston geometries it was attempted to support the development of the tumble motion further. Therefore the series-piston, a piston with a pot piston relief and one with a lense-shaped piston relief were compared on the basis of experimental investigations. Concluding from the data, the pot piston relief offers the most promising concept, because for stratified charge a piston relief is necessary to bundle the fuel mixture. In higher load areas, where the engine is operated homogeneously stoichiometrically, the piston shape induces a squish motion, which delivers high turbulence in the final phase of the combustion and accelerates the process.

Finally, investigations on the exhaust gas aftertreatment using two catalysts were carried out. In homogeneously stoichiometric operation the conventional aftertreatment via three-way-catalyst provides a satisfactory solution. However, in lean operation the light-off temperature could not be reached in the investigated configuration, even when applying catalyst heating strategies.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen und Abkürzungen</b>	<b>xi</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Ökologie und Ökonomie von Erdgas . . . . .	1
1.2 Antriebskonzepte . . . . .	3
<b>2 Grundlagen</b>	<b>5</b>
2.1 Eigenschaften von Erdgas . . . . .	5
2.2 Dual-Fuel-Brennverfahren . . . . .	11
2.2.1 Monovalenter und bivalenter Betrieb . . . . .	11
2.2.2 Dual-Fuel-Betrieb . . . . .	11
2.2.3 Verbrennung . . . . .	14
2.3 Ladungsbewegung . . . . .	16
2.4 Abgasnachbehandlung . . . . .	20
2.4.1 Light-off-Temperatur . . . . .	21
2.4.2 Dreiwegekatalysator . . . . .	21
2.4.3 Oxidationskatalysator . . . . .	22
2.4.4 DeNO <sub>x</sub> -Katalysator . . . . .	22
2.4.5 Abgasnachbehandlung von Erdgas . . . . .	22
<b>3 Prüfstand</b>	<b>25</b>
3.1 Versuchsträger . . . . .	25
3.1.1 Einspritzsystem . . . . .	26
3.1.2 Tumblezylinderkopf . . . . .	27
3.2 Prüfstandsaufbau . . . . .	29
3.2.1 Abgasmessung – AVL Sesam i60 FT . . . . .	31
3.2.2 Condensation Particle Counter – CPC . . . . .	34
3.2.3 Smokemeter . . . . .	34
3.3 Sensorapplikation . . . . .	34
3.4 Kommunikation . . . . .	37
3.4.1 Datenerfassung „langsamer“ Messdaten . . . . .	37
3.4.2 Datenerfassung „schneller“ Messdaten . . . . .	38
3.4.3 Motorsteuerung . . . . .	38

<b>4</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen</b>	<b>41</b>
4.1	Betriebsstrategie . . . . .	41
4.2	Stationäre Betriebspunkte . . . . .	41
4.3	Durchführung der stationären Messungen . . . . .	42
4.3.1	Ladungsbewegung . . . . .	44
4.3.2	Kolbengeometrie . . . . .	44
4.4	Bestimmung des Luftverhältnisses . . . . .	45
4.4.1	Luftverhältnis aus Luftmasse . . . . .	45
4.4.2	Luftverhältnis nach Brettschneider . . . . .	46
<b>5</b>	<b>Analyse und Interpretation</b>	<b>47</b>
5.1	Einfluss der wesentlichen Applikationsparameter . . . . .	48
5.1.1	Magerer Betriebspunkt . . . . .	48
5.1.2	Homogen stöchiometrischer Betriebspunkt . . . . .	59
5.2	Einfluss von Ladungsbewegung . . . . .	64
5.2.1	Magerer Betriebspunkt . . . . .	64
5.2.2	Homogen stöchiometrischer Betriebspunkt . . . . .	72
5.3	Einfluss von Kolbengeometrie . . . . .	79
5.3.1	Magerer Betriebspunkt . . . . .	79
5.3.2	Homogen stöchiometrischer Betriebspunkt . . . . .	83
5.4	Optimierte Betriebspunkte . . . . .	89
5.4.1	Magerer Betriebspunkt . . . . .	90
5.4.2	Homogen stöchiometrischer Betriebspunkt . . . . .	92
<b>6</b>	<b>Abgasnachbehandlung</b>	<b>97</b>
6.1	Abgasnachbehandlungssystem . . . . .	97
6.2	Katalysatoruntersuchungen . . . . .	98
6.3	Ergebnisse . . . . .	99
6.3.1	Magerer Betriebspunkt . . . . .	99
6.3.2	Homogen stöchiometrischer Betriebspunkt . . . . .	101
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>107</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>109</b>



# Formelzeichen und Abkürzungen

## Lateinische Formelzeichen

$A$	$m^2$	Fläche, Oberfläche, Querschnittsfläche
$b$	mm	Bohrungsdurchmesser
$c$	J/(kg K)	spezifische Wärmekapazität
$c_s$	m/s	Schallgeschwindigkeit
$d$	mm	Durchmesser; Bohrungsdurchmesser
$F$	N	Kraft
$h$	mm	Kolbenhub
$H_G$	MJ/m <sup>3</sup>	Gemischheizwert
$H_o$	kJ/kg	spezifischer, massenbezogener Brennwert (früher: oberer Heizwert)
$H_u$	kJ/kg	spezifischer Heizwert (früher: unterer Heizwert)
$H_{vol}$	kJ/dm <sup>3</sup>	volumetrischer Heizwert
$k$	m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	turbulente kinetische Energie
$k$	–	Konvertierungsrate
$l$	m	Länge
$L$	kg L/kg B	Luftmenge (auch: kmol L/kmol B)
$L_{min}$	kg L/kg B	Mindestluftbedarf (auch: kmol L/kmol B)
$L_{st}$	kg L/kg B	stöchiometrischer Luftbedarf
$m$	kg	Masse
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
$M$	g/mol	molare Masse
$M_d$	Nm	Drehmoment
$M_e$	Nm	effektives Drehmoment
$n$	min <sup>-1</sup>	Drehzahl
$n$	(k)mol	Stoffmenge, Molzahl
$N$	–	Anzahl der Teilchen
$O_2$	kg O <sub>2</sub> /kg B	Sauerstoffmenge (auch: kmol O <sub>2</sub> /kmol B)
$O_{2min}$	kg O <sub>2</sub> /kg B	Mindestsauerstoffbedarf (auch: kmol O <sub>2</sub> /kmol B)
$p$	bar, Pa	Druck
$p^0$	atm, bar	Standarddruck / $p^0 = 1 \text{ atm} = 1.0133 \text{ bar}$ häufig auch: $p^0 = 1 \text{ bar}$
$p_d$	bar	Dampfdruck
$p_d'$	bar	Dampfdruck bei Sättigung
$p_e$	bar	effektiver Mitteldruck
$p_i$	bar	indizierter Mitteldruck
$p_i$	bar, Pa	Partialdruck der Komponente i

## Formelzeichen und Abkürzungen

---

$p_{iH}$	bar	indizierter Mitteldruck der Hochdruckschleife
$p_{iL}$	bar	indizierter Mitteldruck der Ladungswechselschleife
$p_r$	bar	Reibmitteldruck
$P$	(k)W	Leistung
$P_e$	kW	effektive Leistung
$Q$	J	Wärme
$dQ_H/d\varphi$	J/°KW	Heizverlauf
$R_{\max}$	bar/°KW	maximaler Druckanstieg
$t$	°C	Temperatur
$t$	s	Zeit
$T$	K	thermodynamische Temperatur
$U_m$	J/mol	molare innere Energie
$v$	m <sup>3</sup> /kg	spezifisches Volumen
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$V_h$	m <sup>3</sup>	Hubvolumen
$V_H$	m <sup>3</sup>	Hubvolumen des gesamten Motors
$V_m$	m <sup>3</sup> /kmol	Molvolumen
$W$	J	Arbeit
$x$	m	Koordinate
$y$	m	Koordinate
$z$	m	Koordinate

## Griechische Formelzeichen

$\varepsilon$	—	Verdichtungsverhältnis
$\zeta_{UV}$	—	Unverbrannte
$\eta$	—	Wirkungsgrad
$\eta_e$	—	effektiver Wirkungsgrad
$\eta_i$	—	innerer (indizierter) Wirkungsgrad
$\eta_m$	—	mechanischer Wirkungsgrad
$\eta_{th}$	—	thermodynamischer Wirkungsgrad
$\eta_v$	—	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors
$\lambda$	—	Luftverhältnis, Luftzahl
$\mu_i$	—	Masseanteil der Komponente i
$\nu_i$	—	Molanteil der Komponente i
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Dichte
$\varphi$	° KW	Kurbelwinkel
$\varphi$	—	Volumenanteil der Komponente i
$\omega$	s <sup>-1</sup>	Winkelgeschwindigkeit

## Indizes und Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung	LNG	Liquefied Natural Gas
ASM	Asynchronmaschine	LNF	leichtes Nutzfahrzeug
ATL	Abgasturbolader	LW	Ladungswechsel
BS	Brennstoff	m	mittel; molar
BB	Brennbeginn	max	maximal
BD	Brenndauer	min	minimal
CFD	Computational Fluid Dynamics	MFB	Mass Fraction Burnt
CH <sub>4</sub>	Methan	MZ	Methanzahl
CNG	Compressed Natural Gas	NEDC	New European Driving Cycle
CPC	Condensation Particle Counter	NMHC	Nicht-Methan Kohlenwasserstoffe
CO	Kohlenmonoxid	NO	Stickstoffmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid	NO <sub>2</sub>	Stickstoffdioxid
COV	Coefficient of Variation (Variationkoeffizient)	NO <sub>x</sub>	Stickoxide
DF	Dual-Fuel	O <sub>2</sub>	Sauerstoff
DMS	Dehnmessstreifen	OT	oberer Totpunkt
DOI	Duration of Injection	PM	Particulate Matter (Partikel)
DrK	Drallklappe	PWG	Pedalwertgeber
ECE	Economic Comission for Europe (United Nations)	R	Reibung; Reaktion
ETU	Engine Timing Unit	RG	Restgas
EU	Europäische Union	ROZ	Research Oktanzahl
FID	Flammenionisationsdetektor	st	stöchiometrisch; Stoff
FTIR	Fourier-Transformations-Infrarot Spektrometer	SOI	Start of Injection
g	gasförmig	SP	Schwerpunktlage
G	Gemisch	SZK	Standardzylinderkopf
GWP	Global Warming Potential	t	turbulent
HD	Hochdruck(phase)	THG	Treibhausgas
HC	Kohlenwasserstoff	TKE	Turbulente kinetische Ennergie
i	innen; indiziert; Laufvariable (1, 2, . . . , k)	TL	Teillast
IEA	International Energy Agency	TM	Topfmulde
IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change	TZK	Tumblezylinderkopf
IRD	nicht-dispersiver Infrarot-Detektor	UT	unterer Totpunkt
konst	konstant	v	Volumen
KM	Kühlmittel	v	Verdichtung; vor
KW	Kurbelwinkel	vol	volumetrisch
L	Luft	VKM	Verbrennungskraftmaschine
LLK	Ladeluftkühler	VTG	variable Turbinengeometrie
		WOT	(Ladungs-)Wechsel-OT
		ZOT	Zünd-OT
		Zyl	Zylinder
		ZZP	Zündzeitpunkt
		ZK	Zylinderkopf

## Operatoren

d vollständiges Differential

$\Sigma$  Summe

# 1 Einleitung

„Das goldene Zeitalter für Erdgas ist eingeläutet.“ Zumindest prophezeit dies die internationale Energieagentur (IEA) in einem Bericht, den sie vor einigen Jahren veröffentlicht hat. Den treibenden Faktor für die Verwendung von Erdgas in einer Verbrennungskraftmaschine stellt dabei natürlich das CO<sub>2</sub>-Einsparungspotential dar. Im Hinblick darauf wurde ein Vierzylinder-Dieselmotor der Firma BMW Motoren GmbH Steyr für den Betrieb mit Erdgas adaptiert. In dieser Arbeit wird das Augenmerk auf ein Dual-Fuel-Brennverfahren gelegt, wobei das Erdgas-Luft-Gemisch mittels Dieselzündstrahl gezündet wird. Es soll dabei gezeigt werden, welchen Einfluss Ladungsbewegung und Kolbengeometrie auf die Verbrennung haben. Dazu wurde der Motor am Prüfstand mit den unterschiedlichen Konfigurationen vermessen und die Ergebnisse analysiert. Zudem wird ein Teil der Arbeit der Abgasnachbehandlung gewidmet.

Nachfolgend soll kurz erläutert werden, wie sich die Gewinnung von Erdgas global darstellt und welche Erdgas-Antriebstechnologien bereits in Serie vorhanden sind.

## 1.1 Ökologie und Ökonomie von Erdgas

Erdgas erweist sich als attraktiver Kraftstoff aufgrund seines günstigen C/H-Verhältnisses. Auf seine physikalischen Eigenschaften wird in einem späteren Kapitel eingegangen. Für die effiziente Nutzung von Erdgas als Energieträger müssen aber auch etwaige ökologische und ökonomische Effekte berücksichtigt werden.

Die Erdgasvorkommen lassen sich in bereits wirtschaftlich abbaubare Reserven und nachweislich vorhandene Ressourcen unterteilen, wobei diese noch nicht wirtschaftlich gefördert werden können. Die vorliegenden Ressourcen lassen sich wiederum in konventionelle und nicht-konventionelle Ressourcen einteilen (vgl. [1]). Die Unterscheidung erfolgt anhand der Art des Erdgasvorkommens, aus dem dieses gewonnen wird. In Bild 1.1 ist dargestellt, wie die weltweiten Erdgasvorkommen regional verteilt sind, und wie groß die jeweiligen Anteile an konventionellen und nicht-konventionellen Ressourcen sind.

In Tabelle 1.1 sind die verschiedenen Erdgasquellen aufgelistet. Dabei zählen konventionelles und assoziiertes Erdgas sowie Stranded Gas zu den konventionellen Vorkommen, während Kohleflözgas, Aquifergas, Tight Gas, Schiefergas und Gashydrate den nicht-konventionellen zugeordnet werden. Aus Bild 1.1 lässt sich ableiten, dass global gesehen der Anteil an nicht-konventionellen Ressourcen doch bemerkenswert ist und dadurch eine Förderung dieser in Gebieten wie Nordamerika forciert wird.

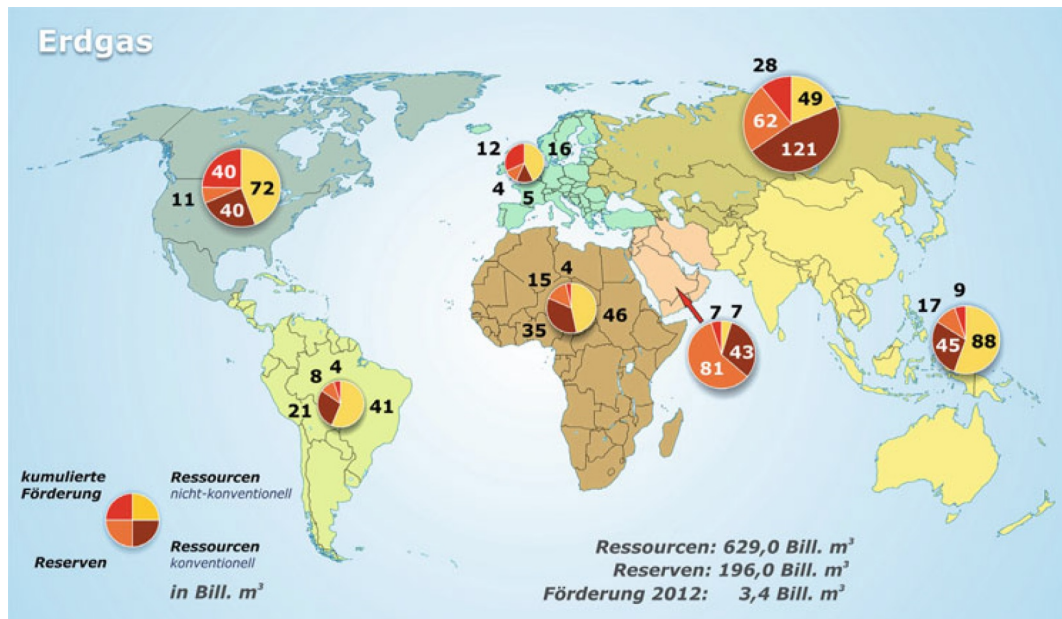


Bild 1.1: Regionale Erdgasvorkommen [2]

Die Einteilung in konventionelle und nicht-konventionelle Erdgasförderung ist laut [1] nur abhängig von der aktuellen Verbreitung der unterschiedlichen Verfahren. Sehr umstritten ist jedenfalls die Erdgasgewinnung mittels Fracking, worunter man das hydraulische Aufbrechen von Gesteinsschichten versteht [1]. Diskutiert wird hierbei die Umweltverträglichkeit und auch die Tatsache, ob die Förderung ökonomisch sinnvoller ist als konventionelle Erdgasförderung. Die IEA gibt hierfür in der Veröffentlichung „Golden Rules for a Golden Age of Gas“ bestimmte Richtlinien vor, die von den Umwelttrisiken bis hin zum Ausblick für die einzelnen Regionen viele Aspekte beleuchten.

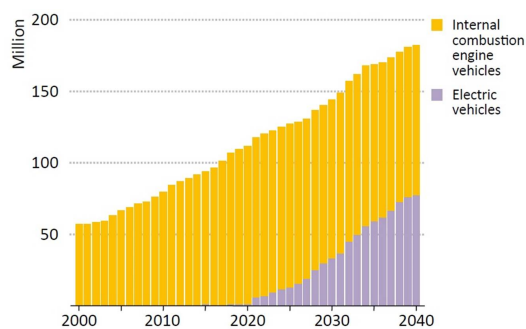


Bild 1.2: Globale Verkaufszahlen von PKW und LNF im „450 Szenario“ [3]

Wie man der Grafik in Bild 1.2 entnehmen kann, ist der Anteil an Verbrennungskraftmaschinen in der Fahrzeuganwendung auch in Zukunft nicht unerheblich. Dargestellt sind hier die Verkaufszahlen in Millionen an PKW und leichten Nutzfahrzeugen (LNF),

**Tabelle 1.1:** Herkunft der methanreichen Brenngase [1]

Bezeichnung	Herkunft
konventionelles Erdgas	Gas in „Erdgasfallen“ unter undurchlässigen Deckschichten in geeigneten geologischen Strukturen
assoziiertes Gas	Erdgas, welches gemeinsam mit Erdöl vorkommt und von diesem während der Gewinnung abgetrennt wird
Kohleflözgas / Grubengas	Erdgas, welches in Poren innerhalb eines Kohleflözes vorliegt
Stranded Gas	bekanntes, aber (physikalisch oder ökonomisch) nicht nutzbares Erdgasvorkommen
Aquifergas	in tiefen Grundwasservorkommen gelöstes Erdgas
Tight Gas	in den Poren sehr dichter Gesteinsformen vorliegendes Erdgas
Schiefergas	Erdgas, das in kohlenwasserstoffreichen Gesteinsschichten (z. B. Ölschiefer) vorliegt
Gashydrate	in Wasser-Eiskristallen eingeschlossene Methan-Moleküle (Vorkommen im Permafrostboden und tiefen Ozeanschichten)
Biogas / Biomethan	erzeugt durch anaerobe Fermentation von Biomasse

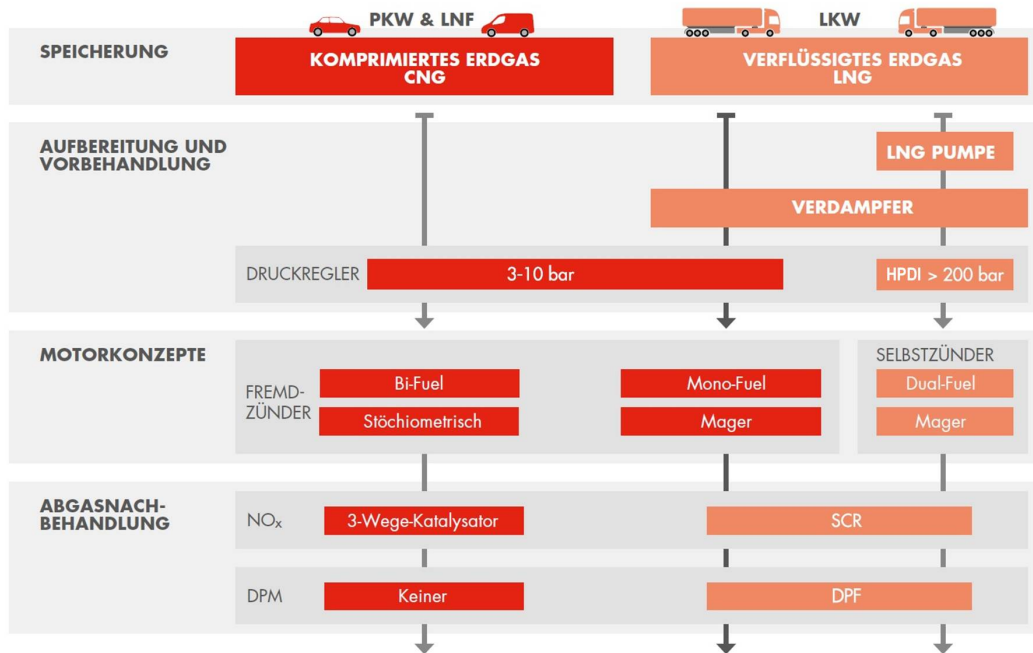
denen das „450 Szenario“ zugrunde gelegt ist. In diesem Szenario, das von der IEA begründet worden ist, wird davon ausgegangen, dass zur Erreichung einer Erderwärmung von maximal 2 °C eine CO<sub>2</sub>-Konzentration in der Atmosphäre von 450 ppm nicht überschritten werden darf (vgl. [3]).

Demzufolge kann Erdgas eine entscheidende Rolle zukommen, da es zum einen als Kraftstoff für Verbrennungsmotoren bestens geeignet ist, zum anderen auch die notwendige CO<sub>2</sub>-Einsparung ermöglicht. Vor allem in der Anwendung als Dual-Fuel-Brennverfahren lassen sich große Potentiale realisieren. Die Gründe hierfür sollen im Kapitel „Grundlagen“ erläutert werden, sowie die Ergebnisse im Kapitel „Analyse“ aufgezeigt werden.

## 1.2 Antriebskonzepte

Erdgas wird in unterschiedlicher Form bereits in vielen Motoranwendungen als Kraftstoff eingesetzt. Dabei muss jedoch Rücksicht auf bestimmte Eigenschaften des Energieträgers genommen werden, und so ergeben sich je nach Anwendung auch unterschiedliche Anforderungen (siehe Bild 1.3).

Es ist ersichtlich, dass sich komprimiertes Erdgas (CNG) eher für den Einsatz im PKW- und LNF-Bereich eignet, während verflüssigtes Erdgas (LNG) bei LKW eingesetzt wird. Der Grund hierfür ist, dass sich LNG nicht für die Nutzung in Fortbewegungsmitteln eignet, die nur sporadisch genutzt werden, da ansonsten die Verdampfungsverluste zu groß werden. Durch seine höhere Energiedichte wird es sehr effizient im LKW-Bereich genutzt (vgl. [4]).



**Bild 1.3:** Motorkonzepte für CNG und LNG [4]

Im PKW-Bereich werden Erdgasmotoren entweder als Bi-Fuel- oder als Mono-Fuel-Motor betrieben, jedenfalls aber mittels Fremdzündung. Das Dual-Fuel-Brennverfahren war bisher den Großmotoren vorbehalten, und ist auch bei den LKW-Motoren schon lange ein großes Thema.

In dieser Arbeit wird neben den Änderungen, die an einem konventionellen Dieselmotor der Firma BMW Motoren GmbH Steyr für den Betrieb als Dual-Fuel-Motor mit CNG getätigt wurden vor allem darauf eingegangen, welchen Einfluss die Ladungsbe-  
 wegung sowie die Kolbengeometrie auf das Brennverfahren haben. Ein weiteres Augenmerk soll auf mögliche Abgasnachbehandlungskonzepte gelegt werden.



# 2 Grundlagen

## 2.1 Eigenschaften von Erdgas

Die Potentiale, die Erdgas als Energieträger zur CO<sub>2</sub>-Minderung mitbringt, rühren von seinen physikalischen und chemischen Eigenschaften her und ermöglichen so neue Maßnahmen zur Gestaltung des Brennverfahrens. Diese Eigenschaften und Möglichkeiten sollen im folgenden Kapitel erläutert werden.

### Heizwert

Erdgas ist bei Standardbedingungen (25 °C; 1013.25 mbar) gasförmig, wobei es sich um ein brennbares, farb- und meist geruchloses Gas handelt. Der typische Gasgeruch wird durch Odorierung mit organischen Schwefelverbindungen erzeugt. Anhand seiner Zusammensetzung unterscheidet man Erdgas der Typen H(igh) und L(ow), das maximal 85 % Methan enthält. Bei dem für die Untersuchungen am Prüfstand verwendeten Erdgas handelt es sich um H-Gas, das einen Anteil von Methan größer 98 % aufweist.

Der hohe Anteil von Wasserstoff im Methanmolekül führt dazu, dass Erdgas eine Dichte von nur 0,66 kg/m<sup>3</sup> bei Normzustand hat und der massebezogene Heizwert  $H_u$  vergleichsweise hoch ist, wie in Bild 2.1 dargestellt (vgl. [1]).

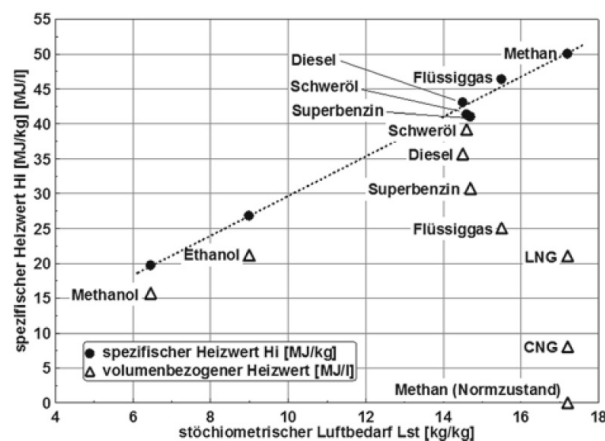


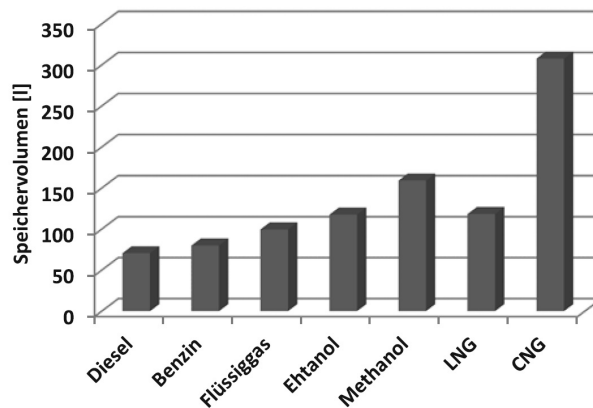
Bild 2.1: Spezifische Heizwerte unterschiedlicher Kraftstoffe [1]

Da bei diesem Wert aber nicht die signifikanten Unterschiede in der Dichte von flüssigen und gasförmigen Kraftstoffen berücksichtigt werden, lohnt sich eine Umrechnung

des Heizwertes auf Basis eines Volumens unter Normbedingungen. Diese Berechnung ist in Gleichung 2.1 ersichtlich. Das Molvolumen  $V_m = 22.414 \text{ m}^3/\text{kmol}$  wird bei Normbedingungen ( $p_0 = 1 \text{ atm}$ ;  $T_0 = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ ) aus der idealen Gasgleichung errechnet, die molare Masse  $M_{\text{VG}}$  und der molare untere Heizwert  $H_{\text{um}}$  aus der jeweiligen Zusammensetzung entsprechenden Summe der einzelnen Anteile.

$$H_{\text{vol}} = \frac{M_{\text{VG}} \cdot H_{\text{um}}}{V_m} \quad (2.1)$$

Dieser volumenbezogene Heizwert lässt erst erkennen, dass zur Erreichung passabler Energiedichten eine Komprimierung oder Verflüssigung von Erdgas notwendig ist (vgl. [1]). Um sich vor Augen zu führen, welche erheblichen Unterschiede sich hierbei ergeben können, zeigt Bild 2.2 Speichervolumina unterschiedlicher Kraftstoffe, die jeweils einen Energieinhalt von 250 MJ aufweisen.



**Bild 2.2:** Speichervolumina unterschiedlicher Kraftstoffe mit Energieinhalt 250 MJ [1]

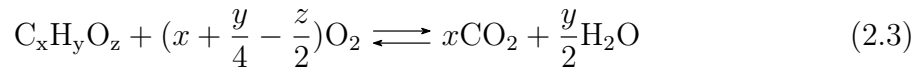
Während CNG bei Umgebungstemperatur und 200 bar gespeichert wird, muss LNG, je nach Speicherdruck, bei  $-170 \text{ }^\circ\text{C}$  bis  $-130 \text{ }^\circ\text{C}$  kryogen gespeichert werden. Dies stellt auch hohe Anforderungen an das Speichersystem. Trotz bester Isolationstechniken sind laut [4] lange Stillstandszeiten von LNG-Fahrzeugen tunlichst zu vermeiden, da durch das Abdampfen des Kraftstoffes HC-Emissionen auftreten. Diese HC-Emissionen sind als kritisch zu betrachten, weil sich darin auch einige Radikale befinden, die als Ozon-Vorläufersubstanzen wirken. Da Erdgas aber zum größten Teil aus Methan besteht, das sehr reaktionsträge und auch kein Radikal ist, ist sein Ozonbildungspotential sehr gering.

### Stöchiometrischer Luftbedarf

Der stöchiometrische Luftbedarf ergibt sich aus dem Sauerstoffbedarf bei vollständiger Verbrennung und dem Anteil an Sauerstoff in der Luft ( $\nu_{\text{O}_2} \approx 0.21$ ).

$$L_{\text{st}} = \frac{1}{0.21} \cdot O_{2\text{st}} = 4.7619 \cdot O_{2\text{st}} \quad (2.2)$$

Angegeben wird der stöchiometrische Luftbedarf in  $\text{kg}_L/\text{kg}_{\text{BS}}$ . Dazu muss erst aus der Reaktionsgleichung der stöchiometrische Sauerstoffbedarf  $O_{2\text{st}}$  nach [5] ermittelt werden. Entsprechend der vollständig ablaufenden Bruttoreaktionsgleichung eines Kohlenwasserstoffes ergibt sich.



Damit lässt sich  $O_{2\text{st}}$  in  $\text{kmol}_{\text{O}_2}/\text{kg}_B$  berechnen.

$$O_{2\text{st}} = \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2}\right) \quad (2.4)$$

Schließlich muss noch eine Umrechnung mit Hilfe der molaren Massen in die geeignete Einheit erfolgen. Die molare Masse der Luft beträgt  $M_L = 28.965 \text{ kg/kmol}$ , die von Erdgas muss aus der jeweiligen Zusammensetzung über die molaren Anteile berechnet werden.

$$M_{\text{Erdgas}} = \mu_{\text{CH}_4} \cdot M_{\text{CH}_4} + \mu_{\text{C}_2\text{H}_6} \cdot M_{\text{C}_2\text{H}_6} + \mu_{\text{C}_3\text{H}_8} \cdot M_{\text{C}_3\text{H}_8} + \mu_{\text{N}_2} \cdot M_{\text{N}_2} + \mu_{\text{CO}_2} \cdot M_{\text{CO}_2} \quad (2.5)$$

Die Erdgasbündel, die im Laufe dieses Projektes verwendet wurden, wurden stets auf die Zusammensetzung geprüft. Eine typische Aufteilung der einzelnen Bestandteile soll Tabelle 2.1 aufzeigen. Für diese Zusammensetzung ergibt sich beispielsweise ein  $L_{\text{st}}$  von  $17.007 \text{ kg}_L/\text{kg}_{\text{BS}}$ .

**Tabelle 2.1:** Typische Zusammensetzung vom eingesetzten Erdgas

	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>
$\mu / \%$	98.768	0.3936	0.1546	0.4821	0.1239
$M / \text{kg/kmol}$	16.042	30.068	44.1	28.013	44.010

## Zündverzug

Eine äußerst wichtige chemische Eigenschaft von Kraftstoffen stellt die Zündverzugszeit dar. Dieser Parameter ist abhängig von den Kettenreaktionen, die vor einer Verbrennung auftreten. Die Reaktionen lassen sich entsprechend [5] in folgende Schritte unterteilen:

- Kettenstart: Durch Ionisation oder thermische Anregung werden aus stabilen Spezies aktive Radikale gebildet.

- Kettenfortpflanzung: Die Radikale reagieren mit anderen Molekülen unter Bildung neuer reaktiver Teilchen.
- Kettenverzweigung: Die Radikale reagieren mit anderen Molekülen unter gleichbleibender Anzahl von Radikalen.
- Inhibierung: Es kommt zu einer Verzögerung der Produktbildung.
- Kettenabbruch: Die reaktiven Spezies reagieren zu stabilen Teilchen.

Die Beschleunigung des Ablaufs dieser Kettenreaktionsmechanismen ist Voraussetzung für die Zündung. Erhöht sich die Reaktionsgeschwindigkeit immer weiter, so wird dies als Explosion bezeichnet. Es wird dabei zwischen thermischer Explosion, bei der die thermische Energiefreisetzung durch chemische Reaktionen die Wärmeabfuhr übersteigt und die resultierende Erwärmung die exothermen Vorgänge weiter beschleunigt, und chemischer Explosion. Letztere tritt dann auf, wenn die Kettenverzweigungsreaktionen gegenüber den Kettenabbruchreaktionen überwiegen (vgl. [5]).

Langkettige Kohlenwasserstoffe weisen wesentlich geringere Zündverzugszeiten auf als das stabile Methanmolekül (siehe [5]). Diese Größe gibt damit schon Aufschluss darüber, dass sich Erdgas grundsätzlich nicht zur Anwendung für einen selbstzündenden Betrieb, wie dies beim Dieselmotor der Fall ist, eignet, sondern einer externen Zündquelle bedarf. Beim Dual-Fuel-Brennverfahren ist diese Zündquelle aber nicht, wie beim herkömmlichen Ottomotor, eine Zündkerze, sondern ein Dieselmotorschichtstrahl.

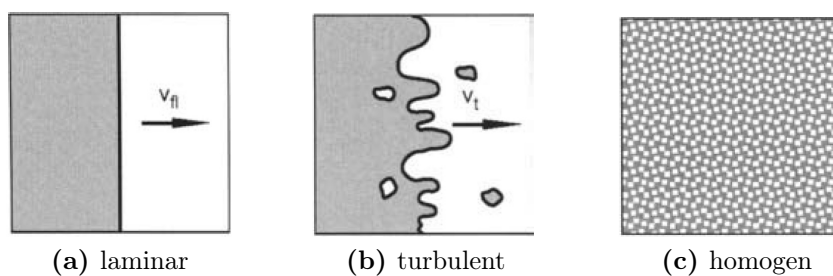
Es lässt sich hier bereits sehr gut erkennen, dass man sich bei diesem Dual-Fuel-Brennverfahren stets auf einer Gratwanderung zwischen ottomotorischem und dieselmotorischem Brennverfahren befindet. Auf der einen Seite spricht man hierbei von thermischer Explosion, da die zur Zündung erforderliche Energiemenge für das Erdgas aus dem Dieselmotorschichtstrahl stammt. Auf der anderen Seite aber ist die Verbrennung abhängig von der Zündverzugszeit des Dieselmotorschichtstoffes, der an sich den Gesetzmäßigkeiten einer chemischen Explosion folgt.

### Zündgrenzen

Ausschlaggebend für das Brennverfahren sind auch die Zündgrenzen des Kraftstoffes. Die Zündgrenze ist dabei als der Grenzwert des Mischungsverhältnisses definiert, bei dem ein Kraftstoff-Luft-Gemisch im fetten oder mageren Bereich zündfähig ist. Es gibt also sowohl eine Zündgrenze im fetten als auch eine im mageren Bereich, innerhalb derer sich bei Fremd- oder Selbstzündung die Flamme ausbreiten kann. Beim Schichtbetrieb können die lokalen Zündbedingungen sehr gut sein, während die örtlich gemittelten Werte kein zündfähiges Gemisch ergeben würden. Das lokale Luftverhältnis weicht vom globalen ab. Methan weist Zündgrenzen im weiten Bereich von  $\lambda = 0.7$  bis 2.1 auf (siehe [5]).

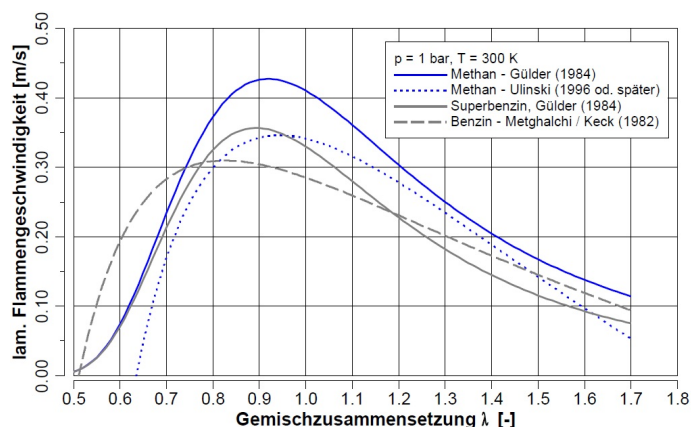
### Laminare Flammgeschwindigkeit

Eine weitere grundlegende Eigenschaft eines Kraftstoffes ist die laminare Flammgeschwindigkeit. Sie kennzeichnet die Ausbreitungsgeschwindigkeit, mit der sich die Flamme normal zur Oberfläche der Flammenfront, relativ zum unverbrannten Frischgas, bewegt [1]. Sie ist lt. [5] abhängig von der Wärmeleitung und der Diffusion von Radikalen. Kommt es zur Überlagerung eines turbulenten Strömungsfeldes mit der Verbrennung, so reißt die laminare Flammenfront auf und es entsteht eine turbulente Flammenausbreitung. Die unterschiedlichen Arten der Flammenausbreitung sind in Bild 2.3 dargestellt.



**Bild 2.3:** Arten der Flammenausbreitung [5]

Der Grafik in Bild 2.4 kann entnommen werden, dass die laminare Flammgeschwindigkeit von  $\text{CH}_4$  vor allem im Bereich um  $\lambda = 1$  deutlich über der von Benzin liegt. Die laminare Flammgeschwindigkeit weist eine Abhängigkeit von Temperatur und Druck auf, wobei sie mit sinkendem Druck und steigender Temperatur wächst. Es sei aber darauf hingewiesen, dass sich lt. [6] zwar das Niveau der Geschwindigkeit ändert, aber nicht das Profil an sich, wie es in Bild 2.4 dargestellt ist. Damit ergibt sich für Erdgas eine gute Eignung für Magerkonzepte.



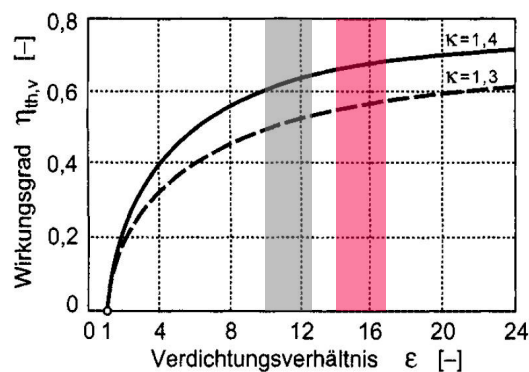
**Bild 2.4:** Laminare Flammgeschwindigkeiten für Methan und Benzin [6]

## Methanzahl

Zu den chemischen Eigenschaften von Erdgas zählt noch eine weitere entscheidende Größe: die Methanzahl (MZ). Sie dient zur Beurteilung der Klopfestigkeit von Brenngasen und ist vergleichbar mit der Research-Oktananzahl (ROZ) bei Ottokraftstoffen. Die Methanzahl gibt den Anteil an Methan in Volumsprozent in einem Wasserstoff-Methan-Gemisch an. Es ergibt sich eine MZ von 100 für reines Methan, das sehr klopfest ist, zu einer MZ von 0 für reinen Wasserstoff, der sehr klopfreudig ist. Der zu prüfende Kraftstoff wird daher mit einer Mischung aus  $\text{CH}_4$  und  $\text{H}_2$  verglichen, die dieselbe Klopfneigung aufweist (vgl. [5]).

Methan besitzt im Vergleich zu Benzin eine sehr hohe Klopfestigkeit. Dies ist vor allem dann von Bedeutung, wenn es um die Festlegung des Verdichtungsverhältnisses für den Motor geht. Mit einem höheren Verdichtungsverhältnis geht nämlich auch ein höherer thermischer Wirkungsgrad einher, siehe Bild 2.5. In diesem Bild ist der Bereich, in dem das Verdichtungsverhältnis für dieses Projekt untersucht wurde, in rot dargestellt. Grau ist der Bereich für Verdichtungsverhältnisse herkömmlicher Ottomotoren markiert. Dies zeigt daher wiederum Vorteile im Wirkungsgrad auf, die sich alleine durch die Verwendung des Kraftstoffes Erdgas ergeben.

Es muss jedoch darauf hingewiesen werden, dass dieser Vorteil, der von der MZ herührt, auch gewisse Anforderungen an die Qualität des Kraftstoffes stellt. Die MZ selbst ist nämlich sehr stark abhängig von der Gaszusammensetzung. Das bedeutet, dass bereits geringe Änderungen an den Volumsanteilen einzelner Bestandteile sehr große Schwankungen der MZ hervorrufen. Befinden sich im Erdgas nur geringfügig höhere Anteile an längerkettigen Alkanen, so resultiert dies bereits in einer deutlich erhöhten Klopfneigung. Im Gegensatz dazu verringert ein steigender Anteil an Stickstoff die Klopfneigung, aber auch den Heizwert (vgl. [1]).



**Bild 2.5:** Thermischer Wirkungsgrad über Verdichtungsverhältnis für verschiedene Isentropenexponenten  $\kappa$  [5]

### Global Warming Potential – GWP

Das GWP wurde von der IPCC begründet und gibt an, wie viel Energie eine Tonne eines emittierten Gases über eine bestimmte Zeitperiode absorbiert, relativ zur Emission von einer Tonne CO<sub>2</sub>. Treibhausgase (THG) tragen somit zur Erderwärmung bei, indem sie Energie absorbieren und verhindern, dass die Energie wieder aus der Atmosphäre austritt. Sie können die Erdatmosphäre zum einen durch ihre Fähigkeit, Energie zu absorbieren, zum anderen durch ihre Verweilzeit in der Atmosphäre beeinflussen (vgl. [7]).

Dem GWP zugrunde liegt eine Zeitperiode von 100 Jahren. Es liefert also eine Vergleichbarkeit der unterschiedlichen THG. CO<sub>2</sub> hat als Referenz ein GWP von eins. Methan hingegen weist lt. [7] ein GWP von 28 bis 36 auf. Es absorbiert zwar wesentlich mehr Energie als CO<sub>2</sub>, hat aber nur eine Verweilzeit von ca. zehn Jahren.

## 2.2 Dual-Fuel-Brennverfahren

Im Zuge dieser Masterarbeit wurde an einem PKW-Dieselmotor ein Dual-Fuel-Brennverfahren mit Erdgas untersucht. Folglich soll hier darauf eingegangen werden, wie sich die Grundlagen dieser Verbrennung darstellen.

### 2.2.1 Monovalenter und bivalenter Betrieb

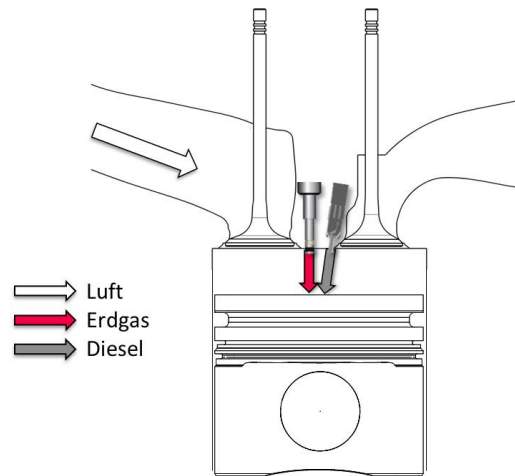
Für den Betrieb einer Verbrennungskraftmaschine ist es von entscheidender Bedeutung, ob der Betrieb monovalent oder bivalent erfolgt.

Als monovalent bezüglich Erdgas bezeichnet man lt. [1] solche Motoren, die auf den Betrieb mit eben diesem Kraftstoff optimiert sind. Vom Verdichtungsverhältnis über das Einspritzsystem bis hin zur Zündanlage ist hier alles auf den Betrieb mit Erdgas ausgelegt.

Im Gegensatz dazu werden als bivalent solche Systeme beschrieben, die zwei Kraftstoffe getrennt mitführen und dem Motor entweder den einen oder den anderen Kraftstoff zuführen und verbrennen. Für beide Brennstoffe sind vollständige Gemischbildungssysteme angebracht und es wird ein vollwertiger Motorbetrieb mit beiden ermöglicht. Die Motivation hierfür kann eine nicht flächendeckend vorhandene Infrastruktur für die Bereitstellung des einen Kraftstoffes sein, oder auch die Notwendigkeit des Motorwarmlaufs mit dem anderen Kraftstoff ([1]). Außerdem kann die Kraftstoffflexibilität auch in Bezug auf Wirtschaftlichkeit eine Rolle spielen, wenn es beispielsweise zu unterschiedlichen Kosten der Kraftstoffe kommt.

