



Diplomarbeit

Aufbau eines Einzylinder Diesel-
Forschungsmotors und Untersuchung
alternativer Brennverfahren



Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
Fachbereich Brennverfahrensentwicklung
Vorstand: Univ.-Prof. DI. Dr. techn. Helmut Eichlseder

Betreuer: Univ.-Prof. DI. Dr. techn. Helmut Eichlseder
Mitwirkender Betreuer: DI Christof Hepp

Klaus Dieter Barnstedt
F704, 0330746

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtliche und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Klaus Dieter Barnstedt

Graz, 28. Februar 2012

Vorwort

Die steigenden Anforderungen hinsichtlich Reduzierung des CO₂ Ausstoßes und der Reduktion der Emissionen von Verbrennungskraftmaschinen stellen in den heutigen Zeiten die Hauptanforderungen der Motorenentwicklung dar. In der Vergangenheit wurde der Schwerpunkt der Forschung hauptsächlich auf die konventionellen Verbrennungsverfahren gelegt.

Mit dieser Arbeit soll ein kleiner Beitrag in der Forschung im Bereich der alternativen Brennverfahren geleistet werden. Es soll gezeigt werden ob eine Absenkung des Kraftstoffverbrauchs und der Emissionen von modernen Nutzfahrzeug Dieselmotoren mit alternativen Brennverfahren möglich ist.

Bedanken möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. DI. Dr. techn. Helmut Eichseder für die Zuteilung zu dieser Diplomarbeit. Dadurch wurde mir ein sehr tiefer Einblick in die Funktionsweise alternativer Brennverfahren an Dieselmotoren gewährt.

Weiters möchte ich mich bei meinem Betreuer Herrn DI Christof Hepp für die tatkräftige Unterstützung und die vielen ermunternden Worte zwischendurch bedanken.

Auch den Mitarbeitern der mechanischen Werkstätte des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen, allen voran Herrn Günther Rumpf, sei an dieser Stelle für die Unterstützung im Bereich der Fertigung einiger großer und vieler Kleinteile Dank ausgesprochen. Ohne deren Hilfe wäre der doch sehr umfangreiche Aufbau des Forschungsmotors nicht zeitgerecht zu bewerkstelligen gewesen.

Ein ganz besonderer Dank gilt auch Herrn Markus Schmidl. Ohne seine Unterstützung sowohl beim Aufbau des Prüfstandes als auch bei der kulinarischen Versorgung zwischendurch wäre die Messphase doch um einiges unangenehmer gewesen.

Bei meinen Kollegen am Institut für Verbrennungskraftmaschinen möchte ich mich für das sehr angenehme Arbeitsklima bedanken.

Ein weiterer großer Dank gilt meiner Freundin. Ihre Hilfe während des Studiums, sowohl bei diversen Prüfungsvorbereitungen aber auch für die Ermutigungen während den schwierigeren Phasen meines Studiums sind für mich von unschätzbarem Wert.

Meinen Eltern möchte ich für die finanzielle Unterstützung, die mein Studium erst ermöglicht hat, recht herzlich danken.

Klaus Dieter Barnstedt

März, 2012

Kurzfassung

Ziel dieser Arbeit ist es, einen Forschungsmotor betriebsfähig aufzubauen und diesen in weiterer Folge im unteren Lastbereich in ausgewählten Punkten mit alternativen Brennverfahren stationär zu betreiben.

Bei dem zu prüfenden Aggregat handelt es sich um einen direkt einspritzenden Einzylinder Dieselmotor mit einem Hubraum von 2000 cm³. Die Leistung wird vor allem durch die maximale Drehzahl von 2000 U/min und den maximalen Spitzendruck von 200 bar begrenzt. Der Motor entspricht mit einer Bohrung von 130 mm und einem Hub von 150 mm einer für dieselbetriebene Nutzfahrzeugmotoren üblichen Baugröße.

Der herzustellende betriebsfähige Aufbau beinhaltet eine Reihe von externen und internen Maßnahmen bzw. Adaptionen. Der vorliegende Motor stammt von einem Sechszylinder Reihenmotor, aus dem ein Einzylinderderivat angefertigt wurde. Aufgrund der damit veränderten Rahmenbedingungen für den Ausgleich der Massenkräfte, musste eine grundlegende Schwingungsanalyse des Motors durchgeführt werden. Für die oszillierenden Massen war ein Lancasterausgleich vorgesehen, der die freien Kräfte erster und zweiter Ordnung ausgleicht.

Weiters werden sämtliche Betriebsmittel des Motors extern vorkonditioniert. Zu diesem Zweck sind eigene Konditionieranlagen für Öl, Kühlmittel, Diesel und Ansaugluft inklusive Abgasrückführung zur Einstellung von Druck und Temperatur notwendig.

Nachdem der sichere Betrieb gewährleistet werden konnte, wurde mit dem eigentlichen Messprogramm begonnen. Der Motor soll nach den Richtlinien der Tier 4 final Abgasgesetzgebung emissioniert werden. Aus diesem Grund werden die Drehzahlen 1200, 1600 und 2000 U/min im stationären Betrieb untersucht. In dieser Arbeit soll die Realisierbarkeit von alternativen Brennverfahren bei diesen Drehzahlen geprüft werden. Es soll damit dem immer stärker werdenden Wunsch nach niedrigsten Schadstoffemissionen bei gleichzeitig niedrigen Verbräuchen, und dem damit verbundenen geringen CO₂ Ausstoß, gerecht werden.

In dieser Arbeit beschränken sich die Untersuchungen zur Tauglichkeit der alternativen Brennverfahren unter den Vorgaben der Tier 4 final Gesetzgebung für Non Road Anwendungen auf eine Kombination aus Homogenous Charge Late Injection (HCLI) und Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI).

Der Motor hält mit diesen alternativen Brennverfahren bis zu einem indizierten Mitteldruck von in etwa 5 bar bereits im Rohabgas die Vorgaben der Gesetzgebung hinsichtlich NO_x- und Ruß- Emissionen ein. Es kommt jedoch zu einem massiven Anstieg der HC- und CO- Emissionen über die Grenzwerte hinweg.

Der Kraftstoffverbrauch steigt unwesentlich durch die Anwendung der alternativen Brennverfahren gegenüber dem konventionellen Betrieb des Motors.

Eine Ausweitung des Betriebsbereiches zu höheren Mitteldrücken ist zwar prinzipiell möglich, aufgrund der unumgänglichen hohen Abgasrückführungsraten ist diese allerdings nur mit einem relativ hohen Ladedruck realisierbar.

Abstract

The aim of this thesis is to set up a research engine and to run it in steady-state operation points in the lower load section with alternative combustion methods in selected points.

The engine used for this task is a single-cylinder direct-injected diesel engine, with a displacement of 2000 cm³. The power output is mostly restricted by the maximum speed of 2000 rpm and the maximum pressure in the cylinder which must not exceed 200 bar. The engine has a bore of 130 mm and a stroke of 150 mm, which is about the standard size of today's utility vehicles.

The operational setup consists of a number of external and internal arrangements and adaptations. The present engine has its origin in a straight six-cylinder engine, out of which this single-cylinder derivative was made. Due to these changes of the general set-up and thus for the mass-forces, a complete vibration analysis of the engine became necessary. Lancaster balance shafts were fitted from the beginning to compensate free forces of the first and second order.

All operating fluids are preconditioned outside of the engine. Thus external conditioning units for oil, cooling liquid, diesel fuel, intake air including recirculated exhaust gas are necessary to adjust temperatures and pressures.

After safe operation of the engine was accomplished the actual measuring program could be started. The target was to calibrate engine parameters to achieve emissions meeting the Tier 4 final regulation limits. Therefore engine speeds of 1200, 1600 and 2000 rpm were investigated in steady-state operation. In this thesis the practicability of alternative combustion methods at these engine speeds was studied. Thus a possibility to meet the growing demand for lower fuel consumption and coherent lower CO₂ emissions, while keeping other emissions as low as possible should be shown.

The performed investigations in the suitability of alternative combustion methods under the requirement of the Tier 4 final emission limit regulation for non road applications were limited to a combination of homogenous charge late injection (HCLI) and homogenous charge compression ignition (HCCI).

The engine complies with Tier 4 emission limits regarding NO_x and soot using the alternative combustion methods up to a mean indicated pressure of 5 bar. But there is an extreme increase in HC and CO emissions so the respective limits cannot be met.

Fuel consumption rises insignificantly using the alternative combustion methods compared to conventional operation.

A further enlargement of the operating range up to higher engine loads is basically possible, but because of the inevitable high rates of exhaust gas recirculation, relatively high boost pressures are necessary.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
1.1	Funktionsprinzip des Dieselmotors	2
1.2	Die konventionelle Dieselerbrennung.....	8
1.3	Alternative Brennverfahren	10
1.4	Betriebsstrategie des Vollmotors	14
1.5	Motivation	15
2	Aufbau	16
2.1	Elektromaschine	16
2.2	Drehmoment Messflansch	17
2.3	Abtrieb.....	18
2.4	Motor	18
2.5	Massenausgleich am Einzylinder.....	20
2.6	AGR Konditionierung	28
2.7	Kraftstoffversorgung	29
2.8	Öl- und Kühlmittel-Konditionierung	30
2.9	Ansaugluftkonditionierung	30
2.10	Druckindizierung.....	30
3	Strömungsuntersuchung des Zylinderkopfes	33
3.1	Strömungsbeiwerte $\mu\sigma$, und Drallzahl.....	35
3.2	Messergebnisse	36
3.3	Schlussfolgerung	41
4	Betrieb	42
4.1	Eingangsmessungen $\varepsilon=15$	44
4.2	Lastschnitte $\varepsilon=15$	45
4.3	Eingangsmessungen $\varepsilon=16,5$	52
4.4	Lastschnitte $\varepsilon=16,5$	53
4.5	Zündverzug	54
4.6	Ergebnisse der Druckindizierung	56
5	Verlustteilung und Optimierung.....	62
5.1	Verlustteilung [5].....	62
5.2	Berechnung mit CORA	64
5.3	Optimierung.....	66
6	Zusammenfassung und Ausblick	72
	Literatur	75
	Abbildungsverzeichnis	76
	Formelverzeichnis.....	77
	Tabellenverzeichnis	78

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Formelzeichen

c	Molare Masse von Kohlenstoff [kg/kg Brennstoff]
c_v, c_p	spezifische Wärmekapazität bei $V = \text{konst.}$ bzw. $p = \text{konst.}$ [J/kgK]
D	Bohrungsdurchmesser [m]
F_I	Massenkraft erster Ordnung [N]
F_{II}	Massenkraft zweiter Ordnung [N]
F_O	oszillierende Massenkraft [N]
F_{AI}	Ausgleichskraft erster Ordnung [N]
F_{AII}	Ausgleichskraft zweiter Ordnung [N]
h	Molare Masse von Wasserstoff [kg/kg Brennstoff], spezifische Enthalpie [J/kg]
H	Hub [m]
H_A	Abgasenthalpie [kJ/kg]
$H_{A,a}$	Abgasenthalpie bei alternativem Betrieb [kJ/kg]
$H_{A,k}$	Abgasenthalpie bei konventionellem Betrieb [kJ/kg]
h_{Leck}	spezifische Enthalpie des verbrannten Gases [J/kg]
l	Länge [m]
l_1	Länge 1 [m]
l_2	Länge 2 [m]
L_{St}	stöchiometrische Luftbedarf [kmol Luft/kg Brennstoff]
m	Masse [kg]
m_{Leck}	Leckagemasse [kg]
m_L	Luftmasse [kg]
m_r	rotatorische Masse [kg]
m_o	oszillatorische Masse [kg]
m_G	Eigengewicht [kg]
m_B	Brennstoffmasse [kg]
m_{AI}	Ausgleichsmasse erster Ordnung [kg]
m_{AII}	Ausgleichsmasse zweiter Ordnung [kg]
\dot{m}	Massenstrom [kg/s]
\dot{m}_A	Abgasmassenstrom [kg/s]
$\dot{m}_{A,a}$	Abgasmassenstrom bei alternativem Betrieb [kg/s]
$\dot{m}_{A,k}$	Abgasmassenstrom bei konventionellem Betrieb [kg/s]
$\dot{m}_{th,i}$	theoretischer Massenstrom [kg/s]
M	Moment [g/mol]

M_d	Drehmoment [Nm]
M_e	effektives Drehmoment [Nm]
n	Drehzahl [U/min]
n_D	Drehzahl [U/min]
o	Molare Masse von Sauerstoff [kg/kg Brennstoff]
O_2	Sauerstoffbedarf [kmol Sauerstoff/kg Brennstoff]
p	Druck [bar, Pa]
p_1	Druck [bar, Pa]
p_2	Druck [bar, Pa]
p_i	indizierter Mitteldruck [bar]
p_r	mittlerer Reibdruck [bar]
P	Leistung [(k)W]
Q	Wärme [J]
Q_H	Heizverlauf [J]
Q_B	Brennverlauf [J]
Q_W	Wandwärme [J]
r	Kurbelwellenkröpfung [m]
R	Radius
R	allgemeine Gaskonstante [kJ/kgK]
s	Molare Masse von Schwefel [kg/kg Brennstoff]
s_{AI}	Schwerpunktsabstand der Ausgleichsmasse erster Ordnung [m]
s_{AII}	Schwerpunktsabstand der Ausgleichsmasse zweiter Ordnung [m]
T	Temperatur [K]
T_A	Abgastemperatur [K]
$T_{A,a}$	Abgastemperatur bei alternativem Betrieb [K]
$T_{A,k}$	Abgastemperatur bei konventionellem Betrieb [K]
u	Geschwindigkeit [m/s], spezifische innere Energie [J/kg]
$u(r, \varphi)$	Geschwindigkeit in x Richtung Abhängigkeit von r und φ [m/s],
U	innere Energie [J]
v	spezifisches Volumen [m ³ /kg]; Geschwindigkeit [m/s]
$v(r, \varphi)$	Geschwindigkeit in y Richtung in Abhängigkeit von r und φ [m/s],
V_c	Kompressionsvolumen [m ³]
V_H	gesamtes Hubvolumen [m ³]
V_h	Einzelhubvolumen [m ³]
\dot{V}	Volumenstrom [m ³ /s]
w	spezifische Arbeit [J/kg]; Geschwindigkeit [m/s]
W	Arbeit [J]
W_e	effektive Arbeit am Kolben [J]

W_i	indizierte Arbeit am Kolben [J]
W_T	technische Arbeit [J]
z	Zylinderanzahl [-]

Griechische Formelzeichen

α	Wärmeübergangskoeffizient [W/m^2K]
ε	Verdichtungsverhältnis [-]
η	Wirkungsgrad [-]
η_C	Wirkungsgrad des Carnot-Prozesses [-]
η_e, η_i	effektiver Wirkungsgrad, indizierter (innerer) Wirkungsgrad [-]
η_g	Gütegrad [-]
η_m	mechanischer Wirkungsgrad [-]
$\eta_{s-i,K}$	innerer isentroper Wirkungsgrad des Kompressors (Verdichters) [-]
$\eta_{s-i,T}$	innerer isentroper Wirkungsgrad der Turbine [-]
η_{th}	thermodynamischer Wirkungsgrad [-]
η_v	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors [-]
κ	Isentropenexponent [-]
λ	Luftverhältnis, Luftzahl [-]
λ_S	Schubstangenverhältnis [-]
μ	Durchflusszahl [-]; Überströmoeffizient [-]
$\mu\sigma$	Sttrömungsbeiwert
ρ	Dichte [kg/m^3]
φ	Kurbelwinkel [$^\circ KW$]
ω	Winkelgeschwindigkeit [s^{-1}]

Abkürzungen

AV1	Auslassventil 1
AV2	Auslassventil 2
AGR	Abgasrückführung
ATL	Abgasturbolader
BV	Brennverfahren
CAD	Computer aided design
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
CORA	Combustion Optimization Research and Analysis
DCCS	Diluted Combustion Control System
DOC	Diesel Oxidations Katalysator
DoE	Design of Experiments
DPF	Diesel Partikel Filter
EV1	Einlassventil 1
EV2	Einlassventil 2
FU	Frequenz Umrichter
FSN	Filter Smoke Number
HCCI	homogenius charge compression ignition
HCLI	homogenius charge late injection
HPLI	Highly Premixed Late Injection
KW	Kurbelwinkel
NMHC	Nicht-methanhaltige-Kohlenwasserstoffe
NO _x	Stickoxid
OT	oberer Totpunkt
PM	Ruß
PKW	Personenkraftwagen
SOI	Einspritzbeginn
VKM	Verbrennungskraftmaschine
vOT	vor dem oberen Totpunkt

1 EINLEITUNG

Der Dieselmotor zeichnet sich durch sehr hohe Wirkungsgrade aus. Deshalb stellt er vor allem im Nutzfahrzeugbereich die erste Wahl dar. Aber auch im Individualverkehr erfreut er sich vor allem in den letzten 15 Jahren steigender Beliebtheit.

Die weltweite Verschärfung der gesetzlichen Richtlinien für die erlaubten Emissionswerte übt aber vor allem auf den Dieselmotor immer mehr Druck aus. Die Rohemissionen liegen niedriger als beim Ottomotor, allerdings ist die Nachbehandlung bei Dieselmotoren aufwendiger, da hier nicht mit stöchiometrischem Luftverhältnis gefahren wird und somit eine Nachbehandlung mit einem Drei-Wege-Katalysator nicht möglich ist. Der Dieselmotor hat dadurch, aufgrund der Art seiner Gemischbildung, einen großen Nachteil im Bereich der Ruß- und Stickoxidemissionen. Die Ursache dafür liegt in der inhomogenen Verteilung des Kraftstoffs im Brennraum. Durch eine Erhöhung des Zündverzuges kann früher eingespritzt werden und damit eine bessere Durchmischung mit der Ladeluft, bzw. eine teilweise Homogenisierung, erreicht werden.

In diesem Projekt soll untersucht werden in wie weit ein Betrieb mit alternativen Brennverfahren möglich ist und ob damit die Tier 4 final Gesetzgebung für Non Road Anwendungen [3] eingehalten werden kann. Dabei sollen die Grenzwerte nach Möglichkeit schon mit dem Rohabgas, also vor jeglicher Abgasnachbehandlung, eingehalten werden. In der Tier 4 Gesetzgebung werden die Grenzwerte für die Emissionen von Kohlenmonoxid, nicht-methanhaltige-Kohlenwasserstoffe, Stickoxide und Ruß festgelegt, welche der Tabelle 1 entnommen werden können.

CO	NMHC	NOx	PM
g/kWh	g/kWh	g/kWh	g/kWh
3,5	0,19	0,4	0,02

Tabelle 1: Tier 4 final Grenzwerte [3]

Diese Grenzwerte müssen bei der Typprüfung des Motors im Non Road Stationary Cycle (NRSC) und im Non Road Transient Cycle (NRTC) eingehalten werden.

Der vorliegende Motor muss nach Vorgabe der Tier 4 Gesetzgebung am Prüfstand bei der maximalen Drehzahl betrieben werden und bei einer Drehzahl in der Nähe des Drehmomentmaximums. Dabei wird, wenn das Drehmomentmaximum zwischen 60 und 70 % der maximalen Drehzahl liegt, die jeweilige Drehzahl gewählt. Sollte die Drehzahl tiefer liegen als bei 60 % der maximalen Drehzahl, so wird trotzdem bei 60 % gemessen. Analog dazu wird, wenn die Drehzahl des Drehmomentmaximums höher als 75 % liegt, ebenfalls bei 75 % gemessen. Beim vorliegenden Motor wird der Emissionstest bei einer Drehzahl von 2000 U/min und 1200 U/min durchgeführt.

Für die Zukunft wird eine Downspeeding-Strategie angedacht (siehe Kapitel 1.4 Betriebsstrategie des Vollmotors), um einen niedrigeren Kraftstoffverbrauch durch Absenkung der maximalen Drehzahl zu erzielen. Die maximale Drehzahl wird bei dieser Variante bei 1600 U/min liegen. Aus diesem Grund wird diese Drehzahl zusätzlich untersucht. Die für die Emissionierung dieser Version zweite relevante Drehzahl wäre dabei auch 1200 U/min.

In beiden Varianten wird sowohl die in dieser Arbeit vorgenommene Untersuchung als auch der Abgastest auf ausgesuchte Lastpunkte beschränkt. Beim Abgastest nach der Tier 4 Gesetzgebung wird der Motor bei seiner maximalen Drehzahl bei 100, 75, 50 und 10 % Last, bei der niedrigeren Drehzahl wird bei 100, 75 und 50 % Last und im Leerlauf betrieben.

In dieser Arbeit dienen die nach Tier 4 vorgeschriebenen Emissionswerte als Bezugswert. Die untersuchten Lastpunkte liegen im unteren Lastbereich, bei tieferen Mitteldrücken als im Abnahmezyklus gefahren werden. Wie später gezeigt wird, werden die relativ hohen Lasten des stationären Teils des Prüfzyklus mit alternativen Brennverfahren nicht erreicht. Jedoch sollen die angegebenen Grenzwerte weitestgehend eingehalten werden, um für den transienten Teil des Prüfzyklus eine Potentialabschätzung vornehmen zu können.

1.1 Funktionsprinzip des Dieselmotors

Zu Beginn werden einige Definitionen nach DIN 1940 [1] aufgelistet um den Dieselmotor näher zu umschreiben.

1.1.1 Definition Verbrennungsmotor

Wärmekraftmaschine, die durch diskontinuierliche Verbrennung von Kraftstoffen in einem Arbeitsraum, dessen Volumen durch Bewegung von Kolben oder Läufern verändert wird, nutzbare Energie abgibt.

Diese Definition schließt Hubkolben und Kreiskolbenmotoren ein. Kreiskolbenmotoren sind aber in der DIN 1940 nicht näher behandelt.

1.1.2 Definition Dieselmotor

Verbrennungsmotor, bei dem der in den Verbrennungsraum eingespritzte flüssige Kraftstoff sich an der Luftladung entzündet, nachdem diese im Wesentlichen durch die Verdichtung auf eine für die Einleitung der Zündung hinreichend hohe Temperatur gebracht worden ist.

1.1.3 Definition Dieselmotor mit direkter Einspritzung:

Dieselmotor, bei dem der flüssige Kraftstoff direkt in den nicht unterteilten Verbrennungsraum eingespritzt wird.

1.1.4 Einige Formeln zum besseren Verständnis

Zur Erklärung der hier in der Arbeit verwendeten Begriffe und deren mathematische Zusammenhänge sollen an dieser Stelle einige Formeln angegeben und erklärt werden.

Als erstes soll mit einer Formel der Zusammenhang zwischen Leistung, Drehzahl und Drehmoment gezeigt werden. Die abgegebene Leistung eines Motors ergibt sich als Produkt aus Drehmoment M_d und Drehzahl n . Das Drehmoment wiederum kann aus dem Produkt von Hubvolumen V_H und Mitteldruck p ermittelt werden. Dies wird in der Formel 1 gezeigt.

$$P_e = M_d \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = V_H \cdot p_e \cdot \frac{n}{2} \quad \text{Formel 1 Leistung des Viertaktmotors}$$

Der Betriebspunkt wird immer durch die Drehzahl und einer Angabe zur Last bestimmt. Meist wird für die Angabe der Last der effektive Mitteldruck herangezogen, da dieser, wie im Weiteren gezeigt wird, unabhängig der Ausführung, Betriebsweise und Größe des Motors, eine Auskunft über die Last geben kann. Das Moment, welches an der Bremse am Prüfstand abgegriffen und gemessen wird, kann auch herangezogen werden, allerdings ist diese Größe, wie in Formel 1 zu sehen, vom Hubvolumen des Motors abhängig. Eine Vergleichbarkeit zwischen kleineren und größeren Motoren ist damit nur schwer möglich.

Wie in Formel 2 gezeigt wird, errechnet sich das Einzelhubvolumen V_h aus dem Volumen, welches der Kolben bei seiner Auf- und Abbewegung beschreibt. Dazu wird lediglich der Bohrungsdurchmesser D und der Hub H , also die Strecke, die der Kolben zurücklegt, benötigt.

$$V_h = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot H \quad \text{Formel 2 Hubvolumen eines Zylinders}$$

Aus dem Einzelhubvolumen kann ebenfalls sehr einfach auf das Hubvolumen des Vollmotors V_H geschlossen werden. Es wird einfach, wie in Formel 3 dargestellt, das Einzelhubvolumen V_h mit der Zylinderanzahl multipliziert.

$$V_H = V_h \cdot z \quad \text{Formel 3 Hubvolumen des gesamten Motors}$$

Der bereits erwähnte effektive Mitteldruck stellt den gemittelten Druck des gesamten Arbeitsspiels dar und wird aus der effektiven Arbeit W_e die am Kolben verrichtet wird berechnet. Natürlich ist es möglich, ihn aus dem Hubvolumen und dem effektiven Drehmoment zu errechnen. Beide Varianten werden in Formel 4 gezeigt.