### 2.2.2 Dual-Fuel-Betrieb

Ganz grundsätzlich unterscheidet sich das Dual-Fuel-Brennverfahren vom bivalenten Betrieb. Zwar werden auch hier beide Kraftstoffe getrennt mitgeführt, aber auch ge-



**Bild 2.6:** Schematische Darstellung der Versuchsanordnung für den Dual-Fuel-Betrieb bei innerer Gemischbildung [8]

meinsam im Zylinder verbrannt (vgl. [1]). Eine schematische Darstellung der Versuchsanordnung ist in Bild 2.6 ersichtlich. Im Brennraum selbst können dann unterschiedliche Mischungsverhältnisse der beiden Brennstoffe umgesetzt werden, wobei dies möglichst optimal hinsichtlich  $\text{CO}_2$ -Emissionen erfolgt. Den großen Vorteil dieser Anwendung stellt die Möglichkeit dar, den Motor auch rein mit Diesel zu betreiben.

### Substitutionsrate – $x_{\text{Erdgas}}$

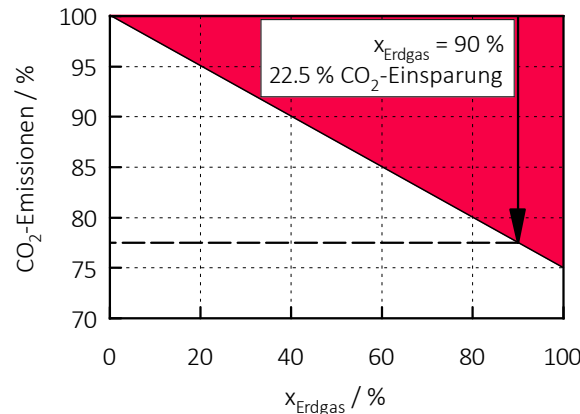
Ziel des hier untersuchten Brennverfahrens war es, das Mischungsverhältnis optimal bezüglich  $\text{CO}_2$ -Emissionen einzustellen. Dabei wurde der Anteil an Diesel sukzessive durch einen höheren Erdgasanteil ersetzt. Es wird daher an dieser Stelle eine Größe eingeführt, die den Grad der Substituierung von Diesel durch Erdgas auf Basis von Energien repräsentiert: die Substitutionsrate  $x_{\text{Erdgas}}$ . Sie wird entsprechend Gleichung 2.6 berechnet und in % angegeben.

$$x_{\text{Erdgas}} = \frac{\dot{m}_{\text{Erdgas}} \cdot H_{\text{uErdgas}}}{\dot{m}_{\text{Erdgas}} \cdot H_{\text{uErdgas}} + \dot{m}_{\text{Diesel}} \cdot H_{\text{uDiesel}}} \quad (2.6)$$

Es ergibt sich entsprechend der Höhe der Substitutionsrate eine maximal mögliche  $\text{CO}_2$ -Einsparung, die in Bild 2.7 rot hervorgehoben ist. Dabei stellt sich ein Maximum an Einsparung für 100 % Erdgas dar, die durch den hohen Anteil an  $\text{CH}_4$  rein kraftstoffbedingt bei konstantem effektivem Wirkungsgrad  $\eta_e$  etwa 25 % beträgt.

Der Anteil an Diesel im Brennraum wird schließlich soweit zurückgenommen, bis er nur noch als „chemische Zündkerze“ fungiert. Damit ist der maximal möglichen  $\text{CO}_2$ -Einsparung durch die Substitutionsrate eine Grenze gesetzt. Dementsprechend ergibt sich auch für den Wirkungsgrad eine Abhängigkeit  $\eta_e(x_{\text{Erdgas}})$ .





**Bild 2.7:** CO<sub>2</sub>-Einsparungspotential beim DF-Brennverfahren

### Abgasrückführung – AGR

Da bei diesem Versuchsträger eine externe Abgasrückführung (AGR) zum Einsatz kommt, ist es notwendig, eine externe Abgasrückführrate einzuführen. Diese ist lt. [5] definiert als Verhältnis von extern rückgeführter Abgasmenge zur gesamten einströmenden Ladungsmasse.

$$\text{AGR} = \frac{m_{\text{AGe}}}{m_{\text{E}}} \quad (2.7)$$

Die Problematik bei der Bestimmung der gesamten einströmenden Ladungsmasse  $m_{\text{E}}$ , bestehend aus Frischladung, Spülverlusten und extern rückgeführter Abgasmenge, führt dazu, dass man die Abgasrückführrate wie in [5] aus der Messung der CO<sub>2</sub>-Konzentration in Saugrohr, Abgas und Umgebungsluft berechnet.

$$\text{AGR} = \frac{[\text{CO}_2]_{\text{E}} - [\text{CO}_2]_{\text{L}}}{[\text{CO}_2]_{\text{A}} - [\text{CO}_2]_{\text{L}}} \quad (2.8)$$

Die Effekte der AGR auf die Verbrennung lt. [9] seien nachfolgend kurz erklärt. Die Anwendung der AGR dient vor allem der Minderung von Stickoxidemissionen. Da die NO<sub>x</sub>-Bildung exponentiell von der Spitztemperatur bei der Verbrennung abhängt, setzen die Effekte der AGR genau hier an, indem sie die Verbrennungstemperatur reduzieren. Grundsätzlich führt die AGR zu einer Absenkung des Sauerstoffanteils im Zylinder, indem die angesaugte Luftmenge (im Falle des luftansaugenden Motors) verringert und der Anteil an rückgeführtem Abgas erhöht wird. Dadurch wird der Partialdruck des Sauerstoffs kleiner und die daraus resultierende langsamere Flammenausbreitung führt zu einer längeren Brenndauer mit geringeren Spitzendrücken und einer abgesenkten Verbrennungstemperatur.

- Masseneffekt: Er stellt den größten Anteil an der temperatursenkenden Wirkung,

da die bereits umgesetzten Bestandteile des Abgases nicht mehr an der Verbrennung teilnehmen, und sich die entstehende Wärme der chemischen Reaktion nun auf eine größere Masse aufteilt, [9].

- Kalorischer Effekt: Dieser ergibt sich aus den Anteilen an  $\text{CO}_2$  und  $\text{H}_2\text{O}$  im Abgas, die höhere spezifische Wärmekapazitäten aufweisen und damit den Isentropenexponenten der Zylinderladung senken, [9].

### Unvollkommene Verbrennung

Verluste durch unvollkommene Verbrennung entstehen bei einer Verbrennung, die nicht bis zum chemischen Gleichgewicht erfolgt. Diese Verluste werden durch den energetischen Anteil der unverbrannten Spezies im Abgas repräsentiert, welche über die Abgasanalyse ermittelt werden. Die HC-Emissionen beinhalten bereits die  $\text{CH}_4$ -Emissionen. Für  $\lambda > 1$  ergeben sich die Unverbrannten zu:

$$\Delta\zeta_{\text{UV}} = \frac{\dot{m}_{\text{CO}} \cdot H_{\text{CO}} + \dot{m}_{\text{HC}} \cdot H_{\text{HC}}}{\dot{m}_{\text{Erdgas}} \cdot H_{\text{Erdgas}} + \dot{m}_{\text{Diesel}} \cdot H_{\text{Diesel}}}. \quad (2.9)$$

Für  $\lambda \leq 1$  muss zusätzlich der energetische Anteil von Wasserstoff berücksichtigt werden:

$$\Delta\zeta_{\text{UV}} = \frac{\dot{m}_{\text{CO}} \cdot H_{\text{CO}} + \dot{m}_{\text{HC}} \cdot H_{\text{HC}} + \dot{m}_{\text{H}_2} \cdot H_{\text{H}_2}}{\dot{m}_{\text{Erdgas}} \cdot H_{\text{Erdgas}} + \dot{m}_{\text{Diesel}} \cdot H_{\text{Diesel}}}. \quad (2.10)$$

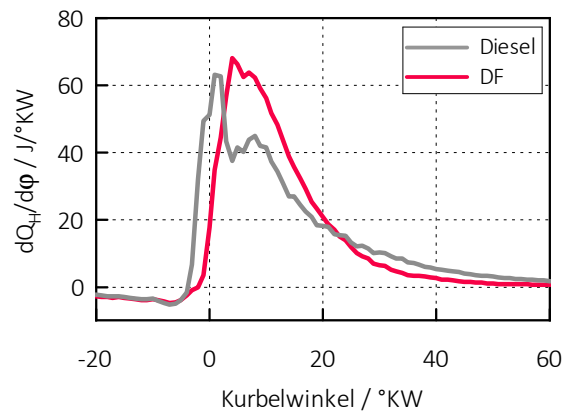
### 2.2.3 Verbrennung

Die Verbrennung bei einem Dual-Fuel-Brennverfahren ist sehr stark geprägt von der Charakteristik der beiden eingesetzten Kraftstoffe. In Bild 2.8 ist dieser Sachverhalt zur Veranschaulichung dargestellt. Beide Heizverläufe sind im selben Lastpunkt bei gleicher Verbrennungsschwerpunktlage und mit denselben Rahmenbedingungen (nicht Serienapplikation Dieselmotor) gemessen worden.

In grau dargestellt ist der Heizverlauf des reinen Dieselbetriebs, in rot der Verlauf im Dual-Fuel-Betrieb mit  $x_{\text{Erdgas}} = 90 \%$ . In diesem Betriebspunkt wurde das Erdgas bereits sehr früh in den Brennraum eingeblasen ( $360^\circ\text{KW v. ZOT}$ ), das heißt zum Zeitpunkt der Zündung war es weitestgehend homogenisiert.

Im Dieselbetrieb kommt es zur nicht-vorgemischten Verbrennung, bei der sich Kraftstoff und Luft erst während der Verbrennung durch molekulare und turbulente Diffusion vermischen. Sie ist gekennzeichnet von einem steilen Druckanstieg bei Beginn der Verbrennung und von einer anteiligen verschleppten Verbrennung.

Im Gegensatz dazu steht die vorgemischte Verbrennung, bei der Kraftstoff und Luft vor Brennbeginn bereits homogenisiert vorliegen und es kommt typischerweise zu einem nahezu symmetrischen Brennverlauf.

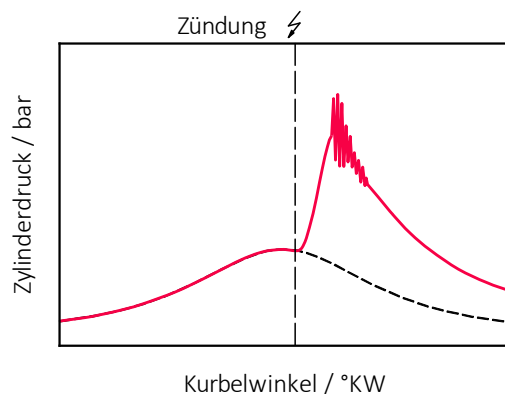


**Bild 2.8:** Vergleich der Heizverläufe für Diesel (keine Voreinspritzung) und Erdgas-Diesel DF-Verbrennung

Die beiden Heizverläufe stellen diese Sachverhalte sehr gut dar. So trägt der Dieselmündstrahl zu einem steileren Druckanstieg zu Beginn der Verbrennung bei, geht dann aber in die vorgemischte Verbrennung des Erdgases über, die einen nahezu symmetrischen Verlauf aufweist und auch eine schnellere Umsetzung des Gemischs und damit verkürzte Brenndauer herbeiführt.

### Klopfen

Grundsätzlich erfolgt die Zündung im Dual-Fuel-Brennverfahren durch den Dieselmündstrahl. Es kann aber auch beim klopfesten Methan zu Verbrennungsanomalien wie beim konventionellen Ottomotor kommen. Die Detonationen, die eben als „Klopfen“ bezeichnet werden, rühren von Stoßwellen her, die sich durch chemische Reaktionen und damit verbundener Wärmefreisetzung im Zylinder ausbreiten [5].



**Bild 2.9:** Schematische Darstellung einer klopfenden Verbrennung

Klopfen entsteht, wenn es in einem noch nicht von der Flamme erfassten Bereich des Zylinders zur Selbstzündung des sogenannten Endgases kommt. Von dort breiten sich die Detonationen mit hohen Flammenausbreitungsgeschwindigkeiten aus, die Werte von über 1000 m/s annehmen können [5]. Folglich steigen Druck und Temperatur rasch an und es breiten sich Druckwellen mit einer Frequenz von 5 kHz bis 7 kHz aus. Solche Ereignisse können den Motor binnen kürzester Zeit zerstören. Bild 2.9 zeigt schematisch den Druckverlauf einer klopfenden Verbrennung im Vergleich zu einem Schleppdruckverlauf.

Auf das Klopfen nehmen neben dem Verdichtungsverhältnis und der Drehzahl auch viele andere Parameter entscheidenden Einfluss. Jedenfalls großen Einfluss zeigen Kraftstoff, Zündzeitpunkt, Ladungstemperatur, Gemischbildung sowie Zylinderfüllung. Im Zuge dieser Masterarbeit wurden vor allem zwei Größen untersucht, die entscheidende Auswirkungen auf das Brennverfahren haben:

- Ladungsbewegung und
- Brennraumgeometrie (Kolbenform).

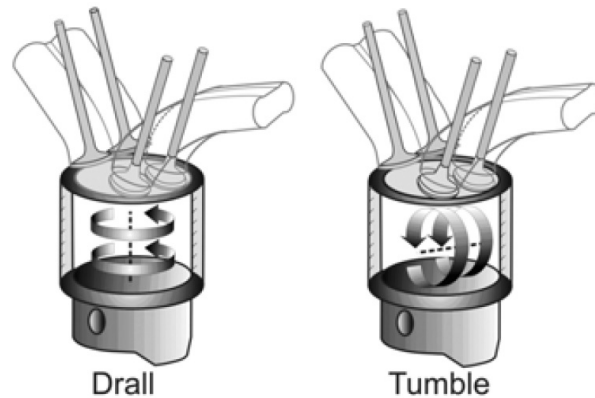
### 2.3 Ladungsbewegung

Die Ladungsbewegung erweist sich als einer der wichtigsten Parameter für die Verbrennung, da mit ihrer Modifikation signifikante Einflüsse auf das Brennverfahren beobachtet werden können. Über eine Adaption der Einlasskanäle und/oder der Ventilsteuerzeiten kann man ganz gezielt die Gemischbildung und den Ablauf der Verbrennung beeinflussen. Es wird versucht, über eine gerichtete Strömung die Turbulenz zu steigern und das Gemisch besser aufzubereiten sowie, beispielsweise bei der Schichtladung, die Ladung gezielt zu führen. Ebenfalls wird lt. [10] eine Auswirkung auf den Wandwärmübergang, den Massetransport und die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Verbrennung erreicht.

#### **Drall**

Der Drall ist eine gerichtete Strömung um die Zylinderhochachse. Sie wird hauptsächlich bei Dieselmotoren eingesetzt, findet aber seit der Einführung der Direkteinspritzung beim Ottomotor ebenfalls Anwendung. Eine schematische Darstellung der Strömung zeigt Bild 2.10.

Die Drallströmung wird bereits bei der Auslegung der Einlasskanäle berücksichtigt, wobei unterschiedliche Konfigurationen ausgeführt werden. Dafür kann einer der Kanäle als Füllungskanal ausgeführt werden. In dieser Konfiguration kann der Füllungskanal mit einer Drallklappe versehen sein, die je nach Betriebspunkt verschlossen werden kann. Der andere Kanal wird als Tangentialkanal bezeichnet und dient zur Erzeugung des Dralls. Somit strömt die Luft asymmetrisch in den Brennraum und induziert eine



**Bild 2.10:** Schematische Darstellung von Drall- und Tumbleströmung im Zylinder [11]

um die Zylinderhochachse drehende Strömungsform, wobei das Drallniveau gegebenenfalls mit zunehmender Anstellung der Drallklappe verstärkt werden kann, [10]. Die Öffnung des Füllungskanals ist nur in Bereichen hoher Drehzahlen bzw. hin zur Vollast zielführend.

Unterstützt wird die Drallströmung durch eine geeignete Ausführung der Kolbenform, wobei sich hier die sogenannten Muldenkolben bewähren. Der Drall bleibt außerdem auch in der Kompressionsphase erhalten, im Gegensatz zum Tumble.

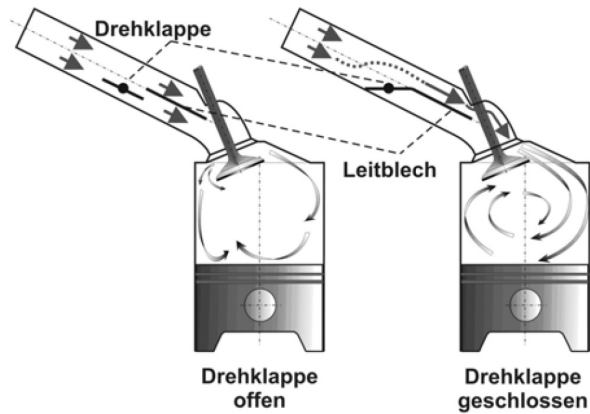
### Tumble

Der Tumble stellt eine Strömung um eine Achse senkrecht zur Zylinderhochachse dar, wie in Bild 2.10 rechts dargestellt. Erreicht wird diese Strömungsrichtung dadurch, dass die Luft durch bestimmte Maßnahmen am Einlass gezwungen wird, über den oberen Teil des Ansaugkanals einzuströmen [10]. Dazu wird entweder der Ansaugkanal mit einer starken Krümmung versehen oder der untere Teil des Kanals über eine darin angeordnete Klappe verschlossen. Diese Art der Tumbleerzeugung ist in Bild 2.11 dargestellt.

Die Drehklappe verschließt also den unteren Teil des Ansaugkanals und sorgt damit für eine Querschnittsverengung, mit der eine Erhöhung der Geschwindigkeit einhergeht. Dies führt zu einer Steigerung der kinetischen Energie.

Wie bereits erwähnt ist der Tumble im Vergleich zum Drall nicht unabhängig von der Kolbenbewegung, was dazu führt, dass er im OT in einzelne Turbulenzwirbel zerfällt. Dieses Verhalten ist bei Ottomotoren aber durchaus erwünscht, weil dadurch eine hohe Turbulenz erzeugt wird. Auch hier unterstützt ein besonders ausgeführter Kolben, beispielsweise mit Nase oder als Linsenkolben, die Umlenkung der Tumbleströmung.

Die Quantifizierung der Drall- und auch der Tumbleströmung erfolgt über die Drall- bzw. Tumblezahl  $Z_{D,T}$  (siehe [5]). Sie ist per Definition das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeit der Ladungsbewegung  $\omega_D$  oder  $\omega_T$  zur Winkelgeschwindigkeit der Kur-

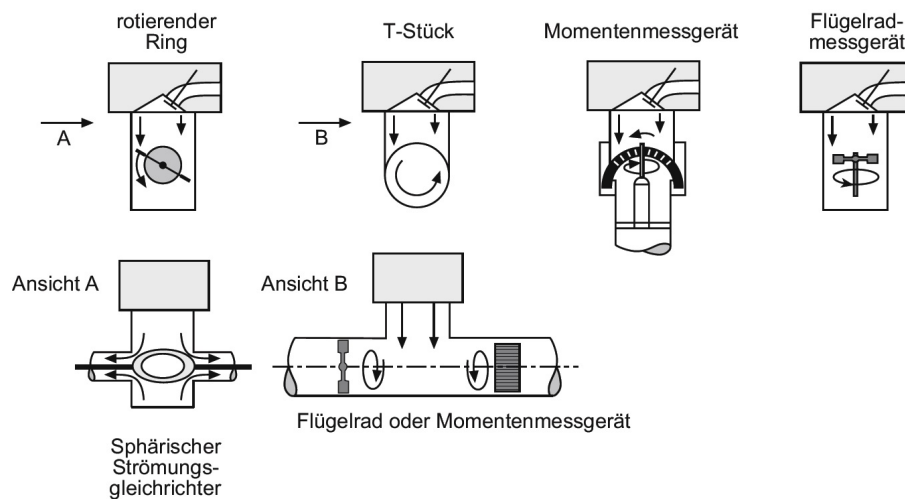


**Bild 2.11:** Tumbleerzeugung mittels Drehklappe [11]

belwelle  $\omega_K$ .

$$Z_{D,T} = \frac{\omega_{D,T}}{\omega_K} \quad (2.11)$$

Diese Größe kann an einem stationären Strömungsprüfstand über sogenannte „integrale“ Messverfahren, wie in Bild 2.12 dargestellt, ermittelt werden. Dabei können jedoch nicht die realen Bedingungen, wie sie im Zylinder herrschen, berücksichtigt werden.



**Bild 2.12:** Integrale Messverfahren zur Bestimmung der Drall- und Tumblezahl [13]

### Quetschflächenströmung

Neben den Ladungsbewegungen, die durch den Einlassvorgang erzeugt werden, spielt auch jene eine große Rolle, die erst um den OT erzeugt wird. Dabei handelt es sich um die sogenannte Quetschflächen- oder auch „Squish“-Strömung. Grundlegenden Einfluss auf die Ausbildung dieser Strömung bildet die Brennraum- und vor allem die Kolbengeometrie. Eine hinreichend große Quetschfläche ermöglicht die Beschleunigung der Verbrennung dort, wo der Tumble bereits zerfällt und trägt so zu einem schnelleren Durchbrand bei. In Bild 2.13 sind einzelne turbulenzgenerierende Maßnahmen dargestellt, wobei die Quetschflächenströmung in der Anordnung rechts zu sehen ist.

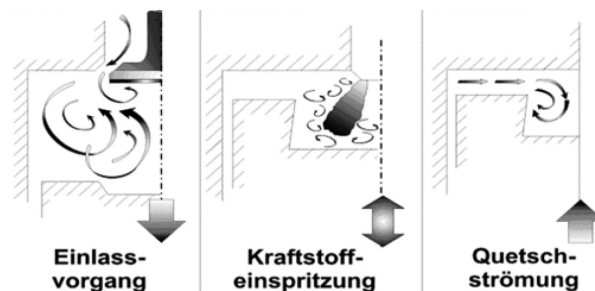


Bild 2.13: Turbulenzgenerierende Maßnahmen [11]

### Turbulente kinetische Energie

Der Einsatz von Drall- und Tumbleströmungen verfolgt vor allem einen Zweck: die Erhöhung der turbulenten kinetischen Energie. Sie ermöglicht eine Beurteilung der Stärke der Turbulenz mithilfe der Simulation. So kann die Intensität besser quantifiziert werden, als mit der Messung am stationären Strömungsprüfstand, weil dort die Verhältnisse im Zylinder nicht berücksichtigt werden können.

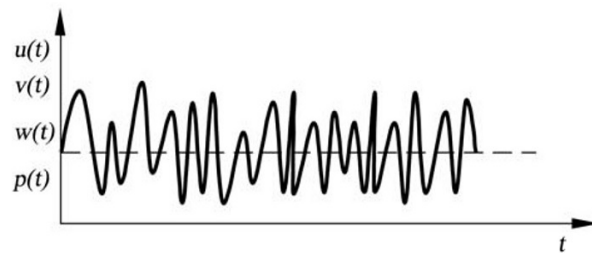


Bild 2.14: Turbulente Schwankungsbewegung einer Zustandsgröße [12]

Das Zeitsignal einer beliebigen Zustandsgröße in Bild 2.14 spiegelt die Komplexität der Turbulenz wieder. Die unterschiedlich großen, sich bewegenden Wirbelstrukturen weisen keine Periodizität auf und auch keine konstante Frequenz. Diese Fluktuationen

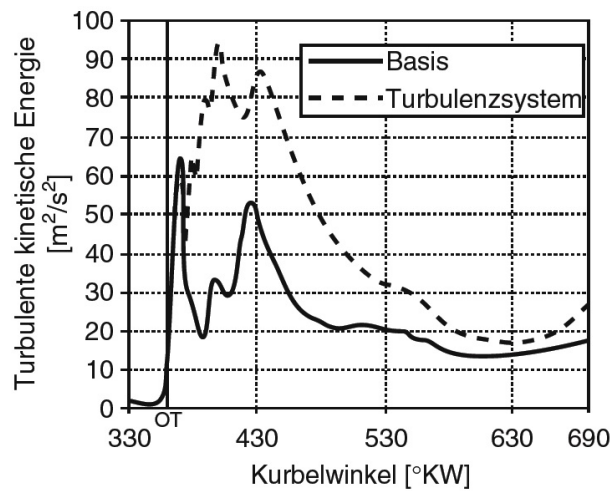
werden berücksichtigt, indem jede Größe als Summe aus zeitlichem Mittelwert und Schwankungsbewegung ermittelt wird (vgl. [12]).

$$u(x, y, z, t) = \bar{u}(x, y, z, t) - u'(x, y, z, t) \quad (2.12)$$

Der Mittelwert wird aus der Integration über ein großes Zeitintervall bestimmt. Schließlich errechnet sich die turbulente kinetische Energie (TKE) in  $\text{m}^2/\text{s}^2$  zu:

$$TKE = \frac{1}{2}(u_1'^2 + u_2'^2 + u_3'^2). \quad (2.13)$$

Der Verlauf der TKE über einem Arbeitsspiel ist in Bild 2.15 gezeigt. Dabei soll der Verlauf beim „Turbulenzsystem“ veranschaulicht, wie sich die TKE verhält, wenn Maßnahmen zur Turbulenzsteigerung gesetzt werden.



**Bild 2.15:** Turbulente kinetische Energie der Zylinderladung [13]

## 2.4 Abgasnachbehandlung

Bezüglich der  $\text{CO}_2$ -Emissionen weist der Kraftstoff Erdgas, wie bereits erwähnt, einen deutlichen Vorteil im Vergleich zu anderen kohlenstoffhaltigen Brennstoffen auf. Als kritisch zu betrachten sind jedoch – aus Gründen, die bereits zuvor erläutert wurden – erhöhte  $\text{CH}_4$ -Emissionen, die aufgrund von unvollständiger Verbrennung entstehen können. Deshalb sind hohe Anforderungen an die Ansprechzeit und die Konvertierung des Abgasnachbehandlungssystems zu stellen.

Es sollen hier kurz die Möglichkeiten der Abgasnachbehandlung je nach Gemischzusammensetzung erklärt werden. Dabei wird für den Motorbetrieb bei  $\lambda = 1$  der Dreiwegekatalysator, bei magerem Betrieb der Oxidationskatalysator und ein  $\text{DeNO}_x$ -Katalysator verwendet. Außerdem wird bei Dieselmotoren ein Partikelfilter eingesetzt.



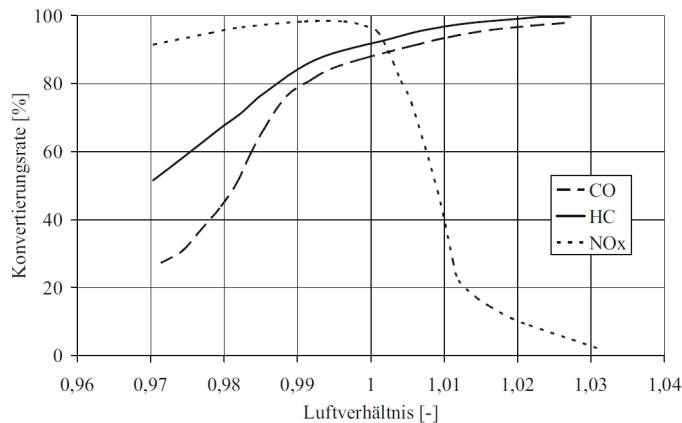
Das Grundmaterial eines Katalysators ist üblicherweise ein keramischer oder metallischer Monolith mit Wabenstruktur. Darauf wird eine anorganische Trägersubstanz beispielsweise aus  $\text{Al}_2\text{O}_3$  aufgebracht, die den sogenannten „Washcoat“ bildet. Auf diesem Trägeroxid wird dann die eigentliche Beschichtung (Palladium, Platin, Rhodium) dispergiert (vgl. [13]).

### 2.4.1 Light-off-Temperatur

Die Light-off-Temperatur kennzeichnet jene Temperatur, bei der im Katalysator eine Konvertierungsrate von 50 % vorliegt. Sie stellt sozusagen eine Mindestbetriebstemperatur für das Anspringen des Katalysators dar (vgl. [5]). Besonders im Hinblick auf die  $\text{CH}_4$ -Emissionen ist diese Temperatur von Bedeutung, weil das sehr kompakte Molekül deutlich höhere Temperaturen zur Konvertierung benötigt als andere Schadstoffkomponenten.

### 2.4.2 Dreivegekatalysator

Die Aufgabe des Dreivegekatalysators besteht darin, CO und HC zu oxidieren und  $\text{NO}_x$  zu reduzieren. Während also die Stickoxide für eine gute Konvertierung Kraftstoffüberschuss benötigen, ist für Kohlenmonoxid und die Kohlenwasserstoffe ein Luftüberschuss erforderlich. Daraus ergibt sich auch die Regelstrategie für den Dreivegekatalysator: Das Luftverhältnis pendelt ständig innerhalb eines engen Fensters um  $\lambda = 1$ . Dafür ist eine Lambda-Sonde notwendig.

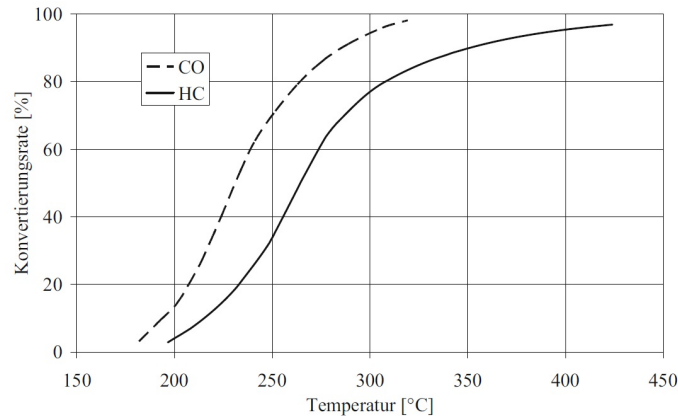


**Bild 2.16:** Konvertierungskurven eines Dreivegekatalysators [14]

Ausschlaggebend für die Funktion des Dreivegekatalysators ist aber auch seine Sauerstoffspeicherfähigkeit. Dazu wird das Element Cerium auf den Washcoat aufgetragen, das in mageren Phasen Sauerstoff speichert und ihn in fetten Phasen wieder freigibt (siehe [13]).

### 2.4.3 Oxidationskatalysator

Der Oxidationskatalysator findet Anwendung bei mager betriebenen Motoren. Seine Aufgabe beinhaltet die Oxidierung von HC und CO, sowie die Oxidierung von NO zu NO<sub>2</sub>. Die Konvertierungsraten über der Temperatur sind in Bild 2.17 aufgetragen.



**Bild 2.17:** Konvertierungsraten von CO und HC eines Oxidationskatalysators [14]

### 2.4.4 DeNO<sub>x</sub>-Katalysator

Wie bereits aus Bild 2.17 hervorgeht, ist für einen mager betriebenen Motor zur Reduzierung der Emissionen noch ein zusätzlicher Katalysator zur Nachbehandlung der Stickoxide notwendig. Für den Ottomotor mit seinen höheren NO<sub>x</sub>-Rohemissionen hat sich der NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysator bewährt, für Dieselmotoren sowohl der Speicherkatalysator als auch der SCR-Katalysator.

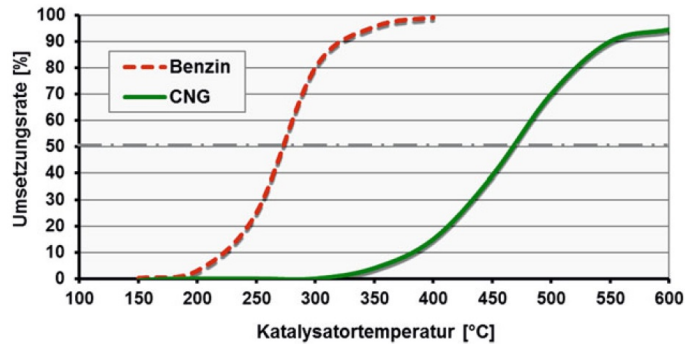
Speicherkatalysatoren sind ähnlich aufgebaut wie Dreiwegekatalysatoren, jedoch mit einer Beschichtung versehen, die eine wesentlich bessere Sauerstoffspeicherfähigkeit aufweist [13]. Die Arbeitsweise des Katalysators beinhaltet die Einspeicherung von NO<sub>2</sub> in mageren Phasen und die Reduzierung zu Stickstoff in kurzen Fettphasen, die eben der Regeneration dienen.

Katalysatoren, die auf Basis selektiver katalytischer Reduktion arbeiten, nutzen die Zudosierung von Harnstoff zum Abgas dazu, um NO<sub>2</sub> zu N<sub>2</sub> und H<sub>2</sub>O zu konvertieren.

### 2.4.5 Abgasnachbehandlung von Erdgas

Da Erdgas zum weitaus größten Teil aus Methan besteht und dies ein sehr stabiles Molekül ist, werden hohe Anforderungen an die Abgasnachbehandlung gestellt. Die atomaren Bindungen zwischen dem Kohlenstoffatom und den Wasserstoffatomen können nur sehr schwer aufgebrochen werden, während im Falle der ungesättigten Doppelbindungen im Kohlenwasserstoffgemisch von Benzin und Diesel verhältnismäßig leicht Ra-

dikale gebildet werden [1]. Deshalb ist eine Konvertierung der HC-Emissionen, speziell der  $\text{CH}_4$ -Emissionen, bei Erdgasmotoren erst ab vergleichsweise hohen Temperaturen möglich, wie dies in Bild 2.18 veranschaulicht wird.



**Bild 2.18:** Vergleich der Umsetzraten von Benzin und Erdgas [1]

Das hohe Verdichtungsverhältnis, das im Dual-Fuel-Betrieb realisiert wird und die wirkungsgradgünstigen, mageren Betriebspunkte führen dazu, dass aufgrund der niedrigeren Abgastemperaturen viel Entwicklungsarbeit in die Auslegung des Abgasnachbehandlungssystems und die Regelstrategie zur Abgasnachbehandlung erfolgen muss.



# 3 Prüfstand

Im folgenden Kapitel wird der Versuchsträger mit seinen Adaptionen bezüglich des Betriebs mit Erdgas vorgestellt, sowie der Aufbau des Prüfstands mit den diversen Versorgungseinrichtungen beschrieben.

## 3.1 Versuchsträger

Als Basismotor diente der B47C2000, ein Zweiliter-Dieselmotor mit vier Zylindern in Reihenbauweise und Quereinbau-Konfiguration der BMW Motoren GmbH in Steyr. Dieser Motor wird beispielsweise in Fahrzeugen wie dem Mini Cooper (F56) oder dem BMW X1 (F48) eingebaut. Die wichtigsten Motordaten sind in Tabelle 3.1 aufgelistet.

**Tabelle 3.1:** Motordaten B47C2000

Motortype	B47C2000
Bohrung	84 mm
Hub	90 mm
$V_H$	1.995 cm <sup>3</sup>
Verdichtung	16.5
Nennleistung	140 kW / 4000 min <sup>-1</sup>
Nennmoment	400 Nm / 2000 min <sup>-1</sup>
	Raildruck max. 2000 bar
	VTG-Lader mit LLK
	HD-AGR mit und ohne Kühler
	Drallklappe
	Drosselklappe
Abgasnorm	EURO 6

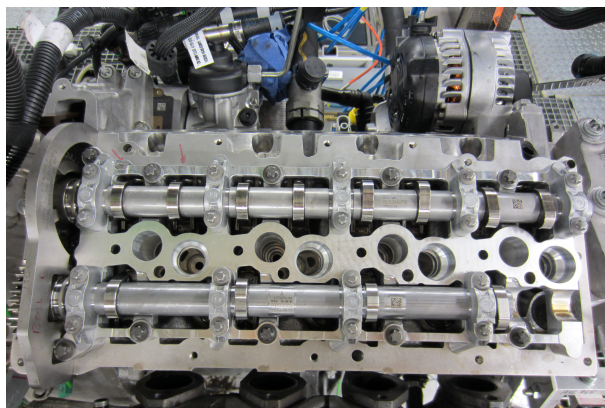
Um an diesem Motor ein Dual-Fuel-Brennverfahren zu realisieren, mussten einige Änderungen durchgeführt werden. Neben den grundlegenden Adaptionen, die für den Betrieb mit Erdgas notwendig waren, wie beispielsweise die Einbringung eines Einblaseventils für Erdgas, wurde im Zuge dieser Masterarbeit vor allem der Einfluss veränderter Einlasskanalgeometrien untersucht. Die Auslegung dieses abgeänderten Zylinderkopfes zur Erzeugung einer Tumbleströmung wurde von Sprenger [15] im Rahmen seiner Dissertation vorgenommen und war nicht Teil dieser Masterarbeit.

### 3.1.1 Einspritzsystem

Für das Dual-Fuel-Konzept wurden sowohl innere als auch äußere Gemischbildung untersucht, wobei im Zeitraum, in dem diese Masterarbeit durchgeführt wurde, nur noch Messungen mit Gasdirekteinblasung stattfanden.

Zur Umsetzung der inneren Gemischbildung mussten sowohl der Diesel- als auch der Erdgasinjektor einen direkten Zugang zum Brennraum bekommen. Für die Einblasung diente ein nach außen öffnender Injektor von Delphi, während für die Dieseleinspritzung ein Bosch-Injektor mit einer Sechslloch-Düse und asymmetrischem Spraybild verwendet wurde. Diese Ausführung war aufgrund der Einbausituation erforderlich, weil das Erdgaseinblaseventil als Primärinjektor bestimmt und damit seine Einbaulage als zentral im Brennraum festgelegt wurde. Hingegen wurde der Dieselinjektor seitlich dazu angeordnet.

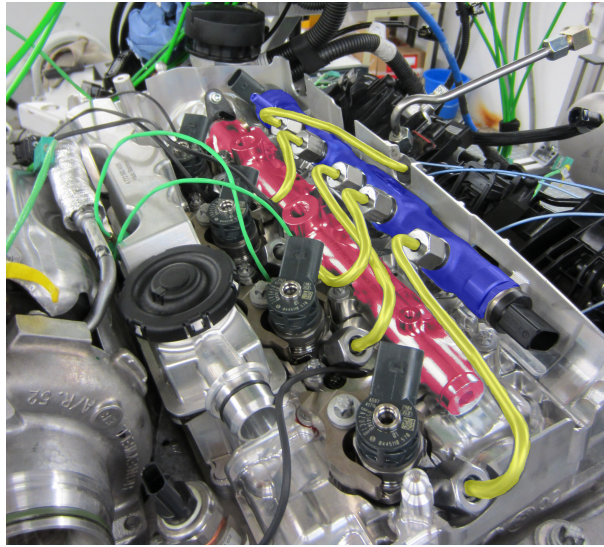
Dafür war es aus Platzgründen notwendig, ein Auslassventil zu entfernen. Dadurch konnte je ein Auslassnocken pro Zylinder weggelassen werden. Diese Änderung wird auf Bild 3.1 ersichtlich. Schließlich musste auch der Nockenwellenträger auf die geänderte Geometrie angepasst werden.



**Bild 3.1:** Auslassnockenwelle mit nur einem Auslassventil pro Zylinder

Die Einblaseventile werden mit einem Druck von 16 bar versorgt. Diese Niederdruckdirekteinblasung ermöglicht eine Gaseinbringung im Ansaug- und Verdichtungstakt, wobei die spätest mögliche Einblaselage durch das Druckgefälle zwischen Versorgungsdruck und Brennraumdruck begrenzt wird.

Eine weitere Adaption stellte die Versetzung des Diesel-Rail dar. Da das Gas-Rail zentral über den Einblaseventilen sitzt, wurde das Diesel-Rail seitlich versetzt. Die Anordnung ist in Bild 3.2 dargestellt, wobei die Gasleitung rot und die Dieselleitung blau hervorgehoben ist. Zusätzlich war eine Anpassung der Hochdruckleitungen (in Bild 3.2 gelb) erforderlich.



**Bild 3.2:** Kraftstoffversorgungssystem für Diesel (blau) und Erdgas (rot)

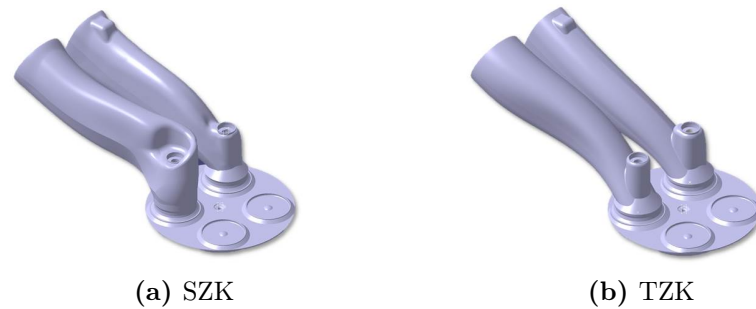
### 3.1.2 Tumblezylinderkopf

Zur Erlangung einer höheren Turbulenz im Brennraum basierend auf einer Tumbleströmung wurden die beiden Einlasskanäle neu ausgelegt. Dazu wurde der vom Serienzylinderkopf abgewandelte Standardzylinderkopf (SZK) mit nur einem Auslassventil pro Zylinder zu einem sogenannten „Tumblezylinderkopf“ (TZK) adaptiert. Fixe Randbedingungen bildeten die Anschlussmaße an die Sauganlage und die zur Zylinderachse parallelen Ventile. Die Serienventile wurden durch um 2 mm im Durchmesser größere Ventile ersetzt.

Ziel dieser Anwendung war im ZOT eine höhere Turbulenz zu generieren und damit eine schnellere Kraftstoffumsetzung zu erreichen. Zur Auslegung wurde ein CFD-Modell erstellt, wo im Lastpunkt bei  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  und  $p_e = 3 \text{ bar}$  der Verlauf der TKE simuliert wurde.

Ursprünglich waren beide Kanäle für eine beim Dieselmotor übliche Drallströmung ausgelegt (siehe Bild 3.3a). Dabei fungierte der eine Kanal als Tangentialkanal, der andere als Füllkanal mit Drallklappe. Für die Modifizierung zum TZK wurde die Forderung gestellt, in beiden Kanälen den gleichen Massendurchfluss zu erreichen. Dazu musste also der vormalige Füllkanal weitestgehend dem Tangentialkanal angeglichen werden. Die Geometrie ist in Bild 3.3b dargestellt.

Es lässt sich erkennen, dass beim TZK schon sehr früh eine Umlenkung im Kanal erfolgt – durch die leichte Biegung im Kanal erkennbar – um die Strömung dann über einen möglichst langen Weg zu „begradigen“ und damit den Eintritt in den Brennraum zu optimieren. So soll die Luft möglichst symmetrisch in den Brennraum eingeleitet werden, wobei der Eintrittswinkel entscheidend ist. Die Luft strömt also über die Oberseite der Ventile in den Brennraum und generiert so eine Strömung um eine Achse quer

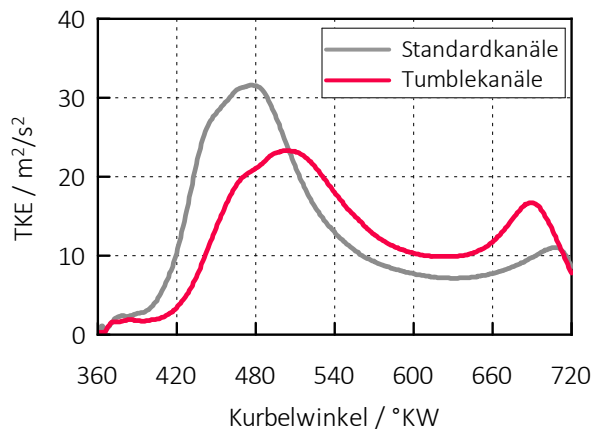


**Bild 3.3:** Einlasskanalgeometrien des Standardzylinderkopfes (a) und des Tumblezylinderkopfes (b)

zur Zylinderhochachse. Für eine weitere Optimierung wäre eine Neigung der Ventile wünschenswert gewesen.

Nun ist aber nicht nur die Einlassgeometrie für die Erzeugung der Tumbleströmung verantwortlich, sondern auch die Kolbengeometrie, weil damit die Umlenkung der Strömung im Zylinder entscheidend beeinflusst wird. Die Auswirkungen, die die Kolbengeometrie auf das Brennverfahren im Zusammenhang mit dem TZK hat wird in den Auswertungen der Untersuchungen gezeigt.

Die Möglichkeit der Generierung einer Drallströmung ist durch die veränderte Kanalgeometrie aber nicht beeinträchtigt. Die Drallklappe befindet sich nach wie vor im Kanal, der früher hauptsächlich als Füllkanal fungierte, und kann so bei einer Anstellung der Klappe zu einem mehr oder minder ausgeprägten Drall im Brennraum führen.



**Bild 3.4:** Verlauf TKE aus Simulation

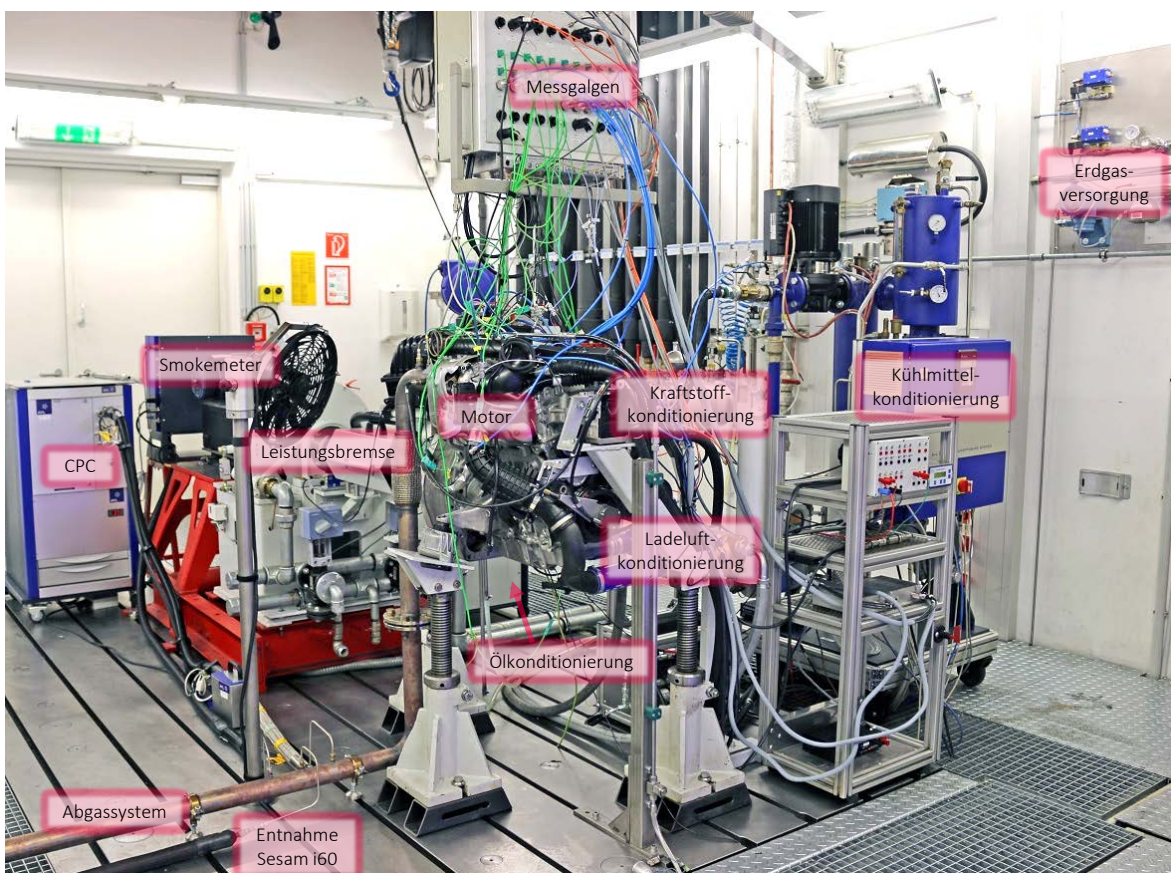
Der Verlauf der TKE entsprechend der Simulationen aus [15], die zur Auslegung der Kanalgeometrien dienten, wird in Bild 3.4 dargestellt. Es lässt sich erkennen, dass sich



im Bereich vor ZOT die TKE deutlich erhöht, jedoch – charakteristisch für den Tumble – um den ZOT (720 °KW) zerfällt.

## 3.2 Prüfstands Aufbau

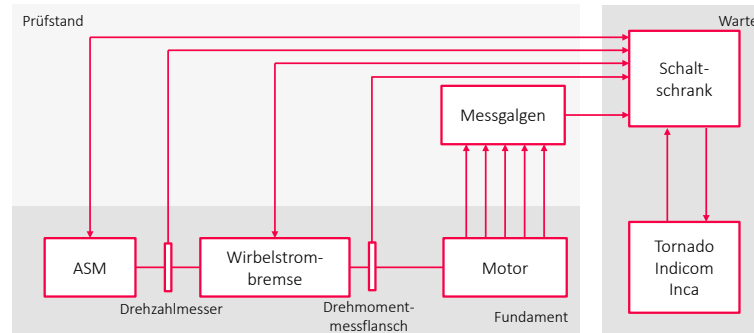
Der Motor wurde am Motorprüfstand entsprechend Bild 3.5 aufgebaut. Über die Konditioniereinrichtung war es möglich, sämtliche Medien entsprechend des jeweiligen Betriebspunktes einzustellen. Der Motor selbst war über drei Motorlager an den Tragböcken befestigt und so mit dem schwingungsfähigen Fundament gekoppelt.



**Bild 3.5:** Prüfstands Aufbau

Die Leistungsbremseneinheit setzt sich aus einer Asynchronmaschine und einer Wirbelstrombremse zusammen. Dieser Tandemaufbau ermöglicht einen Betrieb des Motors in allen vier Quadranten, er kann also sowohl motorisch als auch generatorisch betrieben werden. Die Leistungsbremse selbst ist über eine Gleichlaufgelenkwelle mit dem Prüfstandsgetriebe und dem Motor verbunden. Dazwischen befindet sich der Drehmomentmessflansch.

Die Asynchronmaschine (ASM) dient zum Starten und Schleppen des Motors. Sie ist ein Fabrikat der Firma Lenze GmbH und weist ein Maximalmoment von 200 Nm sowie eine maximale Drehzahl von  $6500 \text{ min}^{-1}$  auf. Bis zu einem Drehmoment von 60 Nm fungiert sie auch als Leistungsbremse, ab dann wird an die wassergekühlte Wirbelstrombremse (Borghi & Saveri FE260) übergeben. Sie arbeitet mit einem maximalen Drehmoment von 1000 Nm und einer Maximaldrehzahl von  $8000 \text{ min}^{-1}$ . Der Aufbau dieser Bremseneinheit ist in Bild 3.6 gezeigt.



**Bild 3.6:** Tandem-Konfiguration Leistungsbremse

#### Ladeluftkonditionierung

Die Ladeluftkonditionierung übernimmt die Funktion des Ladeluftkühlers (LLK) im Fahrzeug und ermöglicht sowohl eine Kühlung als auch eine Heizung der Ladeluft. Der Parameter, der hierbei konditioniert wird, ist die Ladelufttemperatur  $T_{21}$ . Vor allem für den Motorbetrieb bei  $\lambda = 1$  ist eine stabile  $T_{21}$ -Regelung unabdingbar.

#### Kühlmittelkonditionierung

Der Kühlmittelkonditionierung wird die Aufgabe zuteil, das Kühlwasser auf die erforderliche Temperatur zu bringen und auch dort zu halten. Geregelt wird die Kühlmitteltemperatur auf eine Eintrittstemperatur  $T_{\text{KMe}}$  von  $95^\circ\text{C}$ . Dabei kann über den Massenstrom und die Temperaturen am Ein- ( $T_{\text{KMe}}$ ) bzw. Austritt ( $T_{\text{KMa}}$ ) der Wärme-eintrag ins System ermittelt werden.

#### Kraftstoffkonditionierung

Die Versorgung mit Dieseldieselkraftstoff erfolgt über die Haustechnik, wo der Kraftstoff schließlich über die Konditioniereinrichtung zum Motor gelangt. Von der Haustechnik-leitung wird der Dieseldieselkraftstoff über einen Zwischenbehälter, in dem sich ein Füllstand-sensor befindet, zum Coriolis-Massendurchflussmesser geleitet. Über die Vorförderpumpe und dem nachgeschalteten Druckregler wird der Kraftstoff zum Motor geleitet.

## Ölkonditionierung

Mit Hilfe der Ölkonditionierung ist es möglich, den Motor extern mit Öl zu versorgen. Der Zulauf von der Ölkonditioniereinrichtung erfolgt über die Bohrung für den Füllstandsensoren, der Ablauf über einen Stutzen in der Ölwanne, der soweit in die Wanne selbst hineinragt, dass ein Betrieb des Motors ohne externe Versorgung stets möglich ist. Die Aufgabe des Konditioniersystems besteht darin, das Öl auf eine bestimmte Temperatur zu regeln. Als Regeltemperatur fungiert die Temperatur in der Ölwanne  $T_{\text{ÖlWanne}}$ . Dazu wird ein Plattenwärmetauscher verwendet, der primärseitig vom Öl des Motors, sekundärseitig vom Kühlwasser seitens der Haustechnik durchströmt wird. Außerdem ist ein Druckregler am Systemaustritt angebracht, der den Öldruck auf vorgegebene Werte regeln kann.

## Erdgasversorgung

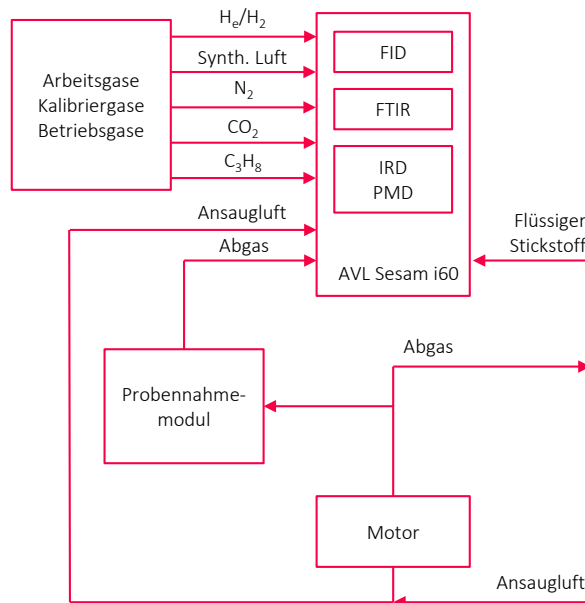
Für den Dual-Fuel-Betrieb ist neben der Versorgung mit Diesel auch eine mit Erdgas notwendig. Diese erfolgt wieder über die Haustechnik, wobei das Gas aus eigenen Gasbündeln mit einem Speicherdruck von 200 bar je Bündel entnommen wird. Dabei wird das Gas über einen Druckregler, dessen Aufgabe es ist, den Versorgungsdruck von 200 bar auf 16 bar zu regeln, zum Coriolis-Massendurchflussmesser geleitet. Durch die Expansion des Erdgases wird der Joule-Thomson-Effekt schlagend, wobei das Gas sehr stark abkühlt, was an der Außenseite des Druckreglers zum „Einfrieren“ der Feuchte der Luft führt, ihn in seiner Funktion aber nicht beeinträchtigt.

Zwischen Coriolis-Massendurchflussmesser und dem Gas-Rail am Motor befindet sich noch ein Beruhigungsvolumen und eine Entgasungsleitung, die bei Bedarf (z. B. Not-Stopp, Störfall) das überschüssige Erdgas dem Kamin zuführt. Dies ist erforderlich, da sich nach Wegnahme der Gaseinblasung am Motor immer noch Erdgas in der Leitung befindet.

### 3.2.1 Abgasmessung – AVL Sesam i60 FT

Die Abgasmessanlage „Sesam i60 FT“ der Firma AVL List GmbH ist eine Einrichtung zur Analyse des unverdünnten Abgases am Motorprüfstand. In Bild 3.5 ist ersichtlich, wo sich die Entnahme für die Anlage am Prüfstand befindet.

Die Messeinrichtung ist am Prüfstand mit einer Entnahmeleitung integriert und ermöglicht einerseits die Messung der HC-Emissionen über den Flammenionisationsdetektor (FID) und andererseits die Messung der übrigen Abgaskomponenten über das Fourier-Transformations-Infrarot-Spektrometer (FTIR). Der schematische Aufbau der Anlage ist in Bild 3.7 dargestellt.



**Bild 3.7:** Schematischer Aufbau AVL Sesam i60 FT

#### Flammenionisationsdetektor – FID

Der FID dient zur Messung des Kohlenwasserstoffgehalts im Abgas. Sein Messprinzip beruht auf der Aussendung eines Ionisationsstroms, wenn Kohlenwasserstoffe in eine Wasserstoff-Helium-Flamme geleitet werden. Im Detektor sind zwei Elektroden angebracht, an denen eine Spannung angelegt wird. Wird nun das Messgas über den FID geleitet, so fließt zwischen den Elektroden ein Strom, welcher über einen Verstärker konditioniert wird. Somit ist die Stromstärke als Messsignal proportional zum Kohlenwasserstoffgehalt und kann ausgewertet werden.

Das Messprinzip entspricht einer Relativmessung. Dazu wird ein Vergleichsgas mit bekannter Konzentration über den Detektor geleitet und der Referenzstrom gemessen. Als Vergleichsgase eignen sich Propan oder Methan, wobei dann bei der Ausgabe des Messwertes die gewählte Referenz in der Einheit mit ppm C<sub>1</sub> oder ppm C<sub>3</sub> berücksichtigt werden muss. Es ist jedoch nicht möglich, den Anteil einzelner HC-Komponenten zu messen.

#### Nichtdispersiver Infrarot-Detektor – IRD

Der nichtdispersive Infrarot-Detektor ist einer der „Combi i60-Analysatoren“ und eignet sich zur Messung des CO<sub>2</sub>-Gehalts. Dafür ist eine Entnahme im Saugrohr eingebracht und auch notwendig für die Bestimmung der AGR-Rate.

Das Messprinzip des IRD nutzt die Eigenschaft von Molekülen einer bestimmten Gasart, Infrarot-Strahlung im Bereich eines charakteristischen Spektrums zu absorbieren.

Der absorbierte Wellenlängenbereich entspricht also der Gasart, während die Intensität der Absorption der Konzentration des Messgases proportional ist.

Es wird also eine Infrarot-Strahlung durch das Messgas auf einen Detektor geleitet, der das nicht absorbierte Spektrum in ein elektrisches Signal umwandelt. Als Vergleichsgas dient ein Gas, das die zu messende Komponente nicht enthält (Nullgas). Die Differenz des Messwertes und des Signals vom Nullgas entspricht der CO<sub>2</sub>-Konzentration.

### **Paramagnetischer Detektor – PMD**

Der zweite Analysator im Kombi-Gerät ist ein paramagnetischer Detektor, der die Sauerstoffkonzentration im Abgas misst. Dazu wird im Analysator ein Permanentmagnet im Detektor eingebaut, zwischen dessen Polen sich ein inhomogenes Magnetfeld aufbaut. Dazwischen befinden sich zwei mit Stickstoff gefüllte Quarzkugeln, die hantelförmig angeordnet und auf einem Platindraht drehbar gelagert sind. Da Sauerstoff paramagnetisch ist, also immer in die Magnetfeldmitte strebt, stört er das Gleichgewicht des hantelförmigen Körpers. Der Körper wird ausgelenkt, und die erforderliche Kraft zur Rückstellung des Körpers in den Gleichgewichtszustand entspricht der Konzentration an O<sub>2</sub>. Dafür wird die erforderliche Stromstärke gemessen und fungiert somit als Messsignal.

### **Fourier-Transformations-Infrarot-Spektrometer – FTIR**

Das Fourier-Transformations-Infrarot-Spektrometer ermöglicht die parallele Messung vieler verschiedener Abgaskomponenten. Dafür wird das Absorptionsspektrum über Fourier-Transformation aus dem gemessenen Interferogramm berechnet.

Entsprechend der Beschreibung der Firma AVL List GmbH wird mit einer Infrarotquelle eine konstante und gleichförmige Strahlung im Wellenlängenbereich von 2,5 µm bis 25 µm erzeugt und über Umlenkspiegel der Interferometeroptik zugeführt. Die Aufgabe dieser Optik besteht darin, Lichtbündel zu trennen, sie räumlich gegeneinander zu verschieben und wieder zu überlagern. Dadurch entsteht ein Interferenzmuster, das alle räumlichen Informationen enthält und dazu zeitlich aufgelöst ist. Das so erzeugte Interferogramm ist ein Signal der Zeit und damit wesentlich schneller bei der Messung und auch genauer. Schließlich wird die Gasprobe von der Strahlung des Interferometers durchsetzt und von einem Detektor ausgewertet.

Mit dieser Einrichtung ist eine Aufteilung der Kohlenwasserstoffe in NMHC und CH<sub>4</sub> möglich. Zusätzlich ergibt sich dadurch eine redundante Messung, da deren Summenwert wieder dem Messwert des FID entsprechen muss.

Die wichtigsten Komponenten, die mittels FTIR gemessen werden, sind neben den vorher genannten HC vor allem NO<sub>2</sub>, NO, N<sub>2</sub>O, SO<sub>2</sub> sowie CO<sub>2</sub>. Die Ermittlung des Kohlenstoffdioxidgehalts im Abgas ist wiederum notwendig für die Bestimmung der AGR-Rate.

### 3.2.2 Condensation Particle Counter – CPC

Der CPC dient zur Partikelanzahlmessung im Abgas. Dazu werden zuerst die Anlagerungen von flüchtigen Stoffen an den Partikeln zum Verdampfen gebracht, indem die Probe erhitzt wird. Danach befinden sich nur noch feste Partikel in der Probe, an denen dann Butanol kondensiert. Dadurch werden die Partikel größer und können nun vom Messgerät erfasst werden, wobei die Lichtpulse, die die Partikel beim Durchsetzen des Laserstrahles erzeugen, ausgewertet werden.

### 3.2.3 Smokemeter

Das AVL Smokemeter 415S bestimmt die Filter Smoke Number (FSN) des Abgasmassenstroms. Sie ist ein Messwert, der den Rußausstoß des Motors charakterisiert. Dabei wird ein Teilstrom des Abgases über sauberes Filterpapier gesaugt und die Schwärzung des Papiers ausgewertet. Dazu wird das Filterpapier mit einer Glühlampe beleuchtet und mit einer Weißwertscheibe hinterlegt. Das zurückgesendete Licht wird von einer Fotodiode in eine der Schwärzung proportionalen Spannung umgewandelt.

## 3.3 Sensorapplikation

Es soll hier ein kurzer Überblick über die Positionierung und den Aufbau der für die Auswertung und Interpretation der Ergebnisse wesentlichen Sensoren gegeben werden.

### Piezoelektrische Drucksensoren

Die piezoelektrischen Drucksensoren werden zur Messung des Zylinderdrucks eingesetzt. Diese sind für die Bestimmung der inneren Arbeit  $W_i$  bei der Zylinderdruckindizierung notwendig. Die innere Arbeit am Verbrennungsmotor lässt sich wie folgt berechnen:

$$W_i = \int p \, dV. \quad (3.1)$$

Damit ergibt sich der indizierte Mitteldruck als die innere Arbeit bezogen auf das Hubvolumen zu:

$$p_i = \frac{W_i}{V_h}. \quad (3.2)$$

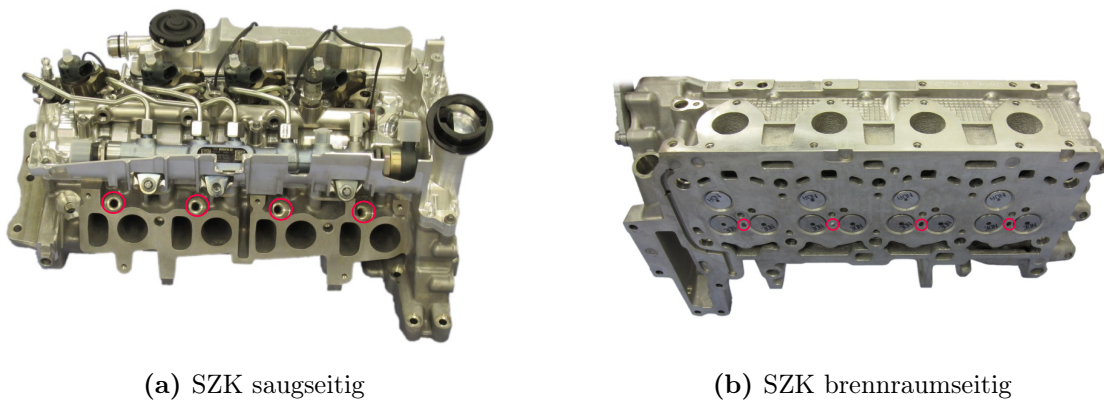
Aus dem gemessenen Drehmoment des Messflansches lässt sich weiter die effektiv vom Motor abgegebene Arbeit ermitteln und daraus schließlich der effektive Mitteldruck zu:

$$p_e = \frac{W_e}{V_h}. \quad (3.3)$$



Die Differenz aus indiziertem und effektivem Mitteldruck ergibt letztendlich den Reibmitteldruck. Aber nicht nur dafür ist eine Zylinderdruckindizierung erforderlich, sondern auch für die Ermittlung des Brennverlaufes, sowie Größen wie Brennbeginn und Brenndauer.

Dafür wird ein piezoelektrischer Druckaufnehmer in einer eigens dafür gefertigten Bohrung, wie bei den Untersuchungen mit dem TZK, oder als Glühstiftindizierdrucksensoren, wie dies beim SZK realisiert worden ist (siehe Bild 3.8), im Brennraum integriert.



(a) SZK saugseitig

(b) SZK brennraumseitig

**Bild 3.8:** Position der Druckaufnehmer im SZK

Das Messprinzip selbst beruht darauf, dass es beim Quarz bei Anlegen einer Kraft zu einer Ladungsverschiebung im Kristall kommt, welche dann verstärkt und als Spannung abgegriffen werden kann. Als Glühstiftadapter wurden Fabrikate der Firma AVL des Typs GH13G verwendet. Für die Messungen mit TZK wurden wiederum Drucksensoren der Firma AVL des Typs GH14DK eingesetzt.

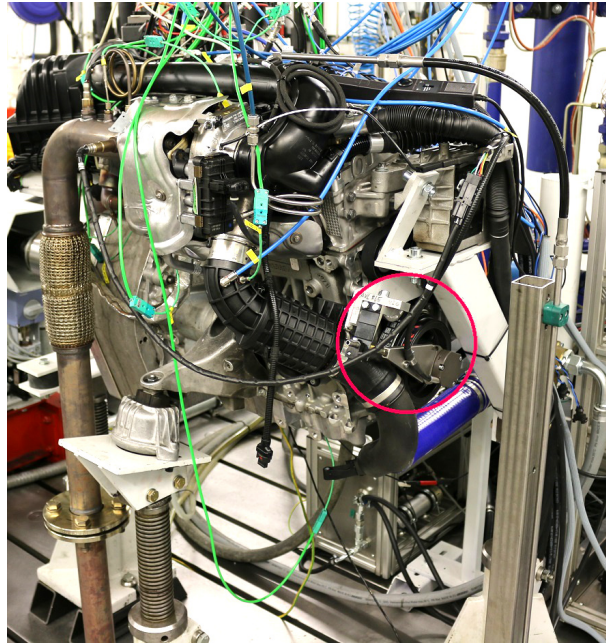
Außerdem wurde an dem Versuchsträger auch eine Niederdruckindizierung realisiert. Dafür wurde ein piezoresistiver Drucksensor der Firma Kistler des Typs 4045A5 sowohl saug- als auch abgasseitig angebracht. Beim piezoresistiven Messprinzip nutzt man die Proportionalität eines elektrischen Widerstandes zu seiner Längenänderung. Kommt es zu einer Dehnung an der Sensormembran, kann diese Änderung am elektrischen Widerstand als Spannungsänderung abgegriffen werden.

### Winkelaufnehmer

Für die Zylinderdruckindizierung ist neben den Drucksensoren auch ein Winkelaufnehmer erforderlich, der die Stellung der Pleuellwelle misst. Damit kann der Druckverlauf kurbelwinkelaufgelöst ermittelt werden.

Der Sensor wurde von der Firma AVL bezogen und entspricht dem Sensortyp 365C. Das Messprinzip beruht auf dem Reflexionsverfahren, bei dem ein Glasfaserbündel Infrarotlicht aussendet und das von den Winkelmarken reflektierte Signal in ein analoges

Spannungssignal umgewandelt wird. Die Winkelscheibe weist 720 Marken auf, das bedeutet, sie ermöglicht eine Winkelauflösung von  $0.5^\circ/\text{KW}$ . Eine dieser Marken ist dabei länger als die anderen ausgeführt. Die sich dadurch ergebende stärkere Reflexion dient als Triggermarke und ist für die Zuordnung zum OT notwendig.



**Bild 3.9:** Position des Winkelaufnehmers am Motor

Der Winkelaufnehmer wurde am offenen Ende der Kurbelwelle am Motorträger montiert. Somit reagiert der Sensor sehr unempfindlich auf Vibrationen und eine optimale Zuordnung zum OT über den Zylinder 1 ist möglich. Die genaue Position am Motor ist in Bild 3.9 ersichtlich.

#### **Drehmomentmessung**

Die Drehmomentmessung erfolgte am Prüfstand mit einem Messflansch von HBM Typ T40, der das Drehmoment über die Verformung von Dehnmessstreifen am Rotor misst. Von dort wird das Signal berührungslos an den Stator übermittelt und an die Prüfstandssoftware übergeben. Der Messbereich des eingesetzten Aufnehmers liegt bei  $\pm 1 \text{ kNm}$ .

#### **Coriolis Massendurchflussmesser**

Die eingesetzten Massendurchflussmesser in den Kraftstoffkonditionieranlagen wurden von der Firma Emerson bezogen. Sie arbeiten auf Basis des Coriolis-Prinzips. Bei diesem gravimetrischen Messprinzip wird ein gebogenes Rohrstück, das vom zu messenden Medium durchströmt wird, periodisch angeregt. Die Auslenkung des Rohrstücks



aufgrund der Corioliskraft ist proportional dem Durchfluss und wird über Wegsensoren gemessen.

### Lambdasonde

Zur Messung des Luftverhältnisses im Abgas wurde eine Breitband-Lambdasonde der Firma Bosch des Typs LSU4.2 eingesetzt. Diese Sonde ermöglicht eine Bestimmung des Luftverhältnisses im fetten und im mageren Bereich, was für den Einsatz in diesem Dual-Fuel-Brennverfahren unabdingbar ist. Da die Bestimmung des Luftverhältnisses eine hohe Priorität bei den Versuchsdurchführungen hatte, wird die Arbeitsweise der Sonde hier näher erläutert.

Die planare Breitband-Lambdasonde besteht aus einer Sauerstoff-Pumpzelle und einer galvanischen Sauerstoff-Konzentrationszelle. Diese Zellen sind über ein Gaszutrittsloch und einen Diffusionsspalt mit dem Abgas verbunden. Die Elektrode der Sauerstoff-Konzentrationszelle ermittelt nun über einen Referenzluftspalt die aktuelle Gemischzusammensetzung über den Restsauerstoffgehalt im Abgas. Nun besteht die Aufgabe der Pumpelektrode darin, den Sauerstoffgehalt in der Messzelle so einzustellen, dass sich ein Gemisch von  $\lambda = 1$  einstellt. Dazu muss sie im fetten Bereich Sauerstoffionen aus dem Abgas in die Zelle pumpen, im mageren Bereich die Sauerstoffionen aus der Zelle hinaus pumpen. Der erforderliche Pumpstrom ist also proportional dem Luftverhältnis.

Die Auswertung der Signale übernimmt das sogenannte „Lambda Meter“ der Firma ETAS. Auf dem Messgerät müssen kraftstoffspezifische Kenngrößen wie beispielsweise das H/C-Verhältnis vorgegeben werden. Die Lambdasonde ist im Abgasstrang nach dem Turbolader angebracht.

## 3.4 Kommunikation

Die Kommunikation am Motorprüfstand erfolgt über einzelne Programme, die die von den Sensoren gemessenen Signale verarbeiten und die nötigen Aktuatoren stellen können. Man unterscheidet ganz grundsätzlich zwischen Programmen, die mit „schnellen“ Messdaten arbeiten, und solchen, die „langsame“ Messdaten verarbeiten. Es soll hier ein kurzer Überblick über den Aufbau der Kommunikation am Prüfstand, die im Laufe dieses Projektes verwendet wurde, gegeben werden. Eine schematische Darstellung zeigt Bild 3.10.

### 3.4.1 Datenerfassung „langsamer“ Messdaten

Tornado ist eine Prüfstandssoftware, die von der Firma Kristl, Seibt & Co zur automatisierten Erfassung der langsamen Messdaten am Motorprüfstand bereitgestellt wird. Mit Hilfe des Subsystems ADAC ist eine echtzeitfähige Messdatenerfassung möglich.

Das Programm kontrolliert die einzelnen Parameter und auch die Infrastruktur, wie beispielsweise die Konditionieranlagen. Dabei ergibt sich weiter auch die Möglichkeit,

eine Regelung am Prüfstand zu implementieren. Über den Tornado Designer lässt sich zudem die Benutzeroberfläche nahezu frei gestalten. Des Weiteren übernimmt es die Archivierung der Messdaten und es können sowohl Einzelmessungen als auch automatisierte Messfolgen durchgeführt werden.

Im Falle der Kommunikation innerhalb dieses Projektes fungierte Tornado als zentrales Prüfstandssystem, das die Verarbeitung der Daten aus INCA und der gemittelten Daten aus IndiCom innehatte. Die wesentlichste Aufgabe neben der Regelung der Konditioniereinrichtungen stellt die Steuerung des Lastpunktes dar. Dabei wird von Tornado der Pedalwertgeber (PWG) entsprechend den Anforderungen an die Motorsteuerung (ECU) übergeben.

### 3.4.2 Datenerfassung „schneller“ Messdaten

Das Programm IndiCom der Firma AVL hat die Aufgabe, die schnellen Messdaten zu verarbeiten und in sogenannten „IFiles“ abzulegen. Schnelle Messdaten bedeutet dabei, dass die Daten kurbelwinkelaufgelöst ermittelt werden. Die Daten, die dann an Tornado übergeben werden, sind, je nach Konfiguration, über eine gewisse Anzahl an Zyklen gemittelt.

In diesem Projekt wurde über IndiCom die Ansteuerung der Gaseinblaseventile realisiert. Im Programm wurde der Zeitpunkt (SOI) und die Dauer (DOI) der Einblasung festgelegt, und dies über die Engine Timing Unit (ETU) und eine Leistungsendstufe an die Injektoren übergeben.

Die AVL 427 ETU ist eine Einrichtung, die kurbelwinkel- bzw. zeitabhängige Signale erzeugen kann. Dieses kann dabei eine variable Startzeit sowie Impulsdauer aufweisen und wird dann weiter an eine Leistungsendstufe geleitet, die schließlich die Einblaseventile ansteuert.

### 3.4.3 Motorsteuerung

Die Prüfstandssoftware INCA ist ein Produkt der Firma ETAS, das eine Kommunikation mit dem Steuergerät des Motors, der Engine Control Unit (ECU), ermöglicht. INCA liest also den aktuellen Datensatz der ECU aus und erlaubt das Überschreiben der Kennfelder, die im Steuergerät hinterlegt sind.

So wurde es bei den Untersuchungen möglich, den Dieselinjektor exakt auf die für den Betriebspunkt notwendigen Parameter anzusteuern. Neben der AGR-Rate und VTG-Stellung wurde somit die Steuerung aller für den Dual-Fuel-Betrieb einflussreichen Parameter ermöglicht.

INCA selbst verfügt immer über den aktuellen Datenstand in der ECU, die sich ergebenden Ausgangsgrößen wie beispielsweise die eingespritzte Dieselmenge oder der Saugrohrdruck werden wieder an Tornado übergeben.

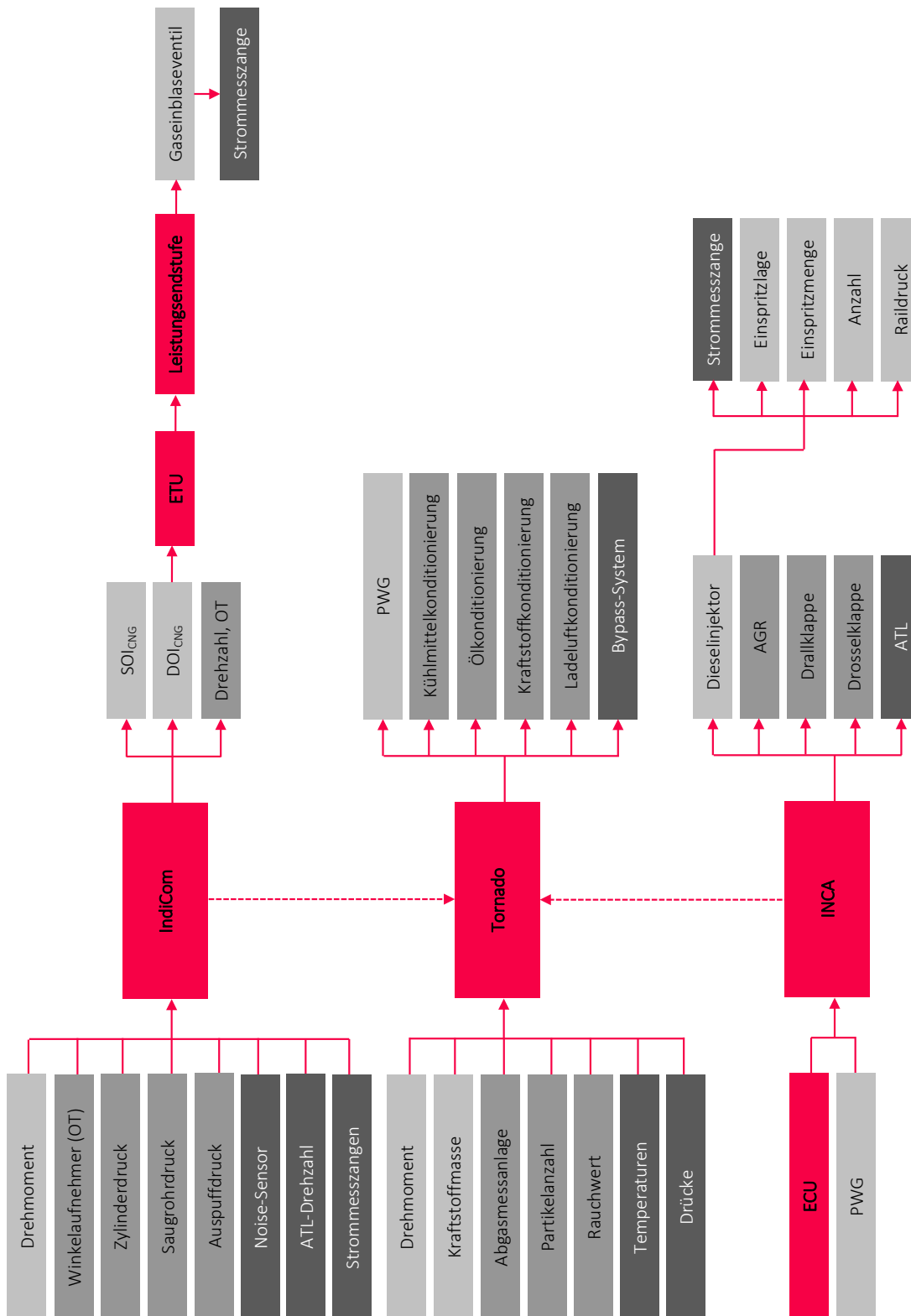


Bild 3.10: Kommunikation am Motorprüfstand



# 4 Experimentelle Untersuchungen

Ziel des Projektes war die Entwicklung eines CO<sub>2</sub>-optimalen Brennverfahrens unter der Einhaltung der aktuellen und zukünftigen Abgasgesetzgebungen. Dahingehend sollte am Motorprüfstand die Eignung eines Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahrens für die Anwendung im PKW geprüft werden. In einem ersten Schritt wurde das Brennverfahren daher in einzelnen stationären Betriebspunkten untersucht. Anhand dieser Untersuchungen konnte schließlich eine Betriebsstrategie für das Brennverfahren festgelegt werden. In diesem Kapitel sollen daher die Vorgehensweise bei der Durchführung der Messungen sowie diverse Randbedingungen aufgezeigt werden.

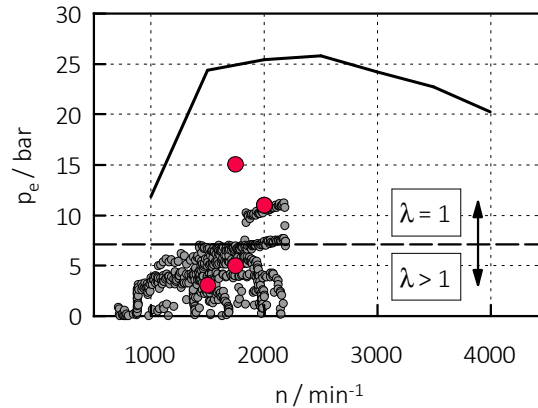
## 4.1 Betriebsstrategie

Aus den durchgeführten Untersuchungen in den stationären Betriebspunkten wurden Betriebsstrategien abgeleitet, die sich hinsichtlich der Emissionen als optimal erwiesen haben. Dabei wird der Motor in der unteren Teillast mager betrieben, während er ab der mittleren Teillast homogen stöchiometrisch betrieben wird. Im unteren Teillastbereich ist ein homogen stöchiometrischer Betrieb nicht möglich. Die Vorteile des mageren Brennverfahrens mit Schichtladung konnten erst mit der inneren Gemischbildung realisiert werden und ergeben signifikant niedrigere Emissionen an HC und CO (vgl. [8]). Da in diesem Betrieb die Abgasnachbehandlung der Stickoxide schwierig ist, werden diese innermotorisch auf das Niveau des Dieselmotors reduziert. Ab der mittleren Teillast wird der Motor, wie bereits erwähnt, homogen stöchiometrisch betrieben und damit eine Abgasnachbehandlung mit Dreiwegekatalysator möglich. Die Bereiche, in welchen die jeweiligen Betriebsstrategien zum Einsatz kommen, sind in Bild 4.1 dargestellt.

## 4.2 Stationäre Betriebspunkte

Um die Eigenschaften des Brennverfahrens anhand möglichst weniger stationärer Betriebspunkte darlegen zu können, wurden aus dem Motorkennfeld drei hinsichtlich Gesetzgebung zyklusrelevante Punkte und ein höherlastiger Punkt herausgegriffen. Die ausgewählten Betriebspunkte sind im Bild 4.1 rot dargestellt, während die im NEDC auftretenden Punkte grau markiert sind. Die Vollastkurve entspricht jener des Diesel-Basismotors.

Für die einzelnen Lastpunkte wurde entsprechend des Betriebsbereichs eine Einspritzstrategie wie auch die damit verbundenen Stellgrößen festgelegt. Die wesentlichen



**Bild 4.1:** Betriebsstrategie und ausgewählte Lastpunkte im Motorkennfeld im Vergleich zu NEDC

Parameter sind in Tabelle 4.1 aufgelistet.

**Tabelle 4.1:** Überblick über die DF-Betriebspunkte

$n/p_e$	1500/3	1750/5	2000/11	1750/15
Ladung	geschichtet	geschichtet	homogen	homogen
Luftverhältnis	$\lambda > 1$	$\lambda > 1$	$\lambda = 1$	$\lambda = 1$
$x_{\text{Erdgas}}$	80 %	90 %	95 %	95 %
$T_{21}$	32 °C	36 °C	55 °C	49 °C
AGR	ja	ja	nein	nein

### 4.3 Durchführung der stationären Messungen

Da mit den durchgeführten Versuchen ein Vergleich unterschiedlicher Hardware-Konfigurationen und deren Einfluss auf das Brennverfahren gezeigt werden sollten, war es notwendig stationäre Messungen vorzunehmen und die Randbedingungen für alle Konfigurationen möglichst gleich zu halten. Allen Betriebspunkten ident war der Öldruck von 3 bar, die Öltemperatur von 110 °C und die Kühlmiteleintrittstemperatur von 95 °C.

Um den Einfluss unterschiedlicher Applikationsparameter auf das Brennverfahren zeigen zu können, wurden die Messungen am Prüfstand anhand von Variationen durchgeführt. Diese Variationen erfolgten dabei so, dass ein Applikationsparameter variiert wurde, während die anderen Parameter konstant gehalten wurden. Wie bereits im Kapitel über den Prüfstandsaufbau dargestellt, wurde mit einer direkten Ansteuerung der Aktoren gearbeitet, also keine Regler eingesetzt.

Als wesentliche Einflussgrößen wurden folgende Parameter für die Variationen herausgegriffen:

- Substitutionsrate
- Einblaselage
- Abgasrückführrate
- Drall
- Verbrennungsschwerpunktlage
- Luftverhältnis.

Zur Einstellung dieser Parameter mussten erst die notwendigen Stellgrößen ermittelt werden, während die Einblaselage  $SOI_{\text{Erdgas}}$ , wie bereits erwähnt, von IndiCom direkt gestellt wurde. Für die Änderung des Drallniveaus war die Stellung der Drallklappe anzupassen.

### Substitutionsrate – $x_{\text{Erdgas}}$

Für die Änderung des Anteils an Erdgas im Gemisch, der durch  $x_{\text{Erdgas}}$  charakterisiert wird, mussten sowohl die Gaseinblaseventile als auch die Dieselinjektoren angesteuert werden. Dazu wurde bei beiden die Einspritzmenge verändert, was beim Erdgas-Injektor durch die Änderung der Bestromungsdauer  $DOI_{\text{Erdgas}}$ , beim Dieselinjektor durch Anpassung der Bestromungsdauer und des Raildrucks erreicht wurde. Durch sukzessive Reduzierung der Dieseleinspritzmenge bis auf ein Minimum konnte so die Funktion als chemische Zündkerze realisiert werden.

### Abgasrückführung – AGR

Um die Menge an rückgeführtem Abgas im Zylinder zu ändern, musste zuerst das Abgasrückführventil betätigt werden. Beim HD-AGR, wie es an diesem Motor zur Anwendung kommt, ist für die AGR-Rate der auslassseitige Druck vor der Turbine sowie einlassseitig der Druck nach dem Verdichter ausschlaggebend. Herrscht hier ein natürliches Spülgefälle von Auslass zu Einlass, so strömt das Abgas bei geöffnetem AGR-Ventil in die erwünschte Richtung. Jedoch ist so nur eine begrenzte AGR-Rate realisierbar.

Um nun die erforderlichen AGR-Raten zu erreichen, musste mit Hilfe des Turboladers mehr aufgeladen werden, um den Abgasgegendruck zu erhöhen, und gleichzeitig angedrosselt werden, um den erforderlichen niedrigen Druck am Einlass zu erreichen. So konnte die AGR-Rate in einem für das Brennverfahren sinnvollen Bereich nahezu beliebig variiert werden. Eine Grenze setzte die Einhaltung der gewünschten Verbrennungsschwerpunktlage.

Die Stellgrößen bei diesem Variationsparameter waren also neben der AGR-Ventil-Position die VTG-Steller-Position am Turbolader sowie die Drosselklappenposition.

### Verbrennungsschwerpunktlage – MFB50

Die Lage des Verbrennungsschwerpunkts, charakterisiert durch den 50 % Energieumsatzpunkt MFB50, ist eine entscheidende Einflussgröße für das Brennverfahren. Es soll hier nur kurz angemerkt werden, dass der MFB50 nicht zwingend mit dem Flächenschwerpunkt der Verbrennung übereinstimmen muss. Dies ist vor allem bei asymmetrischen Brennverläufen der Fall.

Da die Verbrennung beim Dual-Fuel-Brennverfahren durch die Dieseleinspritzung initialisiert wird, ist die Lage dieses Events als Variationsparameter für die Verbrennungsschwerpunktlage ausgewählt worden. Dabei fungierte der Abstand des Starts der Dieseleinspritzung zum ZOT in °KW als Stellgröße.

### Luftverhältnis – $\lambda$

In den Betriebspunkten ist eine Variation des Luftverhältnisses von Interesse. Diese Einflussgröße ist direkt abhängig von der eingebrachten Luftmasse. Also mussten hier wiederum Stellgrößen gefunden werden, die den Luftpfad beeinflussen.

Um ein möglichst mageres Gemisch zu erhalten, wurde durch eine höhere Aufladung mehr Luft in den Zylinder eingebracht. Dies wurde durch eine Ansteuerung des VTG-Stellers erreicht. Durch stufenweise Minderung des Aufladegrades stellte schließlich der unaufgeladene, ungedrosselte Zustand die Grenze dar. Um nun weiter in den angereicherten Zustand zu gelangen, wurde zunehmend die Drosselklappe angestellt und so der Druck im Saugrohr verringert, sodass weniger Luft in den Zylinder strömen konnte.

#### 4.3.1 Ladungsbewegung

Der Einfluss der Ladungsbewegung auf das DF-Brennverfahren wurde durch den Vergleich zweier Zylinderköpfe analysiert. Dabei wurde zum einen der Standardzylinderkopf (SZK) mit Serieneinlasskanälen und nur einem Auslassventil vermessen, zum anderen ein auf Tumbleströmung optimierter Zylinderkopf (TZK) mit veränderten Einlasskanalgeometrien. Dies wurde bereits im Abschnitt Versuchsträger erläutert.

#### 4.3.2 Kolbengeometrie

Es ist bekannt, dass auf die Ausbildung der Tumbleströmung auch die Kolbenform einen entscheidenden Einfluss nimmt. Daher wurden im Zuge dieser Masterarbeit verschiedene Kolbengeometrien am Prüfstand vermessen, die in Bild 4.2 dargestellt sind. Allen Kolben gleich ist ein Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$  von 16.5.

Als Basis wurde der Motor am Prüfstand mit Serienkolben sowohl mit SZK als auch mit TZK vermessen. Dies bildete die Vergleichsbasis für die Bewertung des Einflusses der Ladungsbewegung. Der Serienkolben ist, wie für den Dieselmotor typisch, mit einer



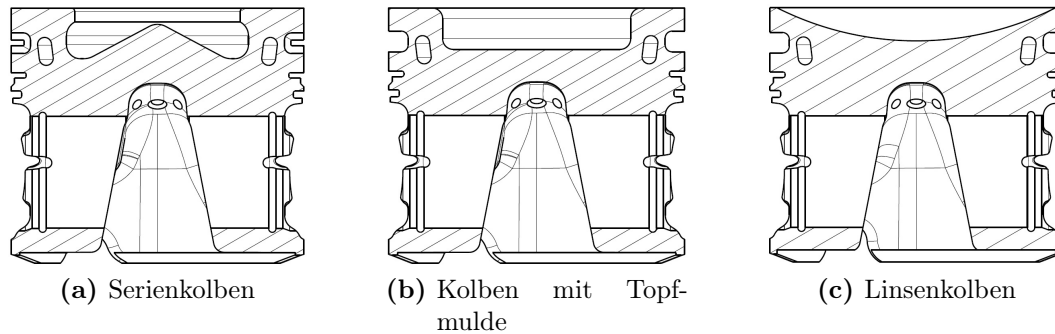


Bild 4.2: Untersuchte Kolbengeometrien

$\omega$ -Mulde ausgeführt. Diese bringt vor allem in Bezug auf Ladungsschichtung entscheidende Vorteile, unterstützt jedoch nicht die Ausbildung einer Tumbleströmung. Der Kolben ist in Bild 4.2a in einer Schnittdarstellung ersichtlich.