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} = \frac{M_e \cdot 4 \cdot \pi}{V_H} \quad \text{Formel 4 effektiver Mitteldruck}$$

Es wird unterschieden zwischen der indizierten, effektiven und der Reiarbeit. Je nachdem welche Arbeit herangezogen wird, handelt es sich somit um den indizierten

Mitteldruck, den effektiven Mitteldruck oder den mittleren Reibdruck. In Formel 5 wird der Zusammenhang zwischen den genannten Mitteldrücken gezeigt.

$$p_r = p_i - p_e$$

Formel 5 mittlerer Reibdruck

In dieser Arbeit wird der indizierte Mitteldruck als Beschreibung der Last herangezogen. Grund dafür ist, dass der vorliegende Einzylinder Forschungsmotor in seiner Reibung von der des Vollmotors abweicht. Dies beruht zum einen auf der Tatsache, dass der Motor all seiner Nebenaggregate entledigt wurde, und zum anderen, dass der verbleibende Zylinder einen höheren Anteil der Reibung übernehmen muss als er es im Vollmotor tun müsste. Eine ausführlichere Beschreibung dazu ist Kapitel 4 Betrieb zu entnehmen.

Der indizierte Mitteldruck wird, gleich wie in Formel 5 der effektive Mitteldruck, aus der indizierten Arbeit berechnet. Die indizierte Arbeit wiederum erhält man, wie in Formel 6 gezeigt, aus dem Integral des Druckes über das Volumen. Das Volumen stellt das tatsächliche Hubvolumen dar. Der indizierte Druck ist eine gemessene Größe, die von der Druckindizierung am Prüfstand ermittelt wird.

$$W_T = W_i = - \int p_i dV$$

Formel 6 indizierte Arbeit

Mit Hilfe dieser Größe kann nun auch der erste Hauptsatz der Thermodynamik angesetzt werden. Dieser wird auf die aktuelle Stellung des Kolbens, also in Grad Kurbelwinkel φ , bezogen, da sich beim Verbrennungsmotor das Volumen des Brennraumes im Betrieb ständig in Abhängigkeit des Kurbelwinkels ändert.

Die Darstellung des 1. Hauptsatzes für den Hochdruckprozess bezogen auf Grad Kurbelwinkel ist Formel 7 zu entnehmen.

$$\frac{dQ_H}{d\varphi} = \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} + \frac{pdV}{d\varphi} + h_{Leck} \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} \quad \text{Formel 7 1.Hauptsatz für den Hochdruckteil}$$

Die Energie dQ_H setzt sich aus der Änderung der inneren Energie, der Leckage und der technischen Arbeit zusammen.

Die als Leckage verloren gegangenen Massen m_{Leck} bzw. Enthalpieströme h_{Leck} können oft vernachlässigt werden. Sie nehmen üblicherweise einen Anteil kleiner 1 % am 1. Hauptsatz ein und verursachen somit bei Vernachlässigung einen sehr kleinen Fehler in der Berechnung.

Für die Wandwärmeverluste dQ_W gibt es inzwischen genaue mathematische Modelle, beispielsweise nach Hohenberg oder nach Woschni [5]. Die Modellierung der Gasstrahlung stellt eine Herausforderung dar.

Beim Dieselmotor stellt die Partikelstrahlung einen großen Teil der als Wandwärme verloren gegangenen Wärme dar.

Die indizierte Arbeit pdV kann, wie bereits erklärt, relativ einfach aus den geometrischen Daten des Motors und dem gemessenen Druckverlauf ermittelt werden (siehe Formel 6). Die innere Energie kann, wie in Formel 8 angegeben, berechnet werden. Die spezifische Wärmekapazität c_V ist jedoch temperaturabhängig wodurch diese meist angenähert wird. Eine genaue Rechnung kann durch Iteration durchgeführt werden.

$$dU = c_V dT$$

Formel 8 innere Energie

Eine weitere wichtige Größe ist das Verdichtungsverhältnis. Es beschreibt das Verhältnis zwischen dem Volumen wenn der Kolben im unteren Totpunkt ist und dem verbleibenden Volumen, wenn der Kolben im oberen Totpunkt ist.

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

Formel 9 Verdichtungsverhältnis

Das verbleibende Volumen zwischen Zylinderkopf und Kolben, wenn dieser im oberen Totpunkt ist, wird Kompressionsvolumen genannt.

Bei dem in dieser Arbeit betrachteten Motor handelt es sich um einen direkt einspritzenden Dieselmotor. Das bedeutet, dass bei diesem Motor der Kraftstoff direkt in den Zylinder kurz vor der Verbrennung eingespritzt wird. Der Dieselmotor hat die Eigenschaft unter hohem Druck und hoher Temperatur nach nur extrem kurzer Zeit, in der chemische Vorreaktionen ablaufen, sich von selbst zu entzünden. In der Zeit des so genannten Zündverzugs brechen die Moleküle im Kraftstoff durch die hohe vorherrschende Temperatur auf und sind so empfänglicher für Sauerstoff Moleküle und beginnen nach dieser kurzen Zeit mit dem Sauerstoff zu reagieren bzw. zu verbrennen. Durch den daraus folgenden weiteren schnelleren Temperaturanstieg, laufen die Reaktionen noch schneller ab und es kommt an mehreren Stellen im Brennraum zu einer Entflammung des Gemisches. Leider kommt es durch diese Entwicklung des Verbrennungsvorganges bei größeren Einspritzmengen zu einer lokalen Sauerstoffknappheit. Dadurch verlangsamt sich der Vorgang drastisch und es kommt nach dem ersten, sehr starken, so genannten Verbrennungsstoß zu einer verschleppten Verbrennung des restlichen Kraftstoffes.

Ein großer Vorteil des Dieselmotors im Vergleich zum Ottomotor, liegt im höheren Verdichtungsverhältnis des Motors. Dadurch kommt es zu einem höheren thermodynamischen Wirkungsgrad.

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

Formel 10 thermodynamischer Wirkungsgrad

Wie in Formel 10 zu sehen, wird der rechte Term kleiner je größer das Verdichtungsverhältnis ε des Motors ist. Dadurch kommt es dann zu einem höheren Wert für den Wirkungsgrad. Aufgrund von einigen anderen Phänomenen ist dieser Vorteil

nicht unendlich ausdehnbar, aber mehr dazu im Kapitel 5 Verlustteilung und Optimierung.

Der Diesel-Kraftstoff wird mit sehr hohem Druck eingebracht. Bei dem in dieser Arbeit behandelten Versuchsträger geschieht dies mit Drücken bis zu 2400 bar. Die Antriebsleistung der Hochdruckpumpe ist nicht vernachlässigbar. Der hohe Einspritzdruck führt zu einer besseren Zerstäubung des Kraftstoffes. Die Zerstäubung hilft bei der Vermischung des Kraftstoffes mit der Luft im Brennraum. Eine gute Zerstäubung ist ein Vorteil bei der konventionellen Dieselerverbrennung.

In der Formel 11 wird die Berechnung des Lambda Wertes gezeigt. Mit Hilfe dieses Wertes kann eine Aussage über ein fettes oder mageres Gemisch getroffen werden. Ist der Wert größer 1 so herrscht ein mageres Gemisch vor. Das bedeutet, dass mit weniger Kraftstoff gefahren wird als, für ein stöchiometrisches Kraftstoff-Luft-Verhältnis benötigt wird. Ist er kleiner 1 liegt ein so genanntes fettes Gemisch vor.

$$\lambda = \frac{m_L}{L_{St} \cdot m_B}$$

Formel 11 Luftverhältnis

Der Stöchiometrische Luftbedarf errechnet sich aus der vorliegenden Sauerstoffkonzentration und dem Sauerstoffbedarf für den jeweils verwendeten Kraftstoff. Unter Berücksichtigung von 21 % Sauerstoff in der Luft, ergibt sich die Formel dafür wie folgt.

$$L_{St} = \frac{1}{0,21} \cdot O_2$$

Formel 12 Stöchiometrischer Luftbedarf

Die für den Kraftstoff benötigte Sauerstoffmenge errechnet sich aus seiner Zusammensetzung, der zu oxidierenden Mittel und des eigenen Sauerstoffgehaltes. Für den vorliegenden Kraftstoff ergibt sich die Formel wie folgt.

$$O_2 = \frac{c}{12,01} + \frac{h}{4,032} + \frac{s}{32,06} - \frac{o}{32,00}$$

Formel 13 Stöchiometrischer Sauerstoffbedarf

Es müssen lediglich die Anzahl der Kohlenstoff-, Wasserstoff-, Schwefel- und Sauerstoffatome, die sich in jedem Molekül befinden, ermittelt werden. Da es sich bei den meisten Kraftstoffen um eine Mischung aus mehreren verschiedenen Molekülen handelt, gestaltet sich die genaue Ermittlung etwas schwierig. Der Schwefelanteil konnte in den vergangenen Jahrzehnten in den Raffinerien immer weiter gesenkt werden. Auch der Sauerstoff Anteil spielt beim Dieselmkraftstoff eine untergeordnete Rolle.

In Tabelle 2 wird ein Vergleich zwischen verschiedenen Kraftstoffen gezeigt. In Tabelle 3 sind die genaue Zusammensetzung und die wichtigsten Eigenschaften des verwendeten Diesel-Kraftstoffes aufgelistet.

Eigenschaft		Einheit	Benzin	Diesel	Methan	Wasserstoff
Dichte (flüssig)		kg/m ³	750-770	820-845	423	70,8
Dichte (gasförmig)		kg/m ³	-	-	0,716	0,090
molare Masse		kg/kmol	98	190	16.043	2.016
Siedepunkt		°C	30-190	210-355	-161,5	-252,8
stöchiometrischer Luftbedarf		kg/kg	14	14,7	17,2	34,3
unterer Heizwert		MJ/kg	41,4	42,9	50	120
Energiedichte	flüssig	MJ/dm ³	31,7	35,8	21	8,5
	gasförmig	MJ/dm ³	-	-	12,6	3
Gemischheizwert (gemischansaugend)		MJ/m ³	3,76	-	3,40	3,19
Gemischheizwert (luftansaugend)		MJ/m ³	3,83	3,77	3,76	4,52
Zündgrenzen		Vol%	1-7,6	0,6-5,5	4,4-15	4-76
Zündgrenzen		λ	1,4-0,4	1,35-0,48	2,28-0,6	10-0,13
Selbstzündungstemperatur		°C	230-450	250	595	585
laminare Flamengeschwindigkeit		cm/s	40	40	42	230
ROZ			100	-	130	-
MZ			88	-	100	0
CZ			-	52-54	-	-
Massenanteil Kohlenstoff		%	85,6	86,1	74,9	0
Masseanteil Wasserstoff		%	12,2	13,9	25,1	100
Massenanteil Sauerstoff		%	2,2	0	0	0

Tabelle 2: Verschiedene Kraftstoffe im Vergleich [7]

CEC Diesel		
C	0,864	kg/kg Kraftstoff
H	0,136	kg/kg Kraftstoff
N	0	kg/kg Kraftstoff
O	0	kg/kg Kraftstoff
S	0,00001	kg/kg Kraftstoff
Cetanzahl	53,4	-
C/H	1,88	mol/mol
Dichte	0,835	kg/dm ³
H _u	43097	kJ/kg

Tabelle 3: CEC Diesel

Stöchiometrisch bedeutet, dass zur angesaugten Luftmenge nur genau so viel Kraftstoff eingespritzt wird, wie benötigt wird um eine vollkommene Oxidation des Kraftstoffes mit dem Sauerstoff in der Luft zu ermöglichen.

Beim Diesel-Brennverfahren kann durch die oben angesprochene Art des Verbrennungsbeginns, bereits kurz nach dem Einspritzen, an mehreren Stellen beinahe gleichzeitig, somit mit, global im Brennraum gesehen, recht magerem Luft Kraftstoffverhältnis gefahren werden. Das Gemisch beinhaltet also deutlich mehr Luft als das stöchiometrische Verhältnis. Der Kraftstoff verteilt sich im Vergleich zum schnellen Beginn der Flammenbildung nicht schnell genug. Dadurch verbrennt der gesamte Kraftstoff bevor er sich homogen im Brennraum verteilen kann.

Ein weiterer Vorteil des Dieselmotors ist, dass dieser ohne ein Drosselorgan betrieben werden kann. Da der Kraftstoff, bei ausreichendem Druck und Temperatur am Ende der Verdichtung, sich von selbst entzündet, kann die Drehmomentregelung über die Menge des eingespritzten Kraftstoffes vorgenommen werden. Man spricht von einer Qualitätsregelung.

1.2 Die konventionelle Dieselverbrennung

Beim vorangegangenen erklärten, konventionellen Betrieb kommt es durch eine sehr inhomogene Verteilung von Kraftstoff und Ladung, und der extrem kurzen Gemischbildungszeit, zu sehr heißen Zonen, in welchen NO_x entsteht, aber auch zu sehr fetten Zonen, in welchen Ruß zurückbleibt (siehe Abbildung 2). Eine Darstellung der Einflussfaktoren, lokale Flammentemperatur und lokales Luftverhältnis, ist dazu Abbildung 1 zu entnehmen.

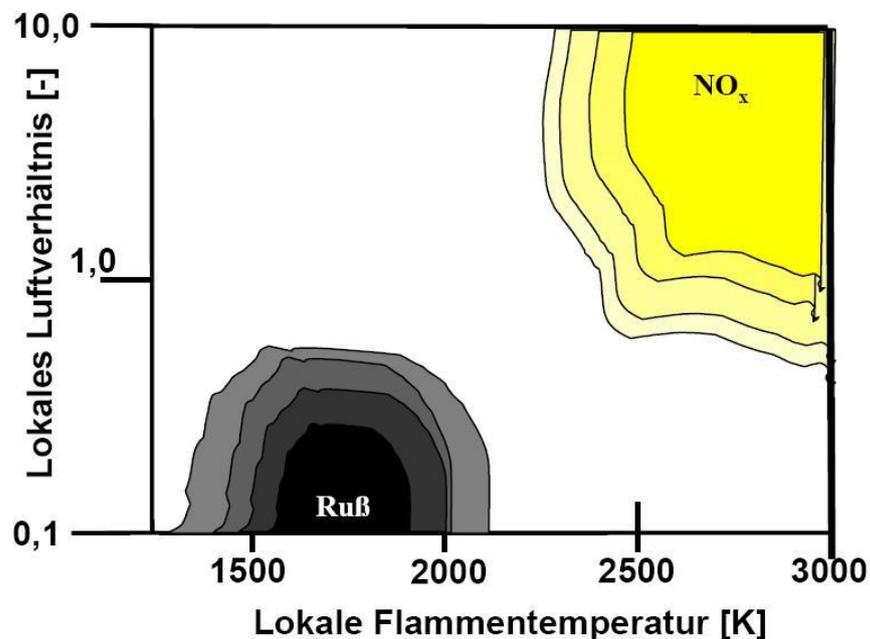


Abbildung 1: Temperatur und Lambda als Einflussfaktoren für Ruß- und NO_x -Bildung [5]

In den heißen Zonen der Flammenfront (siehe auch Abbildung 2) werden Temperaturen über dem Schwellenwert von etwa 2000 °C erreicht, wodurch es zu einer vermehrten Bildung von thermischen NO_x kommt. Die Bildung von promptem NO_x , also mit Hilfe von Kohlenwasserstoffradikalen, spielt im Vergleich zur thermischen Entstehung eine untergeordnete Rolle. Auch das NO_x aus dem Brennstoff kann heutzutage vernachlässigt werden, da in den Raffinerien der Stickstoff meist sehr gut aus den Brennstoffen entfernt wird.

Abbildung 2 zeigt einen Einspritzstrahl und dessen Reaktion mit der Ladeluft im Brennraum. Dies ist auf Grund der extrem kurzen Zündverzugszeiten der Standard bei modernen Dieselmotoren. Zu erkennen ist wie sich die zu Beginn des Einspritzvorganges zugeführte Kraftstoffmenge bereits entzündet hat. Diese verbrennt eher mager und somit heiß. Dabei entsteht der Hauptanteil der NO_x -Emissionen. Am anderen Ende der Flammenzone wird noch immer weiter eingespritzt, an dieser Stelle kommt es zu einer sehr kalten, etwas verschleppten Verbrennung, die sehr fett abläuft. An dieser Stelle entsteht der Hauptanteil der Rußemissionen.

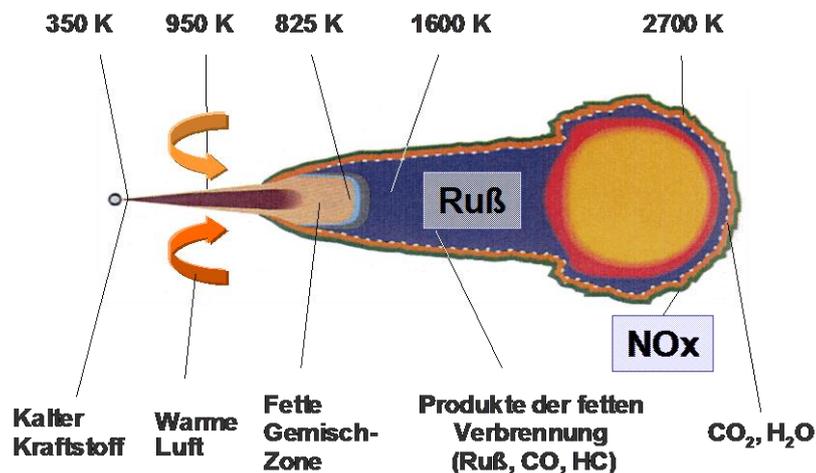


Abbildung 2: Temperaturverlauf über Einspritzstrahl und Flammenentwicklung [5]

Bei konventionellen Dieselmotoren wird die NO_x -Emission durch die Beimengung von Abgas reduziert. Es wird der Effekt ausgenutzt, dass, durch die erhöhte Konzentration von inertem Gas im Brennraum, eine Verschleppung des ersten Verbrennungsstoßes bewerkstelligt werden kann. Dadurch kommt es zu einem bedeutend langsameren Anstieg der Temperatur, und dadurch wiederum zu einer niedrigeren Spitztemperatur. Dies ist durch die Beigabe von verbranntem Abgas, also die Abgasrückführung, gut beherrschbar.

Allerdings hat diese Form der NO_x -Reduktion den Nachteil, dass es lokal zu einem noch stärker ausgeprägten Sauerstoffmangel kommen kann. Dadurch steigt die Ruß-Emission an. Es kommt also zu einem Zielkonflikt bei dieser Variante der Emissionsreduktion.

Die Abgasnachbehandlung der CO- und HC-Emissionen erfolgt mit Oxidationskatalysatoren (DOC). Im DOC werden die CO- und HC-Emissionen zu H_2O und CO_2 oxidiert.

Für die Abgasnachbehandlung hinsichtlich Ruß-Emission hat sich in den letzten Jahren der DPF (Dieselpartikelfilter) etabliert. Für die Abgasnachbehandlung hinsichtlich einer Reduktion der NO_x -Emissionen stellt ein SCR (Selektive Katalytische Reduktion) eine mögliche Variante dar.

1.3 Alternative Brennverfahren

Alternative Brennverfahren werden hauptsächlich dazu angewandt um eine Minimierung der Ruß und Stickoxidemissionen gegenüber herkömmlicher Brennverfahren zu erhalten. Beim herkömmlichen Dieselmotoren wird der Kraftstoff erst kurz vor dem oberen Totpunkt eingebracht. Der Zündverzug beträgt dabei erfahrungsgemäß, je nach Lastpunkt, nur wenige Grad Kurbelwinkel und ist stark von der AGR-Rate abhängig.

Mit Alternativen Brennverfahren, im speziellen HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition), versucht man nun eine bessere Durchmischung des Kraftstoffs mit den angesaugten Gasen zu erzielen. Da der Dieselmotoren aber eine sehr niedrige Zündenergie benötigt um zu entflammen, müssen die chemischen Vorreaktionen verlangsamt bzw. verzögert werden. Dies wird meist durch die Beigabe von bereits verbrannten Abgasen bewerkstelligt. Weitere Möglichkeiten wären eine Absenkung der Ladungstemperatur bei Einlassschluss. Dies kann entweder durch geeignete Steuerzeiten vorgenommen werden oder durch eine bessere Ladeluft- bzw. AGR-Kühlung. Die Anpassung der Steuerzeiten soll hier nicht weiter betrachtet werden. Jedoch kann ein Betrieb mit kühlerer Ladung durch die externe Konditionierung der Ladung vorgenommen werden.

Um dies zu umgehen kann die Verbrennung in einen Bereich des in Abbildung 3 gezeigten Diagrammes geschoben werden, in der weder eine erhöhte Ruß- noch NO_x -Emission zu erwarten ist.

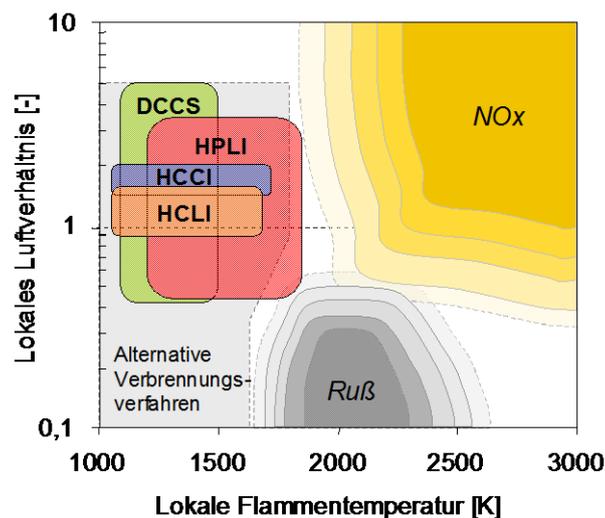


Abbildung 3: Bereiche der alternativen Brennverfahren [5]

Dies soll nun über eine deutliche Anhebung der Zündverzugszeit versucht werden. Durch die längere Zündverzugszeit soll eine bessere Homogenisierung des Luft-, Abgas-Kraftstoffgemisches erreicht werden. Damit soll die Verbrennung in Temperaturbereiche geschoben werden, in denen sie weitest gehend rußfrei und NO_x frei ablaufen kann. Diese Bereiche sind in Abbildung 3 aufgeführt.

1.3.1 HCCI

Beim Homogenius Charge Compression Ignition Verfahren wird sehr früh eingespritzt um eine möglichst gute Durchmischung von Ladeluft und Kraftstoff zu erlangen. Der Kraftstoff wird dabei in etwa 160 bis 60 °KW vor dem Zündtotpunkt zugeführt. Um es zu keinem verfrühten Zünden des Gemisches kommen zulassen, muss mit sehr hohen AGR-Raten gefahren werden. Die AGR bewirkt eine Verlangsamung bzw. Verschleppung der Verbrennung. Die Steigerung des Zündverzuges macht ein derart frühes Einspritzen des Kraftstoffes möglich.

Die durch die frühe Einspritzung erwirkte bessere Durchmischung des Gemisches führt somit zu einer weitgehenden Homogenisierung der Kraftstoffverteilung im Brennraum. Der Kraftstoff verbrennt dann im gesamten Brennraum beinahe gleichzeitig. Durch die gute Verteilung kommt es aber zu keinen örtlich höheren Temperaturen und somit auch zu einer niedrigeren globalen Temperatur im Brennraum. Dadurch entstehen auch weit weniger NO_x . Ein weiterer Vorteil der guten Durchmischung ist, dass die fetten Zonen deutlich verkleinert werden können. Dadurch kann die Ruß-Emission unter den gesetzlich vorgeschriebenen Wert gedrückt werden.

Somit besitzt das HCCI Verfahren, zumindest theoretisch, einen sehr großen Vorteil gegenüber dem herkömmlichen Verfahren. Allerdings kann es aber durch die sehr hohen AGR-Raten nur im unteren Lastbereich Verwendung finden, da für höhere Lasten zu wenig Sauerstoff vorhanden ist und somit das Gemisch zu fett werden würde. Somit wird die maximal erreichbare Last durch die Ladergruppe bzw. den Aufladegrad begrenzt. Der Ladedruck kann am Forschungsmotor nach Belieben bis zu 5 bar betragen, allerdings sind die Ladedrücke am realen Motor bei ähnlichen Abgastemperaturen und Lasten deutlich niedriger, deshalb wurde der Ladedruck auf 0,5bar begrenzt, was eine hohe Anforderung an die Aufladegruppe stellt. Die Restriktion des Ladedruckes auf 0,5 bar erfolgt in Anlehnung an ein vorangegangenes Projekt [6]. Dort wurde ermittelt, dass bei 2000 U/min und einer 2 stufigen Aufladung ein Ladedruck von 0,5 bar unter Verwendung alternativer Brennverfahren realisierbar ist.

1.3.2 HCLI

Dieses Verfahren ähnelt dem HCCI Verfahren. Allerdings wird hier beim Homogeneous Charge Late Injection etwas später eingespritzt. Durch eine Einspritzung bei 40 bis 20 °KW vor dem Zündtotpunkt ist die Homogenisierung des Gemisches nicht so stark fortgeschritten wie beim HCCI Verfahren. Die Verbrennung findet dabei teils sogar früher

statt, wodurch, zur NO_x-Minimierung, noch höhere AGR-Raten gefahren werden müssen.

1.3.3 HPLI

Beim Highly Premixed Late Injection Verfahren wird sehr spät eingespritzt. Es werden dabei allerdings auch sehr geringe AGR-Raten gefahren. Da der Start der Einspritzung erst nach dem oberen Totpunkt erfolgt, kommt es zu einer späten Verbrennung. Zum einen ist der Zündverzug erwünscht um möglichst niedrige Emissionswerte erzielen zu können, andererseits führt eine späte Verbrennungslage zu einem schlechteren Wirkungsgrad. Die Schwerpunktlage der Verbrennung liegt meist um die 20 bis 25 Grad nach dem oberen Totpunkt. Dazu kommt es jedoch trotz, für alternative Verfahren, relativ kurzen Zündverzugszeiten, zu keinen allzu hohen maximalen Verbrennungstemperaturen. Und damit verbunden sind relativ niedrige Stickoxid Emissionen. Auch die Rußbildung kann durch die sehr niedrigen AGR-Raten stark eingeschränkt werden.

1.3.4 DCCS

Beim Diluted Combustion Control System wird zu vergleichbaren Zeitpunkten wie beim konventionellen Dieselmotorenverfahren eingespritzt, allerdings wird dabei mit weitaus höheren AGR-Raten die Zündverzugszeit erheblich gesteigert und somit ein besseres Durchmischen des Arbeitsgases erzielt. Die Verbrennung startet zwar früher als beim HPLI Verfahren, allerdings ist der Schwerpunkt der Verbrennung ähnlich spät, da es durch die hohen AGR-Raten zu einer sehr verschleppten Verbrennung kommt. Somit ist der Wirkungsgrad dieses Systems wieder durch die sehr späte Verbrennungslage stark eingeschränkt. Der Verbrennungsschwerpunkt liegt meist bei 18 bis 25 °KW nach dem Zündtotpunkt und die AGR-Raten um 80 %.

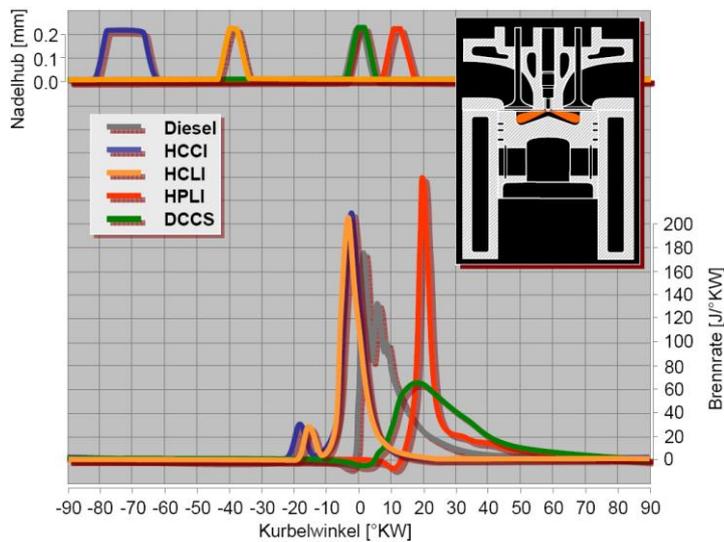


Abbildung 4: Brennverfahren im Vergleich [5]

In Abbildung 4 wird ein Überblick über die gängigsten alternativen Brennverfahren gezeigt. In diesem Projekt waren aber lediglich das HCCI und HCLI Verfahren von Interesse. In Abbildung 5 wird ein Vergleich der in diesem Projekt angewandten Brennverfahren gezeigt. Das Optimum beim vorliegenden Motor liegt, wie in Kapitel 4 Betrieb gezeigt, mit Einspritzzeitpunkten von in etwa 60 bis 50 °KW vor dem oberen Totpunkt, streng genommen zwischen HCCI und HCLI.

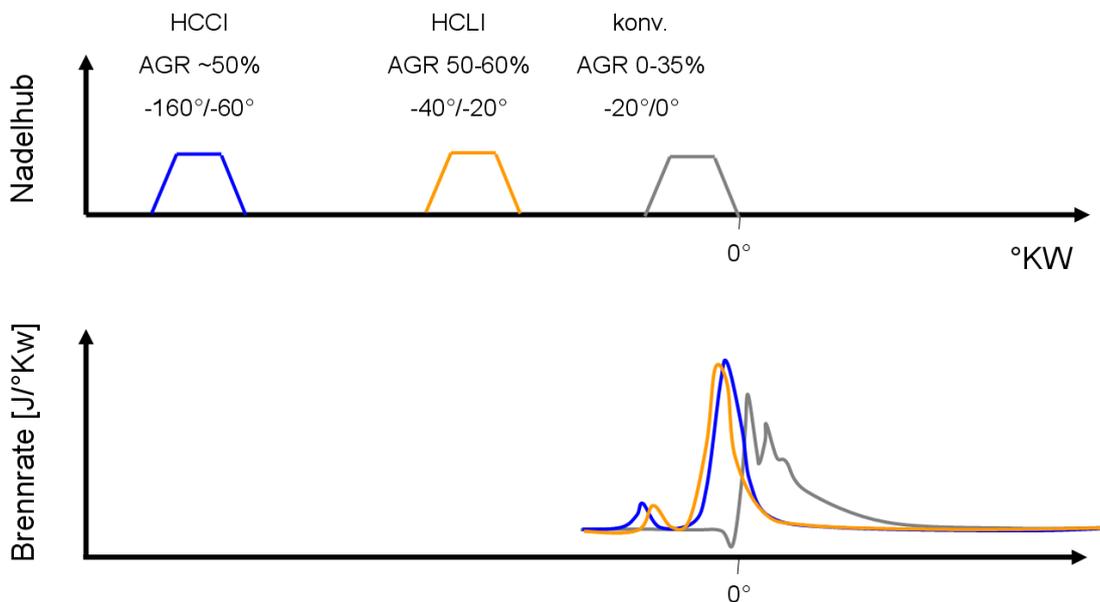


Abbildung 5: Vergleich der verwendeten Verbrennungsverfahren

1.4 Betriebsstrategie des Vollmotors

Für den Vollmotor ist zur Erhöhung des Wirkungsgrades eine Downspeedingstrategie angedacht. Es soll im unteren Lastbereich mit alternativen Brennverfahren eine Reduktion der Ruß- und Stickoxidemission ermöglicht werden. Somit können im gegebenen Kennfeld des Serienmotors die Bereiche der unterschiedlichen Betriebsstrategien eingezeichnet werden. Dies ist Abbildung 6 zu entnehmen.

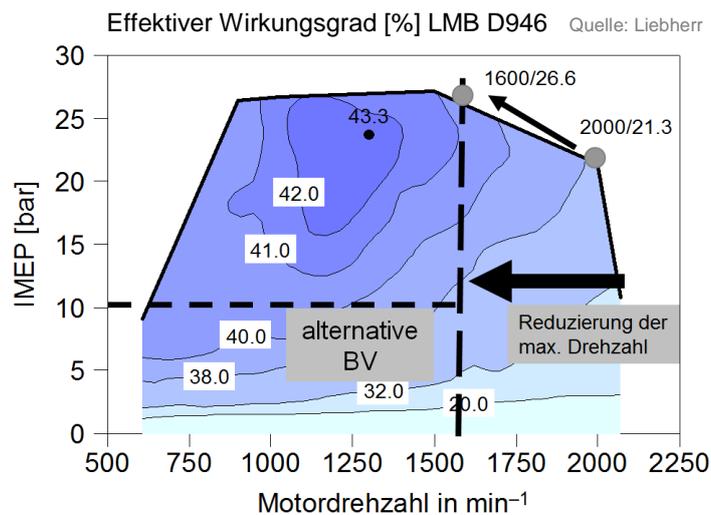


Abbildung 6: Betriebsstrategie des Vollmotors

1.4.1 Downspeeding

Dieses Verfahren zur Verbrauchsreduktion nutzt zum einen die Tatsache, dass die Reibung eines Motors mit der Drehzahl zunimmt, und zum anderen können Bauteile auf ein engeres Drehzahlband hin optimiert werden. Beispielsweise kann durch ein schmaleres Drehzahlband der Wirkungsgrad des ATL in einem schmaleren Bereich optimiert werden. Es müssen somit weniger Kompromisse eingegangen werden und es kommt zu einer Steigerung des Verdichterwirkungsgrades.

Mit der Formel 1 (siehe Kapitel 1.1.4 Einige Formeln zum besseren Verständnis) wird der Zusammenhang zwischen Leistung, Hubvolumen, effektivem Mitteldruck und der Drehzahl gezeigt.

Soll die Leistung konstant bleiben, obwohl man sich für eine Absenkung eines der anderen Parameter entscheidet, muss durch eine Steigerung der anderen Parameter diese Absenkung kompensiert werden.

Bei gleichem Hubvolumen muss eine Steigerung des effektiven Mitteldrucks bewerkstelligt werden.

1.5 Motivation

Die Motivation zur Durchführung dieses Projekts liegt zum einen darin, unter Einhaltung realisierbarer Einschränkungen, mit alternativen Brennverfahren soweit wie möglich in Richtung höhere Lasten vorzustoßen. Zum anderen sollen damit die beim Diesel als problematisch geltenden Emissionen Ruß und NO_x bereits im Rohabgas unter die nach Tier 4 final geforderten Emissionsgrenzen gebracht werden. Beides soll bei noch akzeptablen Wirkungsgraden verwirklicht werden.

Dies beinhaltet beispielsweise eine Begrenzung des Ladedruckes. Die Abgastemperatur liegt bei alternativen Brennverfahren zwar unter der vom konventionellen Betrieb, allerdings auf ähnlichem Niveau, jedoch liegt durch die höheren AGR-Raten der Abgasmassenstrom deutlich unter dem bei konventionellen Brennverfahren. Dadurch muss auch die Abgasenthalpie deutlich niedriger liegen. Somit steht nicht dieselbe Energie zur Verfügung, wie sonst üblich, dadurch kann auch nicht derselbe Aufladegrad erwartet werden. Dies wird in Kapitel 4 Betrieb gezeigt.

Ein weiterer Grund zur Durchführung des Projektes liegt darin, die hohen Wirkungsgrade des Dieselmotors weiterhin nutzen zu können und gleichzeitig die Partikel und NO_x -Problematik weitestgehend innermotorisch in den Griff zu bekommen.

Eine besonders große Herausforderung dabei ist, dass der Motor mit konventionellen und alternativen Brennverfahren betrieben werden soll. Diese Anforderung erschwert die Aufgabe, da dabei mit Kompromisslösungen für die unterschiedlichen Anforderungen an beispielsweise die Brennraumgeometrie oder die Verdichtung gesucht werden müssen.

Die Verdichtung muss für einen guten Wirkungsgrad des vollkommenen Motors hoch sein. Dies kann auch gut verwirklicht werden, wenn er mit konventionellen Dieselfahren betrieben wird. Beim Betrieb mit alternativen Brennverfahren steht das hohe Verdichtungsverhältnis jedoch im Widerspruch zu den gewünschten langen Zündverzugszeiten.

Als eine sehr gute Brennraumgeometrie beim konventionellen Dieselfahren hat sich die sogenannte Omega Mulde erwiesen. In dieser Muldenform kann mit Hilfe einer Ladungsbewegung um die Zylinderachse (Drall) der einströmenden Luftmasse eine gute Durchmischung und somit eine rasche Verbrennung ermöglicht werden. Beim alternativen Verfahren ist eine Drall begünstigende Brennraumgeometrie von Nachteil da der Zündverzug sinkt, und dadurch das Gemisch sehr früh zündet.

2 AUFBAU

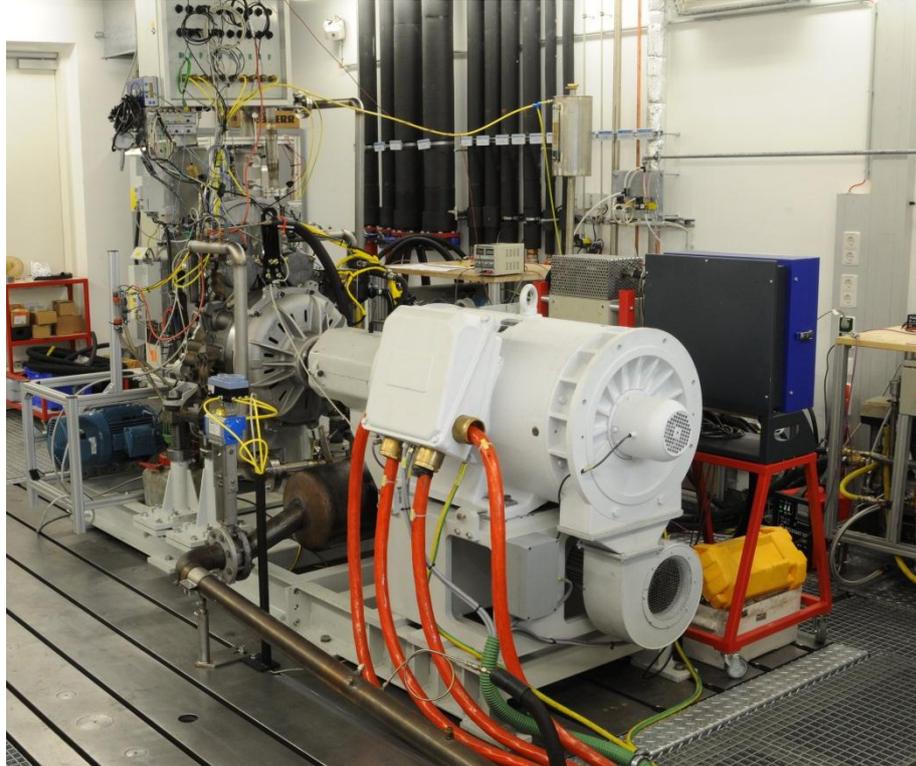


Abbildung 7: Prüfstand

Abbildung 7 zeigt den Aufbau am Prüfstand. Zu sehen ist im Vordergrund die Elektromaschine mit welcher der Prüfling eingebremst aber auch geschleppt werden kann. Zwischen E-Maschine und Motor befindet sich die Abtriebswelle.

2.1 Elektromaschine

Die Elektromaschine vom Typ HS345 stammt von der Firma Kristl&Seibt Co GmbH und leistet im Motorbetrieb, das bedeutet wenn sie den Forschungsmotor antreibt, bis zu 330 kW und 815 Nm. Im Generatorbetrieb, wenn der Forschungsmotor eingebremst wird um beispielsweise eine konstante Drehzahl fahren zu können, dann leistet sie bis zu 345 kW und 840 Nm.

Für den Motorbetrieb ist vor allem beim Hochschleppen aus dem Stand, also dem Starten des Forschungsmotors, ein hohes Drehmoment von Nöten, da beim Einzylinder Motor die volle Verdichtung des Zylinders zu bewältigen ist. Bei einem Mehrzylinder Motor verteilt sich die notwendige Kraft, da, wenn ein Zylinder komprimiert, je nach Zylinderanzahl und Anordnung, oft ein anderer expandiert.

Auch die hohe Massenträgheit der zusätzlichen Schwungmasse fordert beim Hochschleppen hohe Drehmomente.

2.2 Drehmoment Messflansch

Mithilfe des Drehmomentmessflansches T12-2000 wird das Drehmoment, das zwischen der Verbrennungskraftmaschine und der Bremse wirkt, gemessen. Es können damit Drehmomente bis zu 2000 Nm erfasst werden. In Abbildung 8 ist der Drehmomentmessflansch samt Antenne dargestellt.



Abbildung 8: Drehmomentmessflansch T12

Der Drehmomentmessflansch funktioniert nach dem Messprinzip von minimalen Verformungen im elastischen Bereich. Diese Verformungen werden von Dehnmessstreifen registriert und können über den Zusammenhang von einwirkender Kraft und Dehnung des Bauteils in ein Moment umgerechnet werden. Mithilfe der stehenden Antenne können die Daten aufgenommen und an die Messdatenerfassung weitergeleitet werden.

2.3 Abtrieb

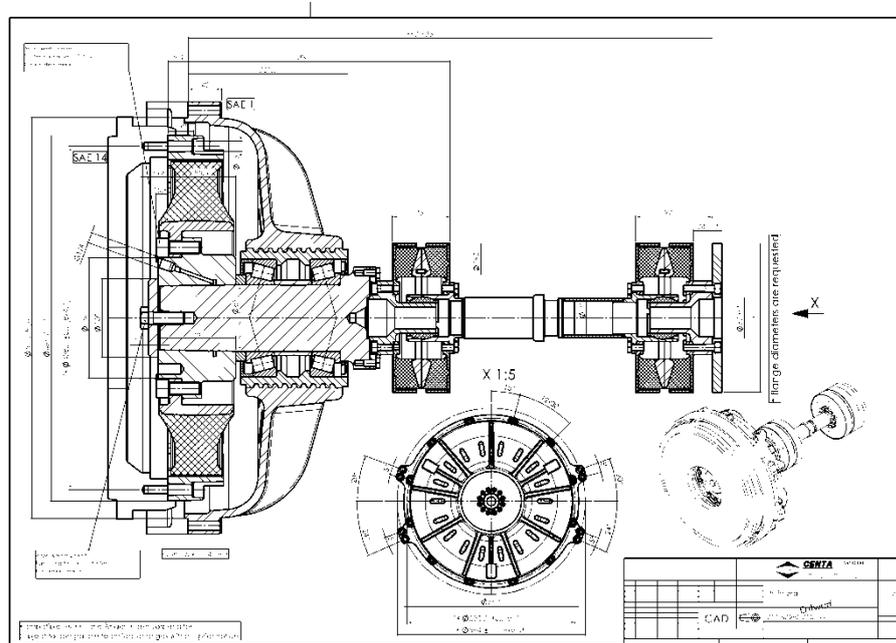


Abbildung 9: Abtrieb

Der Abtrieb, wie in Abbildung 9 zu sehen, teilt sich in die Abtriebswelle und ein weiteres elastisches Element welches unter einer Abdeckung die direkt am Getriebekasten des Motors sitzt, untergebracht ist.

Die gelenkigen Elemente an den beiden Enden der Abtriebswelle sind ebenfalls elastisch ausgeführt. Durch diese sehr weiche Ausführung werden die Torsionsschwingungen gedämpft und es ist möglich am Ende der Abtriebswelle, wo der Drehmomentflansch sitzt, ein gleichmäßiges Drehmoment abzugreifen. Der Betrieb erfolgt überkritisch. Die erste Grenzfrequenz liegt bei 400 Hz. Die Auslegung des Abtriebs erfolgte durch die Firma CENTA.

2.4 Motor

Zylinder	1
Bohrung	130 mm
Hub	150 mm
Hubvolumen	1991 cm ³
Ventile	4 (2)
Spitzendruck	200 bar
Drehzahl	max. 2000 U/min
Einspritzdruck	max. 2400 bar

Tabelle 4: Daten des Versuchsträgers

In der Tabelle 4 werden die wichtigsten Eckdaten des Versuchsträgers aufgelistet. Der Motor ist in der Basis ein nach dem herkömmlichen Dieselfahren betriebener Reihen 6 Zylinder mit ca. 12 l Hubraum, wie er sonst in Nutzfahrzeugen Anwendung findet. Um eine Beeinflussung durch andere Zylinder auszuschließen und um den Messaufwand zu minimieren wird hier ein Einzylinder Derivat betrachtet. Der Motor wird ohne Abgasturbolader (ATL) betrieben. Anstelle des ATL wird die Ansaugluft auf Druck und Temperatur konditioniert, und im Abgasstrang wird eine regelbare Drossel vorgesehen um den Abgasgegendruck, der sonst durch den ATL und die Abgasnachbehandlungseinheit entstehen würde, nachzustellen.

Weiters ist ein Massenausgleich in der Lancaster Bauweise vorgesehen. Dies ist eine notwendige Maßnahme da ein Einzylindermotor volle Massenkräfte erster und zweiter Ordnung aufweist und diese bei diesem Aggregat viel zu hoch werden würden und zu Problemen führen könnten. Der Massenausgleich ist im Bereich der Ölwanne untergebracht. Um einen gleichmäßigeren Lauf gewährleisten zu können, ist eine größere Schwungmasse vorgesehen. Diese ist in der Abtriebs Einheit untergebracht. Weiters wurden auch Gummi Elemente zur Dämpfung der Torsions Schwingungen vorgesehen. Diese sind zum einen in der Abtriebs Einheit und zum anderen an den jeweiligen Enden der Abtriebswelle untergebracht. Dadurch konnte ein relativ homogenes Drehmoment abgegriffen werden.

Der Motor verfügt über eine untenliegende Nockenwelle, die per Zahnrad von der Kurbelwelle aus angetrieben wird. Über Stößelstangen werden die beiden Kipphebel, die wiederum jeweils 2 Ventile, 2 Einlass und 2 Auslass Ventile, betätigen, angetrieben. Der Zylinderkopf ist als Einzelzylinderkopf ausgeführt. Das bedeutet, dass jeder Zylinder einen einzelnen Zylinderkopf besitzt. Die Zylinderköpfe haben Zwillingskanäle, das bedeutet, dass die Aufteilung zwischen Füll- und Tangentialkanal im Zylinderkopf erfolgt. Mehr dazu in Kapitel 3 Strömungsuntersuchung des Zylinderkopfes.

Die Messungen wurden in 2 Hardware Konfigurationen durchgeführt. Einmal mit einem Verdichtungsverhältnis von 15 und einmal mit 16,5. Damit soll der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den Zündverzug untersucht werden. Die genaueren Eigenschaften der Kolben/Injektor Paarung kann der Tabelle 5 entnommen werden. Die Injektoren unterscheiden sich durch unterschiedliche Lochzahlen, Spritzwinkel und Durchflüsse.

Verdichtung	-	15	16,5
Kolbenmulde	-	V05	V00
Injektor-ID	-	37493	33565
Lochanzahl	-	9	8
Spritzwinkel	Grad	140	138
Durchfluss	ml/30 sec bei 100 bar	850	710
K - Faktor	-	1,5	0
HE	-	10	15
Lochebenen	-	1	2
Sackloch Durchmesser	-	1	

Tabelle 5: Hardwarekonfigurationen

Die aufgelisteten Werte für den Durchfluss sind für den Betrieb nur bedingt relevant, da diese Werte bei einem niedrigen Druck ermittelt wurden. Allerdings kann dadurch eine Aussage über den Durchfluss des Injektors getroffen werden, bzw. die Injektoren untereinander verglichen werden.

In der Abbildung 10 werden die Kolbenmulden dargestellt. Die Kolbenmuldenvariante V00 entspricht in etwa der derzeit in der Serie verwendeten Kolbenmulde.

Die Kolbenvariante V05 weist eine tiefere Mulde auf. Dadurch soll der Strahl des eingespritzten Kraftstoffes in einem Bereich aufweiten in dem sehr viel Luft zur Verbrennung vorhanden ist. Dadurch soll es zu einer Absenkung der Rußemission kommen. Beide Kolbenmulden sind für das konventionelle Dieselmotorenverfahren ausgelegt und somit nicht optimal für den Betrieb mit alternativen Brennverfahren.