Um nun einen Schritt in Richtung erhöhter Turbulenz im Brennraum zu gehen, aber sich dennoch die Möglichkeit zur Ladungsschichtung zu erhalten, wurde die Geometrie der Topfmulde eingesetzt. Diese Kolbenform zeigt Bild 4.2b und ergibt einen kompakten Brennraum, womit kürzere Brenndauern realisiert werden können.

Die Geometrie des Linsenkolbens stellte die logische Schlussfolgerung hinsichtlich einer Kolbengeometrie dar, die eine maximale Unterstützung der Tumbleströmung ermöglichen sollte. Die Schnittansicht kann Bild 4.2c entnommen werden.

## 4.4 Bestimmung des Luftverhältnisses

Die Bestimmung des Luftverhältnisses für die stöchiometrischen Betriebspunkte stellte am Motorprüfstand eine große Herausforderung dar. Dabei bestand die Schwierigkeit aber nicht darin, das Luftverhältnis an sich zu messen oder zu errechnen, sondern in der Validierung der Korrektheit der einzelnen Größen. Da die unterschiedlichen Methoden zur Bestimmung des Luftverhältnisses oft erhebliche Unterschiede anzeigten, musste diejenige Methode gefunden werden, die  $\lambda=1$  mit Sicherheit repräsentiert. Dies ist deshalb so wichtig, weil der Einfluss auf das BV und die Abgasnachbehandlung beträchtlich ist.

### 4.4.1 Luftverhältnis aus Luftmasse

Entsprechend der Definition des Luftverhältnisses lässt sich dieses aus der angesaugten Luftmasse, der gesamten Kraftstoffmasse und dem stöchiometrischen Luftbedarf  $L_{st}$  berechnen.

$$\lambda_{\text{mass}} = \frac{\dot{m}_L}{L_{\text{st}} \cdot (\dot{m}_{\text{Erdgas}} + \dot{m}_{\text{Diesel}})} \quad (4.1)$$

Hierbei wurde der stöchiometrische Luftbedarf für den DF-Betrieb folgendermaßen berechnet:

$$L_{\text{st}} = \mu_{\text{Erdgas}} \cdot L_{\text{stErdgas}} + \mu_{\text{Diesel}} \cdot L_{\text{stDiesel}}. \quad (4.2)$$

Am Prüfstand wurde versucht, in den dafür vorgesehenen Betriebspunkten das Luftverhältnis exakt auf  $\lambda = 1$  zu regeln. Im fetten Bereich ändert sich die Abgaszusammensetzung sehr stark im Vergleich zum leicht mageren Bereich und es wurde erkannt, dass bei der Regelung auf  $\lambda_{\text{mass}}$  eine Diskrepanz zwischen gemessenem Luftverhältnis und den Anteilen der einzelnen Abgaskomponenten herrscht.

#### 4.4.2 Luftverhältnis nach Brettschneider

Zur Bestimmung des Luftverhältnisses nach Brettschneider sind die gemessenen Abgaskomponenten erforderlich. Damit werden auch Produkte der unvollständigen Verbrennung berücksichtigt. Um eine Annahme bezüglich des Wasserstoffgehalts zu machen, verwendet Joachim Brettschneider das Wassergasgleichgewicht und berücksichtigt dies über den Faktor  $K$ . In den Auswertungen, die dieser Masterarbeit zugrunde liegen, ist  $K = 3.3$ .

$$\lambda_{\text{BS}} = \frac{[\text{CO}_2] + [\frac{\text{CO}}{2}] + [\text{O}_2] + [\frac{\text{NO}}{2}] + [\text{NO}_2] + ((\frac{1}{4} \frac{\text{O}_B}{\text{C}_B} \cdot \frac{K}{K + \frac{\text{CO}}{\text{CO}_2}}) - \frac{1}{2} \frac{\text{O}_B}{\text{C}_B}) \cdot [\text{CO}_2] + [\text{CO}]}{(1 + \frac{1}{4} \frac{\text{H}_B}{\text{C}_B} - \frac{1}{2} \frac{\text{O}_B}{\text{C}_B}) \cdot ([\text{CO}_2] + [\text{CO}] + [\text{HC}])} \quad (4.3)$$

Aber auch  $\lambda_{\text{BS}}$  konnte keine zufriedenstellenden Ergebnisse liefern. Dies fiel vor allem bei den Messungen für das Abgasnachbehandlungssystem auf.

Es konnte schließlich durch Auswertung der Messungen angenommen werden, dass die Bestimmung des Luftverhältnisses über das Lambda Meter der Firma ETAS, das bereits im Kapitel Sensorapplikation beschrieben wurde, das reale Luftverhältnis um  $\lambda = 1$  am besten wiedergibt.

# 5 Analyse und Interpretation

In diesem Kapitel sollen die Messungen, die nach dem zuvor erläuterten Ablauf durchgeführt worden sind, analysiert und interpretiert werden. Zur Auswertung der langsamen Messdaten wurde mit Matlab und Microsoft Excel gearbeitet. Die Ergebnisse wurden dann in UniPlot 2015.5 aufgearbeitet. Die Analyse und Aufbereitung der schnellen Messdaten erfolgte in AVL Concerto.

Es soll hier gezielt auf den Einfluss der Ladungsbewegung sowie der Kolbengeometrie eingegangen werden. Dazu werden Gegenüberstellungen in der Art und Weise, wie sie zuvor dargelegt wurden, durchgeführt.

Zuvor werden hier noch die wesentlichsten Mess- und Rechengrößen beschrieben, die bei der Auswertung verwendet wurden. Dazu zählt zum einen der effektive Wirkungsgrad, der folgendermaßen berechnet wird:

$$\eta_e = \frac{M_{\text{HBM}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{\dot{m}_{\text{Erdgas}} \cdot H_{\text{uErdgas}} + \dot{m}_{\text{Diesel}} \cdot H_{\text{uDiesel}}} \quad (5.1)$$

Am Prüfstand werden von der Abgasmesseinrichtung Sesam i60 nur die Volumenkonzentrationen der einzelnen Komponenten gemessen. Diese müssen in eine andere Einheit umgerechnet werden. Für die Umrechnung ist der Abgasmassenstrom erforderlich. Dabei beziehen sich die Messungen von FID und FTIR auf feuchtes Abgas, jene von IRD und PMD auf trockenes Abgas.

$$\dot{m}_{\text{Abgtr}} = \dot{m}_{\text{L}} + \dot{m}_{\text{Diesel}} + \dot{m}_{\text{Erdgas}} - \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} = \dot{m}_{\text{Abgf}} - \dot{m}_{\text{H}_2\text{O}} \quad (5.2)$$

Schließlich erfolgt die Berechnung der Emissionen in g/h von Komponente A zu:

$$A = \frac{M_A}{M_{\text{Abg}}} \cdot [A] \cdot 10^{-3} \cdot \dot{m}_{\text{Abg}} \quad (5.3)$$

**Tabelle 5.1:** Molare Massen für unterschiedliche Komponenten

	CO <sub>2</sub>	CO	NO	NO <sub>x</sub>	O <sub>2</sub>	HC	CH <sub>4</sub>
<i>M</i> / kg/kmol	44.01	28.01	30.01	46.01	31.999	13.8	16.043

## 5.1 Einfluss der wesentlichen Applikationsparameter

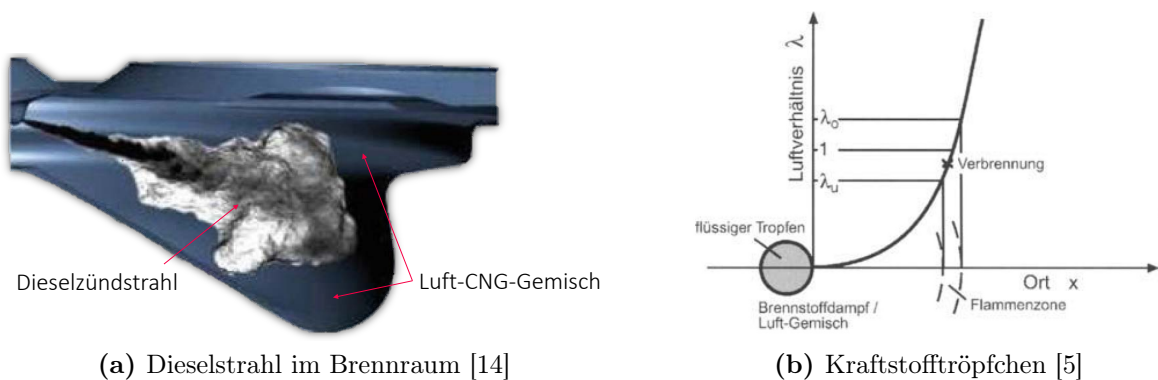
Um später den tatsächlichen Einfluss der Ladungsbewegung bzw. der Kolbengeometrie auf das Brennverfahren darzustellen, soll zu Beginn der grundsätzliche Einfluss der Applikationsparameter, die im vorigen Kapitel aufgezeigt wurden, diskutiert werden. Dazu dient die Konfiguration SZK mit Serienkolben. Als Diskussionsgrundlage sollen die Punkte  $n = 1750 \text{ min}^{-1}$  und  $p_e = 5 \text{ bar}$  (später bezeichnet als 1750/5) sowie  $n = 1750 \text{ min}^{-1}$  und  $p_e = 15 \text{ bar}$  (1750/15) dienen, da so die Unterschiede von einem mageren Betriebspunkt zu einem homogenen stöchiometrischen Lastpunkt gezeigt werden können. Der Diesel-Einspritzdruck lag dabei konstant bei 400 bar.

### 5.1.1 Magerer Betriebspunkt

Zuerst soll die Auswirkung gezeigt werden, die von der Einbringung von Erdgas in den Zylinder herrührt. Dafür stehen repräsentativ die Variationen der Substitutionsrate  $x_{\text{Erdgas}}$ . Anhand dieser Variationen, die zum einen bei einer frühen Einblaselage, zum anderen bei einer späten Einblaselage gemessen worden sind, lässt sich schon das Emissionsverhalten beim mageren Dual-Fuel-Brennverfahren erkennen (siehe Bild 5.2).

#### Substitutionsrate – $x_{\text{Erdgas}}$

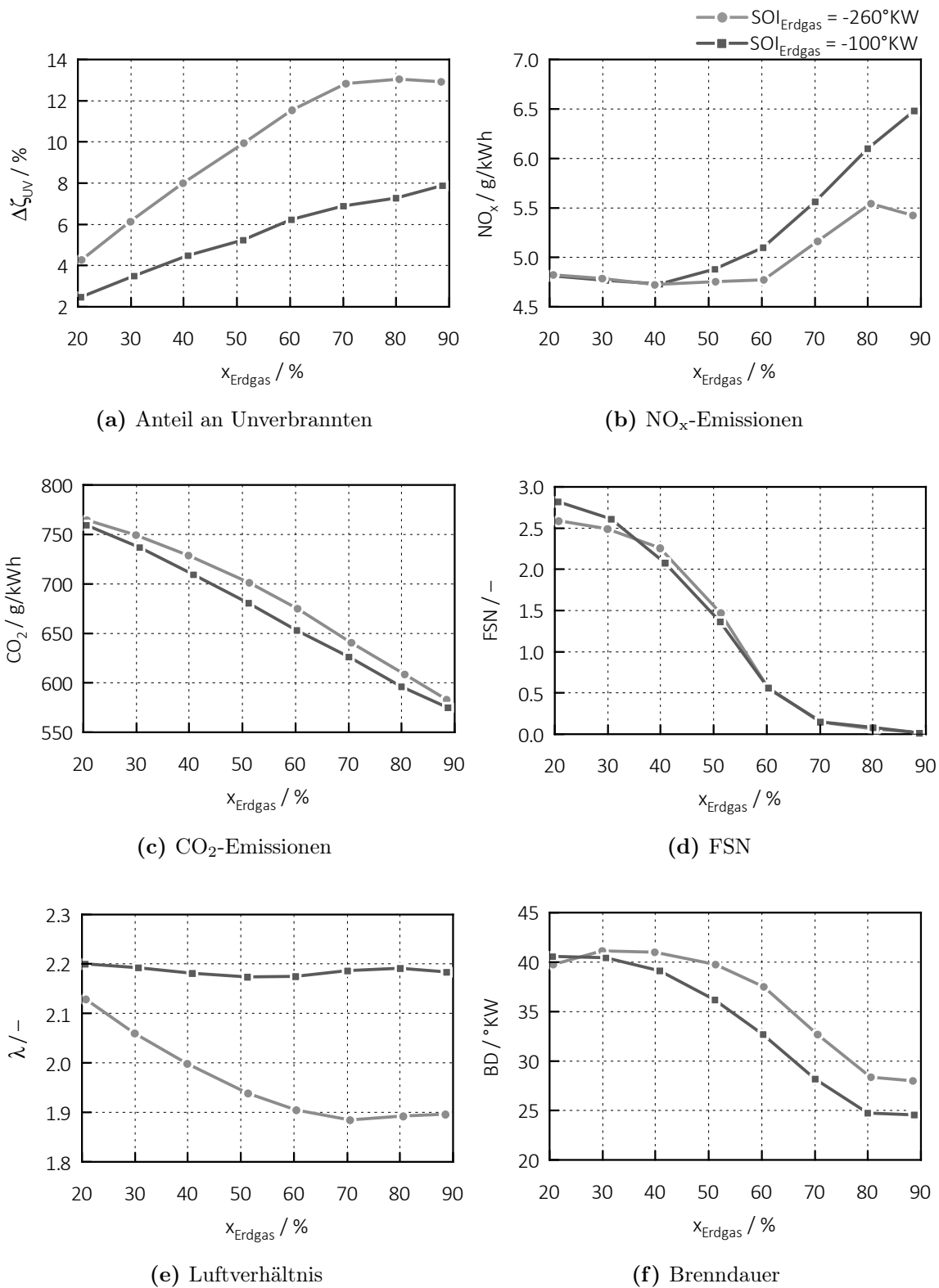
Zu Beginn sticht der doch sehr markante Anstieg an Unverbrannten  $\Delta\zeta_{\text{UV}}$  in Bild 5.2a ins Auge. Der Grund, warum es hier zu erhöhten Emissionen an HC und CO kommt, lässt sich auf die lokale Gemischverteilung zurückführen. Das Prinzip dieser inhomogenen Verteilung des Gemischs im Brennraum sollen die Bilder in Bild 5.1 zeigen.



**Bild 5.1:** Prinzip der nicht-vorgemischten Verbrennung

Darin lässt sich bereits erkennen, dass es bei einer nicht-vorgemischten Verbrennung immer Zonen gibt, die innerhalb der Zündgrenzen liegen, aber auch solche, die außerhalb zu liegen kommen. Für die Entstehung des hohen Anteils an Unverbrannten

## 5.1 Einfluss der wesentlichen Applikationsparameter



**Bild 5.2:**  $x_{\text{Erdgas}}$ -Variation in 1750/5 mit  $\text{MFB}_{50} = 10^\circ\text{KW}$ ,  $\text{AGR} = 0\%$  und Drallklappenstellung =  $0\%$

ist entscheidend, bei welchem Luftverhältnis das Luft-Erdgas-Gemisch vorliegt. Die steigende Tendenz der Charakteristik ist lediglich darauf zurückzuführen, dass sich anteilmäßig mehr Erdgas im Zylinder befindet.

Bei einer frühen Einblaselage liegt das Luft-Erdgas-Gemisch weitestgehend homogenisiert vor, und das bei einem global sehr mageren Luftverhältnis, das außerhalb der Zündgrenzen liegt (siehe Bild 5.2e). Daher rühren die hohen HC- und CO-Emissionen bei der frühen Einblaselage. Für die dargestellte Einblaselage bei 100 °KW v. OT kann bereits von einer moderaten Schichtung ausgegangen werden. Dies führt dazu, dass sich das Erdgas noch nicht in dem Ausmaß mit der Luft homogenisiert hat und dadurch eher ein lokales Luftverhältnis innerhalb der Zündgrenzen entsteht. Je mehr in Richtung Schichtung, also spätere Einblaselage gegangen wird, desto weniger Unverbrannte entstehen. Eine Grenze bildet hier zum einen das Druckgefälle zwischen Versorgungs- und Zylinderdruck, zum anderen die Zündbedingungen, da bei einer zu späten Einblasung das Gemisch lokal zu fett ist und somit nicht zünden kann.

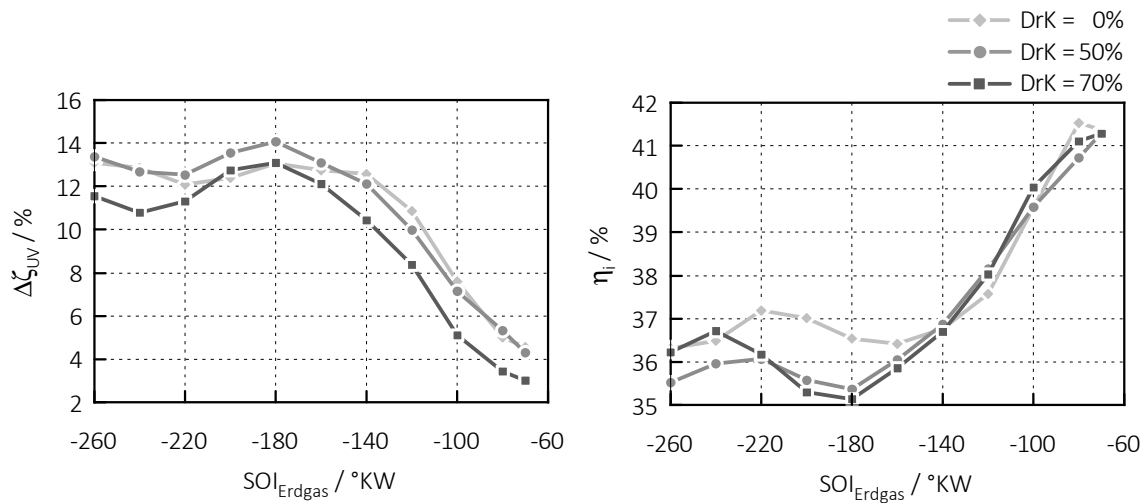
Wird nun das Augenmerk auf die Emissionen an Stickoxiden in Abhängigkeit vom Erdgas-Anteil gelegt, so zeigt sich eine Steigerung dieser bei höherem  $x_{\text{Erdgas}}$ . Dies lässt sich aber zum Teil wieder auf die lokale Gemischzusammensetzung zurückführen. Stickoxide entstehen dort, wo genügend Sauerstoff vorhanden ist, aber auch ausreichend hohe Temperaturen herrschen. Daher weist die  $\text{NO}_x$ -Bildung im Bereich von  $\lambda = 1.1$  ein ausgeprägtes Maximum auf. Dieser Effekt wird durch die Charakteristik der vorliegenden Dual-Fuel-Verbrennung verstärkt, weil hier in Bereichen, die näher am ZOT liegen, und vor allem wesentlich schneller als bei der Dieselvebrennung umgesetzt wird. Zudem kommt es durch die inhomogene Gemischverteilung zu vielen Zonen, in denen die  $\text{NO}_x$ -Bildung begünstigt wird.

Aufgrund des günstigen C/H-Verhältnis von Erdgas kommt es erwartungsgemäß entsprechend Bild 5.2c zu einer Minderung der  $\text{CO}_2$ -Emissionen.

Beim DF-Brennverfahren ergibt sich auch ein Einfluss auf die Ruß-Emissionen, die stellvertretend durch die FSN in Bild 5.2d repräsentiert werden. Auch hier ist wieder die lokale Gemischzusammensetzung der ausschlaggebende Faktor. Zum einen wird das Erdgas bereits gasförmig in den Zylinder eingebracht, das heißt, es kommt zu keinem Phasenübergang im Zylinder. Zum anderen liegt das Erdgas im Brennraum, wie bereits zuvor beschrieben, bei Luftverhältnissen vor, die oft außerhalb der Zündgrenzen liegen, zumindest aber oberhalb der Rußgrenze. Der relevante Effekt ist hier also, dass es keine Zonen gibt, in denen sich Ruß bilden kann.

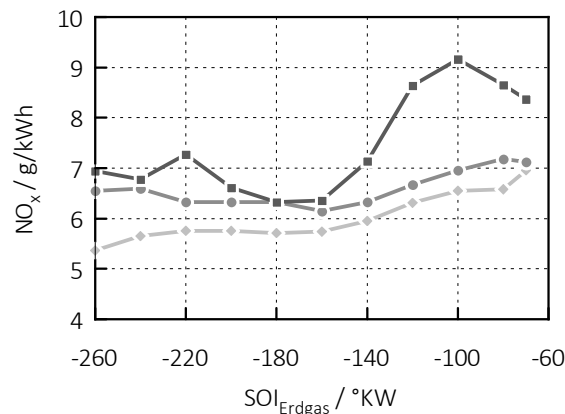
### Einblaselage – $\text{SOI}_{\text{CNG}}$

Die bereits zuvor beschriebene Auswirkung der Ladungsschichtung auf die unverbrannten Abgaskomponenten lässt sich anhand von Bild 5.3a sehr deutlich erkennen. Dies wirkt sich auch auf den indizierten Wirkungsgrad aus. Somit kann mit einer späten Einblaselage ein deutlicher Wirkungsgradanstieg von rund 5 Prozentpunkten erreicht werden.



(a) Anteil an Unverbrannten

(b) indizierter Wirkungsgrad



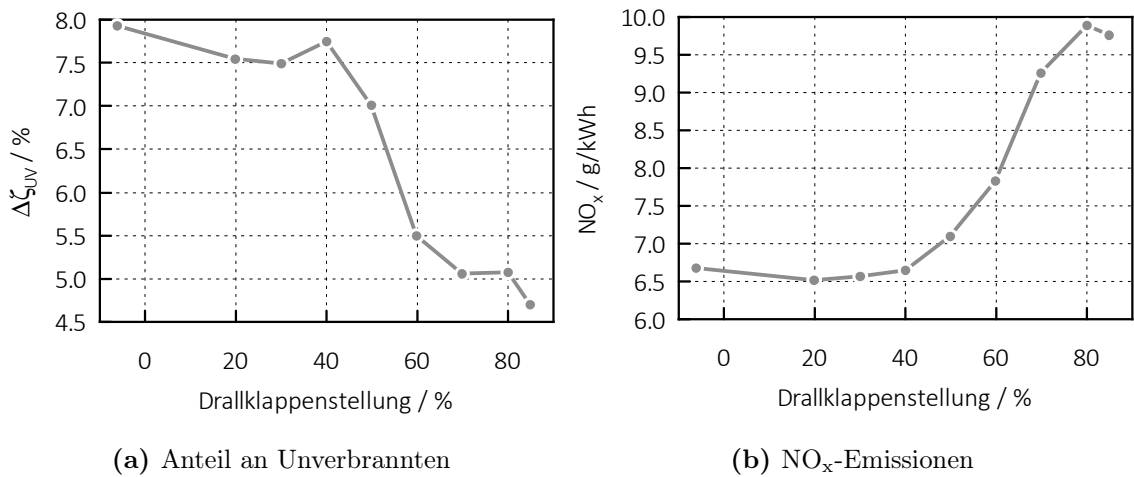
(c)  $NO_x$ -Emissionen

**Bild 5.3:**  $SOI_{Erdgas}$ -Variation in 1750/5 mit  $x_{Erdgas} = 89\%$ ,  $AGR = 0\%$  und Drallklappenstellung =  $0\%$

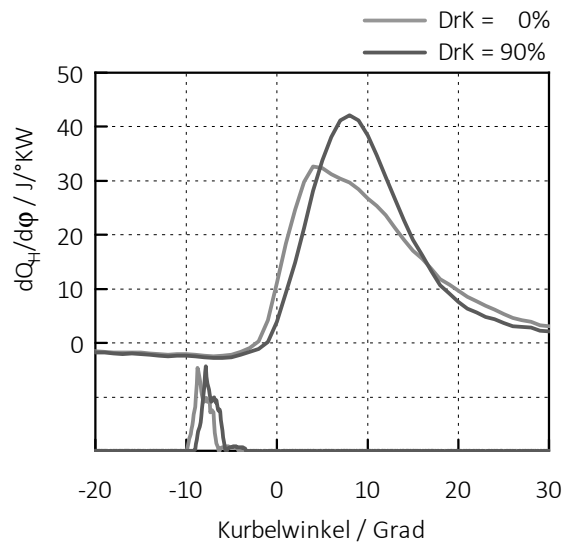
## Drall

Weiters ist ersichtlich, dass mit steigendem Drallniveau der Anteil an Unverbrannten abnimmt. Diese Charakteristik spiegelt sich auch in Bild 5.4a wieder. Der Grund hierfür liegt in der lokal günstigeren Gemischzusammensetzung, die die Umsetzung des Kraftstoffs begünstigt. Dies soll später noch näher erläutert werden.

Um die Verbrennungsschwerpunktlage konstant bei  $10^\circ KW$  halten zu können, wird



**Bild 5.4:** Drall-Variation in 1750/5 mit  $x_{CNG} = 88\%$ ,  $SOI_{CNG} = -100^\circ KW$ ,  $MFB50 = 10^\circ KW$  und  $AGR = 0\%$



**Bild 5.5:** Heizverläufe und Dieselzündstrahl-Signal aus Drall-Variation in 1750/5 und  $MFB50 = 10^\circ KW$

mit zunehmender Drallklappenstellung die Einspritzlage des Dieselzündstrahls nach spät verschoben. Dies führt wiederum zu einer erhöhten NO<sub>x</sub>-Bildung, weil es dadurch zu einem Anstieg der Verbrennungstemperatur kommt. Der Grund hierfür liegt in der ausgeprägteren Schichtung, da das eingeblasene Gas aufgrund des verstärkten Dralls zunehmend „gebündelt“ wird.

Wie sich der Drall auf die Heizverläufe bei den unterschiedlichen Betriebspunkten in



der Variation auswirkt, ist in Bild 5.5 dargestellt. Darin lässt sich erkennen, dass es mit Hilfe des Dralls zu einer deutlich schnelleren Umsetzung kommt und sich ein nahezu symmetrischer Verlauf ergibt. Die längere Brenndauer und die niedrigere Verbrennungstemperatur wirken sich positiv auf die  $\text{NO}_x$ -Bildung aus, führen aber zu einem Anstieg der Unverbrannten. Dieser Sachverhalt ist wiederum in Bild 5.4 ersichtlich.

### Abgasrückführung – AGR

Jedenfalls einen großen Einfluss hat das Drallniveau auch in Bezug auf die AGR-Verträglichkeit. Diese lässt sich am besten über den Coefficient of Variation (COV) darstellen. Der COV des indizierten Mitteldrucks ist ein Maß für die zyklische Stabilität der Verbrennung. Je niedriger dieser Wert ausfällt, desto stabiler verläuft die Verbrennung.

Aus Bild 5.6b lässt sich ableiten, dass der Einfluss des Dralls auf die Verbrennungstabilität bemerkenswert ist. Damit sind die für die niedrigen Stickoxidemissionen erforderlichen hohen AGR-Raten realisierbar.

Mit Hilfe des AGR wird auch das globale Luftverhältnis in für die Verbrennung günstigere Bereiche verschoben. Wie sich das Luftverhältnis mit der AGR-Rate ändert, ist in Bild 5.6a ersichtlich. In Verbindung mit der Einblaselage von  $-100^\circ\text{KW}$  und der daraus resultierenden moderaten Schichtung, erreicht man in diesem Betriebspunkt wiederum eine Abnahme der unverbrannten Abgaskomponenten. Der Zusammenhang ist in Bild 5.6c aufgetragen.

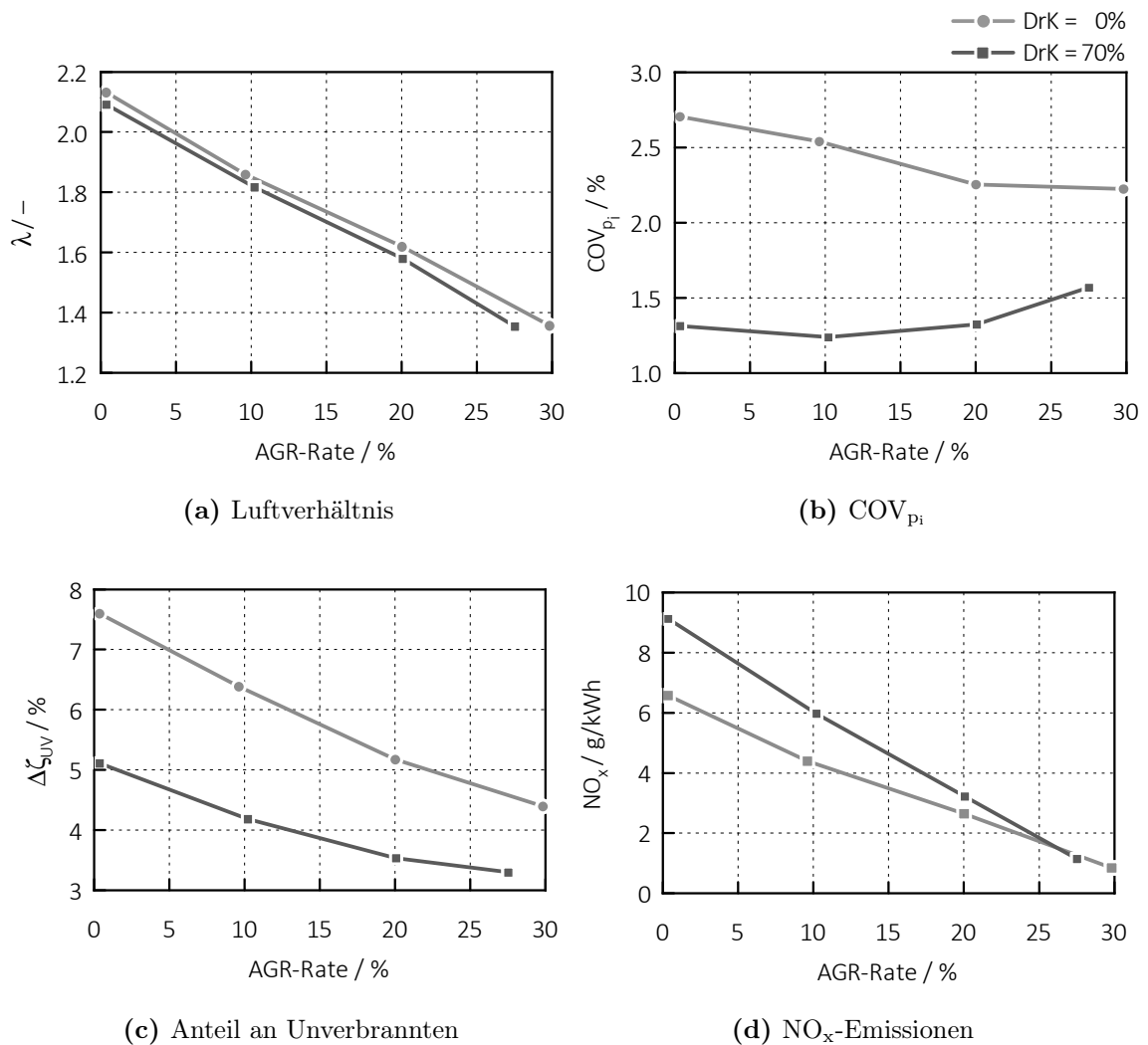
Dass die Stickoxide mit steigender AGR-Rate abnehmen, ist bereits in den Grundlagen erläutert worden. Um diesen Effekt aber auch mit Messdaten zu untermauern, ist in Bild 5.6d der Verlauf der  $\text{NO}_x$ -Emissionen über der AGR-Rate dargestellt.

Es sind in allen Diagrammen wieder die Vergleiche der Variationen mit und ohne Drall dargestellt. Dabei ergeben sich teils erhebliche Unterschiede, wie dies beispielsweise am Niveau der Unverbrannten oder auch an den Stickoxiden erkennbar ist. Der Grund hierfür liegt im Ablauf der Verbrennung selbst.

In Bild 5.7 sind mehrere Heizverläufe aufgetragen. Es sind darin zwei Punkte ohne Drall ersichtlich, um den Einfluss der AGR zu zeigen, sowie ein Punkt mit einer Drallklappenstellung von 70 %.

Ohne Drall kann davon ausgegangen werden, dass sich die Schichtung in der Mulde nicht so stark konzentriert. Daher kommt es lokal nicht zu dem Ausmaß an Zonen, die die Stickoxidbildung begünstigen, wie dies beim erhöhten Drall der Fall ist. Dies ist anhand des niedrigeren  $\text{NO}_x$ -Ausgangsniveaus erkennbar. Da sich noch kein AGR im Brennraum befindet, ist auch die Zündverzugszeit sehr kurz und das Gemisch verbrennt zu Beginn mit einem steilen Anstieg, sichtbar im Heizverlauf. Nun wirkt sich aber bereits das lokal höhere Luftverhältnis aus. Der Anteil an Unverbrannten ist größer, weil der Kraftstoff nicht vollständig umgesetzt werden kann und es tritt eine verstärkte verschleppte Verbrennung auf, die sich auch im Wirkungsgrad niederschlägt.

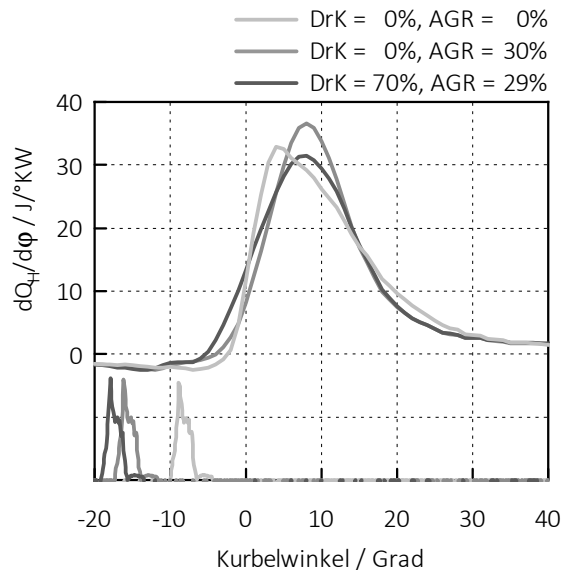
Wird der Motor mit der hohen AGR-Rate von 30 % betrieben, so ergibt sich ein



**Bild 5.6:** AGR-Variation in 1750/5 mit  $x_{Erdgas} = 87.5\%$ ,  $SOI_{Erdgas} = -100^\circ KW$  und  $MFB50 = 10^\circ KW$

veränderter Heizverlauf. Das Inertgas im Brennraum sorgt dafür, dass die Zündverzugszeit ansteigt und die Verbrennung anfangs wesentlich „sanfter“ verläuft. Um die Schwerpunktlage von  $10^\circ KW$  halten zu können, muss die Einspritzlage nach früh verstellt werden. Jedoch führt das niedrigere Luftverhältnis dazu, dass der Kraftstoff besser umgesetzt werden kann, und so sinken die Emissionen an HC und CO (siehe Bild 5.6c).

Vergleicht man nun die beiden Punkte, die eine ähnlich große AGR-Rate aufweisen, so ist erkennbar, dass der Drall eine hohe Relevanz für das Brennverfahren darstellt. Die Einspritzlage muss noch weiter nach früh verstellt werden, um die Schwerpunktlage konstant zu halten, während das Brennende nahezu ident ist. Ein möglicher Grund



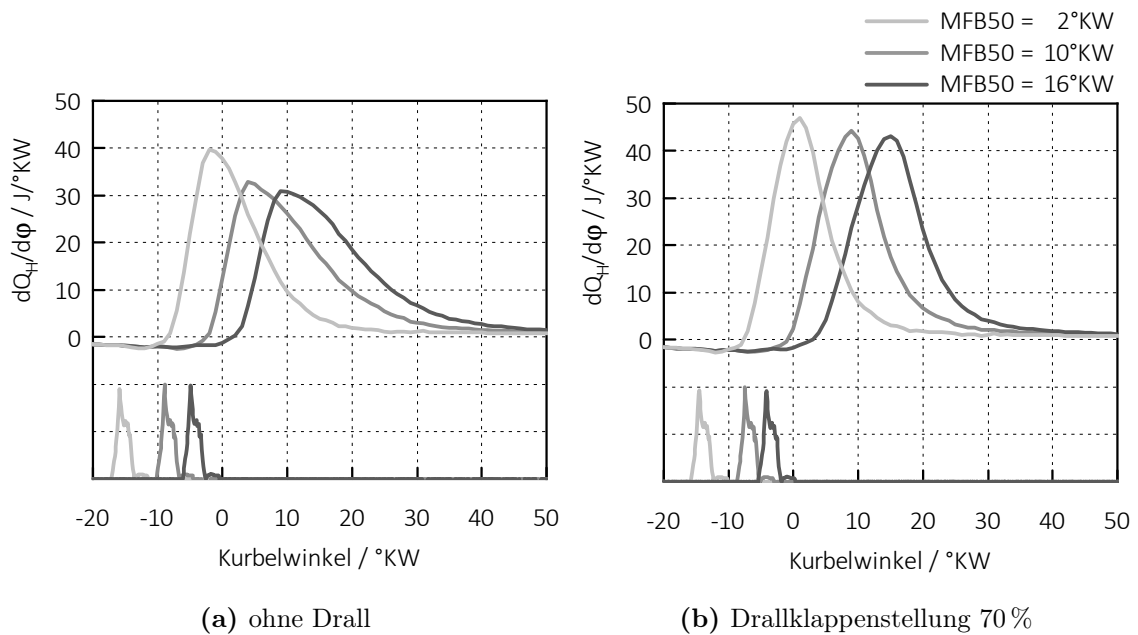
**Bild 5.7:** Heizverläufe und Dieselzündstrahl-Signal aus AGR-Variation in 1750/5 und MFB50 = 10 °KW

für dieses Verhalten wäre die Ausprägung der Ladungsschichtung. Durch das erhöhte Drallniveau wird die Ladung in der Kolbenmulde konzentriert. Obwohl das Luftverhältnis vom Vergleichspunkt sehr ähnlich ist, kommt es lokal zu einer Gemischanfettung und damit zu einem größeren Zündverzug. Da der Sauerstoff nicht so schnell in die Mulde diffundieren kann, verbrennt das Gemisch langsamer, um dann aber in einem nahezu symmetrischen Verlauf umgesetzt zu werden. Trotz des günstigen Emissionsverhaltens weist dieser Betriebspunkt aufgrund der wesentlich längeren Brenndauer einen Wirkungsgradnachteil auf. Dieser rührt aber nicht zuletzt auch aus der Erzeugung der Ladungsbewegung und beträgt knapp einen Prozentpunkt.

### Verbrennungsschwerpunktlage – MFB50

Der MFB50 steht stellvertretend für die Verbrennungsschwerpunktlage und kennzeichnet jenen Punkt, an dem 50% der Energie umgesetzt sind. Er nimmt einen großen Einfluss auf die Verbrennung, weil die Schwerpunktlage maßgeblich deren Verlauf beeinflusst. Um sich diese Tatsache vor Augen zu führen, sind in Bild 5.8 mehrere Heizverläufe mit unterschiedlicher Schwerpunktlage dargestellt.

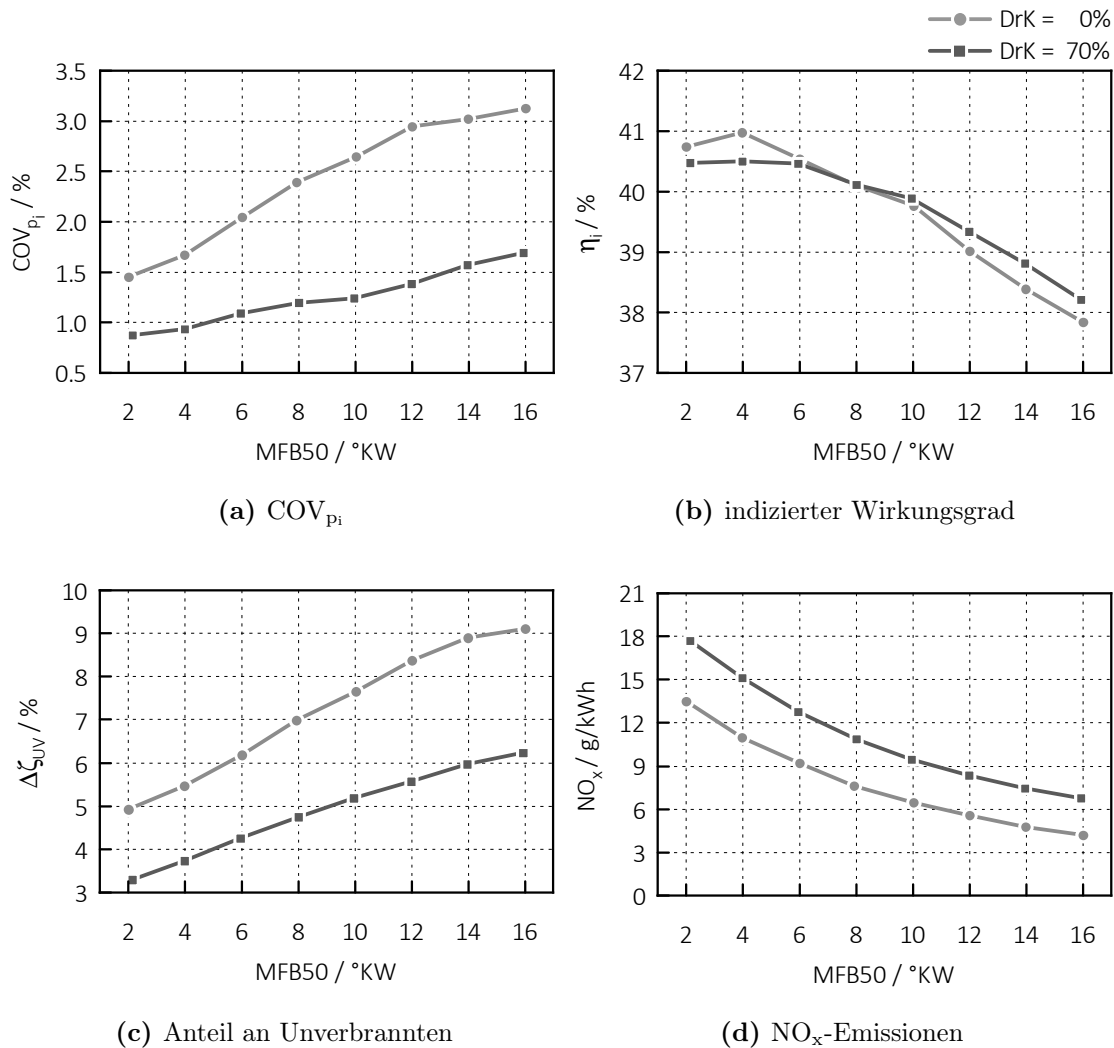
Gegenübergestellt sind hier die Variationen mit und ohne Drall. Die Einspritzlagen des Dieselzündstrahls sind für die einzelnen Vergleichspunkte nahezu ident. Es zeigt sich, dass der Drall maßgeblich die Umsetzung beeinflusst, indem er die Brenndauer entscheidend verkürzt. Dies wirkt sich weiters auch auf die Stabilität der Verbrennung aus, weil es durch den Drall möglich wird, das Gemisch reproduzierbarer in der Mulde zu



**Bild 5.8:** Heizverläufe und Dieselzündstrahl-Signal aus MFB50-Variation in 1750/5 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 88\%$ ,  $\text{SOI}_{\text{Erdgas}} = -100^\circ\text{KW}$ ,  $\text{AGR} = 0\%$  und unterschiedlicher Drallklappenstellung

halten. Eine erhöhte Brenndauer schlägt sich wiederum auf den Wirkungsgrad nieder, der mit später liegendem MFB50 abnimmt. Die beiden Zusammenhänge sind in Bild 5.9 dargestellt. So zeigt sich, dass zumindest die Tendenz der Abhängigkeit vom indiziertem Wirkungsgrad unabhängig vom Drall ist.

Dass sich nun doch, wenn auch nur geringe Unterschiede in der Höhe des Wirkungsgrades ergeben, ist anhand der Emissionen erkennbar. Mit später liegendem Verbrennungsschwerpunkt nimmt zwar die Temperatur bei der Verbrennung ab, was zu geringeren Emissionen von Stickoxiden führt, aber die Bedingungen für die Umsetzung des Kraftstoffes werden ungünstig beeinflusst. Dies spiegelt sich entsprechend Bild 5.9c in den Anteilen an unverbrannten Kraftstoffkomponenten wieder. Dieser Sachverhalt lässt sich darauf zurückführen, dass bei der frühen Einbringung des Dieselzündstrahls bessere Bedingungen für einen kurzen Zündverzug und eine schnelle Umsetzung des Gemischs gegeben sind. Eine spätere Umsetzung ergibt eine längere Zeit, die für die Homogenisierung des Erdgases zur Verfügung steht und wirkt sich in diesem Fall negativ aus.