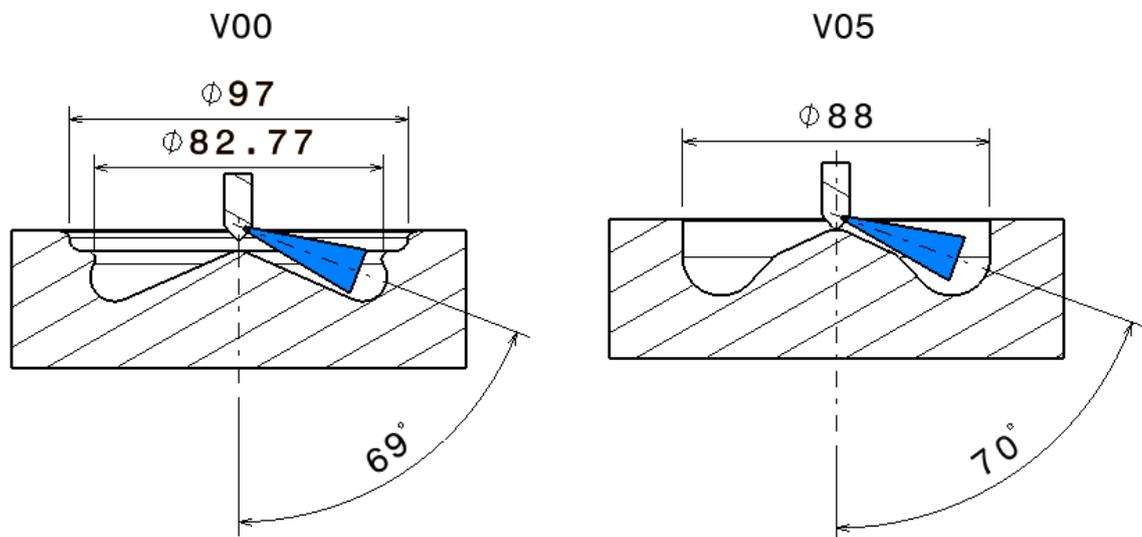


Abbildung 10: Kolbenvarianten

2.5 Massenausgleich am Einzylinder

Der Massenausgleich am vorliegenden Einzylinder Motor fordert insbesondere eine hohe Aufmerksamkeit, da hier relativ hohe Massen im Bereich von Kolben und Pleuel gegeben sind. Der Kolben beispielsweise wiegt 4,5kg.

2.5.1 Massenausgleich des rotierenden Anteils

Die umlaufenden Massen werden über die Pleuelwangen ausgeglichen. Für den Einzylinder Motor muss dabei darauf geachtet werden, dass beim Wuchten der Pleuelwelle Meistergewichte angebracht werden. Die Meistergewichte entsprechen jenem Anteil der Pleuelmasse, welche nicht als oszillierend berücksichtigt wird. Der

oszillierende Anteil wird bereits im Lancaster Ausgleich berücksichtigt. Dazu wird der Schwerpunktabstand des Pleuels zu den Pleuelaugen benötigt.



Abbildung 11: Pleuel des Versuchsträgers

In Abbildung 11 ist das Pleuel des Versuchsträgers zur Veranschaulichung der folgenden Berechnung dargestellt.

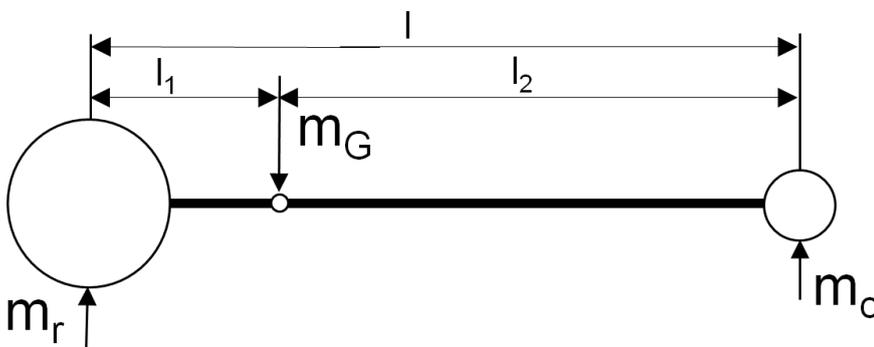


Abbildung 12: Pleuelkräfte

Abbildung 12 zeigt symbolhaft das Pleuel und die daran angreifenden Kräfte. Das große Pleuelauge, links zu sehen, sitzt auf der Kurbelwelle und vollführt eine rotierende Bewegung. Das kleine Pleuelauge sitzt auf dem Kolbenbolzen und vollführt eine oszillierende Bewegung.

Daraus kann mit Hilfe des Momenten Gleichgewichts, am in Abbildung 12 gezeigten Pleuel, der Anteil der rotierenden Masse berechnet werden:

$$m_r \cdot l - m_G \cdot l_2 = 0$$

Formel 14 Momenten Gleichgewicht

Durch Umformen erhält man den rotierenden Anteil der Pleuelmasse:

$$m_r = \frac{m_G \cdot l_2}{l} = \frac{4,07 \text{ kg} \cdot 171,1 \text{ mm}}{237 \text{ mm}} = 2,937 \text{ kg}$$

Formel 15 Anteil rotierende Masse

Dieses Meistergewicht wurde angefertigt und beim Wuchten auf die Kurbelwelle anstelle des Pleuels geklemmt.

Für den vorliegenden Motor standen sämtliche CAD Daten zur Verfügung. Daher konnte die Wucht der Kurbelwelle bereits im CAD überprüft werden. Die existierende Kurbelwange war jedoch viel zu leicht bzw. zu klein. Wie in Abbildung 13 ersichtlich liegt der Schwerpunkt bereits ohne Meistergewichte auf der Seite des Hubzapfens und nicht auf der der Wangen.

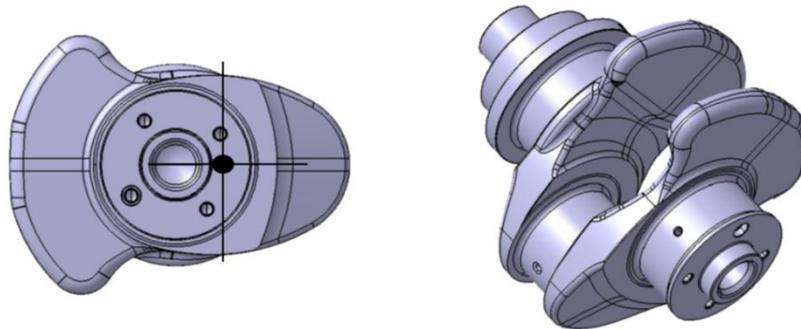


Abbildung 13: Kurbelwelle mit originalen Wangen

Deshalb mussten die Kurbelwangen erweitert werden. Aus Platzgründen musste ein Material höherer Dichte verwendet werden. Die Stahlwangen wurden daher abgefräst und durch Blöcke aus einer Wolframlegierung ersetzt. Diese Legierung besitzt eine Dichte von 18 kg/dm^3 . Mit den neuen Kurbelwangen und dem Meistergewicht wurde die Kurbelwelle anschließend gewuchtet. Die verschraubten Blöcke sind in Abbildung 14 dargestellt.

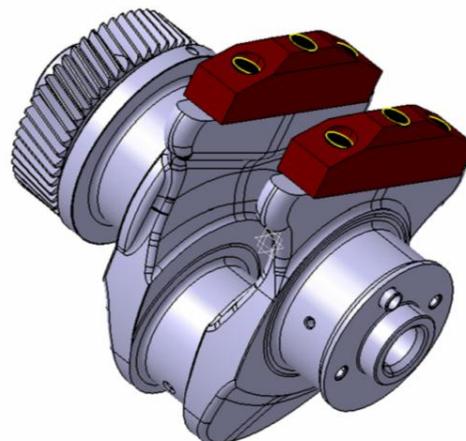


Abbildung 14: Bearbeitete Kurbelwelle mit verschraubten Wolframblöcken

Es wurden Schwingungsmessungen am Forschungsmotor mit und ohne ausreichend dimensionierte Kurbelwangen durchgeführt. Dabei wurde die Schwinggeschwindigkeit ermittelt.

Die Anordnung der Messelemente kann der Abbildung 15 entnommen werden. Die Schwinggeschwindigkeit wurde jeweils in Höhe der Auflagerpunkte in horizontaler und vertikaler Richtung an verschiedenen Punkten ermittelt.

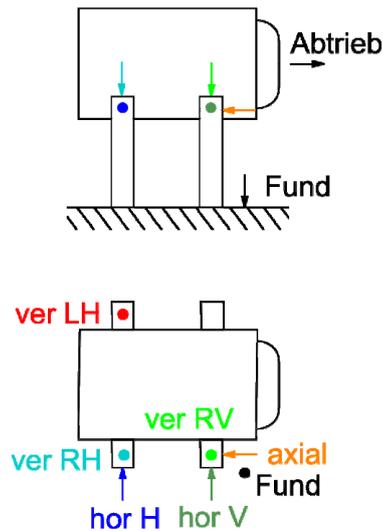


Abbildung 15: Anordnung der Messelemente für die Schwingungsmessung

Mit diesen Daten konnten zum einen die Ordnung der Schwingungen und zum anderen die Hauptbewegungsrichtung ermittelt werden.

Wie drastisch der Unterschied zwischen der normalen Kurbelwelle und jener mit Wolfram bestückten Kurbelwelle ausfällt, kann Abbildung 16 entnommen werden.

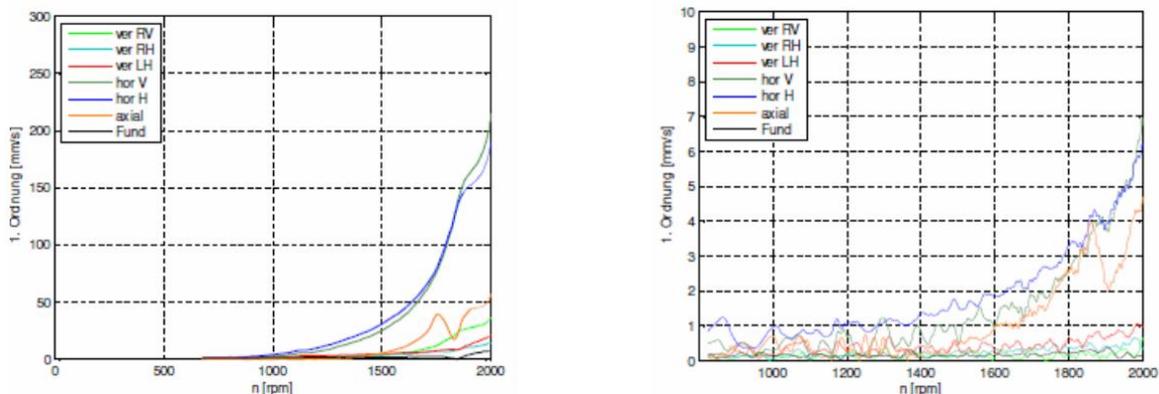


Abbildung 16: Schwingungsanalyse des Motors mit und ohne Gegengewichte

Daraus wird ersichtlich, dass bei einer Drehzahl von 2000 U/min bei der Schwinggeschwindigkeit ein Unterschied von 200 zu 6, also einem Faktor 33, zu Stande kommt. Dies führt wieder vor Augen, wie wichtig eine genaue Auslegung aller sich drehenden Bauteile hinsichtlich ihrer Auswuchtung ist. Die Schwingungsuntersuchungen erfolgten in Zusammenarbeit mit der Firma Kristl&Seibt GmbH. Laut Aussage dieser Firma ist es üblich im Bereich der Verbrennungskraftmaschinen am Prüfstand Schwinggeschwindigkeiten bis zu 30 mm/s zu tollerieren. Im Bereich der Elektromaschinen werden hingegen nur 10 mm/s toleriert.

2.5.2 Massenausgleich des oszillierenden Anteils

Es wurde bereits im Vorfeld ein Lancaster Ausgleich entsprechend Abbildung 17 vorgesehen. Daraus ist auch ersichtlich wie sich die Kräfte, durch die Anordnung der Ausgleichswellen bedingt, gegenseitig aufheben.

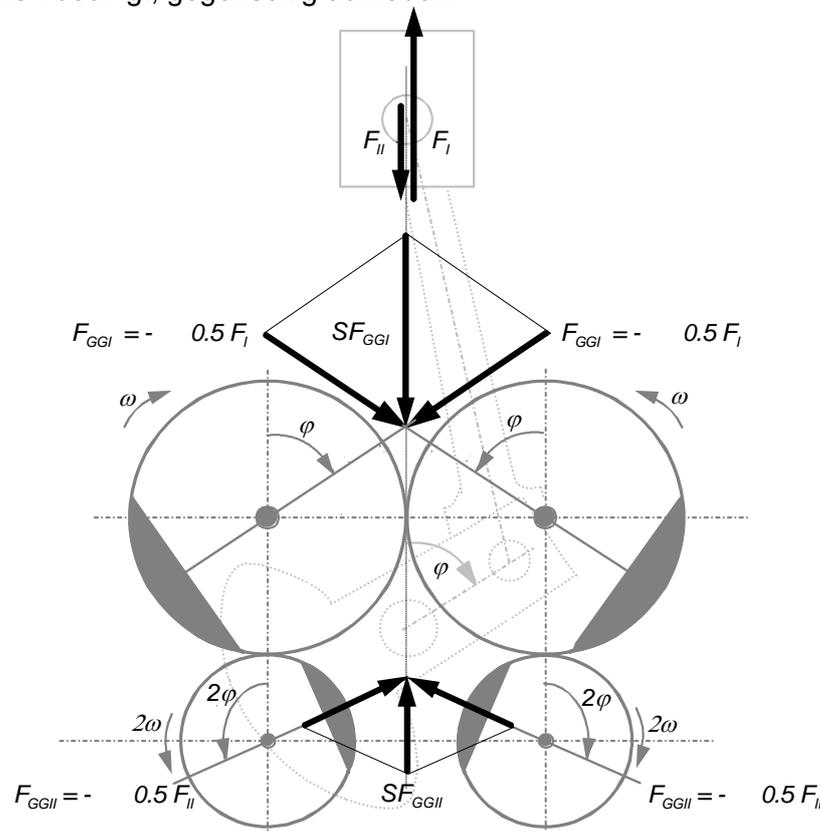


Abbildung 17: Lancaster Ausgleich [2]

Der verwendete Massenausgleich gleicht die Massenkräfte zweiter Ordnung vollständig und die Massenkräfte erster Ordnung zu 97 % aus. Die durch den nur 97 % Ausgleich

resultierende verbleibende oszillierende Kraft verursacht bei 2000 U/min eine maximale Kraft von knapp 600 N. Dieser niedrige Wert wird akzeptiert und soll den Motorlauf nicht weiter beeinträchtigen. Den Verlauf der oszillierenden Massenkräfte und die verbleibende Differenz zwischen Ausgleichsmasse und der verursachenden Masse zeigt Abbildung 18.

Dabei ist die verbleibende Kraft, die nach außen wirkt, schwarz eingezeichnet. Gegenüber der verursachenden Kraft, in Rot dargestellt, stellt die verbleibende Kraft eine sehr kleine Größe dar.

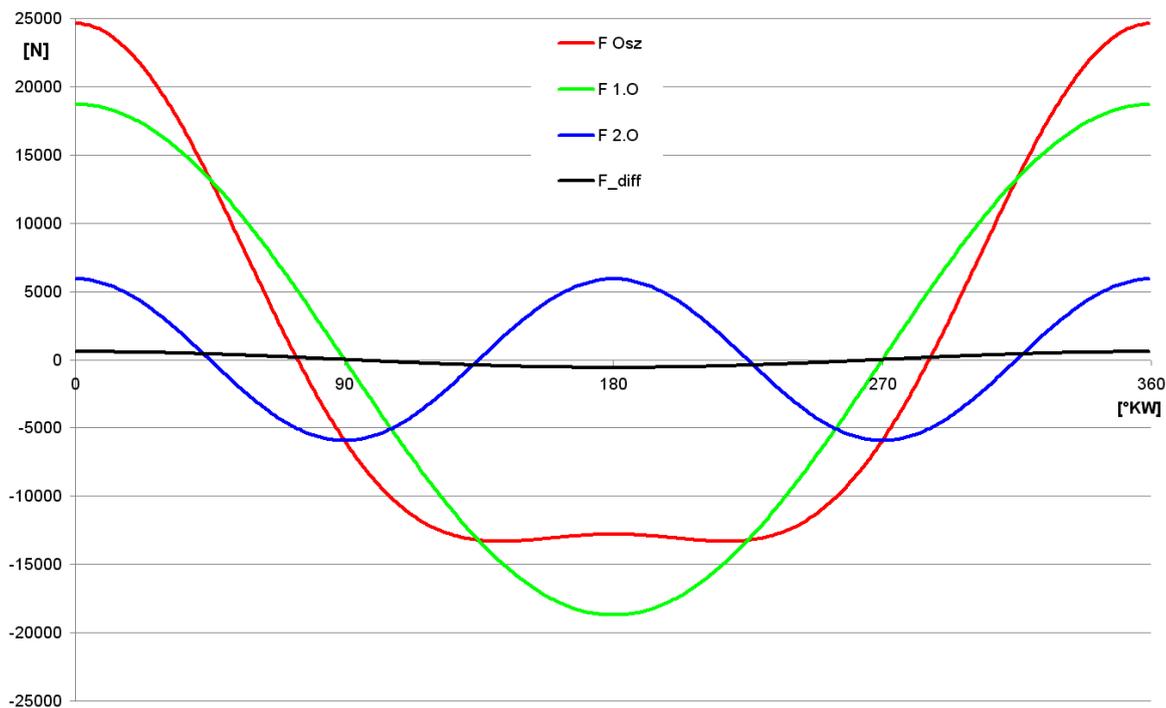


Abbildung 18: Verlauf der Massenkräfte über eine volle Motorumdrehung

Die Massenkräfte erster Ordnung können wie folgt berechnet werden:

$$F_I = m_o \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi \quad \text{Formel 16 Massenkraft 1. Ordnung}$$

Analog dazu werden die Massenkräfte zweiter Ordnung berechnet:

$$F_{II} = m_o \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda_s \cdot \cos(2 \cdot \varphi) \quad \text{Formel 17 Massenkraft 2. Ordnung}$$

Mit der Summe der beiden Kräfte erhält man die relevante Massenkraft des Einzylindermotors.

$$F_O = F_I + F_{II}$$

Formel 18 resultierende Massenkraft

Die Kraft des Ausgleichs der ersten Ordnung wird aus der Masse der Unwucht und dem Schwerpunktabstand ermittelt.

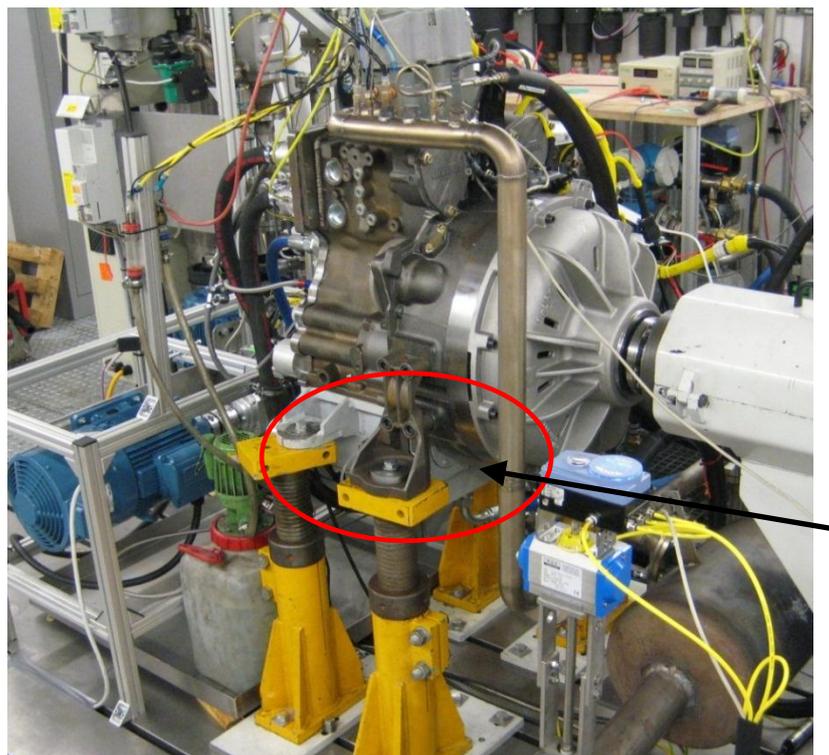
$$F_{AI} = 2 \cdot m_{AI} \cdot s_{AI} \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi$$

Formel 19 Ausgleichskraft 1. Ordnung

Analog dazu kommt man auf die Kraft des Ausgleichs zweiter Ordnung, hier muss lediglich die Drehzahl verdoppelt werden, da sich diese Ausgleichswellen doppelt so schnell drehen müssen wie die Kurbelwelle.

$$F_{AII} = 2 \cdot m_{AII} \cdot s_{AII} \cdot (2 \cdot \omega)^2 \cdot \cos(2 \cdot \varphi)$$

Formel 20 Ausgleichskraft 2. Ordnung



Lancaster-Ausgleich

Abbildung 19: Prüfstands Aufbau

Der Lancaster-Ausgleich ist, wie in Abbildung 19 zu sehen, im unteren Bereich des Motors angebracht. Als Ausgleichsmassen dienen 2 halbrunde Stahlzylinder. Um diese

genau zur Kurbelwelle positionieren zu können, wurden an den Seiten Einfürsungen vorgesehen. So kann beim Zusammenbau des Aggregats über Bohrungen am Gehäuse genau kontrolliert werden, ob die Massen richtig im Verhältnis sowohl zueinander als auch zur Kurbelwelle stehen. Die Massen werden per Zahnriemen direkt von der Kurbelwelle angetrieben. Den Massenausgleich erster Ordnung zeigt die Abbildung 20. Zu sehen ist auch die Spannvorrichtung des Riemen.

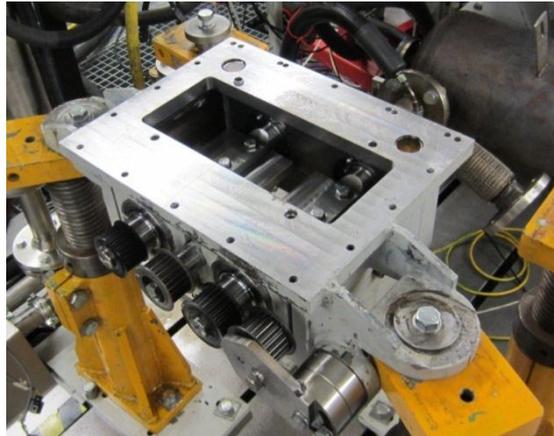


Abbildung 20: Massenausgleich erster Ordnung

In Abbildung 21 wird der offene Motorblock gezeigt. Am rechten Bildrand ist der Ausgleich zweiter Ordnung zu sehen. Dieser ist besser in den bestehenden Block integriert, da dieser bereits im Guss des Vollmotors berücksichtigt wurde. Dieser Motor wird in Baukastenweise gefertigt und so sind die Lagerstellen für die Ausgleichswellen vom 4 Zylindermotor, der Massenkräfte zweiter Ordnung aufweist, auch hier bereits mit eingegossen. Sie werden ebenfalls von der Kurbelwelle aus per Zahnrad angetrieben. Das große Zahnrad in der linken Bildseite treibt die untenliegende Nockenwelle an.

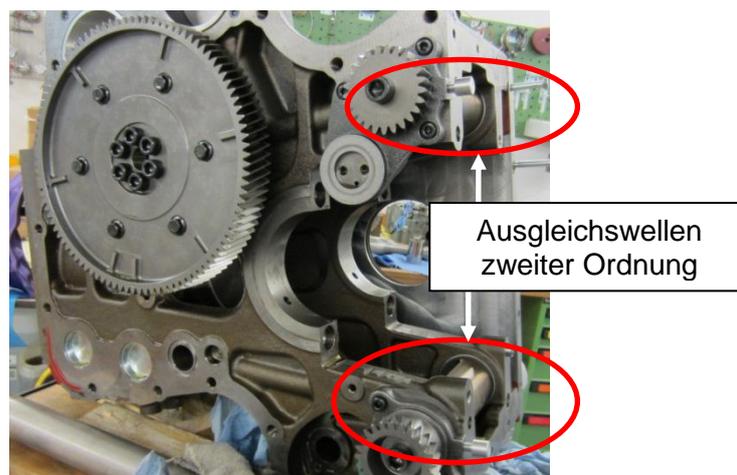


Abbildung 21: Massenausgleich zweiter Ordnung

2.6 AGR Konditionierung

Um die Abgasrückführung (AGR) in genau definierter Menge und Temperatur der Ansaugluft beimengen zu können, wird eine Konditionieranlage für die AGR angefertigt. In Abbildung 22 wird der prinzipielle Aufbau der AGR Konditionierung samt Zwischenkreis und inklusive aller Messstellen gezeigt.