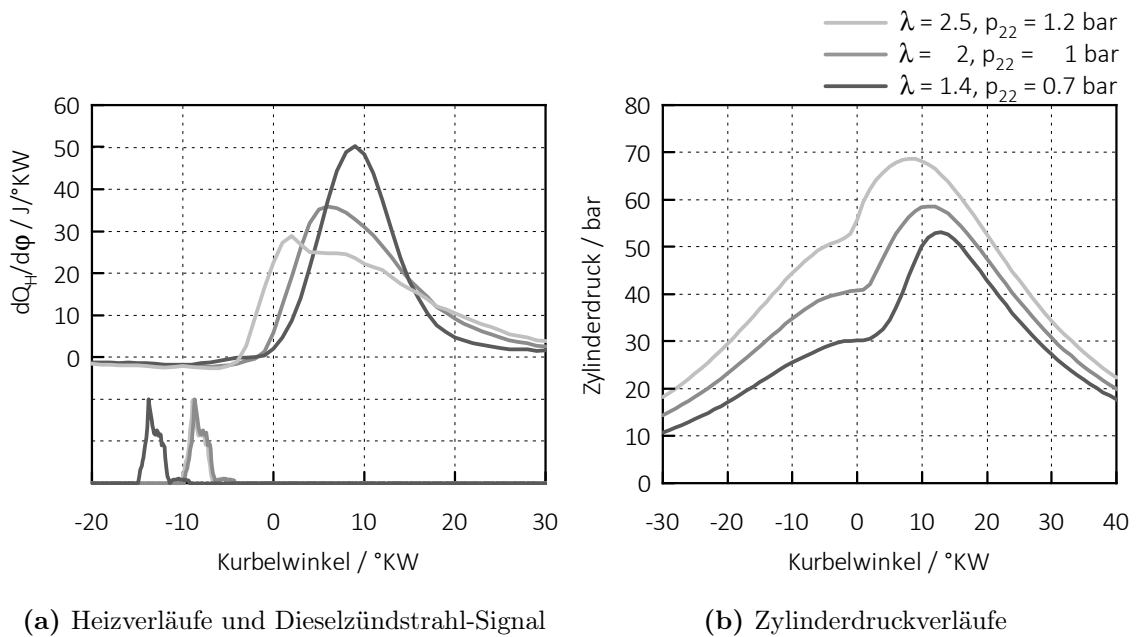
**Bild 5.9:** MFB50-Variation in 1750/5 mit  $x_{Erdgas} = 88\%$ ,  $SOI_{Erdgas} = -100^\circ KW$ ,  $AGR = 0\%$  und unterschiedlicher Drallklappenstellung

### Luftverhältnis – $\lambda$

Einen erheblichen Einfluss auf die Verbrennung übt das Luftverhältnis aus. Dies ist bereits aus den vorangegangenen Variationen ersichtlich geworden und soll hier noch einmal im Detail gezeigt werden. Es wird darauf aufmerksam gemacht, dass es sich dabei eigentlich um eine Saugrohrdruck-Variation handelt. Deshalb sind die Werte vom Luftverhältnis oft nicht deckungsgleich.

Die Heizverläufe in Bild 5.10a ergeben sich aus der Variation des Luftverhältnisses und wurden alle bei einer Einblaselage von  $-100^\circ KW$ , also moderater Schichtung, gemessen. Die zugehörigen Zylinderdruckverläufe sind in Bild 5.10b dargestellt. Im

Betriebspunkt mit  $\lambda = 2.5$  ergibt sich aufgrund des höheren Saugrohrdrucks bei Einspritzbeginn kurzzeitig eine gute Umgebung für den Brennbeginn, weshalb der Zündverzug sehr kurz ist. Die Selbstzündungsbedingungen sind hier wegen dem höheren Temperatur- und Druckniveau verbessert. Dann jedoch wirkt sich das global sehr mageres Gemisch negativ auf den Heizverlauf aus, indem es zu einer markanten verschleppten Verbrennung kommt. Die daraus resultierenden hohen Emissionen an Unverbrannten sind in Bild 5.11a aufgetragen.

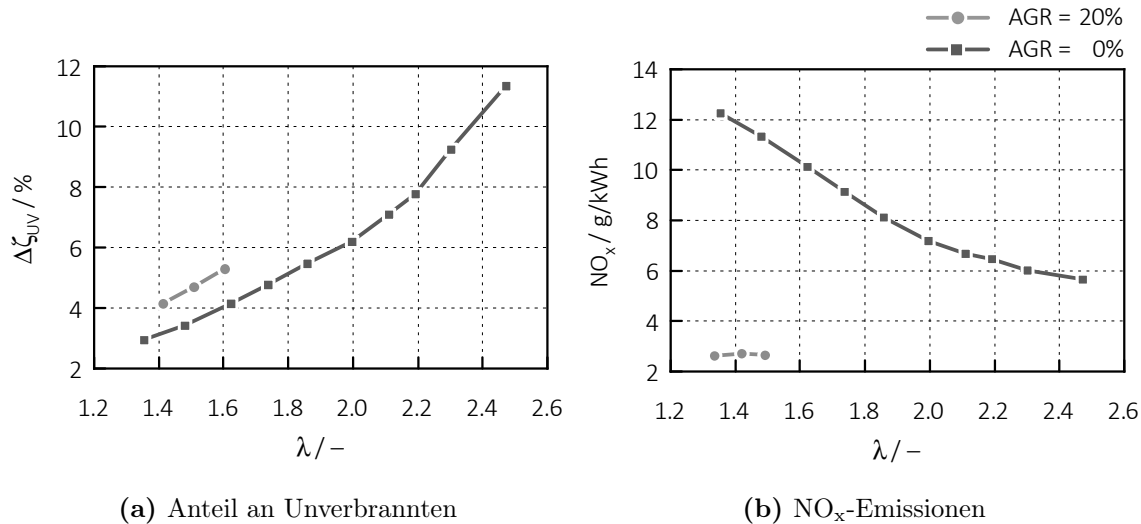


**Bild 5.10:** Heizverläufe und Dieselzündstrahl-Signal sowie Zylinderdruckverläufe aus Variation des Luftverhältnisses in 1750/5 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 88\%$ ,  $\text{SOI}_{\text{Erdgas}} = -100^\circ\text{KW}$ ,  $\text{MFB50} = 10^\circ\text{KW}$  ohne Drall

Bei einer Absenkung des Luftverhältnisses auf 2 ergibt sich ein etwas längerer Zündverzug trotz nahezu identer Einspritzlage. Die Umsetzung des Kraftstoffs erfolgt immer noch nicht optimal. Lediglich auf die  $\text{NO}_x$ -Emissionen hat das sehr mageres Gemisch einen positiven Einfluss, wie in Bild 5.11b erkennbar ist. Dieser Effekt resultiert, wie bereits früher erwähnt worden ist, aus den wenig vorhandenen Zonen für die Stickoxid-Bildung. Hinzu kommt aber noch, dass aufgrund des höheren Luftverhältnisses die Temperatur bei der Verbrennung niedriger liegt und damit die Bedingungen für die Stickoxid-Bildung weniger begünstigt werden.

Zusätzlich ist noch ein Betriebspunkt mit  $\lambda = 1.4$  einbezogen. In diesem Punkt ist bereits ein deutlicher Zündverzug erkennbar, der auf das lokal fettere Gemisch zurückzuführen ist. Hinzu kommt, dass durch den geringeren Saugrohrdruck die Bedingungen für Selbstzündung verschlechtert werden. Es ergibt sich aber wiederum in Bezug auf

die Unverbrannten ein Vorteil, der auf die vollständigere Umsetzung des eingebrachten Kraftstoffes zurückzuführen ist.



**Bild 5.11:** Variation des Luftverhältnisses in 1750/5 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 88 \%$ ,  $\text{SOI}_{\text{Erdgas}} = -100^\circ\text{KW}$ ,  $\text{MFB50} = 10^\circ\text{KW}$  ohne Drall

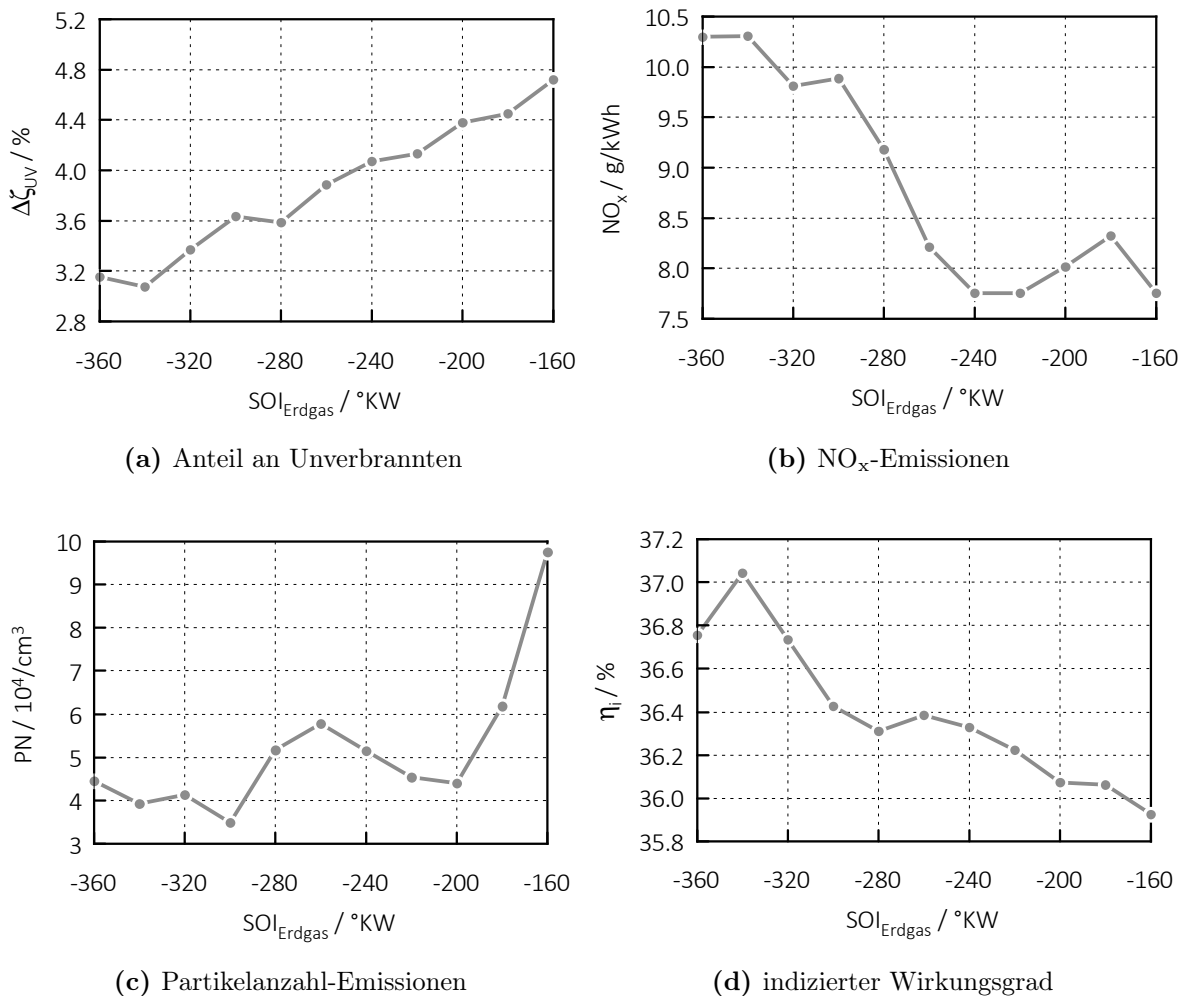
In Bild 5.11 ist zusätzlich eine Variation mit 20% AGR aufgetragen. Es liegen hier weniger Messpunkte vor. Vom ersten Messpunkt ausgehend wurde der Saugrohrdruck weiter verringert, bis schließlich kein stabiler Verbrennungsablauf mehr erreicht werden konnte. Es kam letztendlich zu Aussetzern, weshalb die Messreihe bei  $\lambda \approx 1.4$  abgebrochen wurde.

## 5.1.2 Homogen stöchiometrischer Betriebspunkt

Beim Lastpunkt 1750/15 mit  $\lambda = 1$  sind bestimmte Betrachtungen nicht mehr erforderlich. So kann hier betriebsbedingt auf eine Luftverhältnis-, AGR- sowie  $x_{\text{Erdgas}}$ -Variation verzichtet werden. Es soll jedoch darauf aufmerksam gemacht werden, dass zum Zeitpunkt der Durchführung dieser Messungen noch nicht bekannt war, welche Methode der Luftverhältnis-Bestimmung in diesem Betriebsbereich am besten geeignet ist. Dies wurde erst später bei den Katalysatoruntersuchungen bekannt. Es wurden daher diese Messungen auf Basis vom Luftverhältnis nach Brettschneider durchgeführt. Im Nachhinein ist aber bekannt, dass diese Methode zu mager anzeigt. Deshalb liegt das Luftverhältnis nach ETAS bei diesen Messungen im Durchschnitt bei  $\lambda = 0.98$  (anstelle  $\lambda = 1$ ).

### Einblaselage – $SOI_{\text{Erdgas}}$

Die Einblaselage ist auch bei diesem Lastpunkt eine wichtige Größe, weil davon die Gemischhomogenisierung abhängt. Je später die Einbringung des Erdgas in den Zylinder gewählt wird, desto weniger Zeit steht für die Homogenisierung der Ladung zur Verfügung.



**Bild 5.12:**  $SOI_{\text{Erdgas}}$ -Variation in 1750/15 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 95\%$ ,  $MFB_{50} = 10$  °KW ohne Drall

Dies wird anhand Bild 5.12 deutlich, wo ein Anstieg der unverbrannten Abgaskomponenten durch einen ungünstigen Kraftstoffumsatz sowie eine Verringerung der Emissionen an Stickoxiden ersichtlich ist.

Die Zusammenhänge sind darauf zurückzuführen, dass es lokal zur Bildung fetter Zonen kommt. In diesen Zonen ist die Temperatur geringer und dadurch reduziert



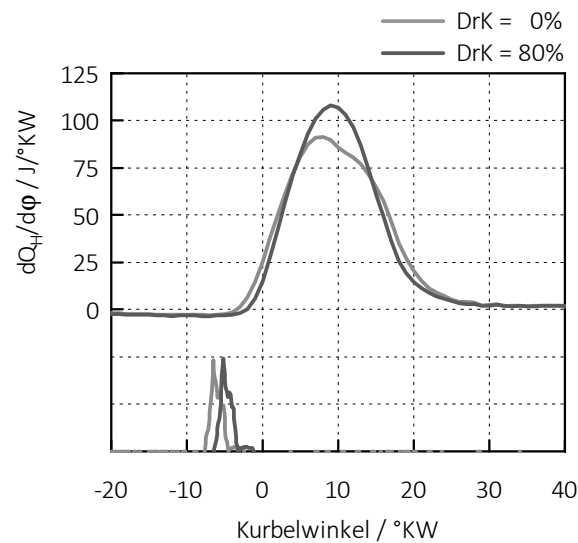
sich die  $\text{NO}_x$ -Bildung. Außerdem kann der Kraftstoff nicht mehr vollständig umgesetzt werden.

Die fetten Zonen bringen aber günstige Bedingungen für die Ruß-Bildung mit sich. Dieser Sachverhalt ist in Bild 5.12c dargestellt. Im homogen stöchiometrischen Betrieb ist eine Ladungsschichtung hinsichtlich des Luftverhältnisses kontraproduktiv. Daher sinkt der indizierte Wirkungsgrad immer weiter, weshalb ein Betrieb bei dieser Einblaselage als nicht sinnvoll erachtet werden kann.

## Drall

Der Einfluss des Dralls auf das Brennverfahren ist auch in diesem Betriebspunkt dargestellt. Die Messungen wurden bei einer Einblaselage von  $-300^\circ\text{KW}$  durchgeführt.

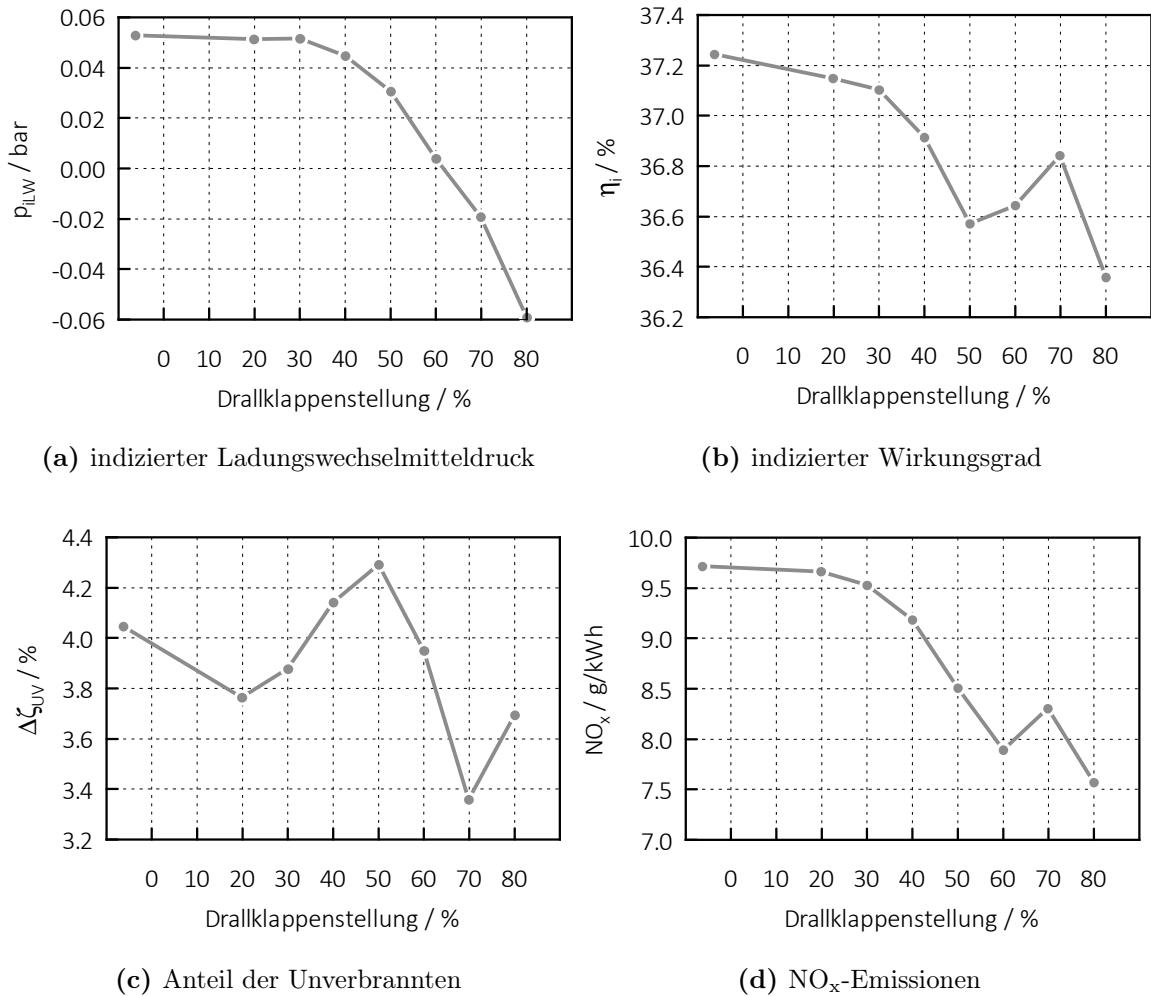
Die Aufbringung der erhöhten Ladungsbewegung geht direkt in die Ladungswechselschleife ein. Diesen Zusammenhang soll Bild 5.14a veranschaulichen. Während ohne Drall aufgrund des guten Arbeitsbereichs für den Turbolader sogar eine positive Ladungswechselschleife erreicht wird, verschlechtern sich die Verhältnisse zunehmend mit steigender Drallklappenstellung, bis schließlich eine negative Ladungswechselschleife entsteht.



**Bild 5.13:** Heizverläufe aus Variation der Drallklappenstellung in 1750/5 und  $\text{MFB}_{50} = 10^\circ\text{KW}$

Der kurze Anstieg im Verlauf des Wirkungsgrades bei 70 % Drallklappenstellung trat bei den Messungen reproduzierbar auf.

Es kommt zu einer schlagartigen Verbesserung im Verbrennungsablauf, der von deutlich günstigeren Bedingungen hinsichtlich der Ladungsbewegung auszugehen scheint. Wie sich die Strömungszustände im Brennraum in diesem Messpunkt gestalten ist



**Bild 5.14:** Variation der Drallklappenstellung in 1750/15 mit  $x_{Erdgas} = 95\%$ ,  $SOI_{Erdgas} = -300^\circ KW$  und  $MFB50 = 10^\circ KW$

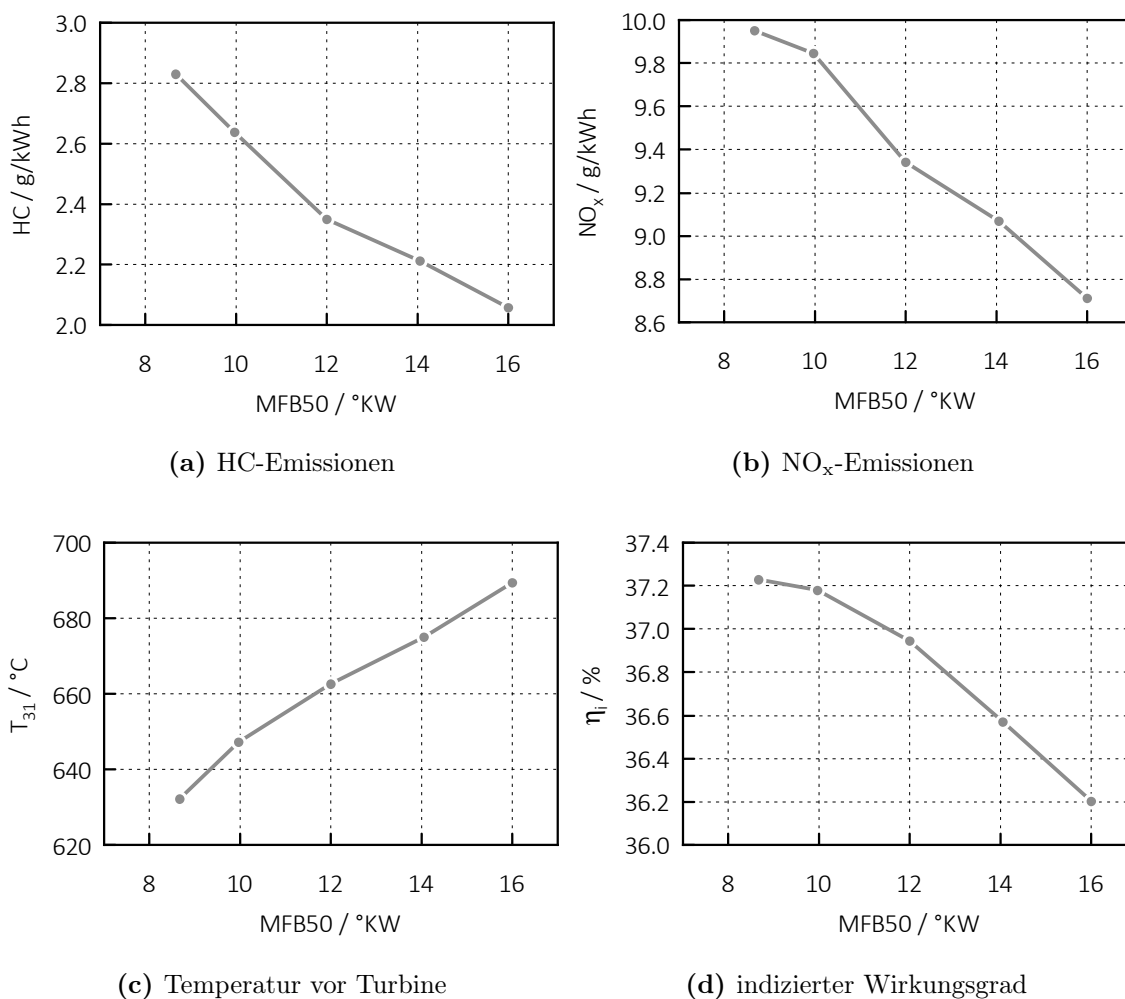
jedoch ohne optische Messung bzw. 3D-CFD-Rechnung schwer nachvollziehbar. Der Effekt ist auch im Heizverlauf sichtbar.

In Bild 5.13 sind die beiden Heizverläufe ohne Drall und mit einer Drallklappenstellung von 80% gegenübergestellt. Es ist erkennbar, dass eine deutlich schnellere Umsetzung bei einem gänzlich symmetrischen Verlauf um den Schwerpunkt auftritt.

Auch die Emissionen ändern sich mit der Ladungsbewegung. Dies ist wiederum auf die Verbrennung selbst zurückzuführen, da eine bessere Umsetzung des Kraftstoffs zu geringeren HC- und CO-Emissionen führt. Das hohe Ausgangsniveau an NO<sub>x</sub>-Emissionen rührt daher, dass mit zunehmendem Drall schlechter homogenisiert wird. Dadurch ist das Gemisch lokal fetter und damit auch die Temperatur geringer, wodurch die NO<sub>x</sub>-Emissionen mit zunehmendem Drall reduziert werden.

### Verbrennungsschwerpunktlage – MFB50

Neben den bereits zuvor diskutierten Applikationsparametern ist auch der Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage beim homogen stöchiometrischen Brennverfahren untersucht worden. Es zeigt sich eine Parallele zum mageren Betriebspunkt, weil auch hier mit immer später liegendem MFB50 die Verbrennungstemperatur abnimmt und so die Emissionen an  $\text{NO}_x$  sinken (siehe Bild 5.15b). Ein Gegensatz ergibt sich aber beim Anteil an unverbrannten Abgaskomponenten. Die HC-Emissionen verringern sich nämlich, weil mehr Zeit für eine Homogenisierung des Gemischs zur Verfügung steht.



**Bild 5.15:** MFB50-Variation in 1750/15 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 95\%$ , MFB50 = 10 °KW und  $\text{SOI}_{\text{Erdgas}} = -300$  °KW ohne Drall

Durch die späte Verbrennung kommt es aber zu einer Anhebung der Abgastemperatur. Dieser Zusammenhang mit dem Verbrennungsschwerpunkt tritt grundsätzlich bei

allen Betriebspunkten auf und dient oft auch als Katalysatorheizstrategie. Die Anhebung der Temperatur vor der Turbine ist in Bild 5.15c dargestellt.

Während sich der späte MFB50 positiv auf die Emissionen auswirkt, beeinflusst er den indizierte Wirkungsgrad erwartungsgemäß negativ. Mit immer später liegender Einspritzung beginnt die Verbrennung in immer ungünstiger liegenden Kurbelwinkelbereichen, wodurch auch der Spitzendruck stark abfällt. Um sich eine Größenordnung vor Augen zu führen, beträgt der Unterschied im Spitzendruck im Vergleich von  $\text{MFB50} = 8^\circ\text{KW}$  zu  $16^\circ\text{KW}$  nahezu 30 bar. Der indizierte Wirkungsgrad ist in Bild 5.15d dargestellt.

## 5.2 Einfluss von Ladungsbewegung

Anhand einzelner Variationen soll in diesem Kapitel gezeigt werden, welchen Einfluss die Ladungsbewegung auf das Brennverfahren ausübt. Verglichen werden, wie bereits erwähnt, die Messungen von Standardzylinderkopf (SZK) und Tumblezylinderkopf (TZK), beide jeweils mit dem Serienkolben. Dabei wird der TZK in Abstufungen von rot, der SZK wie zuvor in grau dargestellt.

Da einige Variationen mit und ohne Drall gemessen worden sind, werden diese einander gegenübergestellt. Auch beim TZK kann neben der Tumbleströmung ein Drall realisiert werden, da die Drallklappe nach wie vor vorhanden ist. Es kommt dann zu einer Überlagerung der Strömungen. Deren Auswirkung auf das Brennverfahren mit dem jeweiligen Applikationsparameter soll nun erläutert werden.

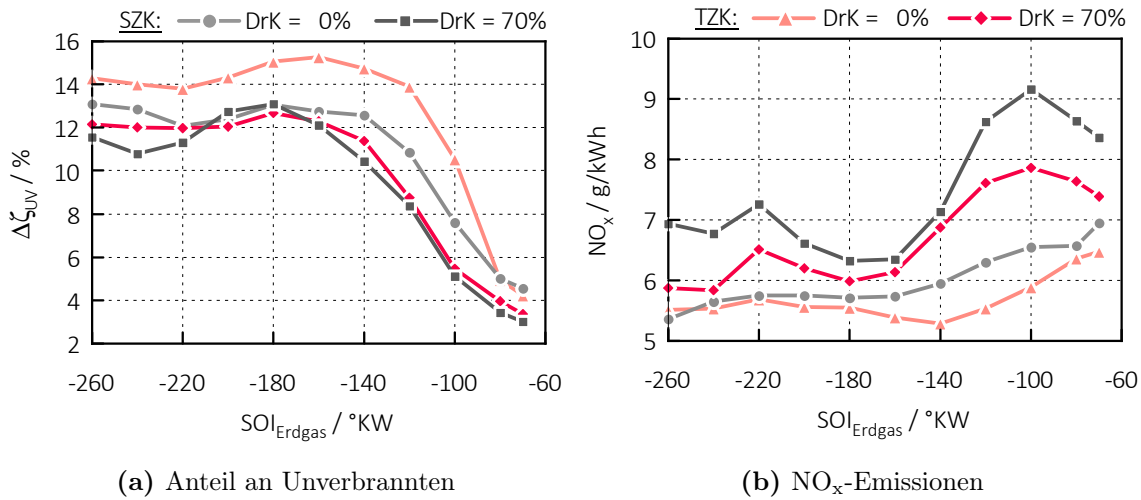
### 5.2.1 Magerer Betriebspunkt

#### Einblaselage – $\text{SOI}_{\text{Erdgas}}$

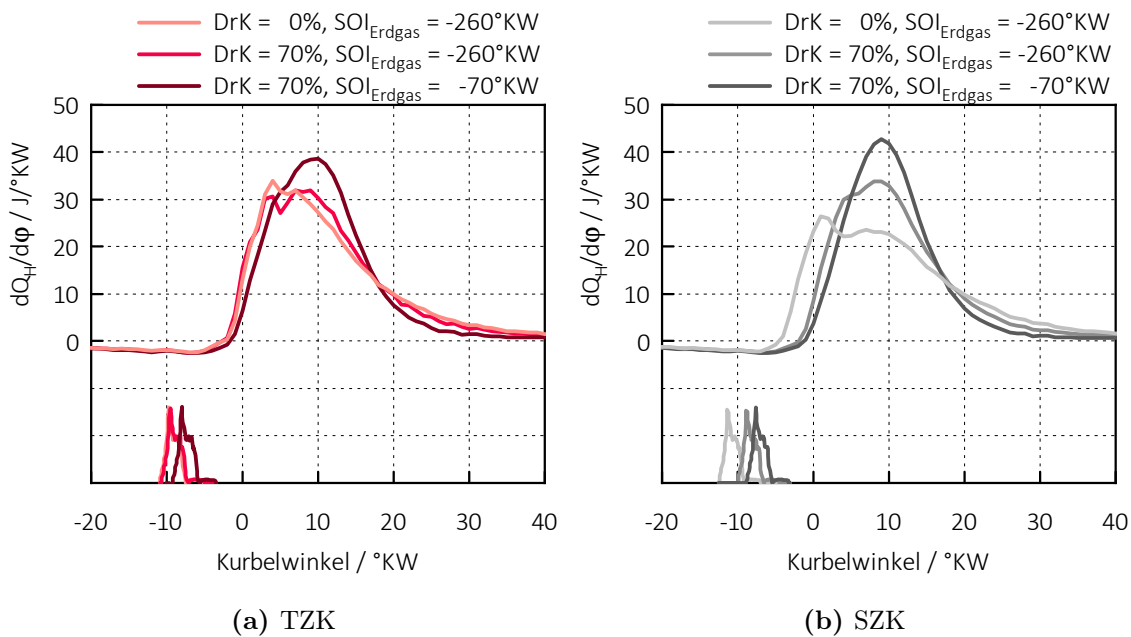
Die grundlegende Tendenz der Messgrößen in der Variation der Einblaselage bleibt auch beim TZK erhalten, jedoch in anderen Größenordnungen. Dies ist in Bild 5.16 ersichtlich. Es zeigt sich, dass auch beim TZK bei erhöhtem Drallniveau eine Minderung der HC- und CO-Emissionen erreicht werden kann. Das durchwegs höhere Niveau an Unverbrannten beim TZK ohne Drall ist auf die bessere Homogenisierung des sehr mageren Gemischs zurückzuführen, die grundsätzlich Ziel einer Tumbleströmung ist.

Dies wirkt sich auch direkt auf die Stickoxid-Emissionen aus. Aufgrund der besseren Homogenisierung ergeben sich für die Stickoxide weniger Bildungszonen und das Niveau liegt dadurch unterhalb jenem der anderen Variationen. Der Trend höherer Stickoxid-Emissionen bei den Variationen mit Drall ist bei beiden Zylinderköpfen ersichtlich. Dennoch wirkt sich hier wieder der Tumble auf die Gemischbildung aus und es wird ein durchwegs geringeres  $\text{NO}_x$ -Niveau als beim SZK erreicht.

In Bild 5.17 sind die Heizverläufe der beiden Konfigurationen dargestellt. Es zeigt sich, dass beim TZK mit Hilfe des Dralls bei früher Einblaselage nur geringfügige Unterschiede im Heizverlauf ersichtlich sind. Hingegen führt eine späte Gaseinblasung,



**Bild 5.16:** SOI<sub>Erdgas</sub>-Variation in 1750/5 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 88\%$ , MFB50 = 10 °KW und AGR = 0 %



**Bild 5.17:** Heizverläufe aus SOI<sub>Erdgas</sub>-Variation in 1750/5 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 88\%$ , MFB50 = 10 °KW und AGR = 0 % sowie unterschiedlicher Drallklappenstellung

also Schichtladung, in Kombination mit Drall zu einem näherungsweise symmetrischen Heizverlauf mit einer kürzeren Brenndauer.

Beim SZK ist das niedrige Turbulenzniveau ohne Drall deutlich erkennbar und äußert

sich in einer wesentlich längeren Brenndauer. Mit Hilfe von Drall wird hier jedoch ein fast symmetrischer Heizverlauf bei Ladungsschichtung erzeugt.

Es zeigt sich also, dass zur innermotorischen Reduzierung der CO- und HC-Emissionen im niedrigen Lastbereich eine späte Gaseinblasung sowie Drall zur Stabilisierung der Gemischbildung erforderlich ist. Dadurch treten aber erhöhte Stickoxid-Emissionen auf. Um diese zu reduzieren ist der Einsatz einer Abgasrückführung notwendig.

### Abgasrückführung – AGR

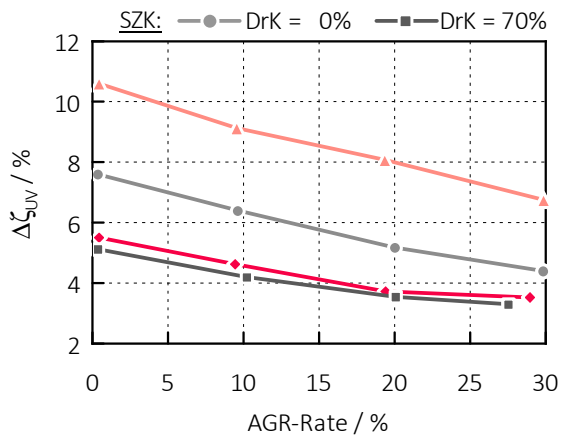
Jene Emissionsniveaus bei der Einblaselage von  $-100^\circ\text{KW}$  stellen nun die Ausgangsbasis für die AGR-Variation. Bei den betrachteten Schadstoffkomponenten kann mit Hilfe von AGR entsprechend Bild 5.18a und Bild 5.18b eine Reduktion erreicht werden. Wiederum zeigt sich, dass der Drall zu einer Minimierung der Unverbrannten beiträgt und bei den erforderlichen AGR-Raten auch kein Nachteil mehr für diese Varianten ersichtlich ist.

Aus Bild 5.18c geht hervor, dass der Drall für eine stabile Verbrennung erforderlich ist. Unter der Einwirkung dieser Ladungsbewegung sind die Niveaus in der zyklischen Verbrennungsstabilität bei SZK und TZK beinahe ident. Es ist auch deutlich erkennbar, wie sich der stochastische Zerfall des Tumbles in einzelne Turbulenzwirbel auf die Stabilität auswirkt. Ohne Drall liegt bei dieser Variante der  $\text{COV}_{\text{p}_i}$  höher als bei den anderen Varianten. Wiederum zeigt sich also, dass der Drall eine Bündelung der Ladung in der Mulde ermöglicht und so reproduzierbare Bedingungen für die Verbrennung schafft.

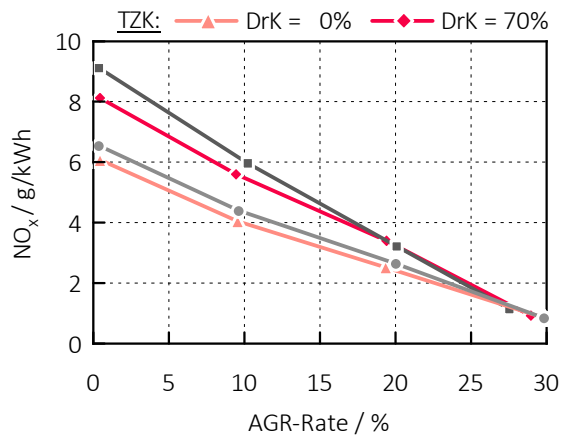
Obwohl die Niveaus sämtlicher Zielgrößen bei der AGR-Variation bei beiden Varianten sehr ähnlich sind, zeigt der TZK mit Drall eine deutliche Steigerung des indizierten Wirkungsgrades, wie er in Bild 5.18e aufgetragen ist. Bemerkenswert ist hier, dass die Charakteristika der jeweiligen Variationen mit und ohne Drall völlig identisch sind und sich lediglich in ihrer Lage unterscheiden. Außerdem tritt hervor, dass die Kombination TZK mit Drall noch intensiver reagiert und so die Differenz zum Ausgangszustand noch ausgeprägter als beim SZK ist.

Der Wirkungsgradvorteil, der hier in Augenschein tritt, kommt zum einen aus dem geringfügig höheren Luftverhältnis, das in Bild 5.18d dargestellt ist. Zum anderen erhält der TZK den wesentlichen Vorteil aus der Verbrennung.

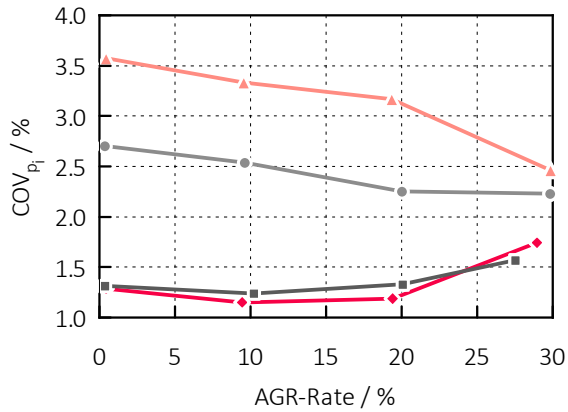
So zeigt sich, dass der indizierte Wirkungsgrad der Hochdruckschleife, der die Verbrennung repräsentiert, durchwegs höher als jener des SZK liegt. Hinzu kommt, dass der Ladungsmitteldruck aus Bild 5.18f zusätzlich, wenn auch nur geringfügig niedriger ist. Den wesentlichen Vorteil schaffen hier die größeren Einlassventile. All diese Größen tragen in Summe zum höheren indizierten Wirkungsgrad bei. Durch die Schichtung und das immer kleiner werdende Luftverhältnis kommt es bei höheren AGR-Raten schließlich wieder zu einem Abfall des Wirkungsgrades.



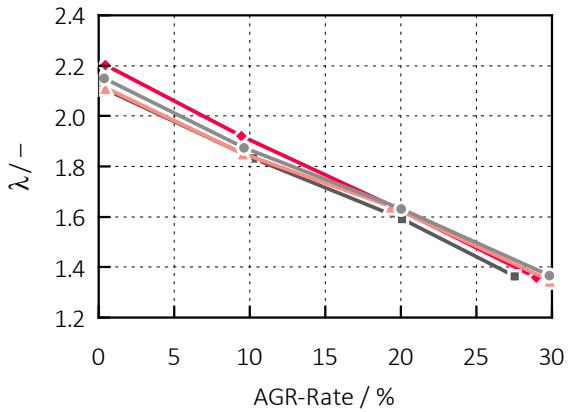
(a) Anteil an Unverbrannten



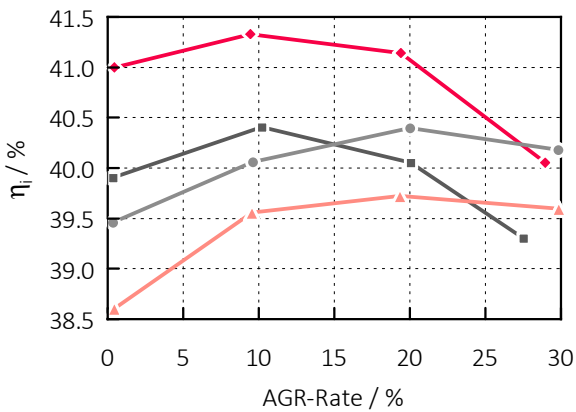
(b) NO<sub>x</sub>-Emissionen



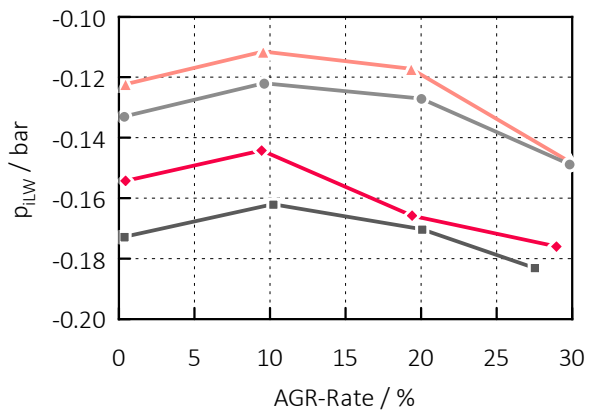
(c) COV<sub>p1</sub>



(d) Luftverhältnis



(e) indizierter Wirkungsgrad



(f) Ladungswechselmitteldruck

**Bild 5.18:** AGR-Variation in 1750/5 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 88\%$ ,  $\text{SOI}_{\text{Erdgas}} = -100^\circ\text{KW}$ ,  $\text{MFB}_{50} = 10^\circ\text{KW}$  und unterschiedlicher Drallklappenstellung

### Verbrennungsschwerpunktlage – MFB50

Es zeigen sich auch bei der Variation des MFB50 dieselben Abhängigkeiten in allen Variationen, jedoch wiederum in unterschiedlichen Größenordnungen. Der Tumble dürfte dazu beitragen, dass das Gemisch im Brennraum eher aus der Mulde geblasen wird und besser homogenisiert. Daher kommt es zu erhöhten HC- und CO-Emissionen, jedoch geringeren NO<sub>x</sub>-Emissionen. In Verbindung mit Drall wird die Ladung wieder besser in der Mulde behalten und das Niveau an Unverbrannten gleicht dem des SZK.

Neben den Unverbrannten übt der überlagerte Drall auch einen großen Einfluss auf die Zyklusstabilität in Bild 5.19c aus. Ohne den Drall, der hier unterstützend eingreift, liegt der COV<sub>pi</sub> bei 4 %. Dies lässt sich wiederum auf die Ladungsschichtung reduzieren, die ohne Drall nicht so gut in der Kolbenmulde konzentriert werden kann.

Wird das Augenmerk auf die Brenndauer gerichtet, so ergibt sich jeweils mit und ohne Drall eine unterschiedliche Tendenz, die sich auch in der Zyklusstabilität widerspiegelt. Während ohne Drall die Brenndauer mit später liegendem Verbrennungsschwerpunkt zunimmt, hilft die überlagerte Drallströmung, die Dauer der Verbrennung weitestgehend konstant zu halten. Dieser Effekt tritt beim TZK noch ausgeprägter hervor, wenngleich die Brenndauer beim SZK kürzer ist.

Interessant wird der Einfluss der Ladungsbewegung auch im Hinblick auf den indizierten Wirkungsgrad, wie er in Bild 5.19f aufgetragen ist.

Die erhöhte Brenndauer bei später liegendem MFB50 führt auch zu einem sinkenden indizierten Wirkungsgrad. Bemerkenswert ist jedoch, wie sehr sich der Drall auf die Verbrennung auswirkt, weil er hier für eine Anhebung des Wirkungsgrades um durchgehend 2 Prozentpunkte sorgt.

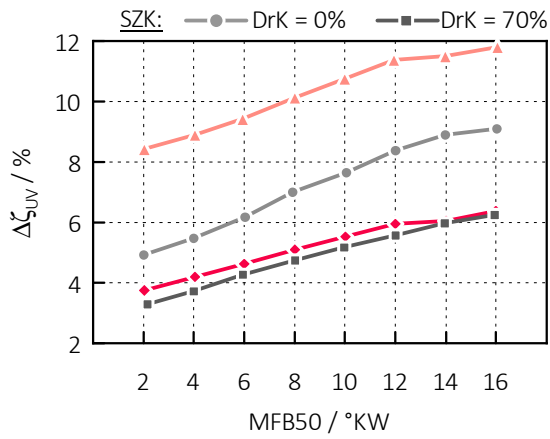
Es ist deutlich erkennbar, dass die hohen Emissionen an Unverbrannten aus Bild 5.19a zu einer Minderung des Wirkungsgrades führen, und dadurch jener des TZK ohne Drall unterhalb der anderen Variationen liegt. Nun liegt die Variation des TZK mit Drall nicht nur oberhalb jener ohne Drall, sondern auch über den beiden des SZK.

Warum es zu diesem Vorteil kommt, ist im  $pV$ -Diagramm in Bild 5.20 ersichtlich. Neben den grundsätzlich besseren Strömungsbedingungen aufgrund der größeren Einlassventile und damit kleineren Ladungswechselperlusten, trägt auch der Hochdruckteil zu einem höheren indizierten Wirkungsgrad bei und damit zu einem geringeren Kraftstoffverbrauch. Der entscheidende Teil aus der Hochdruckschleife ist im Bild herausgehoben. Es ist zu erkennen, dass die Verbrennung beim TZK deutlich schneller beginnt und auch steiler verläuft. Dies bringt die entscheidenden Vorteile im Wirkungsgrad.