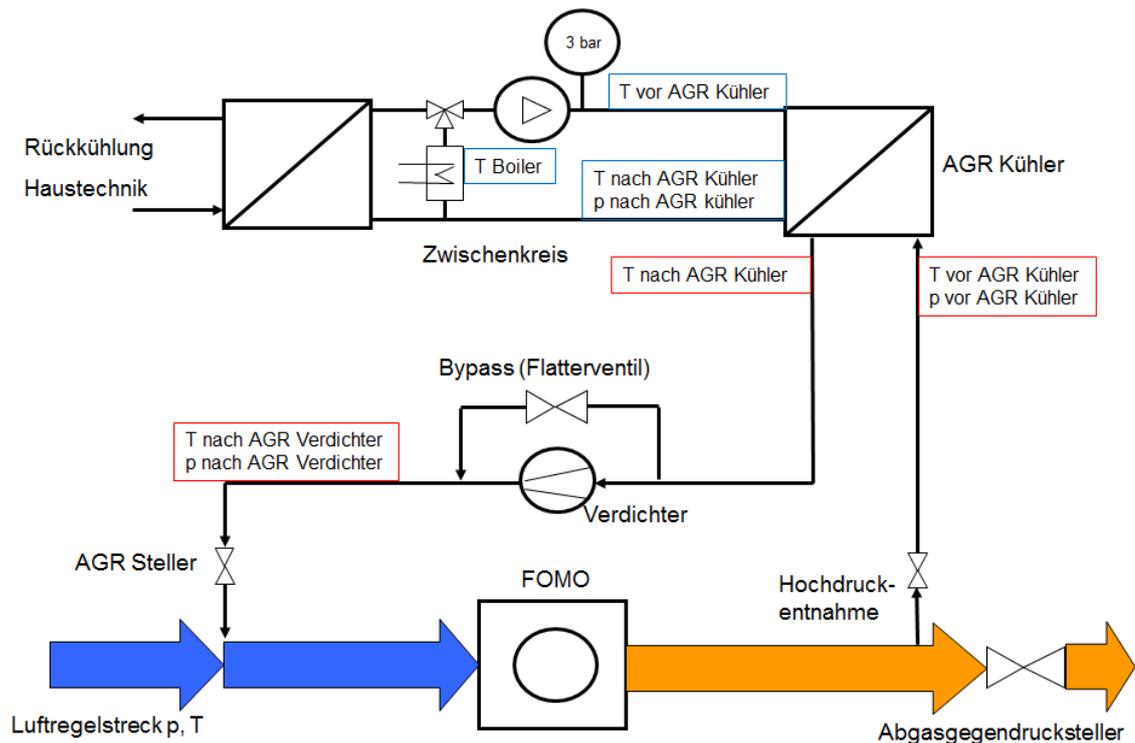


Abbildung 22: Aufbau der AGR-Konditionierung

Die Hauptkomponenten sind ein AGR-Kühler und ein Rootsgebläse. Als AGR-Kühler wird auf den in der Serie eingesetzten zurückgegriffen. Er wird wiederum mit Hilfe eines geregelten Zwischenkreises über die Haustechnik gekühlt. Dieser Zwischenkreis kann durch einen 12 kW Heizstab in einem eigenen Boiler zusätzlich auch geheizt werden. Dies kann in manchen Betriebspunkten notwendig werden, in denen die AGR bei der Wiedereinfuhr in den Ansaugtrakt zu kalt werden sollte.

Da die einzelnen Komponenten, vor allem aber das Rootsgebläse, keine hohen Temperaturen vertragen, muss das Abgas abgekühlt werden. Dies führt wiederum dazu, dass ein Teil des Abgases auskondensiert. Die anfallende Wassermenge muss abgeleitet werden.

Um die Wartungsdauer bzw. die Lebensdauer des Rootsgebläses zu erhöhen, wurde angedacht optional, einen Dieselpartikelfilter direkt nach der Entnahmestelle vorzusehen. Auf Grund des dadurch stark steigenden Aufwands, der aus den zum Abbrand der Partikel nötigen hohen Temperaturen entsteht, wurde dies allerdings wieder verworfen.

Weiters kann nicht abgeschätzt werden, ob Partikel einen Einfluss auf die Verbrennung und somit die Abgaszusammensetzung haben.

Ein AGR-Mengenmesser soll Auskunft über die bereitgestellte AGR-Rate geben. Somit muss nicht, wie sonst üblich, über den Umweg der CO₂ Bilanz auf die AGR-Rate zurückgerechnet werden. Auch das Auskondensieren des Abgases wird somit besser berücksichtigt.

2.7 Kraftstoffversorgung

Auch die Kraftstoffversorgung soll extern angetrieben werden. Dafür muss ein eigener Antrieb vorgesehen werden. Um die Kraftstoffversorgung ohne den sonst üblichen Kurbelwellenantrieb gewährleisten zu können, wurde die Kraftstoffhochdruckpumpe über einen E-Motor angetrieben.

Es wurden auch Druckspeicher vorgesehen, um etwaige Beeinflussungen durch Druckstöße weitestgehend zu minimieren. Der Schmierung der Kraftstoffpumpe wurde ebenfalls besondere Aufmerksamkeit gewidmet. Die Kraftstoffpumpe wird in der Serie über eine Verzahnung vom Getriebekasten aus betrieben. Gleichzeitig wird über eine axiale Bohrung die Kurbelwelle, bzw. die Hauptlager der Kurbelwelle, geschmiert. Da die Hochdruckpumpe extern angeordnet ist, muss sowohl die Pumpe mit Öl versorgt werden, als auch das Öl wieder abgepumpt werden.

Die Anordnung der Kraftstoffversorgung ist der Abbildung 23 zu entnehmen.

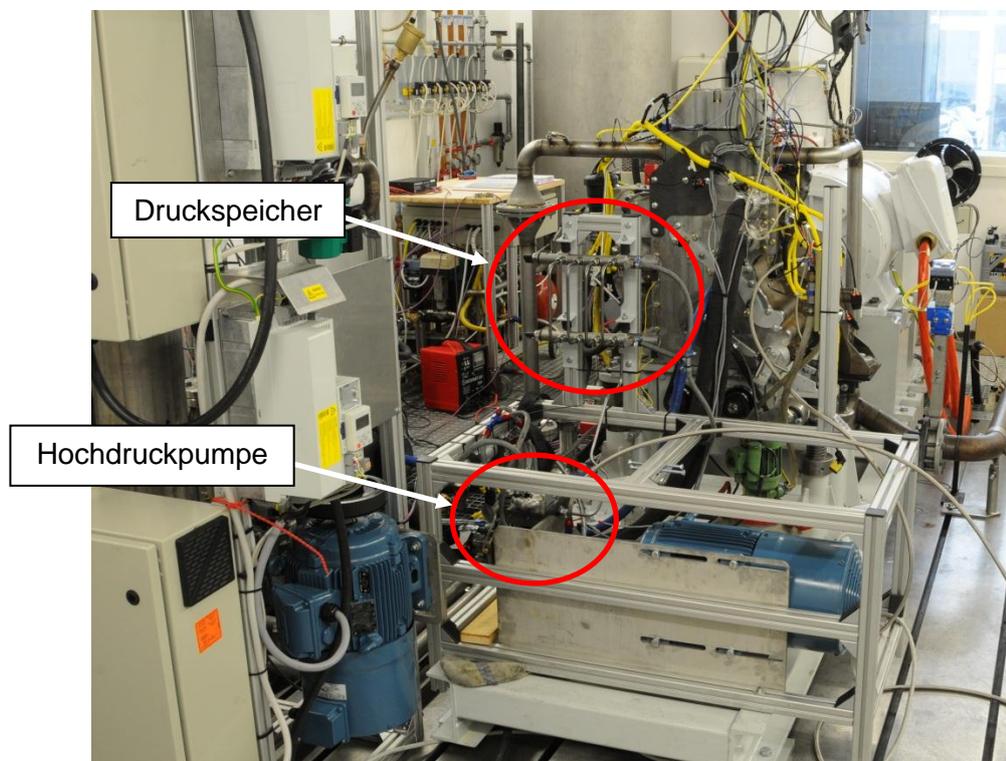


Abbildung 23: Kraftstoffversorgung

2.8 Öl- und Kühlmittel-Konditionierung

Das Motoröl bzw. Kühlmittel wird ebenfalls außen vorkonditioniert. Hier kann auf bereits angefertigte Öl- bzw. Kühlmittel-Konditionierungen aus einem vorangegangenen Projekt zurückgegriffen werden. Es musste lediglich die Öl-Konditionieranlage auf den höheren Durchflussbedarf angepasst werden. Dies wurde durch einen größeren Wärmetauscher und eine größere Ölpumpe bewerkstelligt. Die Ölpumpe benötigt zudem einen leistungsstärkeren Antrieb. In diesen Anlagen wird das jeweilige Medium sowohl hinsichtlich Temperatur konditioniert als auch der benötigte Massenstrom bzw. Druck für einen sicheren Betrieb der VKM bereitgestellt.

Der besondere Vorteil in der externen Anordnung dieser Konditionierungen liegt darin, dass der Motor immer warm gestartet werden konnte, und eine Druck bzw. Durchflussregelung der Betriebsmittel ermöglicht wurde.

2.9 Ansaugluftkonditionierung

Die Ansaugluft wird durch eine Verdichter Station außerhalb des Prüfstandes auf 10 bar gebracht. Sie wird in ein 10 m³ großes Puffervolumen gefördert und von dort aus steht die Luft für den Prüfbetrieb zur Verfügung. Durch ein Regelventil kann dann im Saugrohr ein Überdruck von 0 bis 5 bar vorgegeben werden. Durch die weiten Wege der Verrohrung wurden im Prüfstand 2 Behälter vorgesehen, welche als Ansaugluftpuffer angesehen werden können. Ein 240 l Behälter liegt in etwa 8 m Ansaugstrecke vor dem Motor. Ein weiterer kleinerer Vorratsbehälter liegt ca. 500 mm vor dem Motor. Der kleinere Vorratsbehälter fasst in etwa 22 l Luft.

Das in der Verdichter Station ausgeschiedene Kondensat wird nicht wieder beigemischt. Weiters wurde ein elektrischer Heizer in der Saugstrecke vorgesehen, mit dessen Hilfe die Ladeluft vorgeheizt werden kann. Dadurch soll die beim Verdichten im ATL entstehende Wärme nachgestellt werden.

2.10 Druckindizierung

Mit Hilfe einer Indizierung können Daten mit einer hohen Abtastrate erfasst werden. Üblicherweise werden diese dann nicht zeitbasiert gemessen und verarbeitet sondern Grad Kurbelwinkel basiert erfasst. Bei der Druckindizierung werden Drücke mit einer Auflösung von 0,1 °KW erfasst. In dieser Arbeit werden die Drücke im Brennraum auf diese Art gemessen. Die Drücke aus dem Saugrohr und Abgaskanal wurden nicht indiziert.

Die in dieser Arbeit verwendete Druckindizierung besteht aus einem piezoelektrischen Kristall, der unter Einwirken von Druckschwankungen ein elektrisches Signal ausgibt. Bei gleichbleibendem Druck, unabhängig vom Druckniveau, gibt der Kristall kein elektrisches Signal ab. Das bedeutet, dass keine absoluten Drücke erfasst werden können sondern

nur rasche Druckänderungen. Somit muss eine Druckeinpassung erfolgen. Bei der Druckeinpassung wird zeitlich im Bereich des geöffneten Einlassventiles der Druck der Druckindizierung mit dem eines Druckaufnehmers im Saugrohr abgeglichen.

Die abgegebenen Signale des Kristalls sind sehr klein. Deshalb müssen sie unmittelbar nach dem Druckaufnehmer mit Hilfe eines Ladungsverstärkers verstärkt werden. Erst dann werden sie an den A/D-Wandler weiter geleitet und messtechnisch am Rechner erfasst.

Als Druckaufnehmer wurde der wassergekühlte AVL Pressure Transducer QC34C verwendet. Bei einem Messbereich von 0 bis 250 bar hat dieser Sensor einen Ausschlag von 19,49 pC/bar. Als Verstärker wurde ein AVL Micro IFEM verwendet.

Im AVL IndiMaster Advanced erfolgt die Referenzierung des Drucksignales mit dem Drehwinkelgeber. Der Drehwinkelgeber sitzt direkt auf der Kurbelwelle und erfasst die Drehzahl, bzw. die Winkelgeschwindigkeit, mit einer Auflösung von einem Grad Kurbelwinkel. Eine Erhöhung der Auflösung wird durch Interpolation ermöglicht.

Die Daten werden an einen Rechner weitergeleitet und dort erfasst und dargestellt. Es werden vereinfachte Berechnungen des Wärmestromes online durchgeführt. Durch die genaue Koppelung mit der aktuellen Position des Kolbens können Aussagen über den Brennverlauf getroffen werden. Mehr dazu im Kapitel 4.6 Ergebnisse der Druckindizierung.

Beim Aufbau einer Druckindizierung muss darauf geachtet werden, dass der obere Totpunkt genau eingerichtet wird. Beim vorliegenden Forschungsmotor wurde dazu die Position in der der Kolben im oberen Totpunkt steht, mit einem kapazitiven Sensor ermittelt. Der Sensor der Sonde und der Kolbenboden bilden dabei einen Kondensator, dessen Kapazität sich linear mit dem Abstand von Sensorkopf zum Kolbenboden verändert. Diese Kapazitätsänderung wird mit einer kapazitiven Brückenschaltung ausgewertet. Die Sonde wurde in die Bohrung die für die Einspritzdüse vorgesehen ist eingebaut, und der Motor anschließend mit einer Drehzahl von 1200 U/min geschleppt. Das Signal wurde direkt auf die für die Druckindizierung vorgesehene Messkette gelegt. So konnte von der Druckindizierung ein Ausschlag gemessen werden, der als oberer Totpunkt definiert wurde. Damit können Genauigkeiten besser $\pm 0,1$ °KW erreicht werden.

Kleine Fehler in der Zuordnung haben hier bereits einen nicht unerheblichen Einfluss auf das Messergebnis. Dies soll im Folgenden gezeigt werden. Es wird ein Lastpunkt herausgegriffen, bei dem das gemessene Drucksignal um 0,1 °KW in beide Richtungen verschoben wird. Anschließend wird der indizierte Mitteldruck neu berechnet. Als Lastpunkt für diese Berechnung wurde bei der Drehzahl 1200 U/min und ein indizierter Mitteldruck von 5 bar herausgegriffen. Die Wahl fiel auf diesen Punkt, da in diesem Lastpunkt die meisten Untersuchungen zu dieser Arbeit durchgeführt wurden.

Es kommt durch Verschieben des Drucksignales um jeweils 0,1 °KW in Richtung früh und in Richtung spät um einen nicht unerheblichen Abfall des indizierten Mitteldruckes

und somit in weiterer Folge aller daraus errechneten Größen, wie zum Beispiel dem indizierten Wirkungsgrad. Beides sind für die Vergleichbarkeit der Messergebnisse Werte, die von hoher Wichtigkeit sind. In Abbildung 24 wird der Vergleich der Mitteldrücke gezeigt. Der Wert sinkt von 5,16 bar auf 5,07 bar ab, bei einer Verschiebung des Drucksignales um 0,1 °KW in Richtung spät und auf 4,92 bar bei einer Verschiebung des Drucksignales um 0,1 °KW in Richtung früh. Das entspricht einer Änderung des indizierten Wirkungsgrades von 41,6 % auf 39,7 % bei einer Verschiebung um 0,1 °KW Richtung früh und auf 40,9 % bei einer Verschiebung des Drucksignales um 0,1 °KW in Richtung spät. Damit soll gezeigt werden wie sensibel diese Größen vorallem im unteren Lastbereich, also bei kleineren Größen für den indizierten Mitteldruck sind.

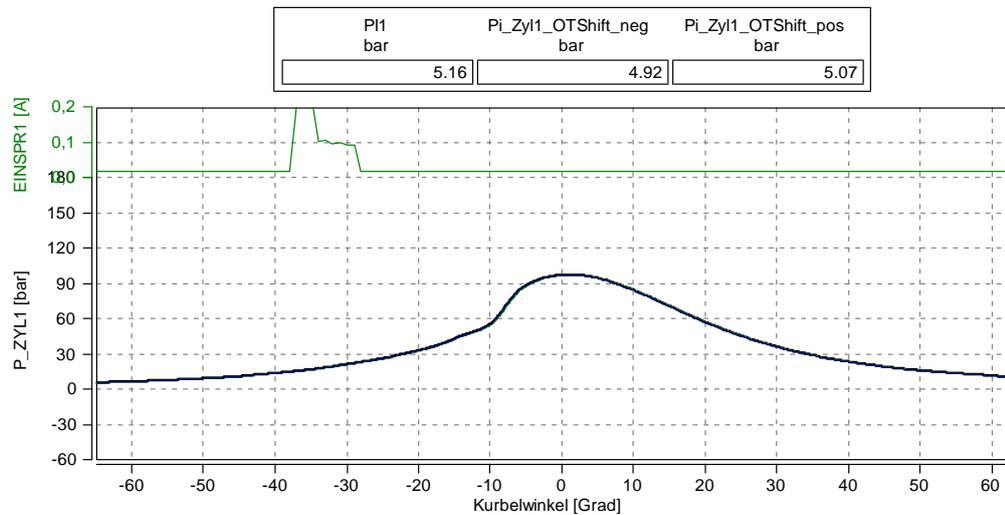


Abbildung 24: indizierter Mitteldruck bei unterschiedlicher OT Einpassgenauigkeit

Der Fehler bleibt absolut immer gleich, damit wird er zu kleineren Mitteldrücken anteilig immer größer und das Messergebnis immer ungenauer. Dies wird in Abbildung 25 gezeigt.

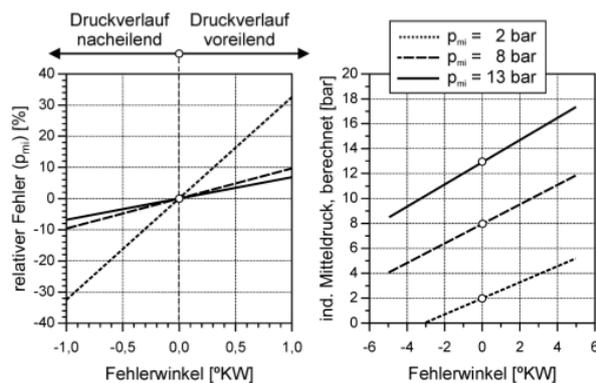


Abbildung 25: Messfehler des indizierten Mitteldruckes in Abhängigkeit der OT Einpassgenauigkeit [8]

3 STRÖMUNGSUNTERSUCHUNG DES ZYLINDERKOPFES

Es standen 4 verschiedene Zylinderköpfe zur Verfügung, die im Vorfeld zum eigentlichen Motorprüfstandsbetrieb am hauseigenen Strömungsprüfstand hinsichtlich Drall und Strömungsbeiwert $\mu\sigma$ untersucht wurden.

Bei den Zylinderköpfen handelte es sich um den Serienzylinderkopf (S) und 3 Prototypen (W, Y und Z). Die Prototypen-Zylinderköpfe waren mit einem höheren Drallniveau ausgeführt. Wie hoch das Drallniveau tatsächlich ausgefallen war und wie sich dies auf den Strömungsbeiwert auswirkt, galt es durch Messungen zu belegen.

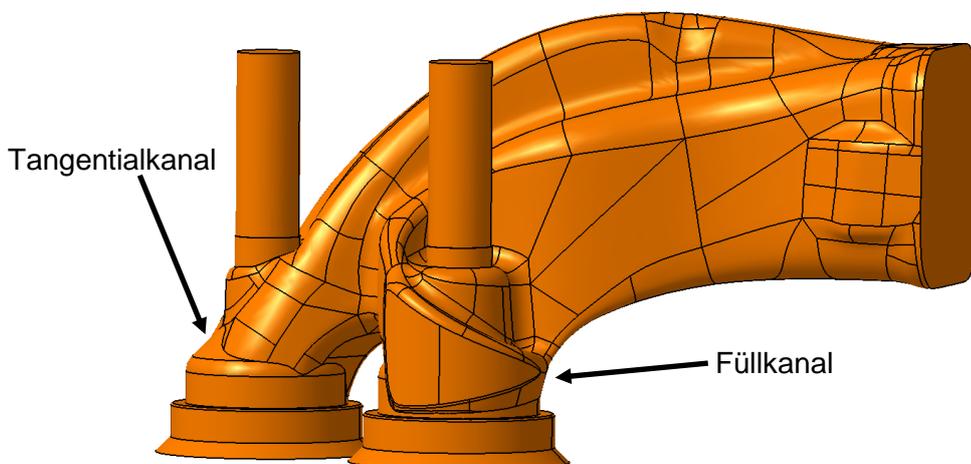


Abbildung 26: Einlasskanalgeometrie

In Abbildung 26 wird die Geometrie des Einlasskanales gezeigt. Dargestellt ist der verbleibende Raum, welcher der Frischladung zum Einströmen in den Zylinderkopf dient. Der rechte Rand stellt den Öffnungsquerschnitt in den Zylinderkopf dar.

Alle untersuchten Zylinderköpfe sind als Zwillingskanäle ausgeführt. Ein Zwillingskanal zeichnet sich dadurch aus, dass bei einem Motor, der mit mehreren Einlassventilen ausgeführt ist, diese durch einen Kanal mit dem Saugrohr verbunden sind. Im Nutzfahrzeugbereich ist dies eine gängige konstruktive Ausführung eines Zylinderkopfes. Im PKW Bereich wird im Gegensatz dazu jedes der Ventile durch einen eigenen Kanal mit dem Saugrohr verbunden. Es ist jedoch mittlerweile bei den meisten Dieselmotoren üblich 4 Ventile, 2 Einlass und 2 Auslassventile, pro Zylinder vorzusehen. Weiters ist es üblich, auf der Einlassseite einen Kanal als Drallkanal und den anderen als Füllkanal auszuführen. Das bedeutet, dass beim Drallkanal der in den Zylinder einströmenden Luft eine Drehung um die Hochachse (Drall) aufgelegt wird. Dies wurde früher durch einen zum Ventilsitz hin spiralförmig gedrehten Kanal bewerkstelligt. Beim vorliegenden Versuchsträger wird der Drall jedoch mit einem Tangentialkanal erzeugt. Dabei strömt die Frischladung flach durch den Spalt zwischen Ventil und Ventilsitz tangential zur Zylinderachse ein. Dadurch wird der in den Zylinder einströmenden Ladung eine

Drehung mitgegeben, die bis zum Beginn der Verbrennung, und darüber hinaus, aufrecht bleibt. Durch diese Ladungsbewegung wird hauptsächlich die Durchmischung des Kraftstoffes mit der angesaugten Luft erheblich verbessert und die Verbrennungsgeschwindigkeit erhöht, allerdings können teilweise auch Wandanlagerungen des Kraftstoffes beim Einspritzen verringert werden. Durch die bessere Durchmischung kann die Ruß-Grenze zu einem etwas niedrigeren Lambda geschoben werden als dies ohne Drall möglich wäre. Der andere Kanal, der Füllkanal, ist meist so ausgeführt, dass er die Ladung relativ Drall frei in den Zylinder einströmen lässt. Dieser Kanal ist so ausgeführt, dass die einströmende Frischladung senkrecht auf den Ventilteller trifft, um den gesamten Querschnitt, der sich zwischen Ventil und Ventilsitz ergibt, auszunützen. Er weist meist die besseren Strömungsbeiwerte auf. Das Auferlegen eines Dralls ist immer mit einer Umlenkung der Luftmasse verbunden und somit verlustbehaftet. Der Füllkanal soll so geradlinig wie möglich ausgeführt sein, um eine möglichst verlustfreie Strömung zu ermöglichen. Dadurch weist dieser Kanal die höheren $\mu\sigma$ -Werte auf. Das bedeutet, dass er näher an der isentropen, verlustfreien Strömung ist als der Drallkanal.

Bei der Ausführung als Zwillingskanal kann das Drallniveau im Betrieb nicht beeinflusst werden.

Bei den Messungen wurden die Ventile sowohl synchron als auch einzeln geöffnet. Dadurch konnte festgestellt werden ob der Füllkanal den Drallkanal negativ beeinflusst oder ihn begünstigt.

Zur Veranschaulichung der Benennung der Ventile hier nun in Abbildung 27 die Nomenklatur der Ein- und Auslassventile. Das Ventil EV1 stellt hier nun das Füllventil dar und das Ventil EV2 das Drallventil.

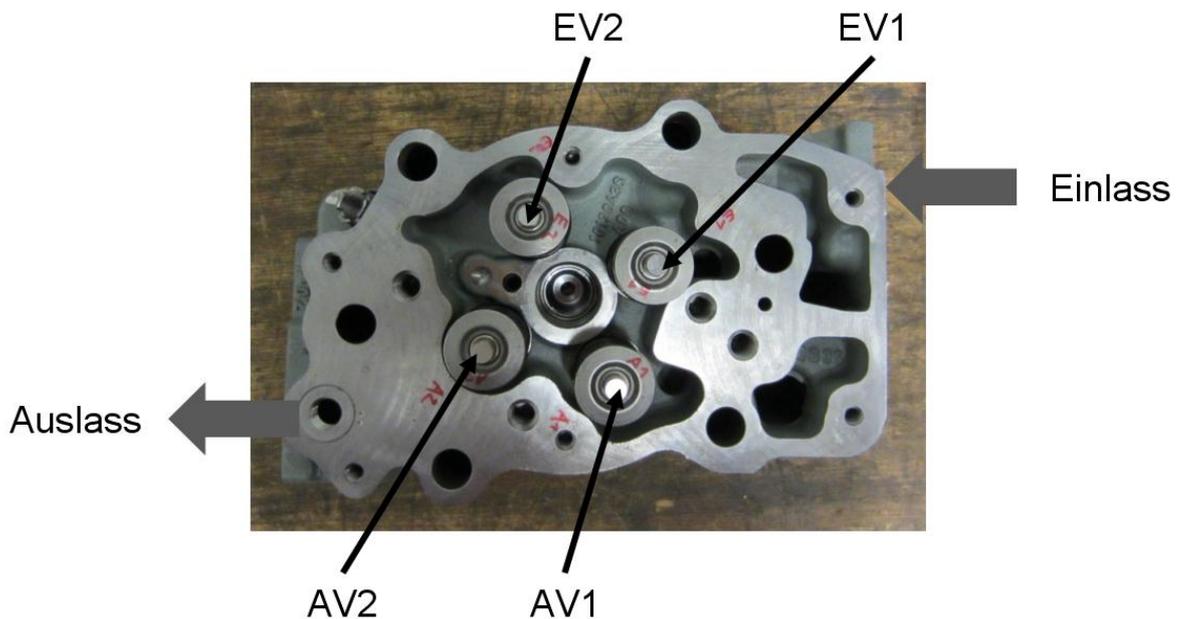


Abbildung 27: Benennung der Ventile

In Abbildung 28 wird der prinzipielle Aufbau des Strömungsprüfstands gezeigt. So wie hier dargestellt wird die Luft von einem Gebläse aus der Umgebung durch den Zylinderkopf in den Beruhigungsbehälter gesaugt. Der Druck im Beruhigungsbehälter wird konstant gehalten. Zwischen Behälter und Gebläse sitzt noch der Luftmassenmesser, dieser ist für die weitere Berechnung von essentieller Bedeutung.

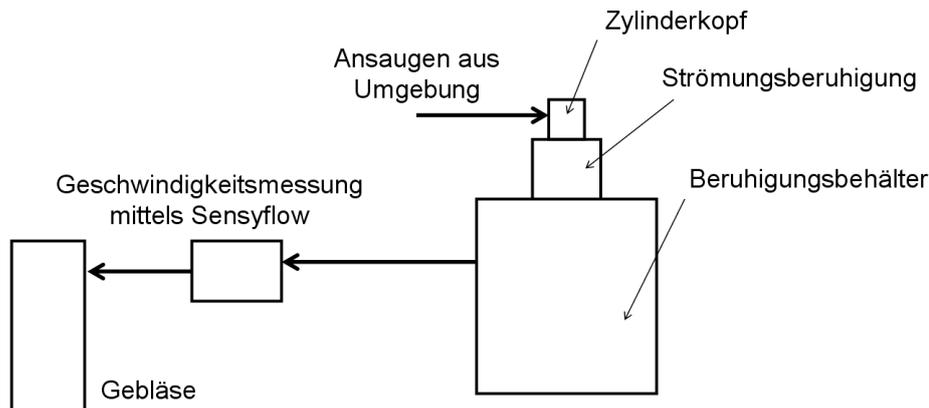


Abbildung 28: Aufbau des Zylinderkopfströmungsprüfstandes

Die kleine Kammer unter dem Zylinderkopf weist dieselbe Bohrung wie der Motor auf, somit für unsere Messungen 130 mm. An der Stelle zwischen Strömungsberuhigung und Beruhigungsbehälter kann die Drallmesseinheit nach Tippelmann gesetzt werden. Diese besteht aus einem Wabenkörper, dessen Waben in Strömungshaupttrichtung ausgerichtet sind. Dieser Wabenkörper ist über eine Kraftmessdose mit dem Gehäuse verbunden. Die dabei gemessene Kraft wird zur Bestimmung des Drallmomentes herangezogen. Die Ventile können schrittweise geöffnet werden. So kann über die Ventilerhebung der Verlauf sämtlicher Strömungsbeiwerte ermittelt werden. Bei den folgenden Untersuchungen wurden die Ventile in 0,5 mm Schritten geöffnet. Es wurden alle Messungen doppelt durchgeführt, einmal mit 20 mbar Druckdifferenz zur Umgebung und einmal mit 40 mbar.

3.1 Strömungsbeiwerte $\mu\sigma$, und Drallzahl

Der $\mu\sigma$ -Wert ist ein Strömungsbeiwert der, bezogen auf den Ventilsitzquerschnitt, eine Aussage über die Güte der Strömung im Zylinderkopf gibt. Dabei wird der Massenstrom durch den Zylinderkopf in Abhängigkeit des Ventilhubes am Prüfstand ermittelt und dann mit dem isentropen Massenstrom, bezogen auf den Ventilsitzquerschnitt, ins Verhältnis gesetzt.

$$\mu\sigma = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th,i}}$$

Formel 21 Strömungsbeiwert $\mu\sigma$

Die Drallzahl wird ebenfalls am Strömungsprüfstand in Abhängigkeit des Ventilhubes ermittelt. Der Drall wird dabei via Messung des Momentes ermittelt, welches benötigt wird um die Strömung wieder in Zylinderachs Richtung auszurichten. Dabei wird ein Wabenkörper, welcher über eine Kraftmessdose mit dem Gehäuse verbunden ist, am Behälter befestigt. Bei konstantem Unterdruck wird das jeweilige Ventil oder Ventilpaar langsam und schrittweise geöffnet. Die an der Kraftmessdose anliegende Kraft kann gemessen werden, und in ein Moment umgerechnet werden. Dieses Moment ist dann jenes, welches die Strömung an der Wabe verursacht.

$$M = \rho \int_{r=0}^R \int_{\phi=0}^{2\pi} u(r,\phi)v(r,\phi)r^2 drd\phi$$

Formel 22 Moment an der Tippelmanmessvorrichtung

Daraus kann dann die so genannte Drallzahl ermittelt werden.

$$\left(\frac{n_D}{n}\right)_{red} = 2M \frac{D}{\rho \dot{V}^2}$$

Formel 23 Drallzahl

Die Drallzahl gibt Auskunft über das Drallniveau. Dieses wird über das Drehmoment an der Tippelmanvorrichtung und den Bohrungsdurchmesser des Zylinders, bezogen auf den Volumenstrom durch das geöffnete Ventil, ermittelt.

3.2 Messergebnisse

In den folgenden Diagrammen werden nun die Ein- und Auslasskanäle der einzelnen Zylinderköpfe miteinander verglichen. Dabei entspricht die jeweils rot gezeichnete Linie der synchronen Öffnung beider Ventile. Bei der schwarz gezeichneten Linie handelt es sich um die Öffnung des in Strömungsrichtungsrichtung weiter vorne liegenden Einlassventils. Dieser Kanal ist als Füllkanal ausgeführt. Und die blaue Linie entspricht dem Ventil, welches weiter hinten liegt und im Drallkanal sitzt.

Zuerst soll jedoch in Abbildung 29 der Auslasskanal gezeigt werden. Die Benennung der Ventile gilt hier analog zu jener der Einlassventile. Mit AV1 ist jenes Ventil bezeichnet, das weiter im Inneren des Zylinderkopfes liegt.

Der Auslasskanal ist bei allen Zylinderköpfen gleich ausgeführt und wurde deshalb nur einmal vermessen.

Der Auslasskanal wurde hinsichtlich seines $\mu\sigma$ -Wertes untersucht.

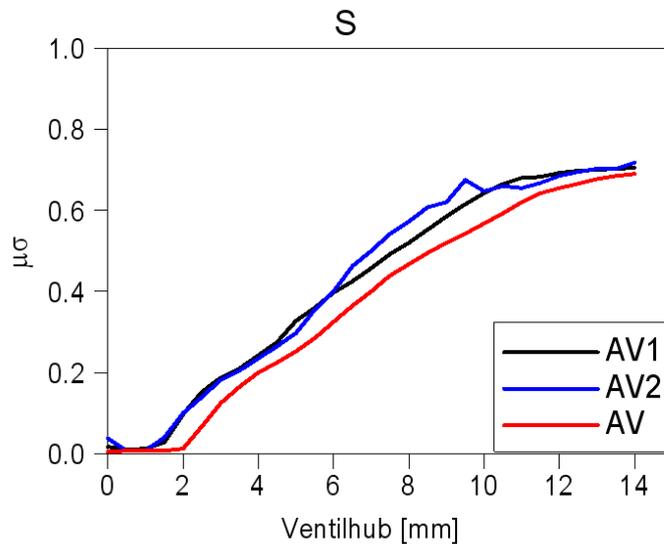


Abbildung 29: $\mu\sigma$ -Werte des Auslasskanals

Die Kurve der gemeinsamen Öffnung der Ventile weist deshalb einen etwas niedrigeren $\mu\sigma$ -Wert auf, weil hier ein höherer Massenstrom durch den gesamten Zylinderkopf fließt. Der höhere Massenstrom kommt dadurch zustande, dass beide Ventile geöffnet sind. Die Ventile weisen hier den engsten Querschnitt auf und begrenzen somit den Massenstrom des gesamten Zylinderkopfes. Wenn nun beide Ventile geöffnet werden und mehr Masse durch den Zwillingskanal strömt, führt dies zu einer erhöhten Reibung, da derselbe Querschnitt nun mit einem höheren Massenstrom beaufschlagt wird. Da sowohl der Auslass- als auch der Einlasskanal als Zwillingskanal ausgeführt ist, gilt selbiges auch für die weitere Betrachtung der Einlasskanäle.

In Abbildung 30 wird ein Vergleich der $\mu\sigma$ -Werte der Einlasskanäle aller Zylinderkopfvarianten gezeigt. Dabei wird ersichtlich, dass der Standardkopf (S) einen etwas schlechteren Strömungsbeiwert besitzt, wenn auch nur bei recht großer Öffnung der Ventile und auch da sind keine enormen Unterschiede festzustellen.

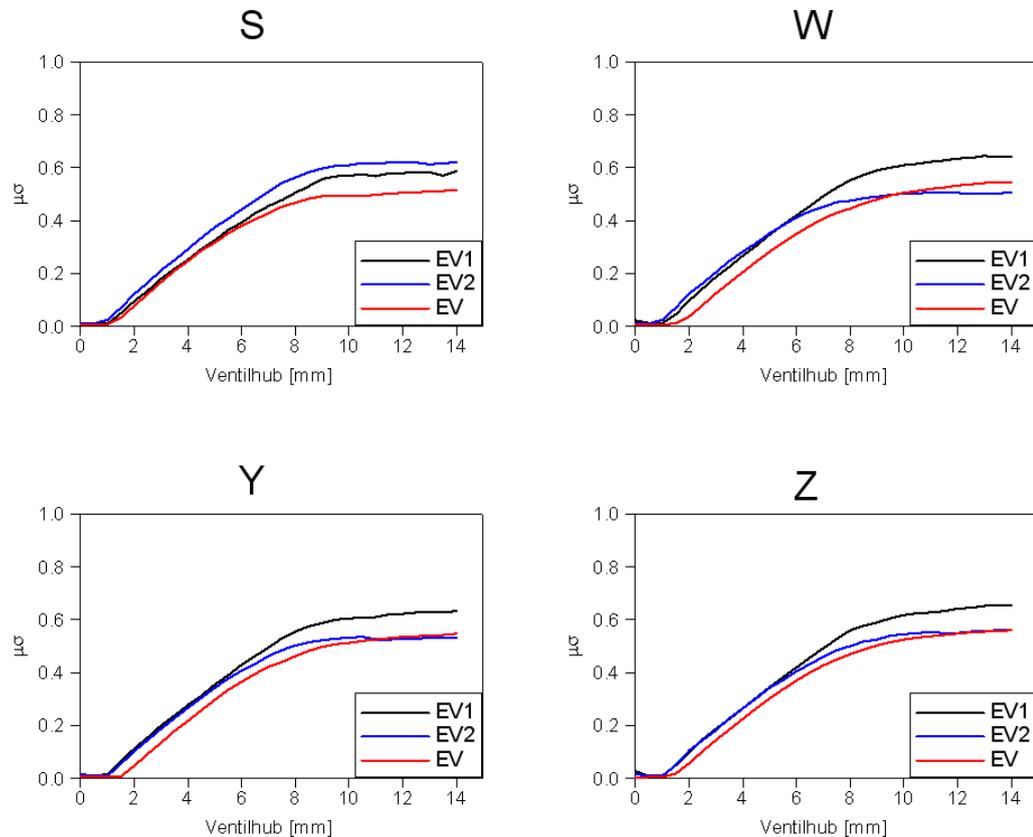


Abbildung 30: Vergleich der $\mu\sigma$ -Werte

Weiters kann man in Abbildung 30 erkennen, dass der Füllkanal (EV1) und der Drallkanal (EV2) bei den Varianten W, Y und Z weiter voneinander abweichen als beim Serienkopf (S). Wie im Folgenden gezeigt wird, hängt dies mit dem höheren Drallniveau der 3 Varianten zusammen. Es wird also die Annahme bestätigt, dass eine Erhöhung des Dralles einen negativen Einfluss auf die gesamte Strömung bewirkt. Allerdings kann gegenüber dem Serienkopf (S) der Nachteil durch einen besseren Füllkanal wieder wettgemacht werden.

Somit kommt es trotz der doch sehr unterschiedlichen Drallniveaus zu keinerlei Einbußen beim $\mu\sigma$ -Wert der einzelnen Zylinderköpfe.

In Abbildung 31 werden die einzelnen Zylinderköpfe noch einmal in einem Diagramm gegenübergestellt. Somit wird deutlicher, dass beim Öffnen der Ventile keine nennenswerten Unterschiede in der Güte der Gesamtströmung vorhanden sind. Lediglich bei voller Öffnung beider Ventile ist ein Unterschied zwischen Serienkopf (S) und den anderen 3 Varianten auszumachen.

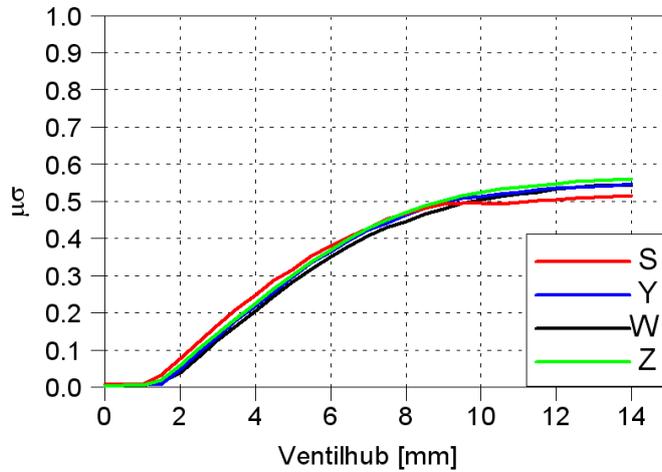


Abbildung 31: Vergleich der $\mu\sigma$ -Werte der einzelnen Zylinderköpfe

In Abbildung 32 und in Abbildung 33 werden die Ergebnisse der Drallmessung dargestellt. Die Drallzahl ist bei kleinen Ventilhuben unendlich, da es durch den ausbleibenden Volumenstrom hier zu einer Division durch Null kommt (siehe Formel 23). In Abbildung 32 wird ebenfalls ersichtlich, dass die Strömung sowohl durch das Füllventil als auch durch das Drallventil einen gewissen Drall verursacht.

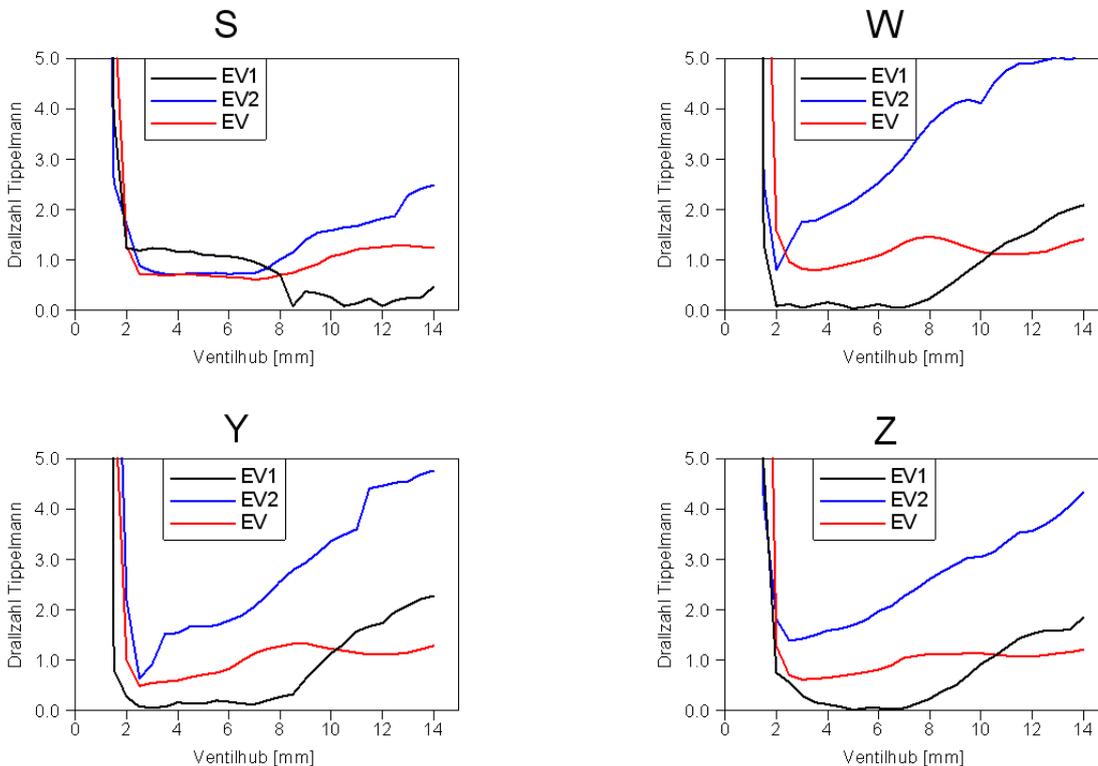


Abbildung 32: Vergleich der Drallzahl

Der resultierende Drall, also jener der sich einstellt, wenn beide Ventile geöffnet sind, ist nicht immer der Mittelwert der beiden Drallzahlen bei einzelner Ventilbetätigung. Der Grund hierfür wird in der Abbildung 33 ersichtlich. Es kommt beim Füllkanal mitunter zu einem dem Drallkanal entgegen gesetzten Moment. Das bedeutet, dass die Strömung durch den Füllkanal entgegen der des Drallkanals gerichtet ist. Das Moment des Füllkanals ist zwar deutlich kleiner als jenes des Drallkanals, es reduziert aber dennoch den Drall des Gesamtsystems. Lediglich der Standardkopf weist kein negatives Moment auf. Es kommt nur zu sehr kleinen Momenten, die um Null schwanken. Der Grund dafür ist, dass die Strömung nahezu senkrecht auf die Tippelman Messvorrichtung trifft und dabei immer wieder in eine Richtung kippt und so ein leichtes hin und her Schwanken der Vorrichtung bewirkt. Dadurch wird ein scheinbar schwankendes Moment gemessen.

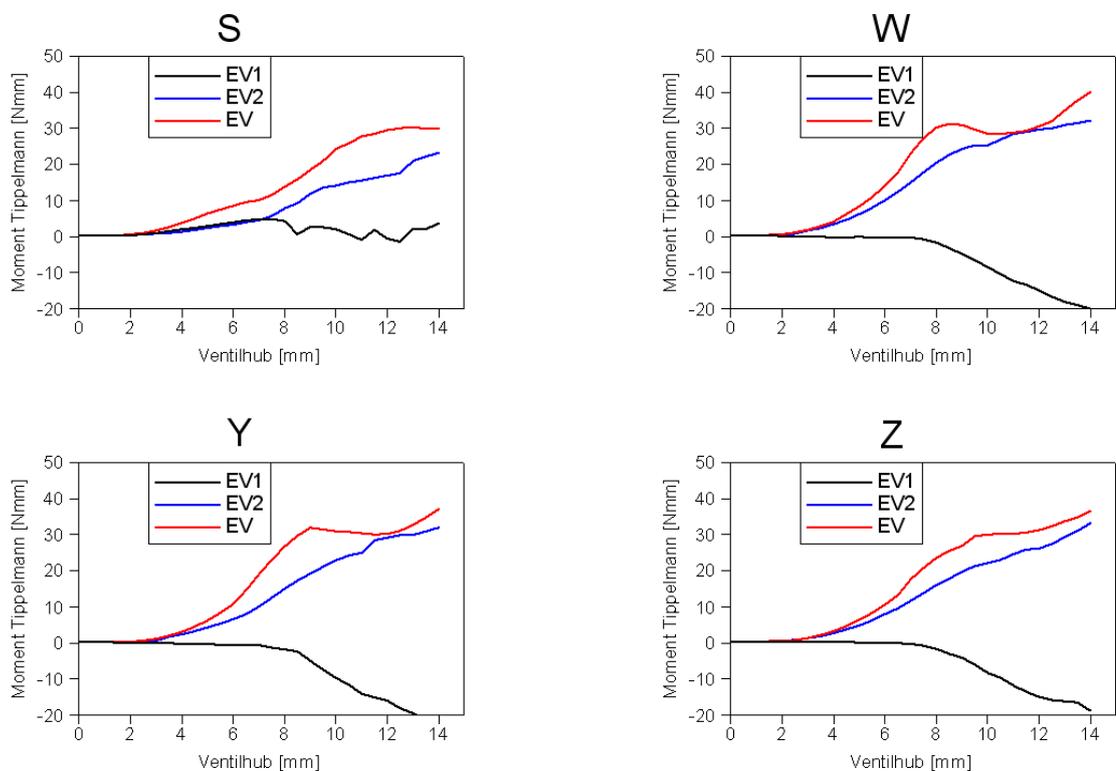


Abbildung 33: Vergleich des Drallmomentes an der Tippelman Messvorrichtung

Das Drallmoment der Variationen des Serienkopfes liegt auf ähnlichem Niveau. Allerdings kommt es doch, wie in Abbildung 34 ersichtlich, vor allem während der Öffnungsphase der Ventile zu einem höheren Drallmoment als beim Serienkopf. Dasselbe ist auch aus dem Verlauf der Drallzahl ersichtlich.

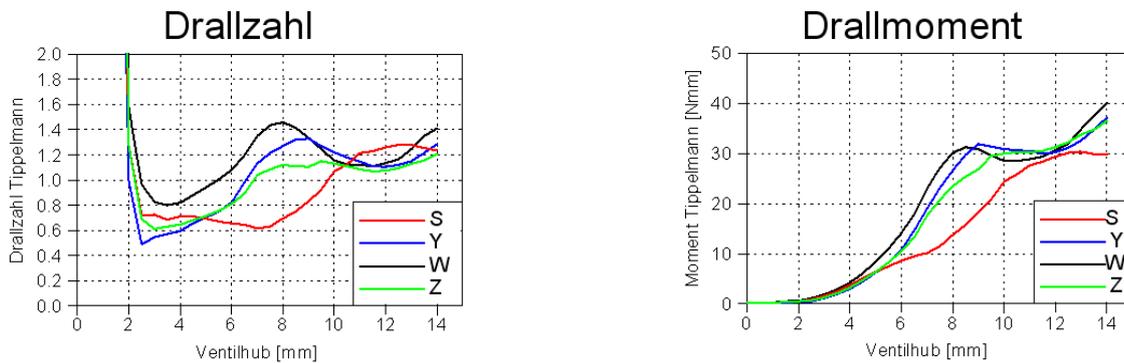


Abbildung 34: Vergleich des Dralls der einzelnen Zylinderköpfe

3.3 Schlussfolgerung

Die 3 Alternativen (W, Y und Z) verursachen alle ein höheres Drallniveau im Brennraum als der Serienkopf (S). Es weisen jedoch alle Zylinderköpfe beinahe denselben $\mu\sigma$ -Wert auf. Das bedeutet, dass eine Steigerung des Dralls mit einem anderen Zylinderkopf möglich ist, ohne dass eine Einbuße im Liefergrad, zu erwarten ist. Somit kann, je nachdem ob sich in den weiteren Untersuchungen am Motor abzeichnet, dass mehr oder weniger Drall benötigt wird, auf einen anderen Zylinderkopf zurückgegriffen werden.

Die Untersuchung der verschiedenen Zylinderköpfe im gefeuerten Betrieb am Motorenprüfstand ist nicht Teil dieser Arbeit. Für die weiteren HCCI-Untersuchungen wird hier mit dem Serienzylinderkopf gefahren, da er für eine Potentialabschätzung im Bereich der alternativen Brennverfahren, einen ausreichenden Drall aufweist.