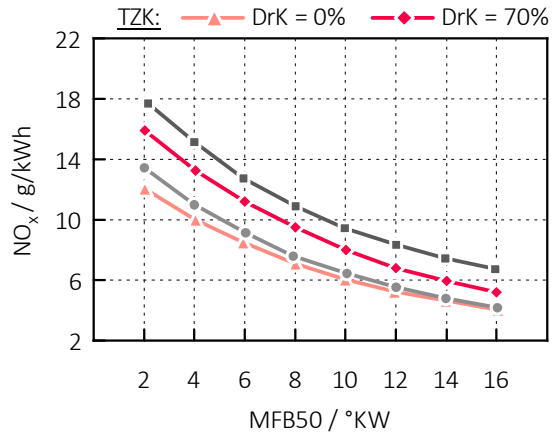
### Luftverhältnis – $\lambda$

Auch bei einer Änderung des Luftverhältnisses zeigt sich unter den verschiedenen Ladungsbewegungen eine Auswirkung auf die Verbrennung und die Emissionen. Es sei angemerkt, dass bei diesen Variationen die Drallklappe vollständig geöffnet war, also kein Drall induziert wurde. Daher ergibt sich für den TZK bei den HC- und CO-

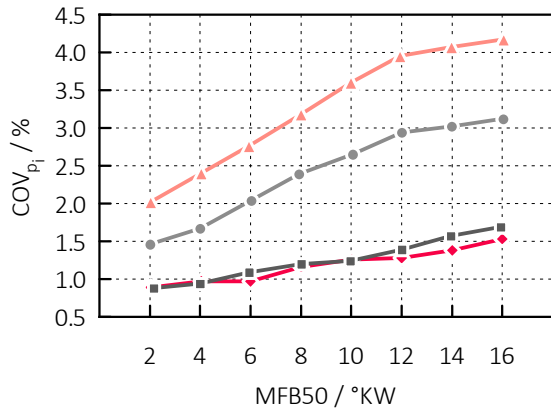




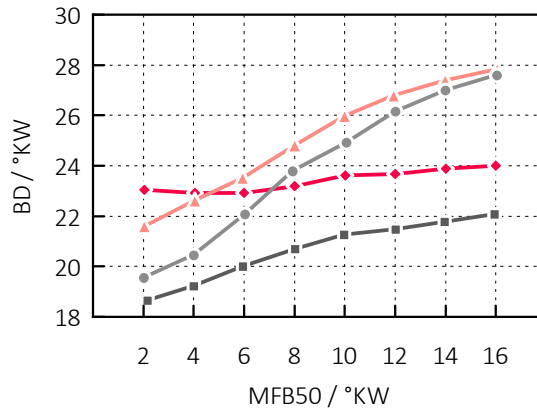
(a) Anteil an Unverbrannten



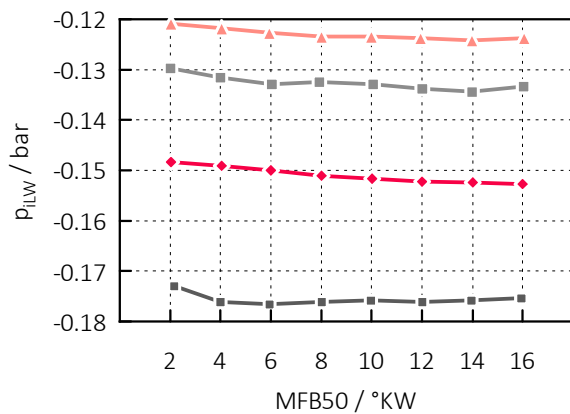
(b) NO<sub>x</sub>-Emissionen



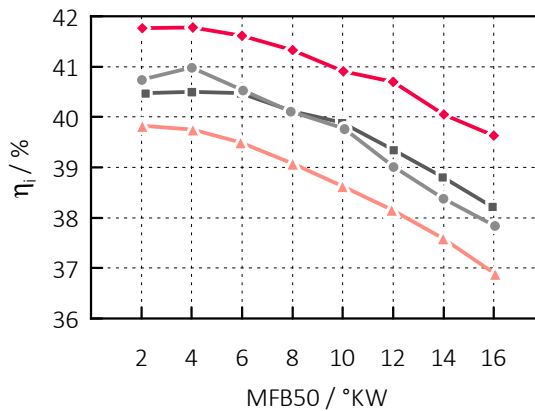
(c) Verbrennungsstabilität



(d) Brenndauer

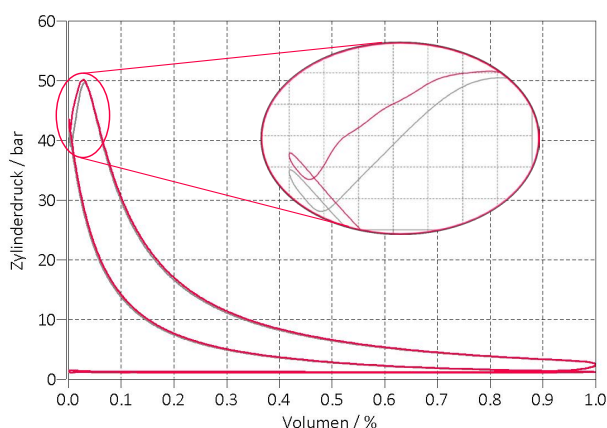


(e) indizierter LW-Mitteldruck



(f) indizierter Wirkungsgrad

**Bild 5.19:** MFB50-Variation in 1750/5 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 88\%$ ,  $\text{SOI}_{\text{Erdgas}} = -100\text{ °KW}$ ,  $\text{AGR} = 0\%$  und unterschiedlicher Drallklappenstellung



**Bild 5.20:**  $pV$ -Diagramm für TZK und SZK bei  $MFB_{50} = 16^\circ KW$  mit Drall

Emissionen, wie in Bild 5.21a ersichtlich, der bekannte Nachteil. Zusätzlich ist wieder der Einfluss der AGR ersichtlich, der bereits bei der Auswirkung des rückgeführten Abgases auf die Verbrennung diskutiert wurde. Die Tendenz ist aber, wie in Bild 5.21 dargestellt, bei allen Emissionen ident und daher nicht auffällig.

Ebenfalls zeigen die Verläufe des indizierten Mitteldrucks der Ladungswechselschleife einen nahezu deckungsgleichen Verlauf (siehe Bild 5.21c).

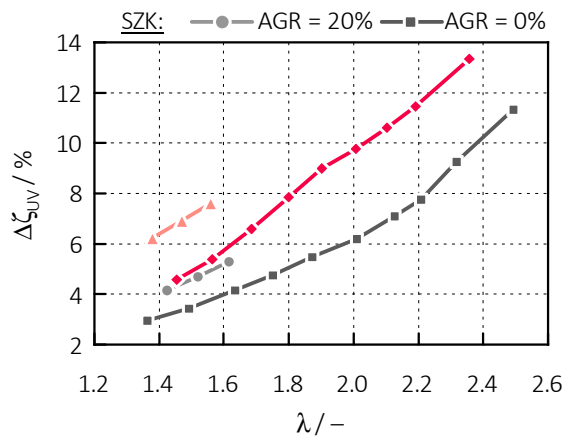
Wirft man einen Blick auf die Verläufe der indizierten Wirkungsgrade in Bild 5.21d, so ergibt sich ein doch merklicher Nachteil für den TZK. Hier wirken sich die unverbrannten Abgaskomponenten aus und verringern den Wirkungsgrad.

Die Heizverläufe verdeutlichen die erste Mutmaßung und heben noch einmal den Vorteil hervor, den die Konfiguration mit TZK aus der Verbrennung mitbringt. Aus Bild 5.22 geht hervor, dass der TZK ohne AGR im sehr mageren Bereich zwar länger brennt, aber der Anstieg im Heizverlauf zu Beginn der Verbrennung wesentlich steiler ist und damit mehr Kraftstoff in der wirkungsgradgünstigen Phase umgesetzt wird.

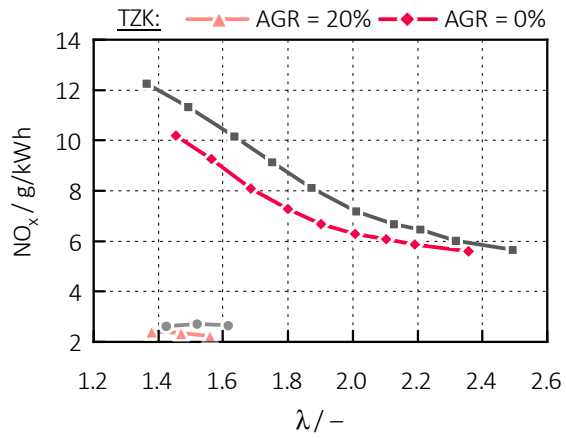
Bei beiden Zylinderköpfen ist die Auswirkung der AGR sehr prägnant zu erkennen. Die Brenndauer erhöht sich und der Verbrennungsanstieg ist auch wesentlich sanfter. Daraus resultiert wiederum ein geringerer indizierter Wirkungsgrad.

Hervorzuheben ist jedoch die entdrosselnde Wirkung des rückgeführten Abgases, das dazu führt, dass der Ladungswechselmitteldruck entscheidend geringer ausfällt und damit in Summe möglich macht, dass das Wirkungsgradniveau trotz der schlechteren Verbrennung oberhalb jenem ohne AGR liegt. Dass das Niveau des Ladungswechselmitteldrucks beim TZK durchwegs unterhalb jenem des SZK liegt ist wiederum auf die größeren Einlassventile zurückzuführen, die hier die Strömung begünstigen.

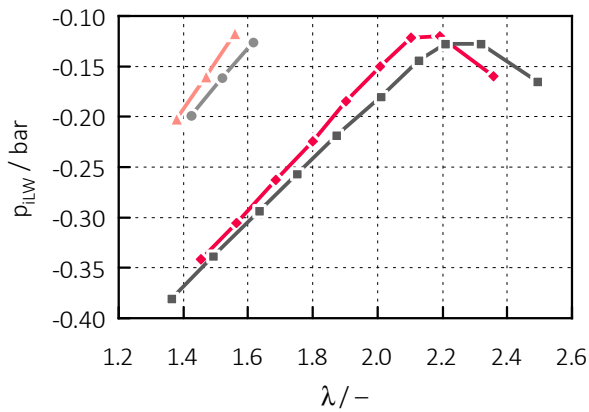
Aus Bild 5.22a kann außerdem entnommen werden, dass zum Halten des  $MFB_{50}$  bei  $10^\circ KW$  der Dieselmündstrahl ungemein früher in den Brennraum eingebracht werden musste und daraus selbstsprechend bereits ein prägnanter Zündverzug hervorgeht. Eine weitere Absenkung des Luftverhältnisses kann daher als nicht sinnvoll erachtet werden,



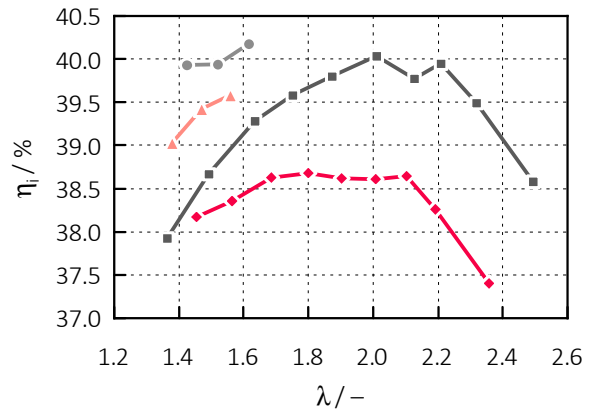
(a) Anteil an Unverbrannten



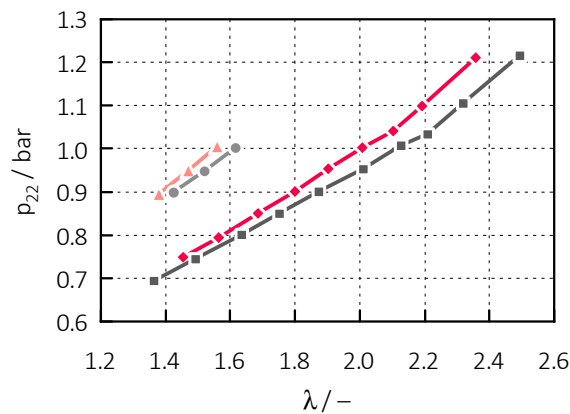
(b) NO<sub>x</sub>-Emissionen



(c) indizierter Ladungswechselmitteldruck

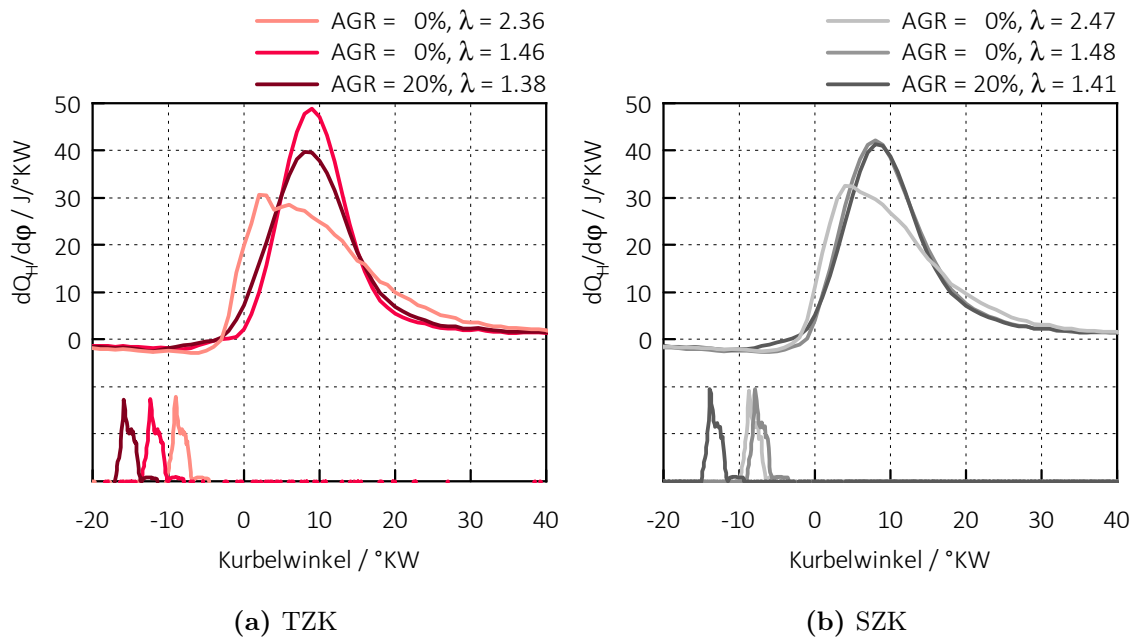


(d) indizierter Wirkungsgrad



(e) Saugrohrdruck

**Bild 5.21:** Variation des Luftverhältnisses in 1750/5 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 88\%$ ,  $\text{SOI}_{\text{Erdgas}} = -100^\circ\text{KW}$ ,  $\text{MFB50} = 10^\circ\text{KW}$  und unterschiedlicher AGR-Rate ohne Drall



**Bild 5.22:** Heizverläufe und Dieselzündstrahl-Signal aus Variation des Luftverhältnisses in 1750/5 mit  $MFB_{50} = 10^\circ\text{KW}$  sowie  $SOI_{\text{Erdgas}} = -100^\circ\text{KW}$  und unterschiedlicher AGR-Rate ohne Drall

da sich damit die Selbstzündungsbedingungen für den Dieselzündstrahl verschlechtern.

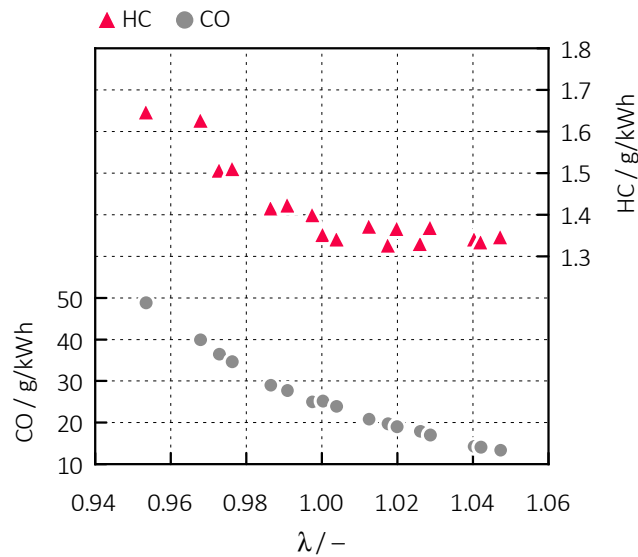
### 5.2.2 Homogen stöchiometrischer Betriebspunkt

Da der Tumble einen wesentlichen Beitrag zur Homogenisierung leistet, ist er natürlich besonders im Hinblick auf homogen stöchiometrische Brennverfahren interessant. Die Turbulenz hilft dabei, das Gemisch besser zu homogenisieren.

Da erst im Zuge der Katalysatoruntersuchungen validiert werden konnte, welche Methode der Luftverhältnis-Bestimmung für einen Betrieb um  $\lambda = 1$  am verlässlichsten ist, schlägt sich der Sachverhalt auch auf die Messungen der beiden Zylinderköpfe nieder, die zu einem früheren Zeitpunkt durchgeführt worden sind. Die Untersuchungen wurden auf Basis vom Luftverhältnis nach Brettschneider vorgenommen, das in der untersuchten Konfiguration ein zu mageres Gemisch angibt und auch gewissen Schwankungen nicht folgen kann.

Dies führt weiter zu einem erheblichen Unterschied in den Emissionen. In Bild 5.23 sind die CO- und HC-Emissionen aus einer Variation des Luftverhältnisses in 1750/15 aufgetragen. Es zeigt sich, dass bereits geringe Schwankungen im Luftverhältnis zu erheblich veränderten Rohemissionen führen.

Daraus lässt sich folgern, dass bei diesen Betriebspunkten der Vergleich der un-



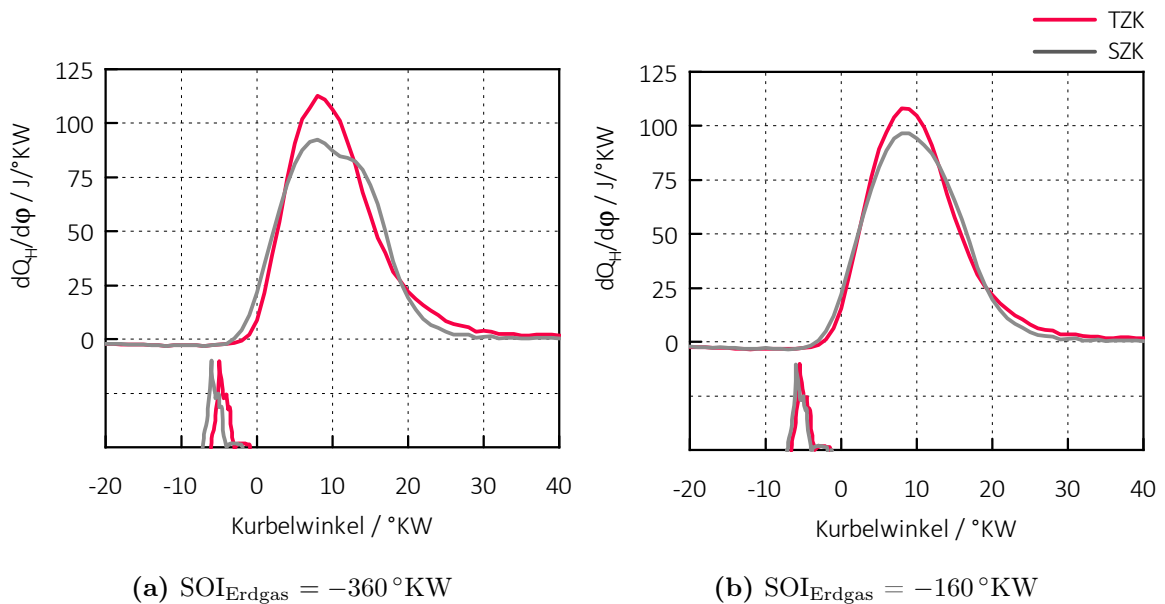
**Bild 5.23:** Rohemissionen an Unverbrannten über eine Variation des Luftverhältnisses in 1750/15

terschiedlichen Konfigurationen nicht anhand der Rohemissionen des Motors erfolgen kann. Die indizierten Messdaten beeinflusst dieser Sachverhalt selbstverständlich keineswegs, weshalb hier Punktepaare zum Vergleich herausgegriffen werden, deren Parameter ident sind und deren Luftverhältnisse eine maximale Abweichung von  $\lambda = \pm 0.003$  aufweisen. So wird dann die Verbrennung der unterschiedlichen Zylinderköpfe bewertet und eine Größenordnung über das Emissionsniveau erst anhand der Optimierungen aufgezeigt.

### Einblaselage – $SOI_{\text{Erdgas}}$

Aufgrund der zuvor gezeigten Variationen kann angenommen werden, dass eine frühe Einblaselage für den homogen stöchiometrischen Betrieb erforderlich ist. Dabei ist die frühestmögliche Einblaselage zu wählen, die bei  $-360^\circ\text{KW}$  liegt.

In Bild 5.24 sind die Heizverläufe der unterschiedlichen Konfigurationen für eine frühe und eine späte Einblaselage dargestellt. Zum einen führt die spätere Einbringung des Erdgases in den Zylinder zu einem geringeren maximalen Druckanstieg sowie zu einer längeren Brenndauer. Nicht nur deshalb, sondern auch wegen der bereits früher gezeigten Zusammenhänge für die Emissionen ergibt sich ein geringerer indizierter Wirkungsgrad. Zwar ist die Brenndauer beim TZK, der wieder in rot dargestellt ist, etwas länger, jedoch weist er zu Beginn eine intensivere Umsetzung des Kraftstoffs auf, was ihm in Bezug auf den Wirkungsgrad Vorteile bringt.



**Bild 5.24:** Heizverläufe und Diesenzündstrahl-Signal aus  $SOI_{Erdgas}$ -Variation in 1750/15 mit  $x_{Erdgas} = 95 \%$ ,  $MFB50 = 10 \text{ °KW}$  ohne Drall

## Drall

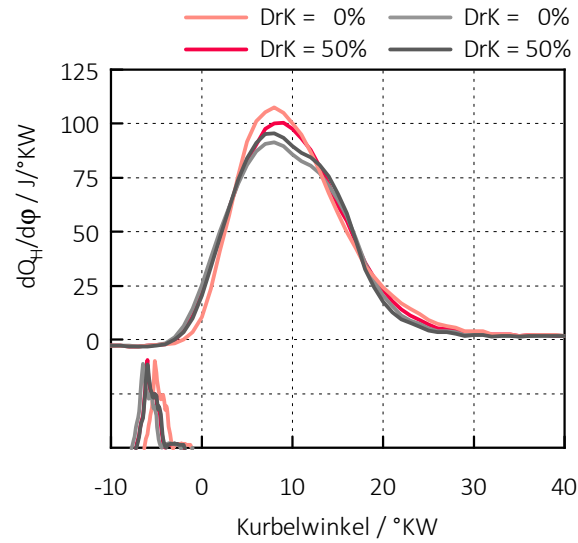
Beim TZK mit seinem von Grund auf erhöhten Turbulenzniveau zeigt sich eine interessante Charakteristik in Bezug auf den Ablauf der Verbrennung. In Bild 5.25 sind die Heizverläufe für die beiden Konzepte einmal ohne Drall und einmal mit einer Drallklappenstellung von 50 % dargestellt.

Der maximale Druckanstieg bei der Verbrennung wird mit  $R_{max}$  bezeichnet und entspricht dem Wert  $(dp/d\varphi)_{max}$ , welcher in Bild 5.26b aufgetragen ist. Im Hinblick auf den Heizverlauf zeigt sich ein steilerer Anstieg beim Betrieb ohne Drall mit TZK. Dies wirkt sich auch auf  $R_{max}$  aus, der mit zunehmendem Drall abnimmt.

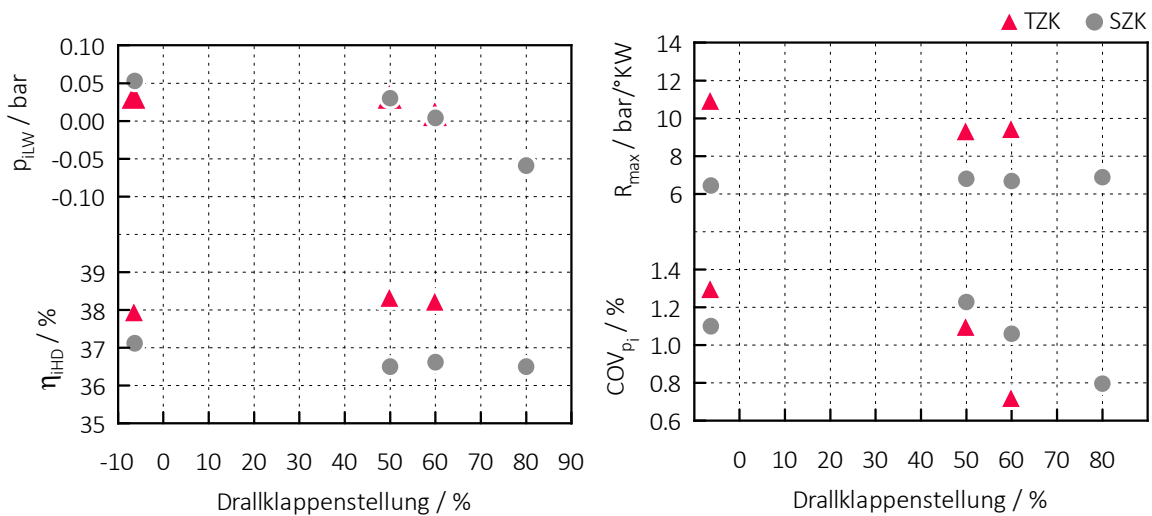
Die Tendenz zeigt nun, dass sich der Heizverlauf des TZK mit zunehmendem Drallniveau den Heizverläufen des SZK angleicht, bis er schließlich bei 60 % Drallklappenstellung völlig deckungsgleich verläuft.

Der maximale Druckanstieg bleibt jedoch stets auf einem Niveau oberhalb des SZK, was auch Vorteile in Bezug auf den indizierten Wirkungsgrad des Hochdruckteils mit sich bringt, der in Bild 5.26a aufgetragen ist. Hier muss jedoch auch berücksichtigt werden, dass beim TZK eine etwas größere Kraftstoffmenge eingebracht worden ist.

Beim Ladungswechsellmitteldruck zeigt sich zu Beginn ein geringer Vorteil des SZK, weil hier der Turbolader in einem geringfügig günstigeren Wirkungsgradbereich betrieben wird. Hingegen gleichen sich bei zunehmender Anstellung der Drallklappe beide Konfigurationen an, bis schließlich wieder eine negative Ladungswechselschleife ent-



**Bild 5.25:** Heizverläufe und Dieselzündstrahl-Signal aus Drall-Variation in 1750/15 mit  $x_{Erdgas} = 95\%$ ,  $SOI_{Erdgas} = -300^\circ KW$  und  $MFB50 = 10^\circ KW$



(a) indizierter LW-Mitteldruck und HD-Wirkungsgrad (b) Druckanstieg und Verbrennungsstabilität

**Bild 5.26:** Indizierdaten aus Drall-Variation in 1750/15 mit  $x_{Erdgas} = 95\%$ ,  $SOI_{Erdgas} = -300^\circ KW$  und  $MFB50 = 10^\circ KW$

steht.

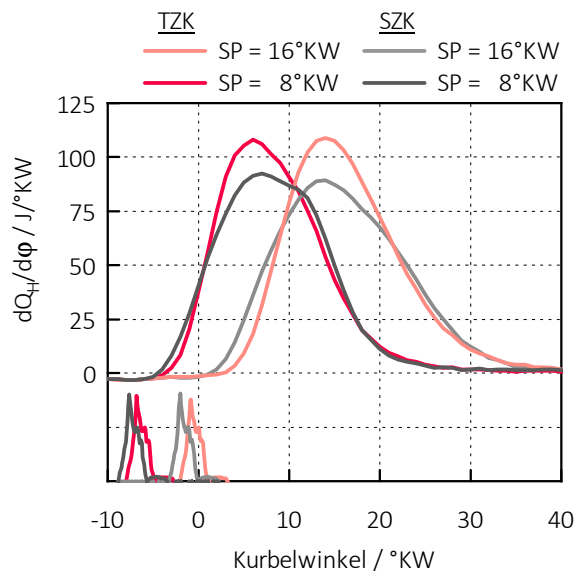
Dass sich der Drall positiv auf die Verbrennungsstabilität auswirkt, ist bereits disku-

tiert worden und wird in Bild 5.26b verdeutlicht. Dort ist ersichtlich, dass der Tumble ein wesentlich stochastischeres Strömungsphänomen darstellt, als der Drall. Auch hier wirkt sich die überlagerte Drallströmung positiv auf die zyklische Stabilität der Verbrennung aus. Dies ist ebenso beim SZK der Fall, jedoch erst bei höheren Drallklappenstellungen.

Im Vergleich zum SZK ergibt sich hier aber ein entscheidender Einfluss auf das Klopfverhalten des TZK. Während mit dem SZK noch Drallklappenstellungen bis 80 % realisiert werden konnten, musste die Messreihe beim TZK schon nach 60 % abgebrochen werden. Der Grund hierfür war, dass hier bereits beginnendes Klopfen festgestellt werden konnte.

### Verbrennungsschwerpunktlage – MFB50

Die Auswirkung der unterschiedlichen Turbulenzniveaus bei einer Variation des MFB50 soll nachfolgend diskutiert werden.

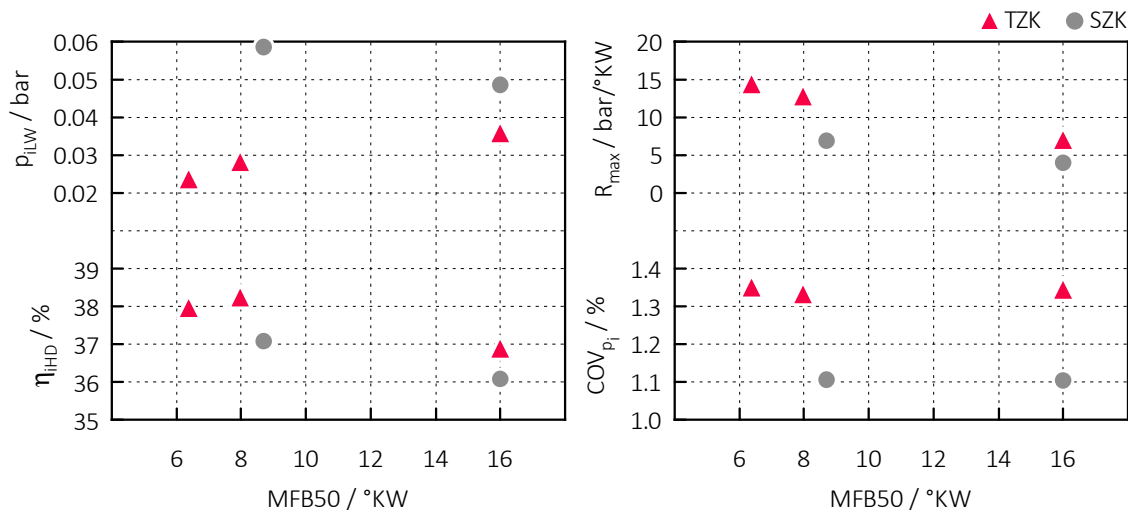


**Bild 5.27:** Heizverläufe und Dieselzündstrahl-Signal aus MFB50-Variation in 1750/15 mit  $x_{Erdgas} = 95\%$ ,  $SOI_{Erdgas} = -300^\circ KW$  ohne Drall

In Bild 5.27 sind die Heizverläufe von TZK und SZK jeweils für 16°KW und 8°KW Verbrennungsschwerpunktlage (SP) dargestellt. Es zeigt sich, dass beim TZK die Kraftstoffumsetzung weitgehend unabhängig von der Schwerpunktlage stets symmetrisch verläuft. Außerdem bleibt der indizierte Wirkungsgrad der Hochdruckschleife näherungsweise konstant. Im Vergleich zum SZK wird zudem etwas schneller umgesetzt. Das Integral der Heizverläufe der beiden Konfigurationen ist unterschiedlich, weil beim TZK mehr Kraftstoff in den Zylinder eingebracht worden ist.



Aus Bild 5.28a geht hervor, dass der indizierte Ladungswechselmitteldruck stets auf einem Niveau unterhalb jenem des SZK liegt. Zwar hat der TZK Vorteile hinsichtlich der größeren Einlassventile, aber er benötigt für diesen Betriebspunkt eine etwas höhere Aufladung.



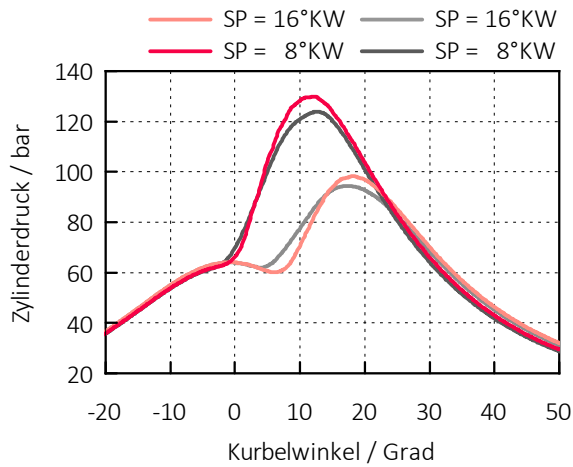
(a) indizierter LW-Mitteldruck und HD-Wirkungsgrad (b) Druckanstieg und Verbrennungsstabilität

**Bild 5.28:** Indizierdaten aus MFB50-Variation in 1750/15 mit  $x_{Erdgas} = 95\%$ ,  $SOI_{Erdgas} = -300^\circ KW$  ohne Drall

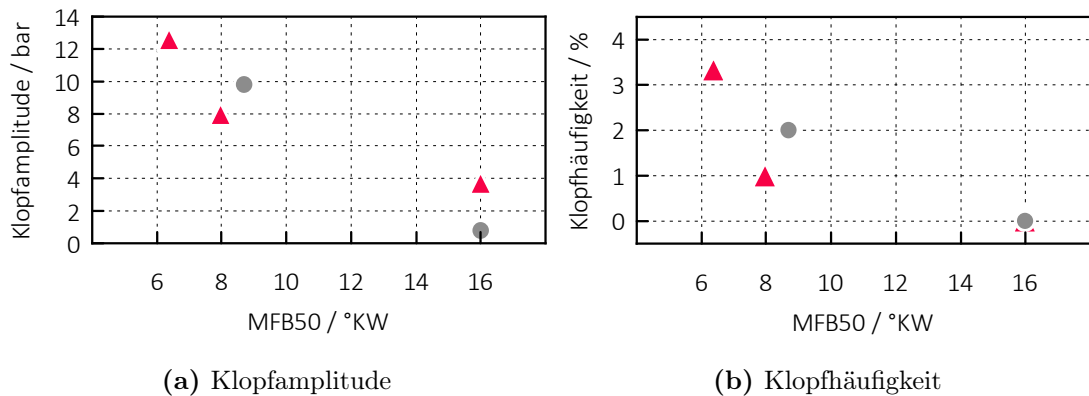
Im Hinblick auf Bild 5.29 lässt sich der steilere Druckanstieg beim TZK aus Bild 5.28b deutlich erkennen. Außerdem wird mit der erhöhten Turbulenz auch ein höherer Zylinderdruck erreicht, der sich wiederum positiv auf den indizierten Mitteldruck auswirkt.

Die zyklische Stabilität der Verbrennung aus Bild 5.28b liegt beim TZK wiederum etwas höher. Zurückgeführt werden kann dies, wie schon beim Drall erwähnt, auf die stochastischen Ereignisse, die beim Zerfall des Tumble auftreten. Damit ist dieses Phänomen nicht in derselben Weise reproduzierbar wie beispielsweise der Drall. Es sei jedoch an dieser Stelle erwähnt, dass die zyklischen Schwankungen beim konventionellen Ottomotor in weitaus höheren Bereichen liegen können.

Nachdem mit früher liegendem MFB50 auch der Zylinderdruck stetig zunimmt, liegt die Vermutung nahe, dass es irgendwann zum Klopfen des Motors kommen kann. Dieses Verhalten soll Bild 5.30 veranschaulichen. Dort sind Klopfamplitude und -häufigkeit über den Verbrennungsschwerpunkt aufgetragen. Die Klopfamplitude gibt dabei den maximalen Ausschlag im Zylinderdruckverlauf wieder, während aus der Klopfhäufigkeit die Anzahl der Arbeitsspiele, in denen Klopfen aufgetreten ist, abgeleitet werden kann. Werden beispielsweise 200 Zyklen gemittelt, so ergibt eine Klopfhäufigkeit von 3%, dass in sechs Arbeitsspielen Klopfen detektiert wurde.



**Bild 5.29:** Zylinderdruckverläufe aus MFB50-Variation in 1750/15 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 95\%$  und  $\text{SOI}_{\text{Erdgas}} = -300^\circ\text{KW}$  ohne Drall



**Bild 5.30:** Abhängigkeit des Klopfens von MFB50 in 1750/15 am Zylinder 1

Die Klopfkennung ist nach einer Berechnungsmethode der Firma AVL List GmbH am Prüfstand implementiert worden. Die Schranken, ab denen Klopfen als solches angezeigt wird, werden kategorisch nach häufigem Klopfen bei kleiner Amplitude, oder sporadisch auftretenden Anomalien bei großer Amplitude eingeteilt. Sobald ein Wert außerhalb dieser Grenzwerte zu liegen kommt, wird er als klopfender Zyklus detektiert.

Wird nun das Augenmerk auf Bild 5.30b gelegt, so zeigt sich, dass beim SZK schon vor  $\text{MFB50} = 8^\circ\text{KW}$  merkbar Klopfen aufgetreten ist und daher die Messreihe abgebrochen werden musste. Hingegen weist der TZK eine höhere Verträglichkeit hinsichtlich Klopfen bezüglich der Verbrennungsschwerpunktlage auf. Der MFB50 von  $6^\circ\text{KW}$  konnte jedoch nicht mehr gemessen werden, da bereits davor schon erhebliches Klopfen erkannt wurde.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass bei den mageren Betriebspunkten bereits ein Vorteil des TZK hinsichtlich des Wirkungsgrades erwartet werden kann. Jedoch benötigt er, um diesen Vorteil auch wirklich zu erreichen, die zusätzliche Unterstützung durch den Drall, weil ansonsten die Schichtung weitestgehend „zerstört“ wird.

Auch bei den höherlastigen, stöchiometrischen Betriebspunkten wirkt sich die erhöhte Turbulenz im Brennraum positiv auf die Verbrennung aus.

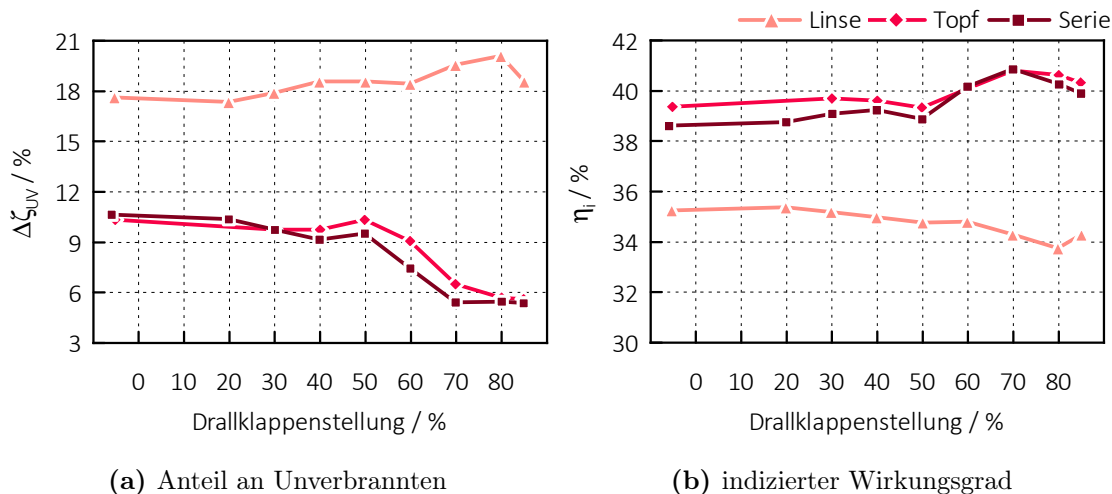
## 5.3 Einfluss von Kolbengeometrie

### 5.3.1 Magerer Betriebspunkt

Von den bisherigen Betrachtungen ist bekannt, dass eine möglichst späte Einblaselage zum Erreichen einer guten Schichtung und damit verbunden ein Drall zur Reduzierung der Unverbrannten erforderlich ist.

#### Drall

In Anbetracht von Bild 5.31a wird sofort das auffallend hohe Niveau an HC- und CO-Emissionen erkennbar, das beim Linsenkolben vorliegt. Dies lässt sich auf die Tatsache zurückführen, dass bei dieser Kolbenform keine ausgeprägte Mulde vorliegt, in der das Gemisch für die Schichtung gebündelt werden kann. Topf- und Serienmulde hingegen weisen nahezu idente Mengen an Unverbrannten auf.



**Bild 5.31:** Variation der Drallklappenstellung in 1750/5 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 88\%$ ,  
 $\text{SOI}_{\text{Erdgas}} = -100^\circ\text{KW}$ ,  $\text{MFB}_{50} = 10^\circ\text{KW}$  ohne AGR

Während bei den anderen Kolben der Drall, wie bekannt, zu einer weiteren Reduktion der Unverbrannten und damit auch zu einem Anstieg im indizierten Wirkungsgrad,

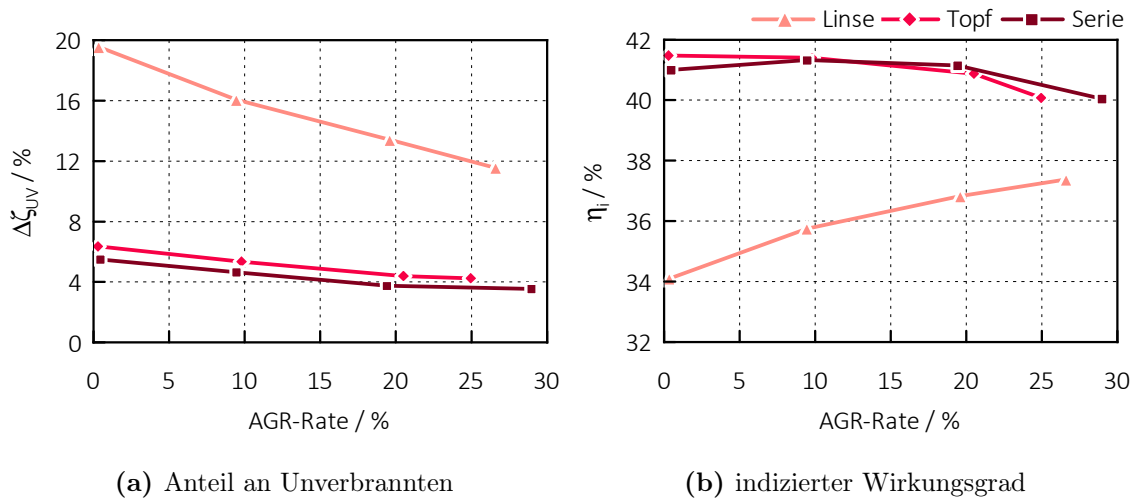
wie in Bild 5.31b, beiträgt, führt er beim Linsenkolben sogar zu einer Erhöhung der Emissionen. Dies könnte darauf zurückzuführen sein, dass der Drall das ohnehin sehr magere Gemisch lokal noch weiter homogenisiert und damit für zunehmend schlechtere Zündbedingungen sorgt.

### Abgasrückführung – AGR

Ebenso ist die AGR-Verträglichkeit des Kolbens mit Topfmulde nahezu völlig ident zu jener des Serienkolbens, die bereits zuvor beim Vergleich TZK zu SZK gezeigt worden ist.

Der Grund, warum bei der Topfmulde nur eine AGR-Rate von 25 % erreicht wurde, liegt am AGR-Ventil, das zu diesem Zeitpunkt nur zu 40 % geöffnet war und nur ein Punkt mit dieser Konfiguration gemessen wurde. Im Vergleich dazu war das Ventil bei den anderen beiden Variationen zu 100 % geöffnet.

Dem Linsenkolben fällt wiederum die fehlende Mulde zu Lasten, sodass die hohen Emissionen an Unverbrannten wieder zu einer großen Abnahme im Wirkungsgrad führen.

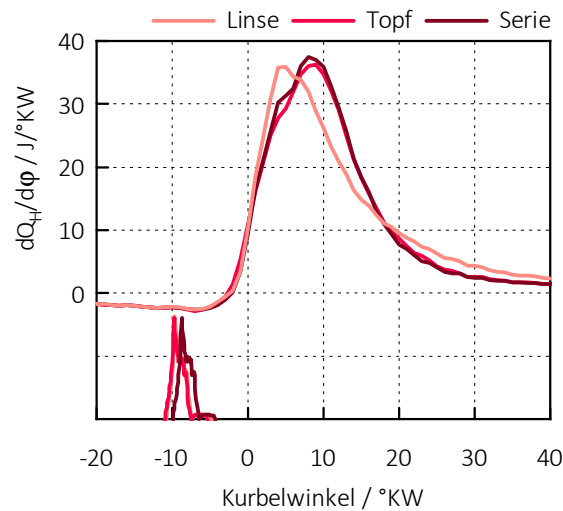


**Bild 5.32:** AGR-Variation in 1750/5 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 88 \%$ ,  $\text{SOI}_{\text{Erdgas}} = -100^\circ\text{KW}$ ,  $\text{MFB50} = 10^\circ\text{KW}$  und Drallklappenstellung = 70 %

### Verbrennungsschwerpunktlage – MFB50

Anhand der Heizverläufe bei einem MFB50 von 10 °KW wird in Bild 5.33 dargestellt, wie unterschiedlich sich die Verbrennung beim Linsenkolben im Vergleich zu den anderen Varianten gestaltet.