4 BETRIEB

Der Motor wurde ausschließlich stationär betrieben. Ein Lastpunkt wird eingestellt und für einige Zeit konstant gefahren. Es wurde allen Reglern die Zeit gegeben sich an den neuen Lastpunkt anzugleichen und einzuschwingen. Beim Starten wurde zuerst immer darauf geachtet, dass der Motor mit Hilfe der Öl- und der Kühlmittelkonditionieranlage auf seine Betriebstemperatur gebracht wurde und somit immer warm gestartet werden konnte. Es wurden die für die Emissionierung wichtigen Drehzahlen vermessen. Bei der Typprüfung wird dieser Motor bei seiner maximalen Drehzahl geprüft und bei einem Bruchteil davon, dies entspricht hier einer Drehzahl von 2000 U/min und 1200 U/min. Für eine für die Zukunft angedachte Downspeeding Strategie wird auch eine Drehzahl von 1600 U/min vermessen.

Als Eingangsmessungen werden bei 1200 U/min Lambda und Einspritzzeitpunkt (SOI, Start of Injection) Variationen gefahren. Dies geschieht bei einem indizierten Mitteldruck von in etwa 6 bar. Es muss beim Forschungsmotor alles auf den indizierten Mitteldruck bezogen werden, da die Reibung nicht jener des Vollmotors entspricht. Der Vollmotor hat mehrere Zylinder, die sich anteilig an der Reibung aller Nebenaggregate beteiligen. Diese Beeinflussung würde hier wegfallen, da alle Nebenaggregate extern versorgt werden. Jedoch hat der Vollmotor beispielsweise 7 Hauptlager an der Kurbelwelle, deren Reibung sich 6 Zylinder teilen. Beim Einzylinder sind es 2 Hauptlager für nur einen Zylinder. Weiters muss auch die Nockenwelle und der Massenausgleich angetrieben werden. All das führt zu einem anderen Anteil der Reibung für diesen einen Zylinder im Vergleich zu den üblichen 6. Beim hier vorliegenden Motor kommt es durch die Entfernung aller Nebenaggregate sogar zu einer Absenkung des Reibmitteldruckes. Der Motor weist in der Serie einen Reibmitteldruck von ca. 1,1 bar bei 1000 U/min bis ca. 1,5 bar bei 2000 U/min auf. Beim hier vorliegenden Einzylinder Derivat liegt der Reibdruck immer unter 1 bar.

Mit den SOI und Lambda Variationen wird dann festgelegt, welche Strategie bei den weiteren Messungen verfolgt wird. Es werden anschließend Lastschnitte bei den 3 angegebenen Drehzahlen gefahren. Diese werden nach oben hin durch eine Begrenzung des maximalen Ladedrucks eingeschränkt. Die Restriktion des Ladedrucks auf 0,5 bar wurde in Anlehnung an die Veröffentlichung „Neue Aufladestrategien und teilhomogene Brennverfahren – Simulationsgestützte Optimierung am Motorprüfstand“ getroffen. Dort ist für 2000 U/min und eine 2 stufige Aufladung ein maximaler Ladedruck von 0,5 bar bei Anwendung von alternativen Brennverfahren angegeben.

Bei alternativen Brennverfahren ist die Abgasenthalpie geringer als bei konventionellem Betrieb des Motors. Im Folgenden soll der Vergleich zweier Lastpunkte mit unterschiedlichen Brennverfahren gezeigt werden. Die Messwerte, welche die Berechnungsgrundlage für diesen Vergleich liefern, stammen von Messungen die am Serienmotor durchgeführt wurden und vom in dieser Arbeit behandelten Einzylinder Forschungsmotor. Mit dem berechneten Verhältnis der beiden Abgasenthalpien soll gezeigt werden, dass der benötigte Aufladegrad eine Herausforderung an die Ladergruppe stellt.

Mit der Formel 24 kann die im Abgas enthaltene Enthalpie berechnet werden.

$$H_A = \dot{m}_A \cdot c_p \cdot \Delta T_A \quad \text{Formel 24 Abgasenthalpie}$$

In Formel 25 wird die Berechnung des Verhältnisses zwischen der Abgasenthalpie zwischen alternativem und konventionellem Betrieb gezeigt. Die spezifische Wärmekapazität kann dabei unter der Annahme, dass es sich bei den beiden Abgasen sowohl um einen ähnlichen Temperaturbereich als auch um eine ähnliche Abgaszusammensetzung handelt, gekürzt werden.

$$\frac{H_{A,a}}{H_{A,k}} = \frac{\dot{m}_{A,a} \cdot c_{p,A} \cdot \Delta T_{A,a}}{\dot{m}_{A,k} \cdot c_{p,A} \cdot \Delta T_{A,k}} = \frac{\dot{m}_{A,a} \cdot \Delta T_{A,a}}{\dot{m}_{A,k} \cdot \Delta T_{A,k}} \quad \text{Formel 25 Verhältnis der Abgasenthalpien}$$

Als Bezugstemperatur wird 250 °C gewählt. Die Wahl fällt auf diese relativ hohe Temperatur da diese als sogenannte Anspringtemperatur des Diesel-Oxidations-Katalysator (DOC) gilt. Das bedeutet, dass ab dieser Temperatur die HC- und CO-Emissionen im DOC zu H₂O und CO₂ abgebrannt werden. Mit dieser Annahme wird eine starke Vereinfachung für das System getroffen.

Im alternativen Betrieb liegt der Massenstrom durch die hohen AGR-Raten deutlich niedriger. Die Abgastemperatur liegt bei der Verwendung von alternativen Brennverfahren deutlich unter der bei konventionellen Brennverfahren. Die bei der Berechnung der beiden Lastpunkte 1200 U/min und p_i=5bar bzw. p_i=8bar verwendeten Werte können der folgenden Tabelle entnommen werden.

	\dot{m}_A	ΔT_A
	kg/s	K
p _i =5bar alternativ	0,01048	62
p _i =5bar konventionell	0,02130	136
p _i =8bar alternativ	0,01516	112
p _i =8bar konventionell	0,02410	211

Tabelle 6: Eingangswerte der Berechnung

Die errechneten Werte können der folgenden Tabelle entnommen werden.

Enthalpieverhältnis p _i =5bar	0,2243
Enthalpieverhältnis p _i =8bar	0,3338

Tabelle 7: Errechnetes Abgasenthalpieverhältnis

Unter der Voraussetzung, dass noch immer ausreichend Temperatur für einen gesicherten Betrieb des DOC zur Verfügung steht, stehen, gegenüber konventionellem Betrieb, im alternativen Betrieb bei 1200 U/min und $p_i=5$ bar nur rund 22 % der Abgasenthalpie am Eingang in die Ladergruppe zur Verfügung. Bei 1200 U/min und $p_i=8$ bar stehen beim alternativen Betrieb rund 33 % der Abgasenthalpie bei konventionellem Betrieb zur Verfügung.

Aufgrund einiger Probleme konnte der Kohlenwasserstoff-Analysator der Abgasmesstechnik die HC-Konzentrationen des Abgases nicht zuverlässig erfassen. Es wurde immer wieder erhebliche Kondensat Bildung im Analysator festgestellt. Da dieser auf rund 200 °C geheizt wird, liegt die Vermutung nahe, dass es sich dabei um kondensierten Kraftstoff handelt. Eine genauere chemische Analyse des Kondensates wurde nicht durchgeführt. Durch das Kohlenwasserstoffkondensat wurde der Messwert nicht plausibel.

4.1 Eingangsmessungen $\varepsilon=15$

Die Variationen und die weiteren Untersuchungen wurden mit einem Kraftstoffdruck von 600 bar gefahren. Die Wahl fiel deshalb auf einen für Dieselmotoren relativ niedrigen Druck, weil bei einem höheren Einspritzdruck und einer einzelnen Einspritzung, bei der sich der Kolben weit vor dem oberen Totpunkt befindet, zu viel Kraftstoff an die Zylinderwand gespritzt werden würde. Die Vermutung liegt nahe, dass es dadurch zu einem sehr hohen Kraftstoff Eintrag in das Öl kommt und zum anderen zu erhöhten CO- und HC-Emissionen, da der Kraftstoff an der kalten Zylinderwand auskondensiert. Weiters kann mit einem niedrigeren Kraftstoffdruck die Zündverzugszeit weiter angehoben werden.

Es werden die Lambda und SOI Variationen mit einem Verdichtungsverhältnis von 15 dargestellt. Zuerst wurde die Variation des Einspritzzeitpunktes durchgeführt. Dabei wurde festgestellt, dass, obwohl der Einspritzzeitpunkt von 110 bis 20 °KW vor dem oberen Totpunkt variiert wurde, immer ein stabiler Betrieb möglich war. Bei einer AGR-Rate von in etwa 50 % und einem Lambda von ca. 1,1 wurde ein indizierter Wirkungsgrad von über 41 % erzielt. Dabei lag die Rußemission zumindest stellenweise unter dem Grenzwert von 0,02 g/kWh. Der NO_x-Grenzwert konnte fast in der gesamten Variation eingehalten werden. Der CO-Wert wurde um ein vielfaches überschritten. Die Werte der HC-Emissionen liegen deutlich über den Grenzwerten der Tier 4 final Gesetzgebung. Da sich bei der SOI Variation ein Einspritzzeitpunkt von 50 °KW vor dem oberen Totpunkt als optimalen Kompromiss zwischen Ruß- und Stickoxidmissionen und dem Wirkungsgrad herausgestellt hat, wurde dieser Spritzbeginn für die Lambdavaration herangezogen.

Es wurde ein indizierter Wirkungsgrad von ca. 41 % realisiert. Als Optimum kristallisierte sich für 1200 U/min und 6 bar indiziert ein Betrieb mit Lambda bei 1,1 heraus.

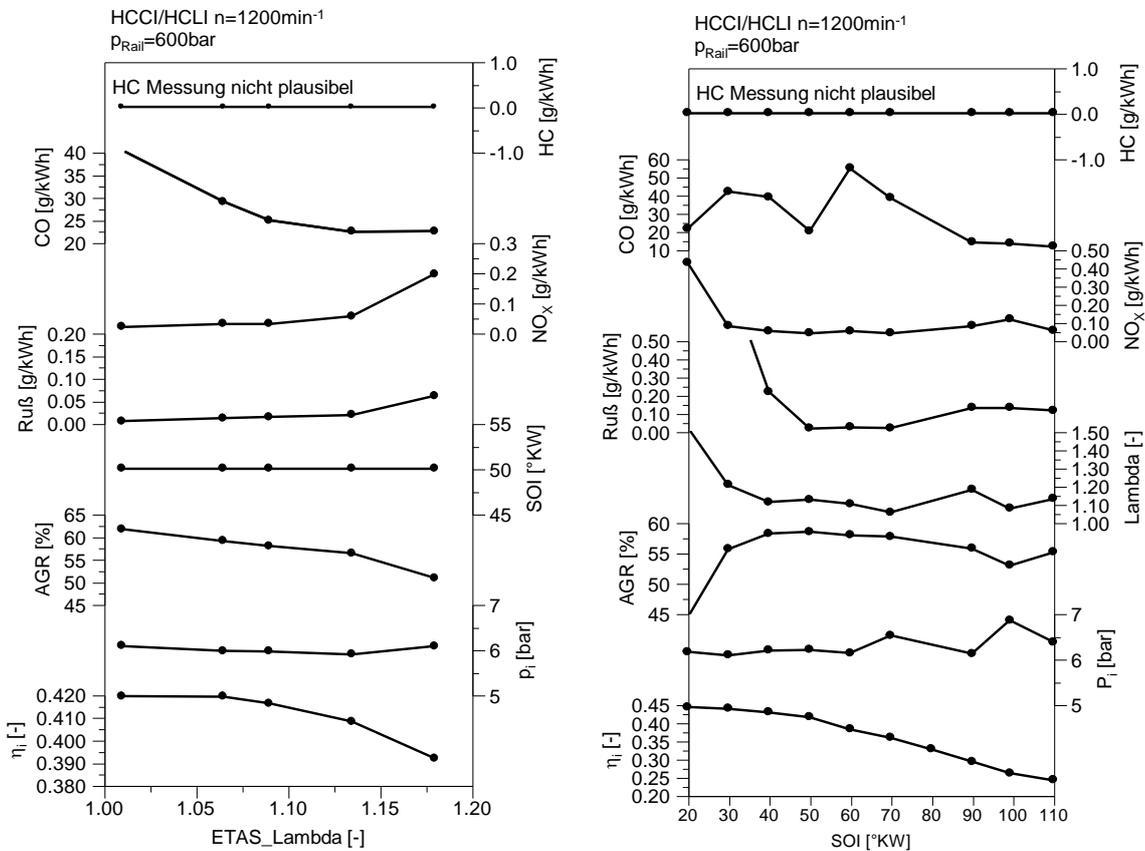


Abbildung 35: Lambda und SOI Variation bei 1200 U/min, Einzeleinspritzung, $\varepsilon=15$

In Abbildung 35 werden nun die beiden Variationen dargestellt.

Für die weitere Betrachtung in dieser Hardware Konfiguration wurde ein SOI von 50 Grad vor dem oberen Totpunkt gewählt und ein Lambda von 1,1. Man kann dem Diagramm der Lambda Variation entnehmen, dass bei magerem Betrieb die Ruß- und NO_x-Emissionen drastisch ansteigen. Bei fetterem Gemisch steigen die CO-Emissionen noch weiter an.

4.2 Lastschnitte $\varepsilon=15$

Es wurden, auf den Erkenntnissen der beiden Eingangsmessungen basierend, nun verschiedene Lastschnitte durchgeführt. Dazu wurden, wie oben erwähnt, die Drehzahlen: 1200 U/min, 1600 U/min und 2000 U/min gewählt.

Bei den Lastschnitten wurde die Last über eine Erhöhung der Einspritzmenge langsam gesteigert. Dabei wurde der SOI auf 50 °KW vor OT konstant belassen. Die AGR-Rate wurde auf ca. 55 % festgelegt. Die Lastschnitte wurden einmal mit einer Einspritzung und

einem Kraftstoffdruck von 600 bar und später mit 3 jeweils gleich großen Einspritzungen und 1000 bar gefahren.

4.2.1 Lastschnitt bei 1200 U/min, mit Einzeleinspritzung

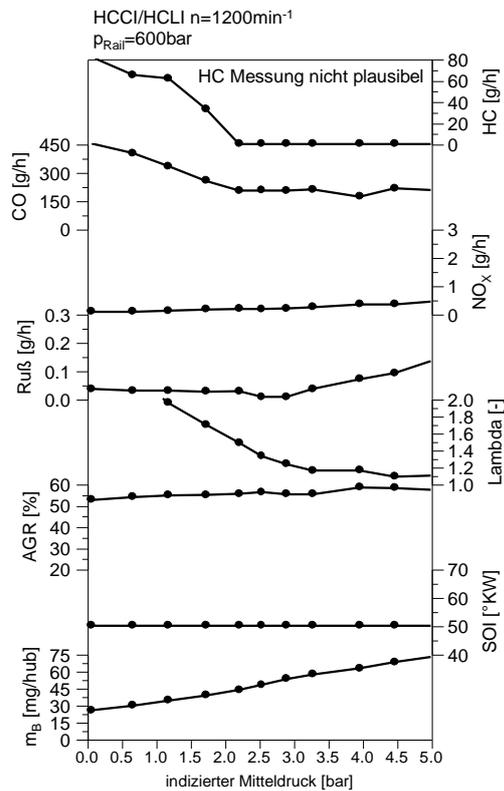


Abbildung 36: Lastschnitt bei 1200 U/min mit einer Einspritzung

Abbildung 36 zeigt den Lastschnitt bei 1200 U/min. Daraus kann man erkennen, dass die NO_x-Emissionsgrenzen generell eingehalten werden können. Sie sind immer auf einem Bruchteil dessen, was vom Gesetzgeber gefordert wird. Gefordert sind 0,4 g/kWh und es konnten durchwegs NO_x-Konzentrationen von nur 0,1 bis 0,15 g/kWh erzielt werden. Die geforderten Rußemissionen können ebenfalls erfüllt werden. Jedoch sind diese knapp an den Grenzwerten. Die Grenze von 0,02 g/kWh ist sehr niedrig für einen Dieselmotor, auch im alternativen Betrieb.

Die angezeigten Werte sind deshalb in g/h angegeben, weil bei den Lastschnitten zum einen einmal der Punkt durchfahren wird, an dem 0 kW effektiv an der Bremse abgegriffen werden und sich somit eine Division durch 0 ergibt. Dadurch ergibt sich ein unendlicher Wert für die Abgasemission in g/kWh. Und zum anderen ist, wie vorhin angesprochen, eine Angabe bezogen auf die effektive Leistung nicht repräsentativ, weil sich die Leistung am Vollmotor anders darstellt, da ja die Reibung am Vollmotor eine andere Größe hat.

4.2.2 Lastschnitt bei 1600 U/min, mit Einzeleinspritzung

In Abbildung 37 wird der Verlauf bei 1600 U/min gezeigt. Die Messung der AGR-Rate ist deshalb nicht plausibel, weil der Saugrohrdruck zu weit abgesenkt wurde und der von der Analyseeinheit bereitgestellte maximale Unterdruck nicht tief genug war, um einen ausreichenden Massenstrom für eine gesicherte Messung bewerkstelligen zu können.

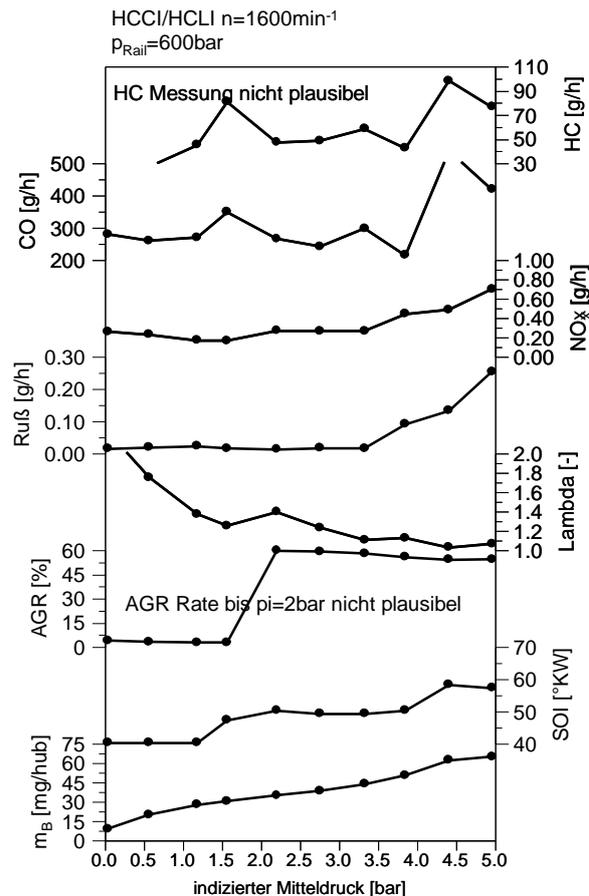


Abbildung 37: Lastschnitt bei 1600 U/min mit einer Einspritzung

Auch hier konnten die Emissionswerte für Tier 4 final hinsichtlich Ruß und NO_x eingehalten werden. Und auch hier kommt es zu hohen CO- und HC-Emissionen. Jedoch erreicht der Motor bei einem indizierten Mitteldruck von 5 bar bereits die Grenze hinsichtlich Ruß-Emission. Dies hängt aber auch mit der Tatsache des begrenzten Ladedrucks zusammen. Eine weitere Steigerung des Ladedrucks würde vermutlich zu einer Absenkung der Rußemissionen führen.

4.2.3 Lastschnitt bei 2000 U/min, mit Einzeleinspritzung

In Abbildung 38 wird nun ein Lastschnitt bei der maximalen Drehzahl gezeigt. Auch hier bildet die obere Grenze der Last bereits die Rußemission. Darunter können jedoch die NO_x - und die Ruß-Emissionen eingehalten werden.

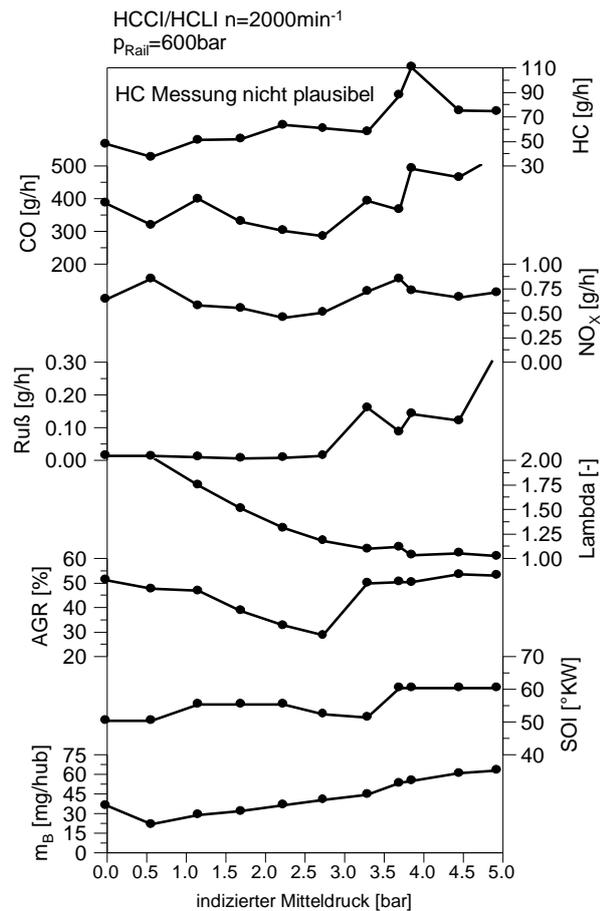


Abbildung 38: Lastschnitt bei 2000 U/min mit einer Einspritzung

4.2.4 Lastschnitt bei 1200 U/min, mit 3fach Einspritzung

In dieser Hardwarekonfiguration wurde auch versucht mit einem höheren Einspritzdruck zu fahren. Dabei stellt jedoch wie oben bereits angesprochen eine Vermeidung der Wandaanlagerung des Einspritzstrahls eine Herausforderung dar. Um diesen Effekt in Grenzen zu halten wurde versucht, mit mehreren Einspritzungen und damit einem weitaus niedrigeren Impuls der einzelnen Einspritzung zurecht zu kommen. Der Einspritzdruck wurde für diese Messreihe auf 1000 bar erhöht. Es wurden 3 Einspritzungen bei 60, 50 und 30 Grad vor dem oberen Totpunkt abgegeben. Diese waren jeweils gleich groß.

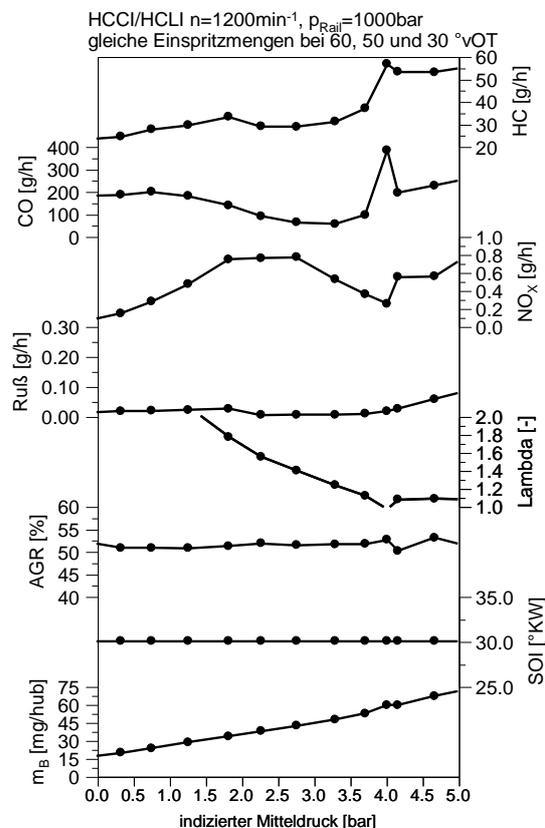


Abbildung 39: Lastschnitt bei 1200 U/min und 3 Einspritzungen

In Abbildung 39 wird der Lastschnitt bei 1200 U/min und 3 Einspritzungen gezeigt. Dabei kann man gut erkennen, dass die Rußemission vor allem auch bei höherer Last nicht so stark zunimmt wie zuvor bei nur einer Einspritzung. Auch die NO_x-Emissionen liegen unter dem geforderten Grenzwert. Und auch die Werte von HC- und CO- konnten abgesenkt werden.

Durch die Aufteilung der Einspritzung konnten alle Emissionen abgesenkt werden. Diese Strategie der Einspritzung gilt zum jetzigen Zeitpunkt als die beste Möglichkeit zur

Reduktion der Emissionen bei keinerlei Einbußen im Wirkungsgrad. Dieser liegt auf einem leicht niedrigeren Niveau als beim Verfahren mit nur einer Einspritzung.