Es ist ersichtlich, dass die Zündverzugszeit und der Anstieg im Heizverlauf sehr ähnliche Größenordnungen ergibt, jedoch das Maximum mit Linsenkolben wesentlich früher zu liegen kommt, und sich die dennoch gleiche Schwerpunktlage durch den Anteil an verschleppter Verbrennung einstellt. Dies spiegelt sich auch in der Brenndauer aus Bild 5.34a wieder. Diese liegt durchwegs auf einem deutlich höheren Niveau als jene der anderen beiden Konfigurationen. Der Kolben mit Topfmulde und der Serienkolben hingegen weisen einen nahezu deckungsgleichen Heizverlauf sowie zusammenfallende Brenndauern auf.



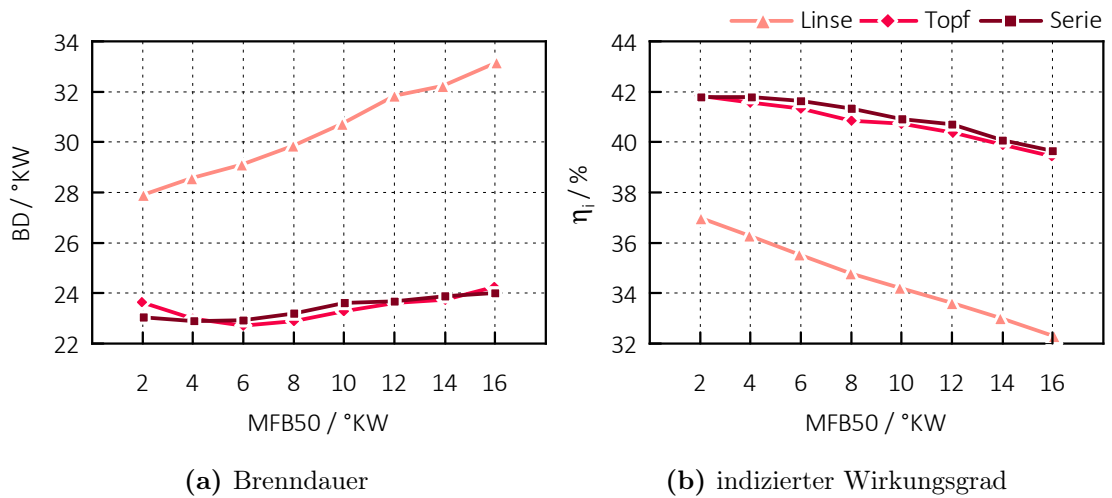
**Bild 5.33:** Heizverläufe und Dieseldieselsignal in 1750/5 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 88\%$ ,  $\text{SOI}_{\text{Erdgas}} = -100^\circ\text{KW}$ ,  $\text{MFB}_{50} = 10^\circ\text{KW}$  sowie Drallklappenstellung = 70 %

Im Verlauf des indizierten Wirkungsgrades, der in Bild 5.34b aufgetragen ist, zeigt sich einmal mehr der deutliche Nachteil des Linsenkolbens, der wiederum einen sehr hohen Anteil an Unverbrannten aufweist. Die Variationen von Topf- und Serienmulde sind näherungsweise kongruent.

Die Grundabhängigkeiten der anderen Messgrößen wie Emissionen und zyklische Verbrennungsstabilität ergeben sich selbstverständlich entsprechend der früher diskutierten Einflüsse der Applikationsparameter. Daher soll dies hier nicht noch einmal wiederholt werden.

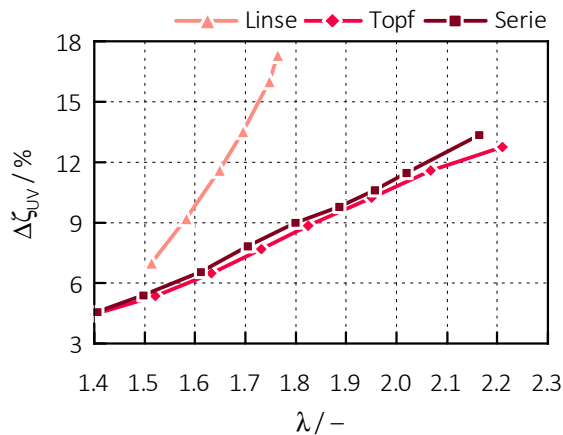
### Luftverhältnis – $\lambda$

Wie bereits zuvor erwähnt, gelten die Grundabhängigkeiten auch für die Luftverhältnis-Variationen, wobei jene von Topf- und Serienmulde sehr ähnlich sind. Aus Bild 5.35 geht hervor, dass die Variation des Luftverhältnisses beim Linsenkolben nur in einem sehr eingeschränkten Bereich durchgeführt werden konnte. Ein höherer Saugrohrdruck



**Bild 5.34:** MFB50-Variation in 1750/5 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 88\%$ ,  $\text{SOI}_{\text{Erdgas}} = -100\text{ °KW}$  und Drallklappenstellung = 70 %

und damit  $\lambda$  ist an dieser Stelle nicht realisierbar gewesen, weil es bereits zu Verbrennungsaussetzern gekommen ist. Dies ist am nahezu asymptotischen Anstieg der unverbrannten Abgaskomponenten zu erkennen.



**Bild 5.35:** Variation des Luftverhältnisses in 1750/5 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 88\%$ ,  $\text{SOI}_{\text{Erdgas}} = -100\text{ °KW}$ ,  $\text{MFB50} = 10\text{ °KW}$ ,  $\text{AGR} = 0\%$  ohne Drall

Es kann davon ausgegangen werden, dass der Linsenkolben in der untersuchten Konfiguration nicht sinnvoll für ein Konzept mit Schichtladung eingesetzt werden kann.

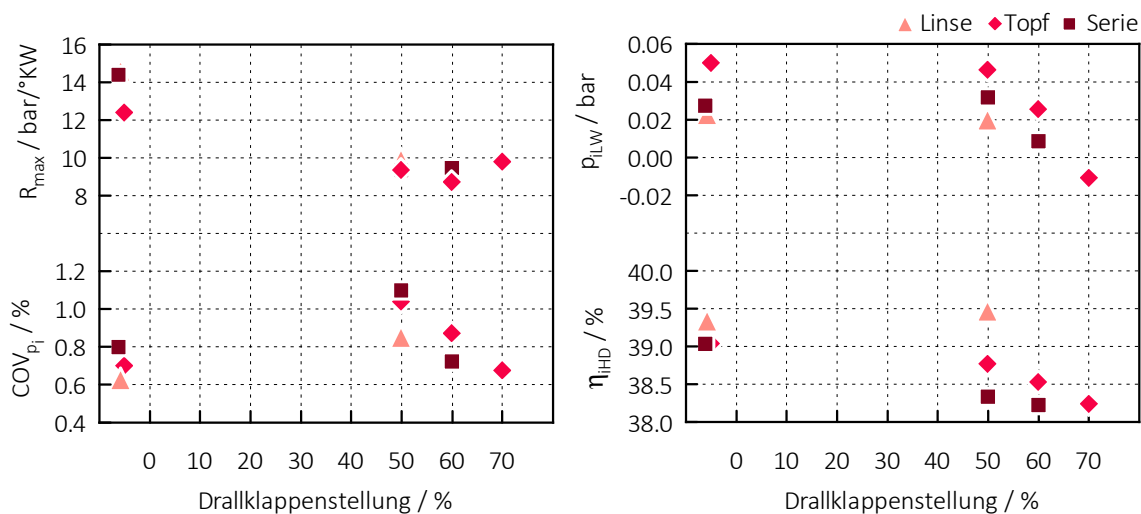
### 5.3.2 Homogen stöchiometrischer Betriebspunkt

Während bei den niedriglastigen Betriebspunkten mit Schichtladung der Einfluss der Kolbengeometrie, bis auf den entscheidenden Nachteil der nicht vorhandenen Mulde beim Linsenkolben, eher bescheiden ist, soll nun die Auswirkung der Turbulenz im höheren Lastpunkt mit 15 bar effektivem Mitteldruck gezeigt werden.

Für die Einblaselage vom Erdgas gilt, dass sie so früh wie möglich gewählt werden soll. Daher werden diese Variationen nicht explizit dargestellt.

#### Drall

Bereits bei der Diskussion des Einflusses der Ladungsbewegung wurde ersichtlich, dass der Drall erheblich zur Gestaltung des Verbrennungsablaufs beiträgt. Der Drall interagiert nun auch sehr stark mit der Kolbengeometrie, weshalb sich bei den unterschiedlichen Varianten auch andere Strömungszustände im Brennraum ergeben. Es sei hier angemerkt, dass aufgrund der besseren Übereinstimmung der Luftverhältnisse der Kolbengeometrievergleich ohne Drall bei einer Einblaselage von  $-360^\circ\text{KW}$  und einem MFB50 von  $8^\circ\text{KW}$  vorliegt, während die Vergleiche anderer Parameter einen  $\text{SOI}_{\text{Erdgas}}$  von  $-300^\circ\text{KW}$  und eine Schwerpunktlage von  $10^\circ\text{KW}$  aufweisen.



(a) maximaler Druckanstieg und Verbrennungsstabilität (b) indizierter LW-Mitteldruck und HD-Wirkungsgrad

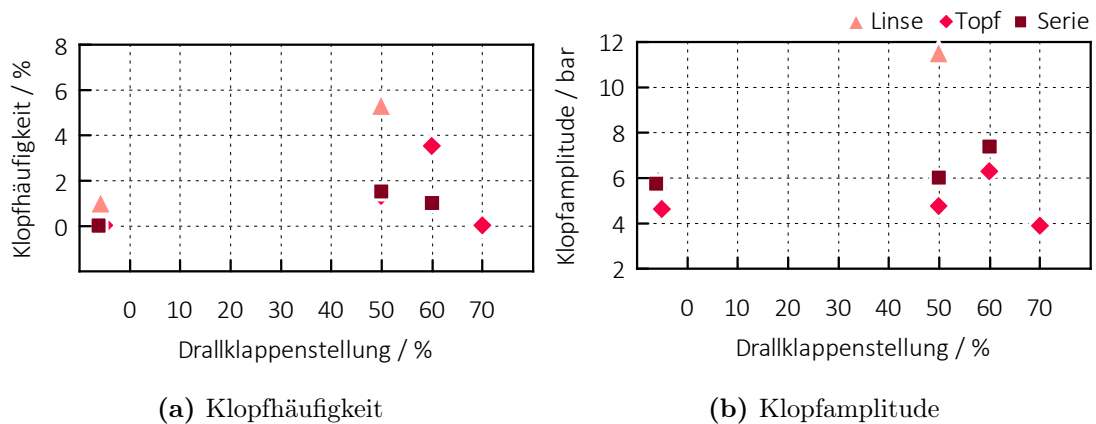
**Bild 5.36:** Drall-Variation für verschiedene Kolbengeometrien in 1750/15 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 95\%$

Im Hinblick auf Bild 5.36 weisen die einzelnen Varianten nur unerhebliche Unterschiede in Bezug auf maximalen Druckanstieg bei der Verbrennung und Ladungswechselmitteldruck auf. Auch die Tendenzen beim Verlauf der zyklischen Verbrennungssta-

bilität stellen sich sehr ähnlich dar. Beim Linsenkolben hält sich der indizierte HD-Wirkungsgrad nahezu konstant, was auf die grundsätzlich bessere Homogenisierung im Vergleich zu den Kolben mit Mulde zurückgeführt werden kann. Die Messpunkte mit 50 % Drallklappenstellung weisen ein Maximum in den zyklischen Schwankungen auf. Dies dürfte auf die sich ergebenden Strömungszustände aufgrund der Überlagerung von Drall und Tumble zurückzuführen sein.

Im Fall des Linsenkolbens stellte dieser Messpunkt auch den letzten der Messreihe dar. Der Grund hierfür ist in Bild 5.37a dargestellt. Die Klopfhäufigkeit nahm in diesem Punkt deutlich zu. Die Klopfamplitude, die in Bild 5.37b aufgetragen ist, liegt bei 12 bar. Diese Ausschläge sind natürlich auch im Zylinderdruckverlauf bereits sehr prägnant und in Bild 5.38 entsprechend des Rohsignals eines Einzelzyklus von Zylinder 1 den anderen (gemittelten) Druckverläufen gegenübergestellt.

Die erhöhte Neigung zum Klopfen lässt sich auf die konstruktive Gegebenheit zurückführen, dass der Linsenkolben als Basis dem Serienkolben entspricht, und bloß das Muldenvolumen als Linsenform abgetragen worden ist. Damit wurde aber nichts an den Kühlkanälen geändert, die somit einen höheren Abstand zur brennraumseitigen Kolbenoberfläche aufweisen. Daraus ergibt sich eine deutlich schlechtere Wärmeabfuhr und höhere Temperaturen am Kolben. Dementsprechend entstehen auch deutlich ungünstigere Bedingungen in Bezug auf Klopfen.

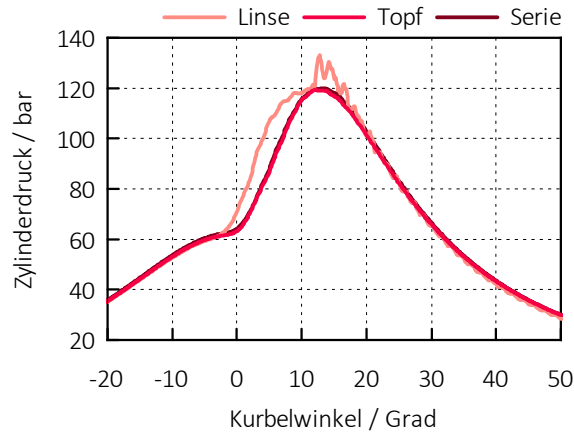


**Bild 5.37:** Abhängigkeit des Klopfens von Drallklappenstellung in 1750/15

In Bild 5.39 sind die Heizverläufe der einzelnen Kolbengeometrien mit unterschiedlicher Drallklappenstellung einandern gegenübergestellt. Es muss berücksichtigt werden, dass das Erdgas bei den Messpunkten ohne Drall schon 60 °KW früher in den Zylinder eingebracht worden ist.

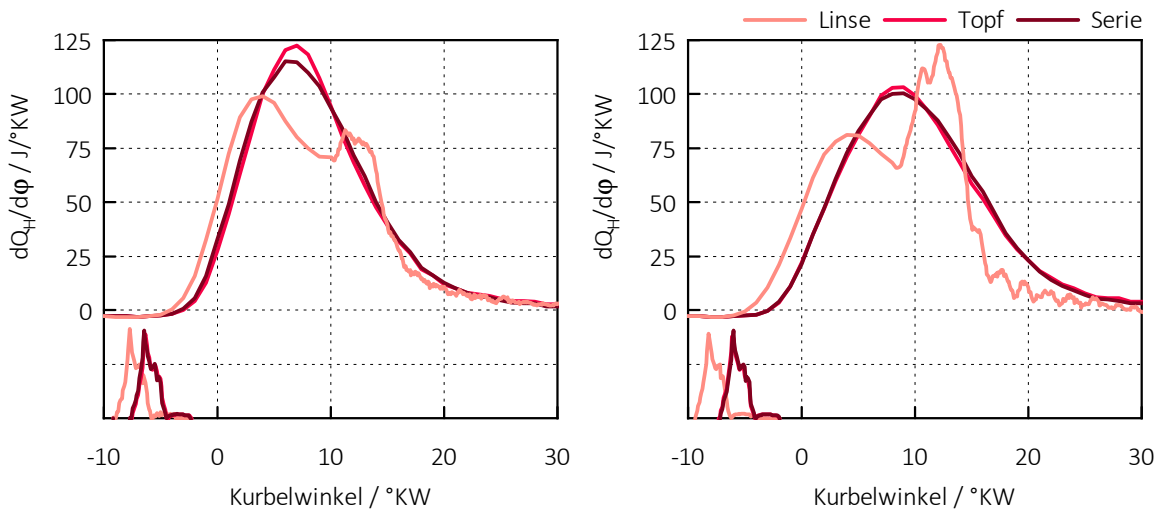
Zum Zeitpunkt, wo der Dieselmündstrahl auf den Kolben auftritt, kommt es zum Abdampfen des Kraftstoffes an der heißen Oberfläche. Daher brennt das Gemisch zu Beginn mit einem steilen Anstieg im Heizverlauf. Im gleichen Kurbelwinkelbereich herr-





**Bild 5.38:** Druckverläufe von Zylinder 1 sowie Einzelzyklus bei Linsenkolben in 1750/15 mit Drallklappenstellung = 50 %

sehen beim Linsenkolben daher bereits wesentlich höhere Temperaturen und Drücke im Brennraum als bei den anderen beiden Varianten. Dieses Verhalten ist beim Messpunkt mit 50 % Drallklappenstellung noch ausgeprägter, wodurch die ohnehin die Klopfneigung begünstigenden Effekte noch weiter verstärkt werden.



(a) ohne Drall

(b) Drallklappenstellung = 50 %

**Bild 5.39:** Heizverläufe und Dieselmündstrahl-Signal aus Variation der Drallklappenstellung in 1750/15 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 95 \%$

Die Überhöhung im Heizverlauf, die sich nach der Hauptverbrennung ergibt, beruht

auf der Wärmefreisetzung durch das Klopfen, das hier bereits zyklisch aufgetreten ist.



**Bild 5.40:** Benetzung des Linsenkolbens durch Dieseleinspritzung

Bild 5.40 veranschaulicht die durch die Benetzung des Linsenkolbens mit Diesel im Laufe der Untersuchungen aufgetretenen Rußablagerungen.

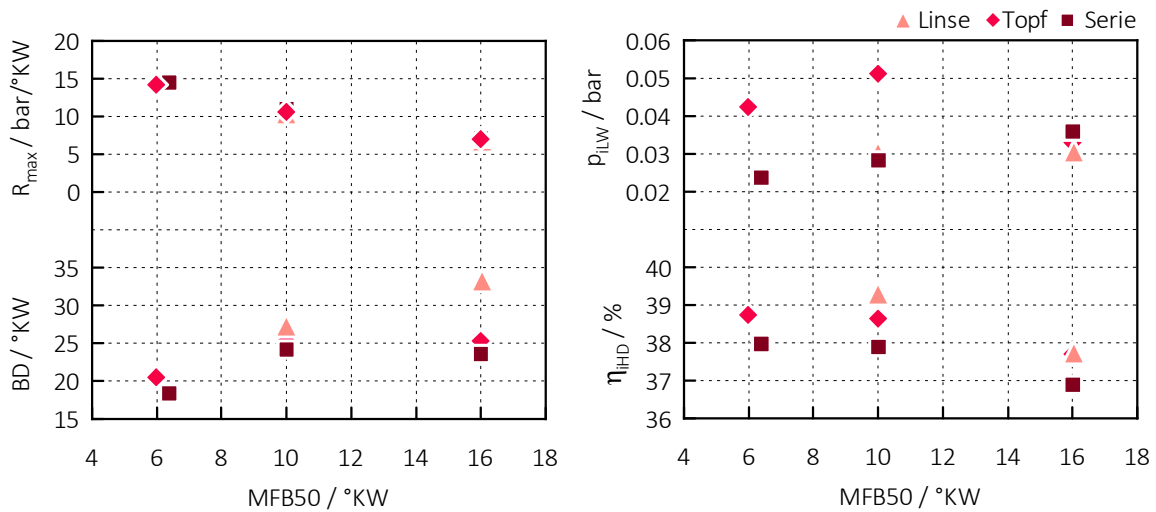
In Bezug auf die Verbrennung und den damit verbundenen Analysegrößen weisen Topf- und Serienmulde ein nahezu identes Verhalten auf. Lediglich bei der Klopfneigung in Abhängigkeit vom Drallniveau differieren die beiden Varianten. Demzufolge verträgt die Topfmulde ein höheres Drallniveau als der Serienkolben ohne dass es zum Klopfen kommt. Dies könnte darauf zurückgeführt werden, dass die Geometrie der Topfmulde die Gemischhomogenisierung weiter unterstützt und es dadurch weniger zur Bildung von Zonen kommt, die nicht oder sehr spät von der Flamme erfasst werden.

### **Verbrennungsschwerpunktlage – MFB50**

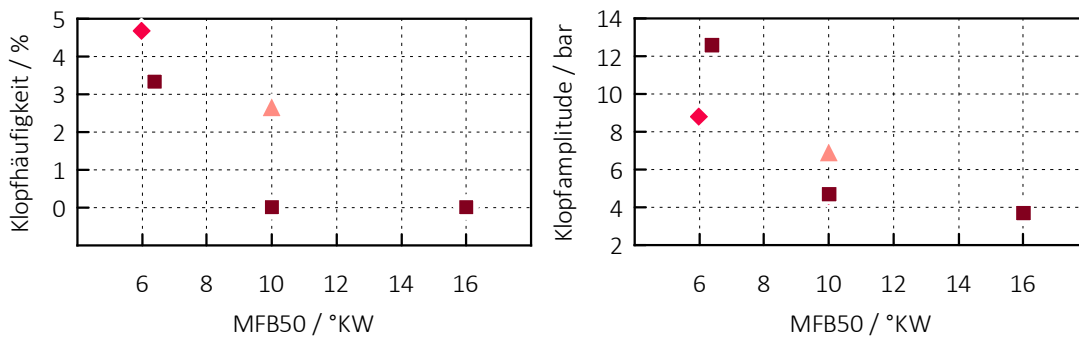
Der Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage auf die Verbrennung wurde bereits erläutert. Es ergeben sich jedoch auch Unterschiede in Bezug auf die Kolbengeometrie. Während der maximale Druckanstieg bei der Verbrennung bei allen Varianten nahezu identisch ist, ergeben sich bei der Brenndauer, wie in Bild 5.41a dargestellt, doch Nachteile für den Linsenkolben bei späterer Schwerpunktlage. Dies wird auch später bei den Heizverläufen noch ersichtlich werden.

Einen wesentlichen Einfluss hat die Kolbengeometrie entsprechend der bereits zuvor getätigten Beobachtungen beim Drall auf das Klopfverhalten. Dabei ergibt sich bei Topf- und Serienmulde eine doch bemerkenswerte, höhere Verträglichkeit der Schwerpunktlage im Hinblick auf die Klopfneigung. In beiden Fällen konnte ein MFB50 von  $6^\circ\text{KW}$  erreicht werden. Im Gegensatz dazu kam es beim Linsenkolben bereits bei einer Schwerpunktlage von  $10^\circ\text{KW}$  zu erheblichem Klopfen.

Wird nun das Augenmerk auf die Heizverläufe aus Bild 5.42 gelegt, so zeigen sich erhebliche Abweichungen des Linsenkolbens von den Varianten mit Mulde. Zum einen



(a) maximaler Druckanstieg und Brenndauer (b) indizierter LW-Mitteldruck und HD-Wirkungsgrad



(c) Klopfhäufigkeit

(d) Klopfamplitude

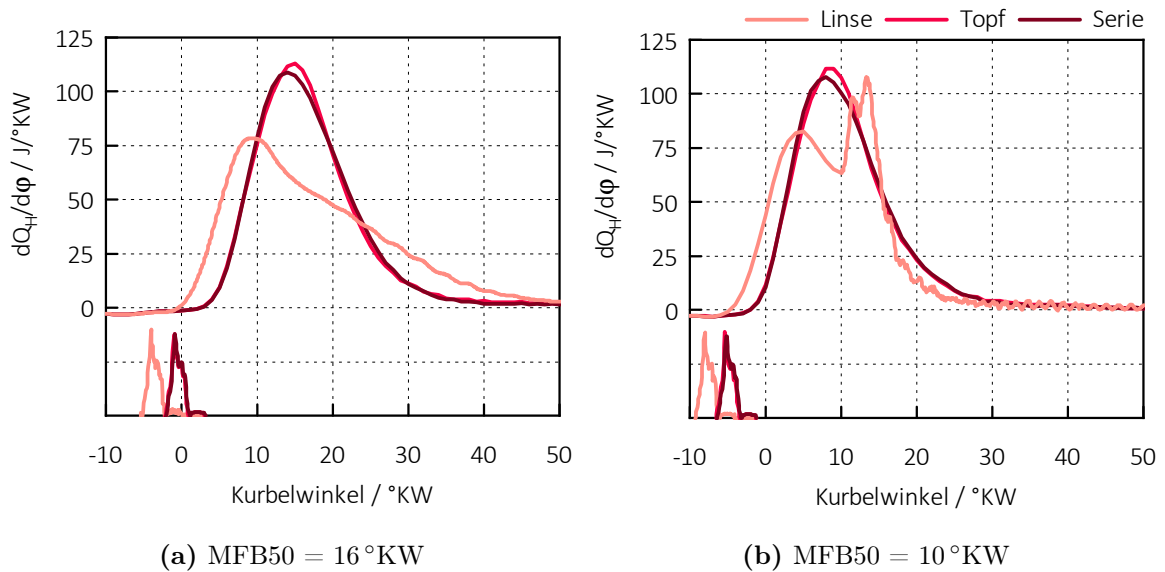
**Bild 5.41:** MFB50-Variationen unterschiedlicher Kolbengeometrien in 1750/15 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 95\%$ ,  $\text{SOI}_{\text{Erdgas}} = -300^{\circ}\text{KW}$  ohne Drall

wird die deutlich längere Brenndauer aus Bild 5.41a nachvollziehbar, zum anderen äußert sich hier auch die klopfende Verbrennung.

In Bild 5.42b zeigt der Heizverlauf des Linsenkolbens einen zweiten Anstieg. Dieser ergibt sich aber bei genauerer Betrachtung aus dem bereits zyklisch auftretendem Klopfen.

Da die Heizverläufe aus Bild 5.42a sehr gut die Einflüsse der einzelnen turbulenzgenerierenden Maßnahmen zeigen, sollen diese noch einmal explizit in Bild 5.43 dargestellt werden.

Die Erzeugung einer Tumbleströmung geschieht bereits zu Beginn des Arbeitsspiels



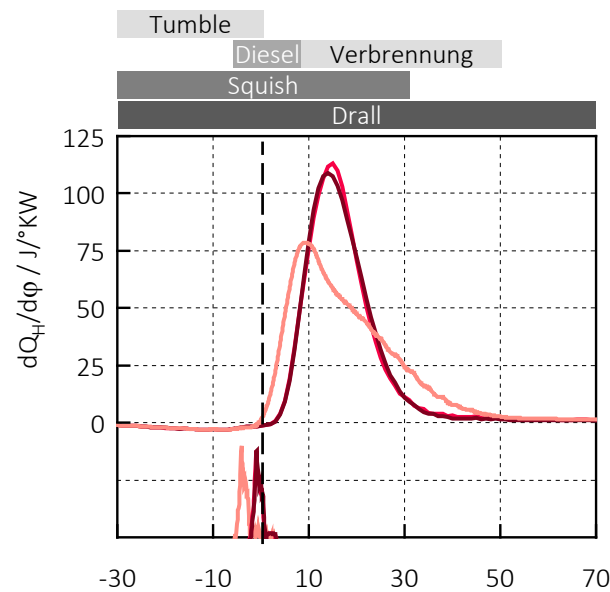
**Bild 5.42:** Heiverläufe und Diesenzündstrahl-Signal aus MFB50-Variation in 1750/15 mit  $x_{\text{Erdgas}} = 95\%$ ,  $\text{SOI}_{\text{Erdgas}} = -300^\circ\text{KW}$  ohne Drall

im Ansaugtakt. Die Ausbildung dieser Strömung wird besonders durch die Form des Linsenkolbens unterstützt. Da der Tumble aber um den OT zerfällt, beeinflusst er die Verbrennung zunehmend, je näher deren Schwerpunkt um den ZOT zu liegen kommt. Bei diesen Heizverläufen handelt es sich aber um jene, die eine Verbrennungsschwerpunktlage von  $16^\circ\text{KW}$  aufweisen und daher ist auch deutlich erkennbar, dass dem Linsenkolben aufgrund der nicht ausgeprägten Quetschflächen in diesem Bereich die Turbulenz aus Ladungsbewegung nach dem OT fehlt.

Einen wesentlichen Einfluss auf die Turbulenz nimmt auch der Diesenzündstrahl. Zum Zeitpunkt, wo er eingebracht wird, ist seine Auswirkung auf das Turbulenzniveau im Brennraum sehr dominant. Daher lässt sich auch erkennen, dass zu Brennbeginn bei allen Kolbengeometrien ein ähnlich steiler Anstieg verzeichnet werden kann. Dies bleibt bis zum jeweiligen Maximum im Heizverlauf der prägnanteste Einflussfaktor.

Danach übernimmt bei diesen drallfreien Variationen eine andere Ladungsbewegungsgröße den dominierenden Faktor: die Squish-Strömung. Diesbezüglich kommt der entscheidende Nachteil des Linsenkolbens zu tragen, nämlich die nicht bzw. nur wenig vorhandenen Quetschflächen. Topf- und Serienmulde weisen in dieser Angelegenheit praktisch identische konstruktive Gegebenheiten auf. Die Ausbildung dieser Quetschflächenströmung hilft nun dabei, die Verbrennung weiter zu beschleunigen und ermöglicht eine kurze Brenndauer.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass sich der Linsenkolben grundsätzlich nur für die Anwendung im homogenen, stöchiometrischen Betriebspunkt eignet. Dort muss der Brennraum aber auch optimal für die Unterstützung des Tumbles ausgelegt werden.



**Bild 5.43:** Wirkzeitraum turbulenzgenerierender Maßnahmen

Dies bedarf einer günstigeren Positionierung des Dieselinjektors, um eine zu starke Benetzung des Kolbens zu vermeiden. Des Weiteren müsste die Geometrie der Kühlkanäle an die veränderte Kolbenoberfläche angepasst werden, damit die Wärme besser abgeführt werden kann. Daneben wäre eine wie beim Ottomotor Anstellung der Einlassventile zur Unterstützung der Tumble-Ausbildung wünschenswert.

Aufgrund des erheblichen Nachteils im Bezug auf die Ausbildung einer Squish-Strömung, weisen Topf- und Serienmulde hier große Vorteile auf. So kann bei diesen Varianten von einer wesentlich kürzeren Brenndauer profitiert werden.

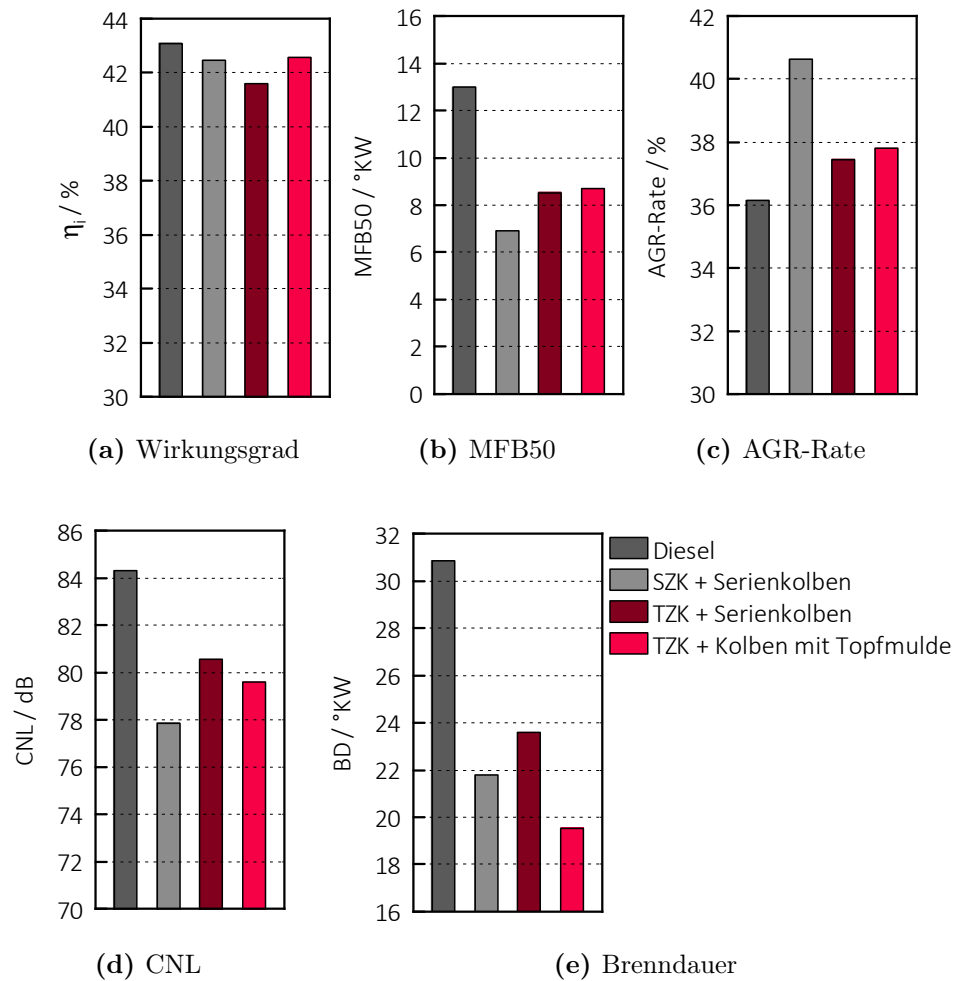
## 5.4 Optimierte Betriebspunkte

Anhand der Optimierungen sollen nun für das Brennverfahren wesentliche Messgrößen der einzelnen Varianten einander gegenübergestellt werden. Damit soll gezeigt werden, in welcher Größenordnung die Vorteile oder eventuell auch Nachteile, die zuvor aufgezeigt worden sind, liegen. Von großem Interesse ist vor allem der Vergleich mit dem Basisdieselmotor, der hier als Referenz dienen soll.

Als Optimierungen werden die Messreihen bezeichnet, in denen für einen Lastpunkt alle Stellgrößen so eingestellt werden, wie sie sich im Laufe der Untersuchungen als optimal für das Brennverfahren herauskristallisiert haben.

### 5.4.1 Magerer Betriebspunkt

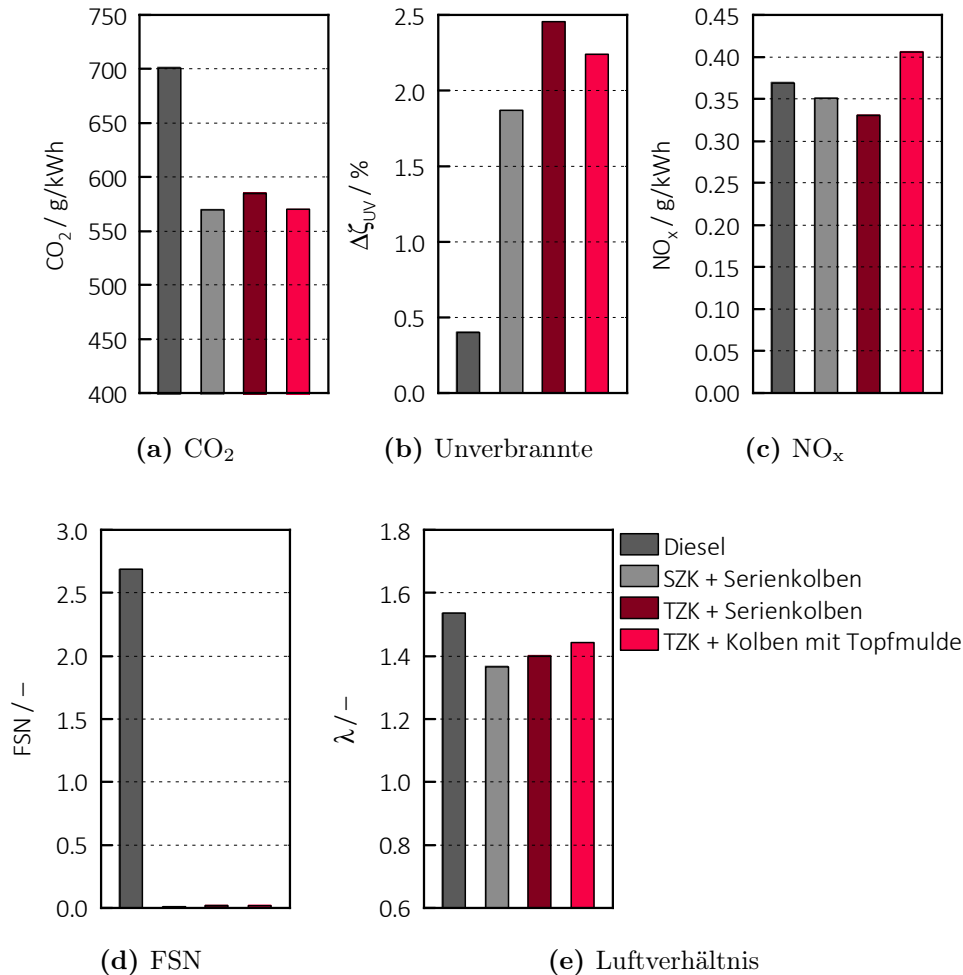
In Bild 5.44 sind der indizierte Wirkungsgrad sowie für die Interpretation wesentliche Indizierdaten und die AGR-Rate dargestellt.



**Bild 5.44:** Optimierte Betriebspunkte der einzelnen Varianten in 1750/5 mit  $SOI_{Erdgas} \approx -70$  °KW

Demgegenüber finden sich in Bild 5.45 die Rohemissionen der unterschiedlichen Konfigurationen. Die Betriebspunkte wurden dabei so eingestellt, dass die Stickoxide innermotorisch weitestgehend reduziert werden, weil dies auch im realen Fahrzeugbetrieb ausschlaggebend ist. Die Drallklappenstellung betrug im Fall des Dieselpunktes und des SZK ungefähr 50 %, beim TZK in beiden Fällen 40 %. Außerdem lag der Einspritzdruck des Dieselpunktes in allen DF-Betriebspunkten bei 400 bar, während der Seriidieselpunkt mit 600 bar Einspritzdruck arbeitet.

Es zeigt sich, dass die Maßnahmen zur Steigerung der Turbulenz im Brennraum sich durchaus positiv auf den indizierte Wirkungsgrad auswirken.



**Bild 5.45:** Rohemissionen der optimierten Betriebspunkte der einzelnen Varianten in 1750/5 mit  $\text{SOI}_{\text{Erdgas}} \approx -70^\circ\text{KW}$

Jedenfalls positiv wirken sich die turbulenzsteigernden Maßnahmen auf die  $\text{CO}_2$ -Emissionen aus, die, obwohl der Wirkungsgrad des Dieselmotors nicht ganz erreicht werden kann, deutlich reduziert werden können.

Entscheidende Nachteile im Wirkungsgrad entstehen durch den hohen Anteil an HC- und CO-Emissionen, repräsentiert durch die Unverbrannten, im Vergleich zum Dieselmotor. Der später liegende MFB50 und das höhere Luftverhältnis des TZK mit Serienkolben führen im Vergleich zum SZK mit Serienkolben zu den geringfügig erhöhten unverbrannten Abgaskomponenten. Trotz der längeren Brenndauer kommen dem TZK der Vorteil durch die größeren Einlassventile und das früher gezeigte Plus in der Hoch-

druckschleife zugute, sodass ein höherer indizierter Wirkungsgrad entsteht.

Mit Einsatz der Topfmulde lassen sich noch einmal Vorteile in Bezug auf den Wirkungsgrad erreichen. Dabei ist die Brenndauer deutlich kürzer, was einerseits auf das etwas höhere Luftverhältnis, andererseits auf den höheren Dieselanteil im Zylinder zurückzuführen ist. Die Substitutionsrate liegt beim TZK mit Serienkolben bei 86.7%, während sie beim TZK mit Topfmulde 85.6% beträgt. Dies führt damit auch zu weniger Unverbrannten und einem höheren indizierten Wirkungsgrad.

Bemerkenswert ist jedenfalls, dass die Problematik der Rußbildung beim Dual-Fuel-Brennverfahren nicht mehr vorhanden ist, wie Bild 5.45d entnommen werden kann. Die Gründe hierfür sind zum einen, dass das Gas bereits gasförmig in den Zylinder eingebracht wird und besser homogenisiert werden kann, zum anderen die weiteren Zündgrenzen des Kraftstoffes, womit eine Verbrennung oberhalb der Rußgrenze stattfindet. Die FSN liegt hier bereits im Bereich der Nachweisgrenze.

Auffällig ist auch das nicht unwesentlich geringere Verbrennungsgeräusch im DF-Betrieb. Da die Geräuschanalyse auf Basis des Zylinderdruckverlaufs durchgeführt wird, hängt der CNL-Wert direkt vom Druckgradienten ab. Dieser ist beim Dieselmotor bekannterweise sehr groß, woraus sich diese Nachteile hier ergeben.

Die  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen befinden sich auf dem Niveau des Dieselmotors. Außerdem liegen die Roh-Emissionen an unverbrannten Abgaskomponenten, also CO und HC, unterhalb jenen eines Standard-Benzinmotors, der mit  $\lambda = 1$  betrieben wird.

### 5.4.2 Homogen stöchiometrischer Betriebspunkt

Im höherlastigen Betriebspunkt soll nun auch der Linsenkolben betrachtet werden, weil er hier seine Vorteile bezüglich Turbulenzerhaltung geltend machen kann.

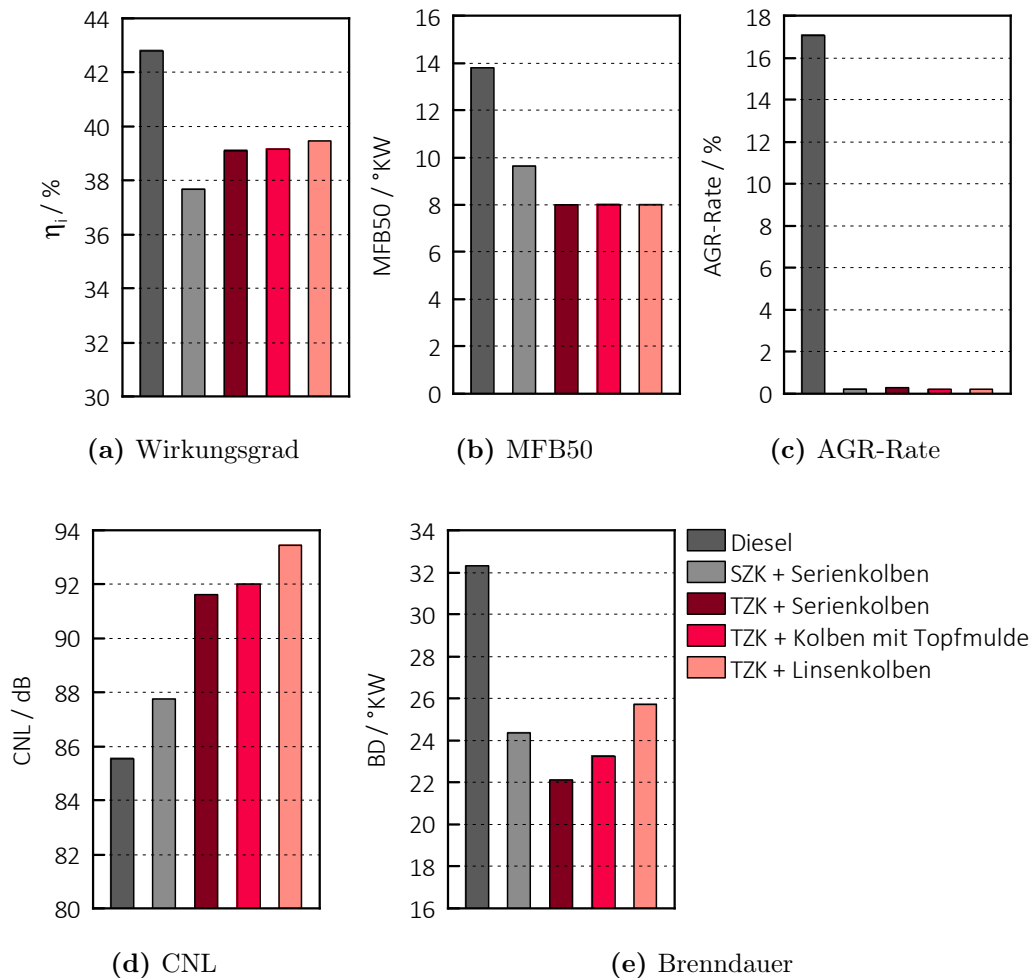
Im Hinblick auf den Wirkungsgrad zeigen sich bereits Nachteile in Bezug auf den Dieselmotor, jedoch durchwegs positive Einflüsse des TZK, bei dem sich die einzelnen Kolbengeometrien näherungsweise die Waage halten.

Aus der bereits bekannten Abhängigkeit der HC- und CO-Emissionen vom Luftverhältnis gehen die Schwankungen in Bild 5.47b hervor. Dies wirkt sich direkt auf den indizierten Wirkungsgrad aus, was der Topfmulde und dem Linsenkolben im Vergleich zu den anderen Kolbengeometrien zu Lasten fällt. Auch bei der Konfiguration SZK mit Serienkolben muss dieser Effekt berücksichtigt werden.

Von den früher gezeigten Heizverläufen ist das Verhalten des Linsenkolbens bezüglich seiner längeren Brenndauer bekannt. Anhand der CNL-Werte in Bild 5.46d lässt sich erkennen, wie die einzelnen turbulenzunterstützenden Maßnahmen sukzessive zu immer steileren Anstiegen im Zylinderdruck führen und damit das Verbrennungsgeräusch erhöhen.

Da die Applikation des Dieselmotors auch in diesem Betriebspunkt eine AGR-Rate von ca. 17% vorsieht, lassen sich die Stickoxide bereits innermotorisch deutlich reduzieren. Es sei jedoch angemerkt, dass dies mit einem Luftverhältnis über eins erforderlich



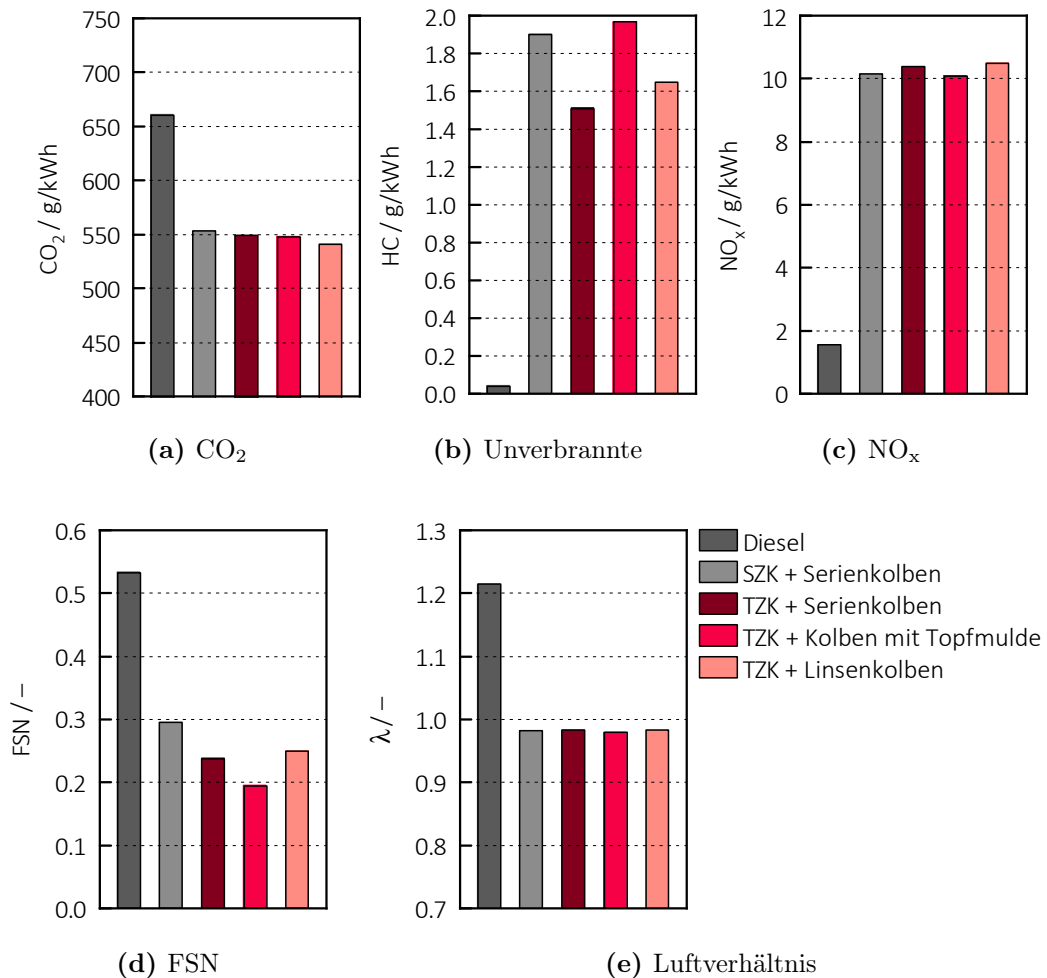


**Bild 5.46:** Optimierte Betriebspunkte der einzelnen Varianten in 1750/15 mit  $SOI_{Erdgas} = -360^\circ KW$

ist, denn das Dual-Fuel-Brennverfahren wird mit  $\lambda = 1$  realisiert und eignet sich damit für eine Abgasnachbehandlung mithilfe eines Dreiwegekatalysators.

Aufgrund der sehr ähnlichen Niveaus im Wirkungsgrad der Erdgas-Diesel-Brennverfahren werden auch ähnliche Ergebnisse in der  $CO_2$ -Einsparung erzielt. Wie schon in den Grundlagen erwähnt wurde, wird das Einsparungspotential zum einen durch die Substitutionsrate, zum anderen durch den Wirkungsgrad begrenzt. In diesen Betriebspunkten werden Substitutionsraten von 95 % realisiert. Damit wäre eine optimale  $CO_2$ -Einsparung von 23.75 % umsetzbar. Der niedrigere Wirkungsgrad führt aber beispielsweise bei der Topfmulde zu einer, dennoch sehr guten, Einsparung von 17 %  $CO_2$ .

Die FSN liegt hier beim Dieselmotor zwar schon wesentlich niedriger als im niedriglastigen Betriebspunkt, aber immer noch oberhalb jener des DF-Betriebs. Die bessere



**Bild 5.47:** Rohemissionen der optimierten Betriebspunkte der einzelnen Varianten in 1750/15 mit  $SOI_{Erdgas} = -360^\circ KW$

Homogenisierung beim TZK trägt zu einer geringeren FSN bei. Die relativ starke Benetzung des Linsenkolbens mit Kraftstoff durch den Dieselizehendstrahl führt zu einem Anstieg der FSN.

Aus den getätigten Betrachtungen lässt sich schließen, dass sich der Einsatz eines auf die Erzeugung eines Tumbles ausgelegter Zylinderkopfes definitiv positiv auf das Brennverfahren auswirkt. Diese Annahme gilt sowohl für den mageren als auch für den homogen stöchiometrischen Betrieb. Jedenfalls für den Betrieb erforderlich ist eine Kolbenform mit Mulde und Quetschfläche. Bei Ladungsschichtung unterstützt diese die Bündelung der Ladung und sorgt für geringe Emissionen an Unverbrannten. Im stöchiometrischen Betrieb sorgen die Quetschflächen für erhöhte Turbulenz in der finalen Phase der Verbrennung.

Um die noch herrschenden Wirkungsgradnachteile in Bezug auf den Dieselmotor zu kompensieren, müsste der Brennraum weitestgehend auf eine tumbleunterstützende Geometrie ausgelegt werden. Dazu ist es notwendig, die Ventile anzustellen und das Gaseinblaseventil neu zu positionieren. Außerdem sollte der Dieselinjektor zentral im Brennraum angeordnet werden.

Die Drallklappe sollte in jedem Fall erhalten bleiben, weil sich ein erhöhtes Drallniveau als positiv in Bezug auf die zyklische Verbrennungsstabilität sowie auf die Emissionen an Unverbrannten speziell im Magerschichtbetrieb ausgewirkt hat.

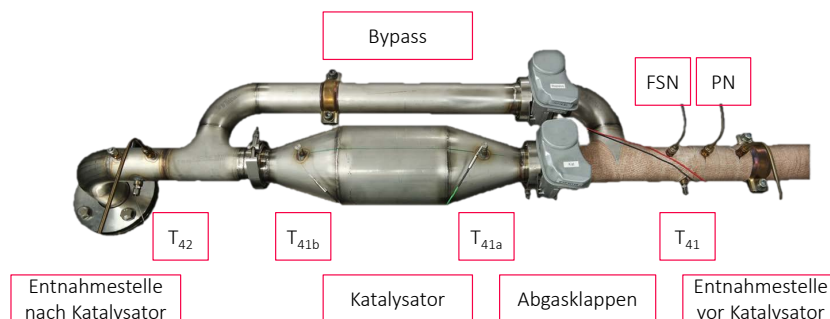


# 6 Abgasnachbehandlung

Im Rahmen des Projektes wurden auch Überlegungen zu Abgasnachbehandlungskonzepten getätigt. Da die Betriebspunkte bei höherer Last mit  $\lambda = 1$  erfolgen, bietet sich der Einsatz eines Dreiwegekatalysators an. Von einem Hersteller wurden zwei Fabrikate mit unterschiedlicher Beschichtung zur Verfügung gestellt und am Prüfstand vermessen. Dazu musste ein neues Abgassystem am Prüfstand aufgebaut werden, das den Einsatz der Katalysatoren ermöglichte.

## 6.1 Abgasnachbehandlungssystem

Da das bestehende Abgassystem am Prüfstand nicht für den Einsatz eines Katalysators vorgesehen ist, musste ein neues implementiert werden. Dieses Abgasnachbehandlungssystem mit Bypass ist in Bild 6.1 ersichtlich.



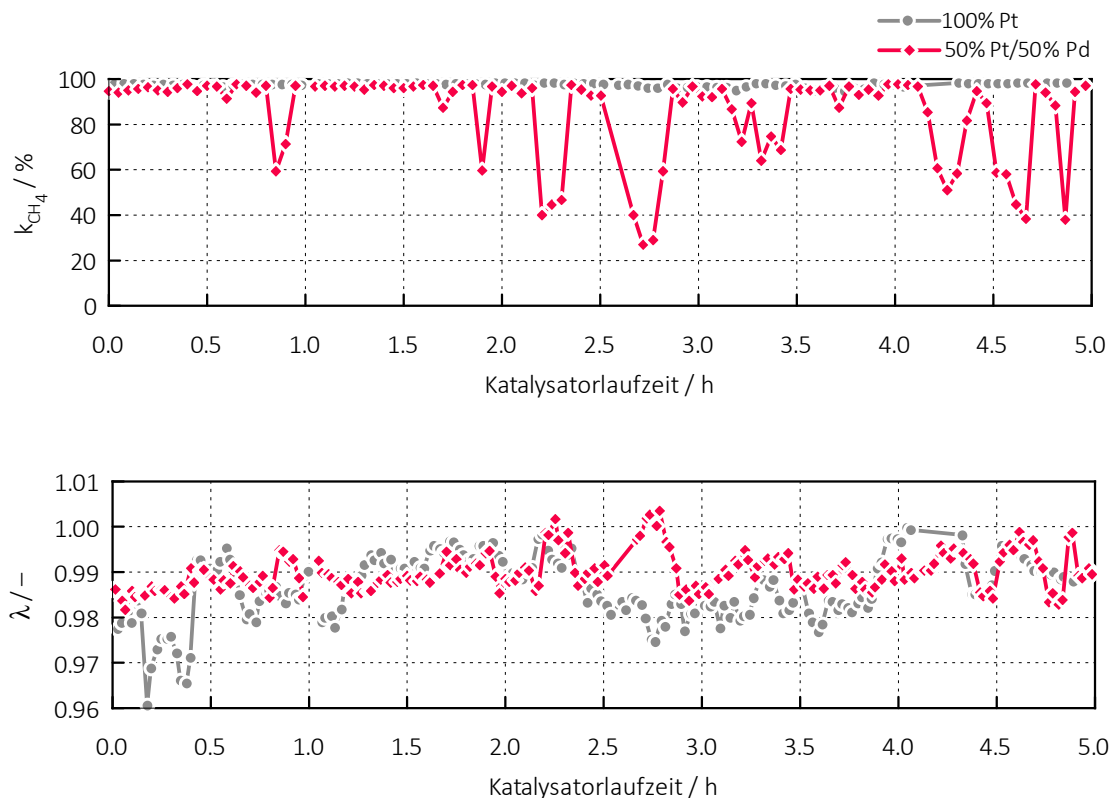
**Bild 6.1:** Abgasnachbehandlungssystem mit Bypass am Prüfstand

Vom Motor kommend ist die Leitung mit einem isolierenden Gewebeband eingewickelt. Dies wurde angebracht, um über die prüfstandsbedingt relativ lang ausgeführte Leitung nicht zu viel an Abgastemperatur zu verlieren. Vor dem Bypasssystem befinden sich die Entnahmestellen für den Condensation Particle Counter (PN), dem Smokemeter (FSN) und jene für die Abgasmessanlage vor Katalysator, also den Rohemissionen. Je nach Stellung der Abgasklappen wird entweder der Bypass oder der Katalysator passiert. Bevor die Abgasleitung in den Unterboden geführt wird, befindet sich noch die zweite Entnahmestelle für die Abgasmessanlage, womit dann die Konvertierungsraten berechnet werden können.

## 6.2 Katalysatoruntersuchungen

Wie bereits zuvor erwähnt, wurden die vermessenen Katalysatoren von einem Hersteller zur Verfügung gestellt. Es handelt sich bei den beiden Fabrikaten um Dreiwegekatalysatoren, die eine Zelldichte von 400 cpsi aufweisen. Dabei wurde einer der Katalysatoren mit 100 % Platin auf  $80 \text{ g/ft}^3$ , der andere mit 50 % Platin und 50 % Palladium ebenfalls auf  $80 \text{ g/ft}^3$  beschichtet. Die Hardware-Konfiguration, die bei diesen Messungen am Motor aufgebaut war, waren SZK und Serienkolben. Die Dieselinjektoren mit asymmetrischem Spraybild mussten aufgrund von mechanischen Schäden durch die Serieninjektoren ersetzt werden.

Zu Beginn der Untersuchungen wurden die Katalysatoren einem Einlaufprogramm, dem sogenannten „Degreening“, unterzogen (siehe Bild 6.2). Dabei wurde über fünf Stunden der Betriebspunkt mit  $n = 1750 \text{ min}^{-1}$  und  $p_e = 15 \text{ bar}$  eingestellt und die Emissionen gemessen. Danach wurden wieder die bekannten Betriebspunkte eingestellt und die Konvertierungen in diesen Punkten bestimmt.



**Bild 6.2:** Katalysator-Degreening in 1750/15

Zudem wurden Variationen des Luftverhältnisses durchgeführt und gemessen, um den Einfluss auf die Konvertierungsrate zu bestimmen. Damit wurde schließlich auch

ersichtlich, dass die Bestimmung des Luftverhältnisses über das ETAS Lambda Meter am repräsentativsten für den Betrieb um  $\lambda = 1$  ist. Des Weiteren wurde so auch das optimale Betriebsfenster für den Dreiwegekatalysator mit Erdgas ersichtlich. Dies liegt im leicht fetten Bereich.

Zusätzlich wurde versucht, die Light-off-Temperatur der Katalysatoren zu bestimmen. Diese ist besonders in Bezug auf Methan interessant, weil das sehr kompakte Molekül grundsätzlich wesentlich höhere Anspringtontemperaturen benötigt, als man dies von herkömmlichen Benzinmotoren gewohnt ist. Dazu musste aber erst ein homogener stöchiometrischer Lastpunkt gefunden werden, bei dem die Abgastemperatur sehr gering ist und es somit nicht zu einem „Anspringen“ des Katalysators kommt. Danach wurde sukzessive die Last erhöht und damit auch die Abgastemperatur, bis schließlich der „Light-off“ erreicht wurde.

## 6.3 Ergebnisse

Im folgenden Kapitel sollen nun die Ergebnisse der beiden Katalysatoren dargestellt und einander gegenübergestellt werden. Da sich das Verhalten in den beiden stöchiometrischen und den zwei mageren Betriebspunkten wieder sehr ähnlich gestaltet, sollen entsprechend der vorangegangenen Kapitel wieder die Lastpunkte 1750/5 und 1750/15 näher diskutiert werden.

### 6.3.1 Magerer Betriebspunkt

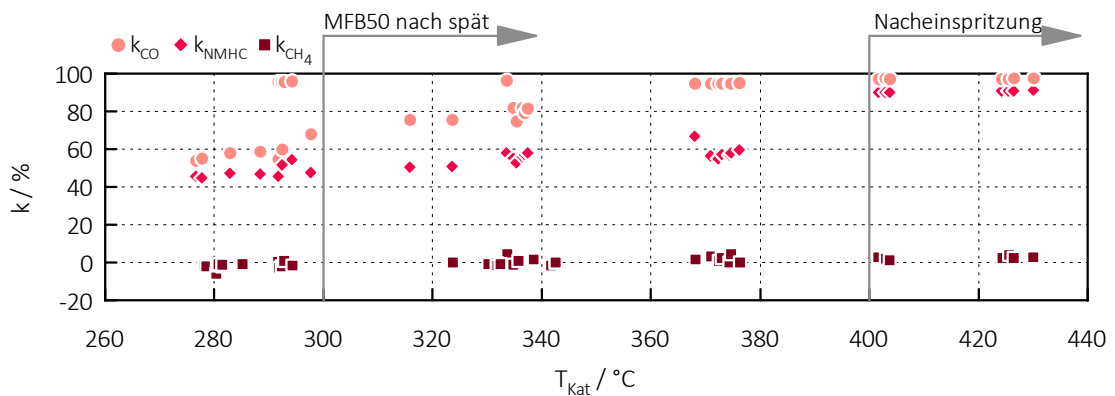
In den mageren Betriebspunkten ist es dem Dreiwegekatalysator zwar nicht möglich, die Stickoxide zu reduzieren, jedoch kann er hier als Oxidationskatalysator fungieren und damit HC und CO oxidieren. Dafür ist es aber erforderlich, dass die Light-off-Temperatur erreicht wird. Dies gestaltet sich besonders schwierig, weil Methan eine sehr hohe Aktivierungsenergie für die katalytische Konvertierung besitzt.

Um diese Gegebenheit auch mittels Messdaten zu bestätigen, sind sämtliche Messungen in diesem Betriebspunkt durchgeführt worden. Die Ergebnisse für den 100% Pt-Katalysator sind in Bild 6.3 dargestellt. Zudem wurde versucht, über sogenannte Katalysatorheizstrategien die Abgastemperatur anzuheben. Die Temperatur, über welche die Konvertierungsraten aufgetragen sind, ist jene, die mittels zweier Thermoelemente direkt im Katalysator gemessen und danach gemittelt worden ist.

Die Katalysatorheizstrategien beinhalten zum einen eine Spätstellung der Verbrennungsschwerpunktlage inklusive heißem AGR, zum anderen eine Diesel-Nacheinspritzung. Mit dem Spätstellen des MFB50 von  $6.5^\circ\text{KW}$  nach ZOT auf ungefähr  $8.5^\circ\text{KW}$  lässt sich eine Anhebung der Temperatur nach Turbolader von  $330^\circ\text{C}$  auf ca.  $380^\circ\text{C}$  realisieren. Aufgrund des Einsatzes von heißer AGR kommt es zu einer Anhebung der Ansaugluft von ca.  $88^\circ\text{C}$  auf etwa  $146^\circ\text{C}$ . Durch die bereits zuvor erwähnte große Leitungslänge vom Motor bis zum Katalysator (ca. 1.5 m) kann diese hohe Temperatur

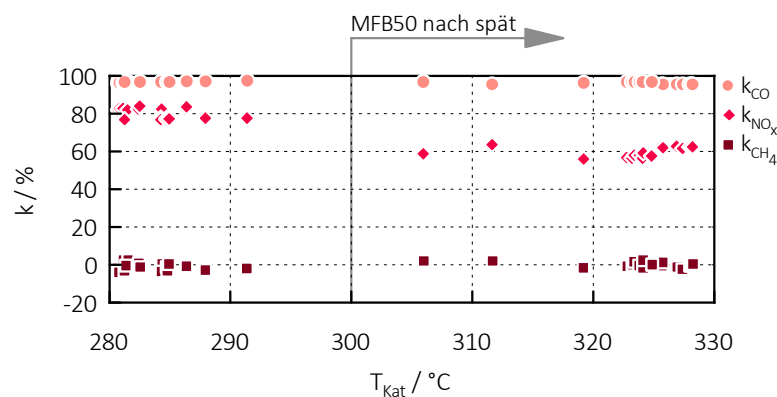
aber nicht bis zum Katalysatoreintritt gehalten werden. Dort liegen schließlich nur noch ca. 310 °C vor.

Die Umsetzung einer Nacheinspritzung erfolgt so, dass sehr spät während der Verbrennung noch einmal Diesel in den Brennraum eingebracht wird. Im Falle der vorliegenden Messungen wurde die zweite Kraftstoffeinspritzung ungefähr um 32 °KW nach ZOT initiiert. In Summe wurde über beide Einspritzungen dieselbe Menge Kraftstoff in den Zylinder eingebracht, wie ansonsten bei einer Injektion. Dabei wurde aber der Löwenanteil der Primäreinspritzung zuteil.



**Bild 6.3:** Konvertierungsraten über Katalysatortemperatur in 1750/5 beim 100 % Pt-Katalysator mit Katalysatorheizstrategien

Die Messungen am 50 % Pt/50 % Pd-Katalysator werden in Bild 6.4 veranschaulicht. Dabei wird schnell ersichtlich, dass beide Katalysatoren ein sehr ähnliches Verhalten aufweisen.



**Bild 6.4:** Konvertierungsraten über Katalysatortemperatur in 1750/5 beim 50 % Pt/50 % Pd-Katalysator mit Katalysatorheizstrategien



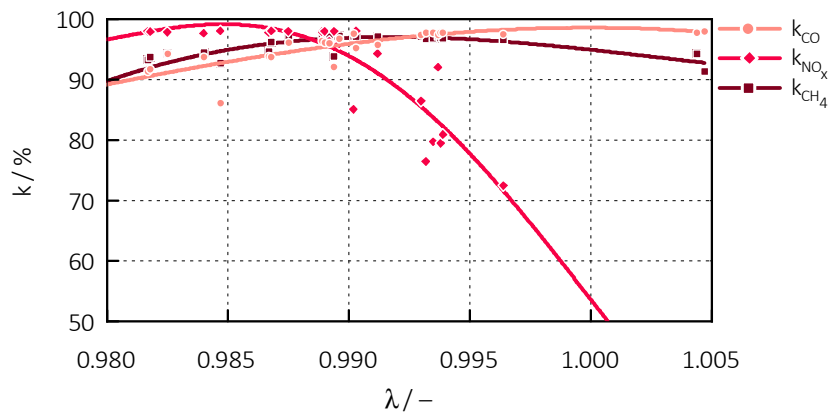
Es zeigt sich, dass die CO-Emissionen mit ihrer geringen Aktivierungsenergie bereits sehr früh konvertiert werden können und damit kein Problem darstellen. Zu den NMHC-Emissionen zählen alle Kohlenwasserstoffemissionen außer Methan. Aus der Grafik geht hervor, dass auch diese schon sehr früh konvertiert werden können und mit Anhebung der Abgastemperatur sogar vollständig umgesetzt werden. Das Verhalten beim 50 % Pt/50 % Pd-Katalysator, also die sinkende Konvertierungsrate bei steigender Temperatur, ist darauf zurückzuführen, dass das Luftverhältnis hier magerer als in den vorangegangenen Messpunkten gewesen ist. Bei den Betrachtungen im homogen stöchiometrischen Betriebspunkt wird sich noch zeigen, wie sensibel dieser Katalysator auf Veränderungen im Luftverhältnis reagiert.

Entsprechend der Erwartungen konnte keine Umsetzung der  $\text{CH}_4$ -Emissionen erreicht werden. Diese zeigen sich völlig unbeeindruckt von jeglicher Anhebung der Abgastemperatur, weil dafür noch höhere Temperaturen erforderlich sind.

### 6.3.2 Homogen stöchiometrischer Betriebspunkt

Der Dreiwegekatalysator ist für den Betrieb um  $\lambda = 1$  ausgelegt und hier auch vollkommen funktionsfähig. Die hohen Temperaturen von über  $600\text{ }^\circ\text{C}$  bei 15 bar effektivem Mitteldruck liegen ebenso günstig für den Betrieb.

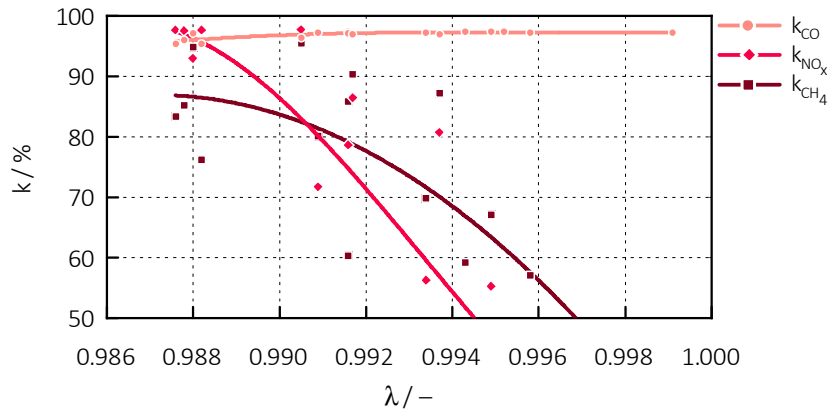
Während der Versuchsdurchführungen wurde ersichtlich, dass der optimale Betriebspunkt beider Katalysatoren bei  $\lambda = 0.99$  liegt. Das Betriebsfenster ist jedoch in beiden Fällen unterschiedlich breit.



**Bild 6.5:** Konvertierungsraten als Funktion des Luftverhältnisses in 1750/15 beim 100 % Pt-Katalysator

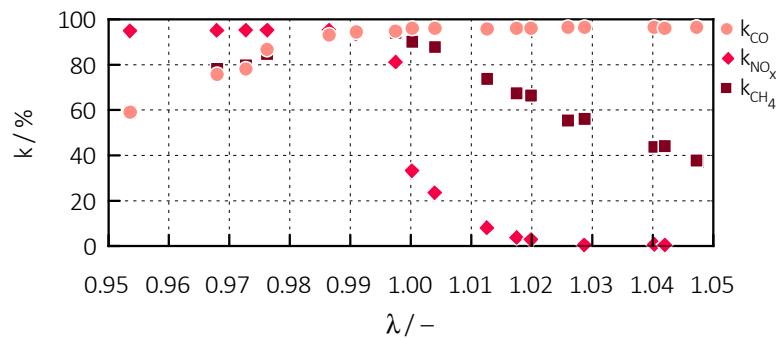
Aus den Konvertierungsraten in Bild 6.5 geht hervor, dass der Betriebsbereich um  $\lambda = 0.988 \pm 0.003$  sehr gut funktioniert, wobei Bild 6.6 zu entnehmen ist, dass dieser Katalysator um  $\lambda = 0.99 \pm 0.002$  betrieben werden sollte. Bewegt man sich zu weit

außerhalb dieses Bereiches, so fallen beim Pd-Katalysator die Umsetzungsraten abrupt ab. Dies stellt höchste Anforderungen an die Regelung des Luftverhältnisses.



**Bild 6.6:** Konvertierungsraten als Funktion des Luftverhältnisses in 1750/15 beim 50 % Pt/50 % Pd-Katalysator

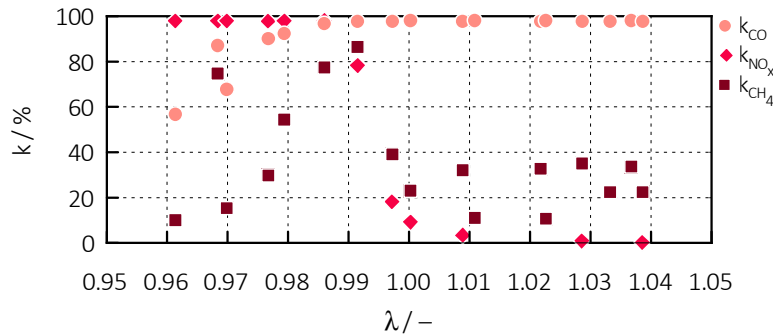
Da diese Empfindlichkeit während der Messung im stärker in Augenschein trat, wurden Variationen des Luftverhältnisses vom fetten in den leicht mageren Bereich und wieder zurück gefahren. Die Ergebnisse sind in den Bildern 6.7 und 6.8 aufgetragen. Dabei zeigt sich klar, dass die Stickoxide im mageren Bereich nicht mehr umgesetzt werden können und die CO-Emissionen im sehr fetten Bereich auch nicht mehr ganz konvertiert werden können, weil die Rohemissionen hier überproportional ansteigen.



**Bild 6.7:** Konvertierungsraten aus Variation des Luftverhältnisses in 1750/15 beim 100 % Pt-Katalysator

Wird nun aber das Augenmerk auf die Methankonvertierung gelegt, so zeigt der Pt-Katalysator eine relativ große Toleranz bezüglich des Luftverhältnisses, in dem zumindest eine Umsetzung von 80 % erreicht werden kann. Der Pd-Katalysator hingegen

weist überhaupt keine Stabilität in der Konvertierung auf, sodass bereits bei kleinsten Abweichungen die Konvertierungsraten auf unter 40 % abfallen.



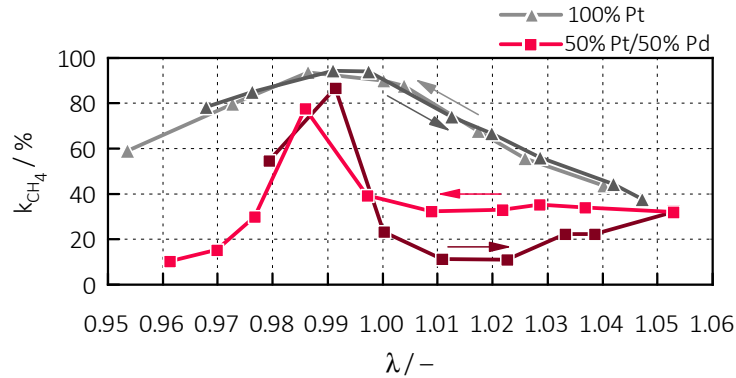
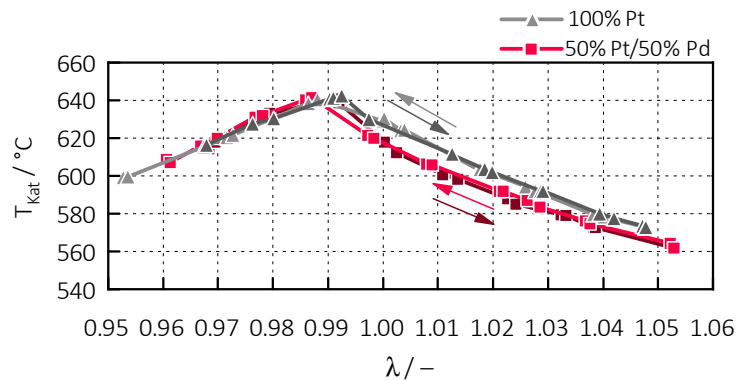
**Bild 6.8:** Konvertierungsraten aus Variation des Luftverhältnisses in 1750/15 beim 50 % Pt/50 % Pd-Katalysator

Betrachtet man diese Abhängigkeit noch genauer, so lässt sich sogar ein Einfluss der Richtung erkennen, also ob vom fetten in den mageren Bereich oder umgekehrt gefahren worden ist. Diesen Sachverhalt soll Bild 6.9a widerspiegeln. Es sind für beide Katalysatoren die Konvertierungsraten von CH<sub>4</sub> aufgetragen, jeweils dunkel die Richtung von fett nach mager, in heller Farbe vom mageren in den fetten Bereich. Dabei zeigt sich der Pt-Katalysator relativ unbeeindruckt von der Prozessrichtung und konvertiert Methan je nach Luftverhältnis in gleichem Maß. Demgegenüber wird beim Pd-Katalysator zwar von mager nach fett zu Beginn eine höhere Umsetzung erreicht, aber in seinem eigentlich optimalen Betriebspunkt wirkt sich der Magerbetrieb so negativ aus, dass er das ursprüngliche Niveau der Konvertierungsrate nicht mehr erreichen kann.

Demgegenüber zeigt Bild 6.9b die Temperaturen im Katalysator als Funktion des Luftverhältnisses. In beiden Fällen wird unabhängig von der Prozessrichtung jeweils dasselbe Temperaturniveau erreicht. Die Hysterese wird also nicht von unterschiedlichen Temperaturen im Katalysator hervorgerufen, sondern ist auf den Einfluss des Luftverhältnisses zurückzuführen.

### Light-off-Temperatur

Die Bestimmung der Light-off-Temperatur wurde entsprechend dem zuvor erläuterten Prozedere bei einer Drehzahl von 1250 min<sup>-1</sup> durchgeführt und gestaltete sich denkbar schwierig. Es mussten die Messpunkte über die ganze Messzeit, die pro Punktepaar zwei Minuten betragen hatte, bezüglich Luftverhältnis und Temperatur konstant gehalten werden, was sich im Hinblick auf den labilen Zustand des Light-off's nicht erreichen ließ. Sobald der Katalysator anspringt, werden die Abgaskomponenten konvertiert. Es gibt also entweder den Zustand, nichts zu konvertieren, oder jenen der Konvertierung. Dazwischen liegende Punkte können, zumindest am Motorprüfstand, nicht reproduzierbar

(a) Konvertierungsraten  $k_{CH_4}$ (b) Katalysatortemperaturen  $T_{Kat}$ 

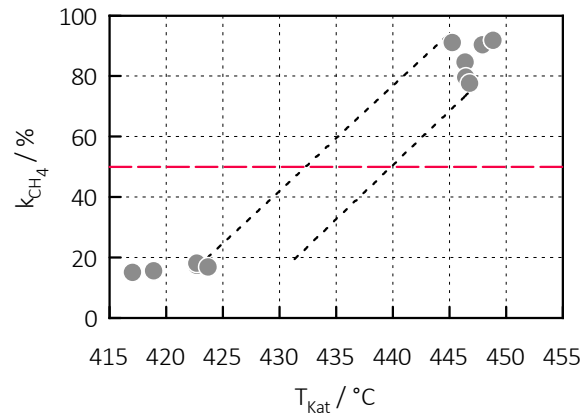
**Bild 6.9:** Hysterese in den Konvertierungsraten sowie Katalysatortemperatur als Funktion des Luftverhältnisses in 1750/15

eingestellt werden.

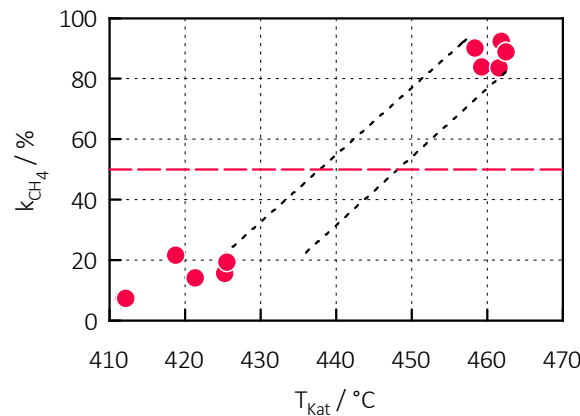
Daher wurden für die beiden Katalysatoren „Punktwolken“ gemessen, also die stabilen Zustände vor und nach Light-off sehr oft in reproduzierbarer Qualität festgehalten. Einige dieser Punkte sind in den Bildern 6.10 sowie 6.11 ersichtlich.

Anhand dieser Punkte war es schließlich möglich, die Light-off-Temperatur bis auf einen kleinen Temperaturbereich von ca. 10 °C einzuschränken. Dies ist so durchgeführt worden, dass der letzte stabile Messpunkt vor dem Light-off, der somit eine Mindestanspringtemperatur darstellt, mit dem Punkt der niedrigsten Temperatur, bei der bereits sehr gut konvertiert wird, verbunden worden ist. Dieser Punkt stellt damit die maximal mögliche Anspringtemperatur dar. Dann wurde diese Verbindungsgerade an die äußerste Stelle der Punktwolke parallel verschoben. Zwischen diesen beiden Schranken soll daher die Light-off-Temperatur zu liegen kommen.

Geht man nach dieser Methodik vor, so erhält man für den 100 % Pt-Katalysator



**Bild 6.10:** Bestimmung der Light-off-Temperatur beim 100 % Pt-Katalysator



**Bild 6.11:** Bestimmung der Light-off-Temperatur beim 50 % Pt/50 % Pd-Katalysator

eine Anspringtemperatur im Bereich von 433 °C bis 440 °C, für den 50 % Pt/50 % Pd-Katalysator in etwa von 438 °C bis 448 °C.

Da die genaue Zusammensetzung der Beschichtung nicht bekannt war, wie beispielsweise von die Sauerstoffspeicherfähigkeit erhöhenden Bestandteilen wie Cerium, kann nicht genau erläutert werden, warum es zu der sehr starken Abhängigkeit der Konvertierungsrate von Methan vom Luftverhältnis beim Pd-Katalysator kommt. Zum jetzigen Zeitpunkt kann jedenfalls davon ausgegangen werden, dass sich dieser Katalysator für den realen Fahrbetrieb nicht eignet, da selbst bei einer Regelung um den optimalen Betriebspunkt stets Schwankungen vorliegen und der Katalysator dies zumindest in geringem Maße unterstützen muss. Diesbezüglich bietet der untersuchte 100 % Pt-Katalysator wesentlich bessere Eigenschaften, weil er sich doch verträglicher verhält.

Für die Abgasnachbehandlung im mageren Bereich müssen dennoch weitere Überle-

gungen angestellt werden, weil die vorgenommenen Katalysatorheizstrategien zu einer enormen Verschlechterung im Wirkungsgrad führen. Von einer zusätzlichen Maßnahme zur NO<sub>x</sub>-Abgasnachbehandlung wird nicht abzusehen sein.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Anhand der im Laufe des Projektes durchgeführten Untersuchungen am stationär betriebenen Motorprüfstand konnte gezeigt werden, dass ein Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahren Potential für den Einsatz im PKW-Bereich aufweist. Dazu wurde am Vierzylinder-Basisdieselmotor ein Auslassventil entfernt, um Platz für ein Erdgaseinblaseventil und einen Dieselinjektor zu schaffen. Dementsprechend wurde die Auslassnockenwelle angepasst und das Dieselrail seitlich versetzt. Es wurde mit einer Niederdruckgaseinblasung von 16 bar gearbeitet und, um die Komplexität von Dieseleinspritzsystemen für zukünftige DF-Konzepte so gering wie möglich zu gestalten, ein Dieselraildruck von nur 400 bar eingestellt.

Da der Basismotor zwar ein Diesellaggregat ist, das Brennverfahren jedoch eher dem eines Ottomotors gleicht, ist in einem zweiten Schritt der Zylinderkopf neu ausgelegt und dessen Kanalgeometrien angepasst worden, sodass eine Tumbleströmung im Zylinder generiert werden konnte.

Die Validierung der Auswirkung der Turbulenzsteigerung war Teil dieser Masterarbeit. Es konnte festgestellt werden, dass sich durch den Tumble wesentliche Vorteile im Ablauf der Verbrennung zeigen. So wird eine schnellere Umsetzung des Kraftstoffes erreicht, was sich wiederum positiv im Wirkungsgrad äußert. Außerdem zeigte die Konfiguration mit TZK eine bessere Verträglichkeit in Bezug auf das Klopfen. Dennoch ist es erforderlich die Drallklappe im Füllkanal zu erhalten, weil sich deren Einsatz speziell im Magerbetrieb in Kombination mit der Brennraumgeometrie positiv auf die Stabilität der Verbrennung und die Emissionen auswirkt. Es entsteht somit eine Überlagerung der beiden Ladungsbewegungen, die in letzter Konsequenz das Brennverfahren positiv beeinflusst. Vor allem im niedriglastigen Bereich, wo ein Schichtladekonzept realisiert worden ist, trägt der Drall dazu bei, dass die Ladung in der Kolbenmulde gebündelt wird. Daraus resultiert eine prägnante Reduzierung der unverbrannten Abgaskomponenten.

Dies führt zu den weiteren Betrachtungen, in denen die Kolbengeometrie bewertet worden ist. Untersucht wurden dabei der Serienkolben des Basisdieselmotors, ein Kolben mit Topfmulde sowie ein Linsenkolben. Alle wiesen dasselbe Verdichtungsverhältnis von 16.5 auf. Aus den Untersuchungen geht hervor, dass die Topfmulde mit TZK in der untersuchten Konfiguration die aussichtsreichste Stellung einnimmt. Sie ermöglicht mit ihrer Mulde eine gute Gemischbildung im Schichtladungsbereich, während sie bei den höherlastigen Betriebspunkten den Tumble zum Teil unterstützt und anhand ihrer Quetschflächen auch eine Squish-Strömung induziert. Dieser Sachverhalt wurde zum entscheidenden Nachteil für den Linsenkolben, dem in der finalen Phase der Verbren-

nung die Turbulenz fehlte und er damit längere Brenndauern aufwies. Außerdem hatte dieser Kolben mit der Geometrie der Kühlkanäle einen erheblichen Nachteil bezüglich der Klopfverträglichkeit, weil sich die Kolbentemperatur an der Oberfläche soweit erhöhte, dass sich sehr früh schon Klopfen äußerte. Jedoch ist diese Kolbenform ohnehin nicht für den Einsatz bei diesem Brennverfahren geeignet, weil hierfür, wie bereits erwähnt, ein Kolben mit Mulde erforderlich ist. Ansonsten kann in den niedriglastigen Betriebspunkten nicht mit einem akzeptablen Emissionsniveau gerechnet werden.

Abschließend wurden Untersuchungen bezüglich eines Abgasnachbehandlungskonzeptes mit Dreiwegekatalysator durchgeführt. Hierbei standen ein Katalysator mit 100 % Platin-Beschichtung sowie einer mit 50 % Platin und 50 % Palladium zur Verfügung. In den homogen stöchiometrischen Betriebspunkten mit 11 bar und 15 bar effektivem Mitteldruck konnte eine nahezu vollständige Konvertierung der einzelnen Abgaskomponenten erreicht werden. Jedoch zeigte sich ein starker Einfluss durch das Luftverhältnis, wobei sich ein Betrieb um  $\lambda = 0.99$  als optimal herausstellte. Dieser Einfluss trat beim untersuchten Katalysator mit Palladium wesentlich stärker hervor. Im niedrigen Lastbereich konnten bei beiden Fabrikaten keine zufriedenstellenden Ergebnisse erzielt werden, weil hier der Light-off nicht erreicht wird und selbst mit Katalysatorheizstrategien nicht die erforderliche Temperatur überschritten werden kann. Hier erwies sich selbstverständlich auch der Aufbau am Prüfstand mit höheren Leitungslängen zusätzlich als nachteilig. Die Bestimmung der Light-off-Temperatur ist besonders bei Erdgasbrennverfahren von hohem Interesse, weil Methan eine sehr hohe Aktivierungsenergie benötigt. Die Messungen zeigten, dass sich dieser Zustand sehr instabil gestaltet und in diesem Punkt auch nicht verharret werden kann. Daher wurde über möglichst viele Punkte vor dem Anspringen sowie bei vollständiger Konvertierung ein Fenster ermittelt, in dem die Light-off-Temperatur zu liegen kommen muss.

Für einen zukünftigen Erdgas-Diesel DF-Motor sollte im unteren Teillastbereich ein magerer Betrieb mit Schichtladung zur Reduktion der unverbrannten Abgaskomponenten, ab der mittleren Teillast ein homogen stöchiometrischer Betrieb für den Einsatz eines Dreiwegekatalysators angestrebt werden. Daraus lässt sich die Notwendigkeit eines Dralls in Kombination mit einer Kolbenform mit Mulde ableiten, um den sicheren Betrieb bei Schichtladung zu gewährleisten. Des Weiteren sollte der Dieselinjektor zentral im Brennraum angeordnet werden, während das Gaseinblaseventil schräg dazu platziert wird. Die Ausbildung eines Tumbles hat sich als vorteilhaft für das Brennverfahren erwiesen, weshalb eine Anpassung des Brennraumes erforderlich ist. Das Abgas bedarf aufgrund der Emissionen an Stickoxiden im mageren Betrieb, welche auf Niveau des Dieselmotors liegen, einer zusätzlichen DeNO<sub>x</sub>-Abgasnachbehandlung.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das Erdgas-Diesel Dual-Fuel-Brennverfahren eine Möglichkeit zur signifikanten Reduzierung von CO<sub>2</sub>-Emissionen gibt und eine Maßnahme darstellt, die unter Berücksichtigung der oben genannten Erkenntnisse relativ kurzfristig umgesetzt werden kann.



# Literaturverzeichnis

- [1] van Basshuysen, R.: „*Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb*“, SpringerVerlag, 2013
- [2] Andruleit, H. et al.: „*Energiestudie 2013 – Reserven, Ressourcen und Verfügbarkeit von Energierohstoffen*“, Bundesanstalt für Geowissenschaften und Rohstoffe, Hannover, 2013
- [3] Quelle: <https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/weo-2015-special-report-energy-climate-change.html> (03.02.2016)
- [4] Warnecke, W. et al.: „*Erdgas – Eine Brückentechnologie für die Mobilität der Zukunft?*“, Deutschland, 2013
- [5] Pischinger, R., Klell, M., Sams, T.: „*Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*“, Springer-Verlag Wien New York, 3. Auflage, 2009
- [6] Bohatsch, S.: „*Ein Injektorkonzept zur Darstellung eines ottomotorischen Brennverfahrens mit Erdgas-Direkteinblasung*“, Dissertation Universität Stuttgart, Stuttgart 2011
- [7] Quelle: <http://www3.epa.gov/climatechange/ghgemissions/gwps.html> (01.03.2016)
- [8] Sprenger, F., Fasching, P., Kammerstätter, S.: „*Experimentelle Untersuchung von Erdgas-Diesel Brennverfahren mit äußerer und innerer Gemischbildung für Pkw-Anwendungen*“, 15. Tagung – Der Arbeitsprozeß des Verbrennungsmotors, VKM-THD Mitteilungen, Heft 99-2, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz, 2015
- [9] Golloch, R.: „*Downsizing bei Verbrennungsmotoren*“, Springer Berlin Heidelberg New York, 2005
- [10] van Basshuysen, R.: „*Ottomotor mit Direkteinspritzung*“, Springer Fachmedien Wiesbaden, 3. Auflage, 2013
- [11] Fischer, J.: „*Einfluss variabler Einlassströmung auf zyklische Schwankungen bei Benzin-Direkteinspritzung*“, Dissertation, Universität Karlsruhe (TH). Logos-Verlag, 2004

- [12] Laurien, E., Oertel, H.: „*Numerische Strömungsmechanik*“, Vieweg+Teubner, 3. Auflage, 2009
- [13] Eichlseder, H., Klütting, M., Piock, W.: „*Grundlagen und Technologien des Ottomotors*“, Springer-Verlag Wien New York, 2008
- [14] Merker, G., Teichmann, R.: „*Grundlagen Verbrennungsmotoren*“, Springer Fachmedien Wiesbaden, 7. Auflage, 2014
- [15] Sprenger, F.: „*Entwicklung eines erdgasbasierten Brennverfahrens zur signifikanten CO<sub>2</sub>-Reduktion bei Pkw-Motoren*“, Dissertation in Arbeit