4.2.5 Lastschnitt bei 1600 U/min, mit 3fach Einspritzung

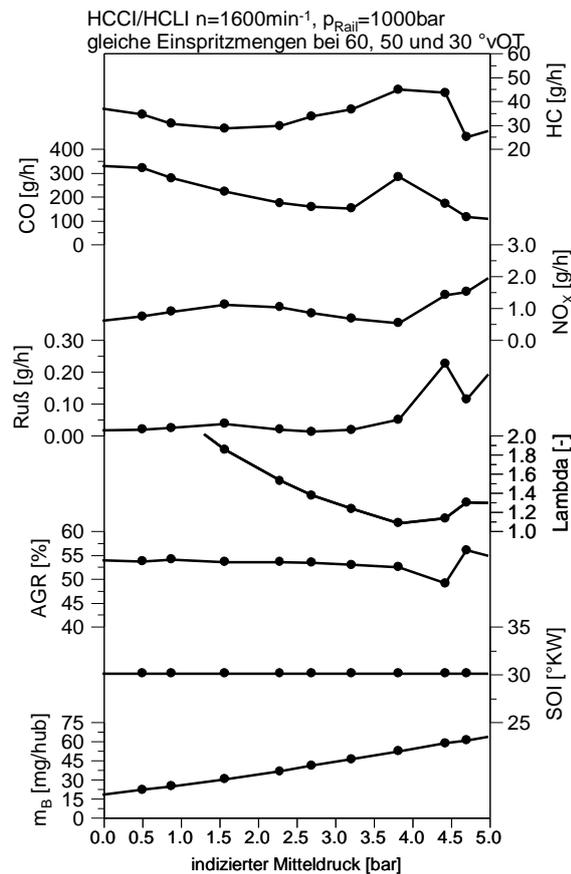


Abbildung 40: Lastschnitt bei 1600 U/min und 3 Einspritzungen

Abbildung 40 zeigt den Verlauf bei 1600 U/min. Auch hier kann eine deutliche Verbesserung der Emissionen gegenüber nur einer Einspritzung festgestellt werden, bei einer gleichzeitigen minimalen Reduktion des Verbrauches.

4.2.6 Lastschnitt bei 2000 U/min, mit 3fach Einspritzung

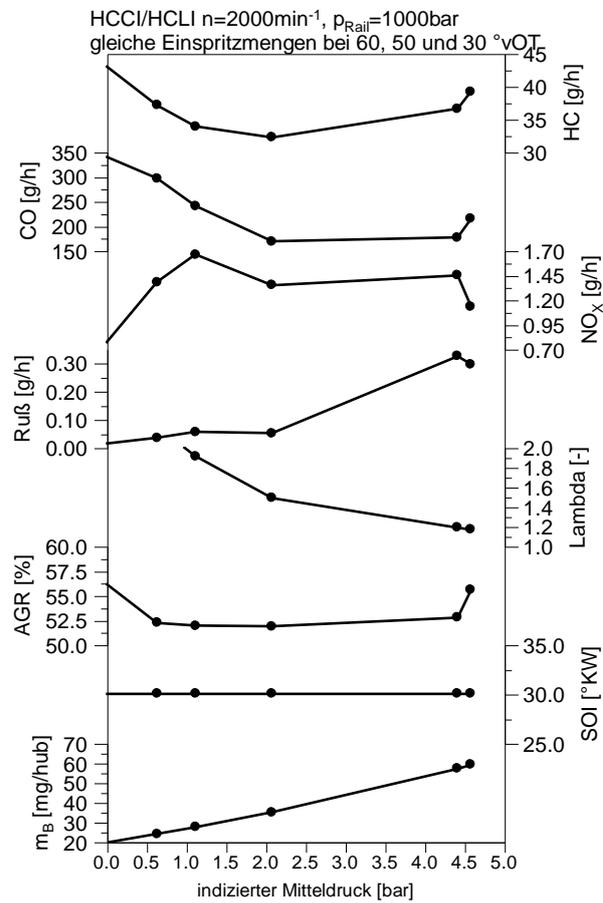


Abbildung 41: Lastschnitt bei 2000 U/min und 3 Einspritzungen

Abbildung 41 zeigt den Lastschnitt bei 2000 U/min mit 3 Einspritzungen. Bei der maximalen Drehzahl konnte bei höheren Mitteldrücken die Grenzwerte für Ruß nicht mehr eingehalten werden.

4.3 Eingangsmessungen $\varepsilon=16,5$

Auch für die Hardwarekonfiguration $\varepsilon=16,5$ wurde zuerst eine Eingangsmessung durchgeführt. Wie in Abbildung 42 ersichtlich, wurden auch hier Lambda und der Einspritzzeitpunkt variiert.

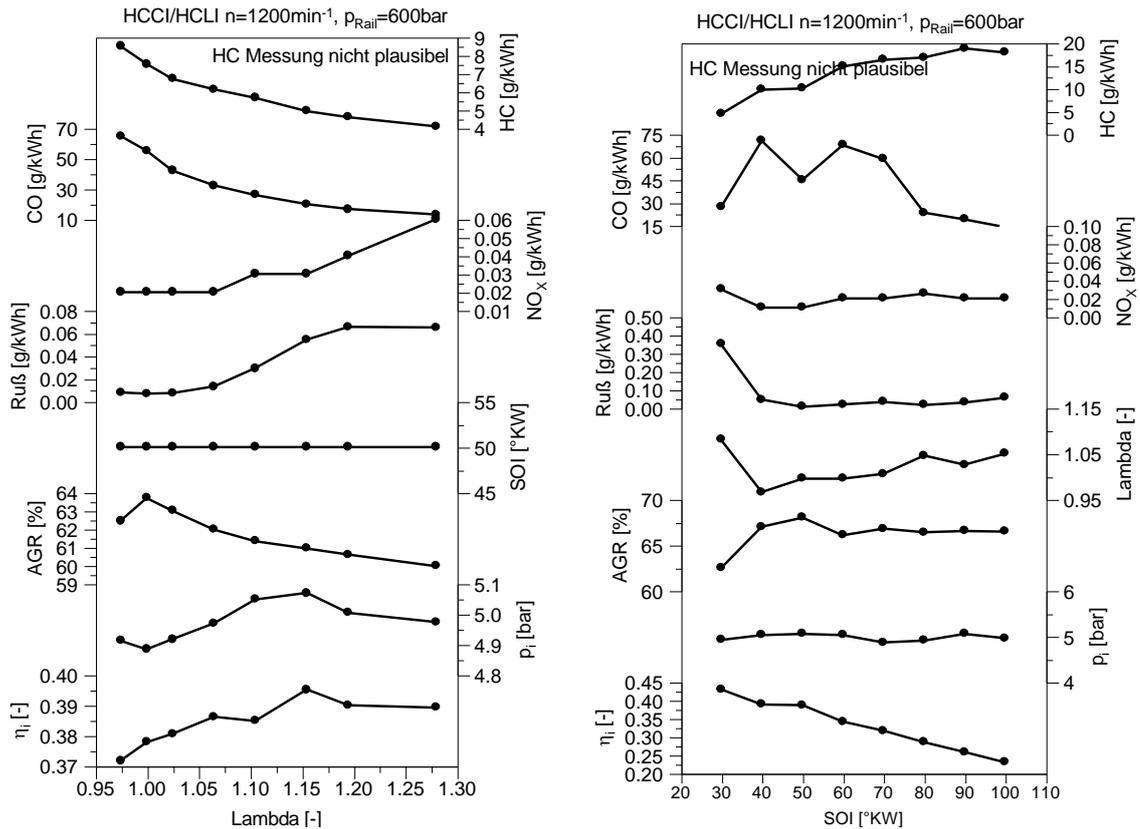


Abbildung 42: Lambda und SOI Variation bei 1200 U/min, Einzelspritzung, $\varepsilon=16,5$

Für die weitere Betrachtung wurde ein etwas höheres Lambda und dafür ein etwas späterer SOI gewählt. Der Zündverzug wird mit steigendem Verdichtungsverhältnis etwas kürzer. Die AGR-Rate musste erhöht werden um die Zündung des Kraftstoffes zu verzögern und damit für bessere Homogenisierung ausreichend Zeit zur Verfügung zu haben. Bei der Variation mit einem Verdichtungsverhältnis von 15 wurde durchwegs mit AGR-Raten von 50 bis maximal 55 % gefahren. Mit einer Verdichtung von 16,5 musste die AGR-Rate auf über 60 % erhöht werden.

Aus den Variationen wurde die Schlussfolgerung gezogen, dass der SOI durch die erhöhte AGR-Rate bei 50 °KW vor dem oberen Totpunkt belassen werden konnte. Eine leichte Absenkung des Lambdas erwies sich jedoch als gute Maßnahme für eine Reduktion der Ruß- und NO_x-Emissionen.

4.4 Lastschnitte $\varepsilon=16,5$

Mit der höheren Verdichtung wurden nur bei 1200 U/min Lastschnitte vermessen. Jedoch wurde hier mit 2 unterschiedlichen AGR-Raten gefahren. Das linke Diagramm stellt die Messung mit einer AGR-Rate von etwa 60 % und das rechte Diagramm die Messung von etwa 65 % dar. Daraus wird ersichtlich, welchen Einfluss ein Anheben des Verdichtungsverhältnisses auf den Zündverzug hat.

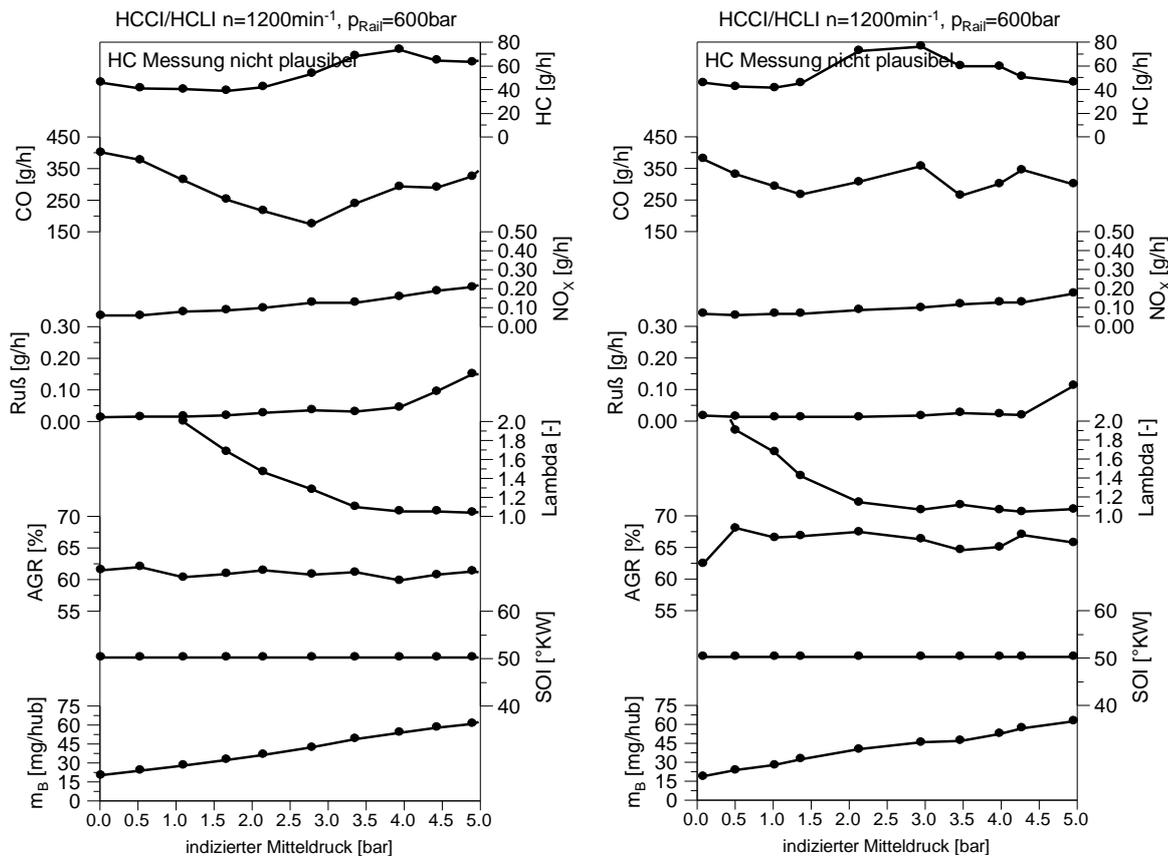


Abbildung 43: Lastschnitt bei 1200 U/min, mit einer Einspritzung und $\varepsilon=16,5$

In Abbildung 43 werden die Messungen bei 1200 U/min und einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon=16,5$ mit unterschiedlichen AGR-Raten gegenübergestellt. Mit der höheren AGR-Rate konnten die NO_x- und Ruß-Emissionen unter die geforderten Grenzwerte abgesenkt werden. Auch der Kraftstoffverbrauch bzw. der Wirkungsgrad kann mit dieser Maßnahme fast durchwegs durch den gesamten Lastschnitt verbessert werden.

4.5 Zündverzug

Der Zündverzug hängt vom Druck und der Temperatur ab. Der Kraftstoff wird vor dem oberen Totpunkt, also am Ende des Verdichtens bei erhöhtem Druck und Temperaturen eingebracht. Abbildung 44 zeigt den errechneten Verdichtungsenddruck ausgehend von unterschiedlichen Saugrohrdrücken. Dies wird einmal für den Fall der Verdichtung bis in den oberen Totpunkt und einmal bis zum Beginn der Einspritzung, hier als Beispiel 50 °KW vor dem oberen Totpunkt, gezeigt.

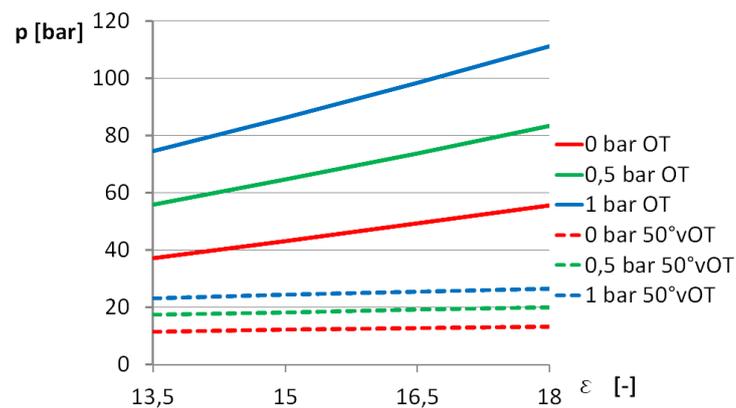


Abbildung 44: Verdichtungsenddruck bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen

Der dargestellte Druck wurde aus der polytropen Verdichtung, mit $n=1,39$, errechnet.

$$p_2 = p_1 \epsilon^n$$

Formel 26 Druck aus der polytropen Verdichtung

Analog dazu wurde die Temperatur im oberen Totpunkt und 50 °KW davor ermittelt. Die Ergebnisse sind der Abbildung 45 zu entnehmen.

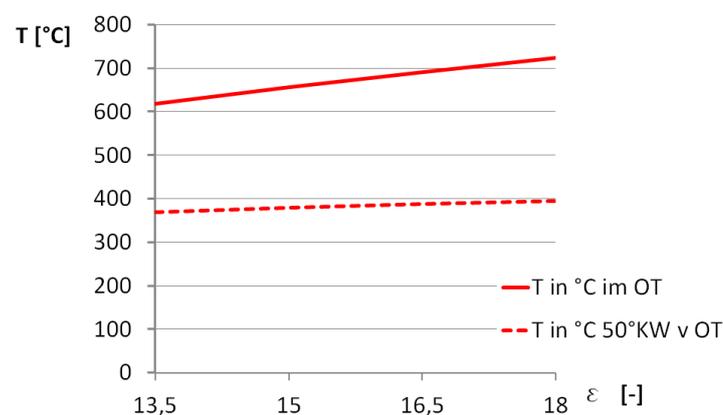


Abbildung 45: Verdichtungsendtemperatur bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen

Aus den Messungen der Druckindizierung kann der Brennbeginn ermittelt werden. Zu Beginn der Verbrennung wird die Energie langsam freigesetzt. Deshalb wird jener Punkt als Brennbeginn herangezogen in dem bereits 10 % der Kraftstoffenergie umgesetzt wurde. Die zeitliche Differenz zwischen dem SOI und dem 10 % Umsatzpunkt wird als Zündverzug bezeichnet.

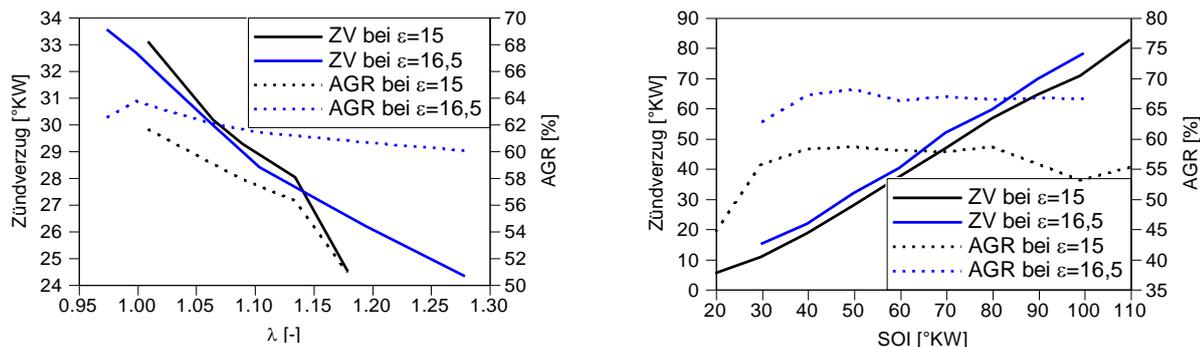


Abbildung 46: Zündverzugszeiten in Abhängigkeit von Lambda und SOI

In Abbildung 46 wird der Zusammenhang zwischen Zündverzugszeit und SOI bzw. Lambda, bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen, gezeigt.

Es kann gezeigt werden, dass durch eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses eine AGR-Raten-Erhöhung notwendig ist um einen ähnlichen Zündverzug zu erzielen.

Somit kann auch erklärt werden, warum eine AGR-Rate von ca. 60 % nicht ausreicht um eine ausreichende Zündverzugszeit und somit eine ausreichende Homogenisierung zu erreichen. Mit der gesteigerten Verdichtung muss also eine Steigerung der AGR-Rate einhergehen, um eine ausreichende Homogenisierung der Ladung mit der Kraftstoffmenge zu erreichen. Obwohl der Zündverzug bei beiden Hardware Konfigurationen auf recht ähnlichem Niveau liegt, kann doch mit der Lambda Variation und der Tatsache, dass bereits eine AGR-Raten-Erhöhung durchgeführt wurde, gezeigt werden, dass die weitere AGR-Raten-Erhöhung auf über 65 % zu einem höheren Zündverzug führt. In Anbetracht dessen, dass es bei der Messung mit 65 % AGR und einer Verdichtung von 16,5 zu ähnlichen Werten der Emissionen und Wirkungsgraden gekommen ist, können beide Varianten weiterverfolgt werden. Der einzige Nachteil dabei ist jedoch, dass bei einer Erhöhung der AGR-Raten eine Erhöhung des Ladedrucks unumgänglich ist. Es muss selbstverständlich die durch die AGR verdrängte Luft in der angesaugten Masse, dem System wieder zugeführt werden. Dies kann durch eine Erhöhung des Ladedrucks bewerkstelligt werden. Leider stößt man dann wieder beim Erreichen des maximalen Ladedrucks an die Grenzen des Machbaren.

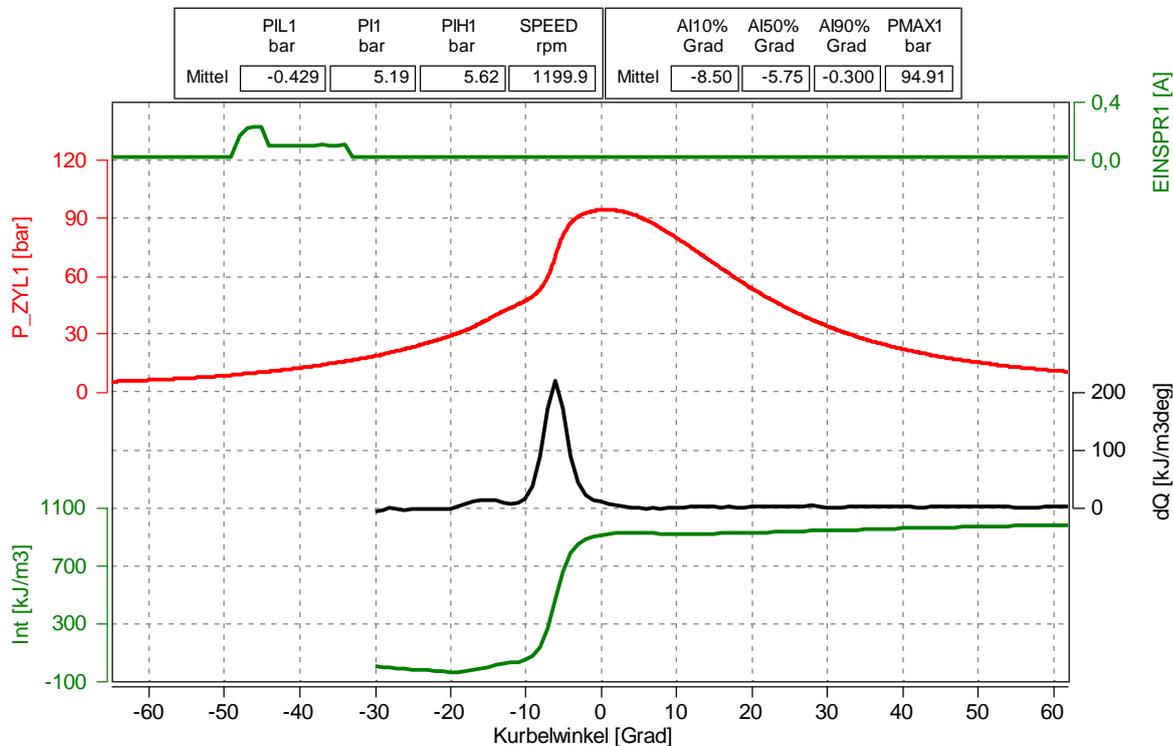
4.6 Ergebnisse der Druckindizierung

Exemplarisch werden im Folgenden 4 Messpunkte herausgegriffen, um einen Vergleich zwischen den unterschiedlichen Einspritzstrategien, Hardware Konfigurationen und Brennverfahren zeigen zu können.

Gezeigt wird jeweils das Einspritzsignal, der Verlauf des Druckes im Zylinder und der online daraus berechnete Brennverlauf bzw. der aufsummierte Brennverlauf.

Die Zeit zwischen den Punkten, in denen 10 % bzw. 90 % des Kraftstoffes umgesetzt wurde, wird als Brenndauer angegeben. Die ersten und letzten 10 % der Energiefreisetzung laufen unverhältnismäßig langsam ab.

Das Einspritzsignal spiegelt nicht die tatsächliche Erhebung der Düsennadel des Injektors wieder. Es zeigt den zeitlichen Verlauf des Stromes welche zur Einspritzdüse fließt. Zu Beginn fließt ein hoher Strom in die Magnetspule, mit dem die Nadel schnell geöffnet werden soll. Danach ist ein kleinerer Strom ausreichend, da die Düsennadel nur in Position gehalten werden muss.

4.6.1 Indizierdaten von $\varepsilon=15$ mit EinzeleinspritzungAbbildung 47: Indizierdaten von $\varepsilon=15$ mit Einzeleinspritzung

In Abbildung 47 werden nun die Verläufe der Hardware Konfiguration $\varepsilon=15$ gezeigt. Die Daten stammen aus einer Messung des Punktes bei 1200 U/min und einem indizierten Mitteldruck von ca. 5 bar. Dieser wurde mit einer einzelnen Einspritzung und einem Kraftstoffdruck von 600 bar gefahren. Der SOI liegt bei 50°KW vor dem oberen Totpunkt. Zu sehen ist, dass der durch die Verbrennung bedingte Druckanstieg vor 0°KW , also vor dem oberen Totpunkt, liegt. Der Verbrennungsschwerpunkt, also jener Punkt in dem 50 % der eingebrachten Kraftstoffmasse verbrannt sind, liegt ebenfalls vor dem oberen Totpunkt, bei $-5,75^\circ\text{KW}$. Der indizierte Wirkungsgrad beträgt nur 32,3 %.

4.6.2 Indizierdaten von $\varepsilon=15$ mit Einzeleinspritzung optimiert

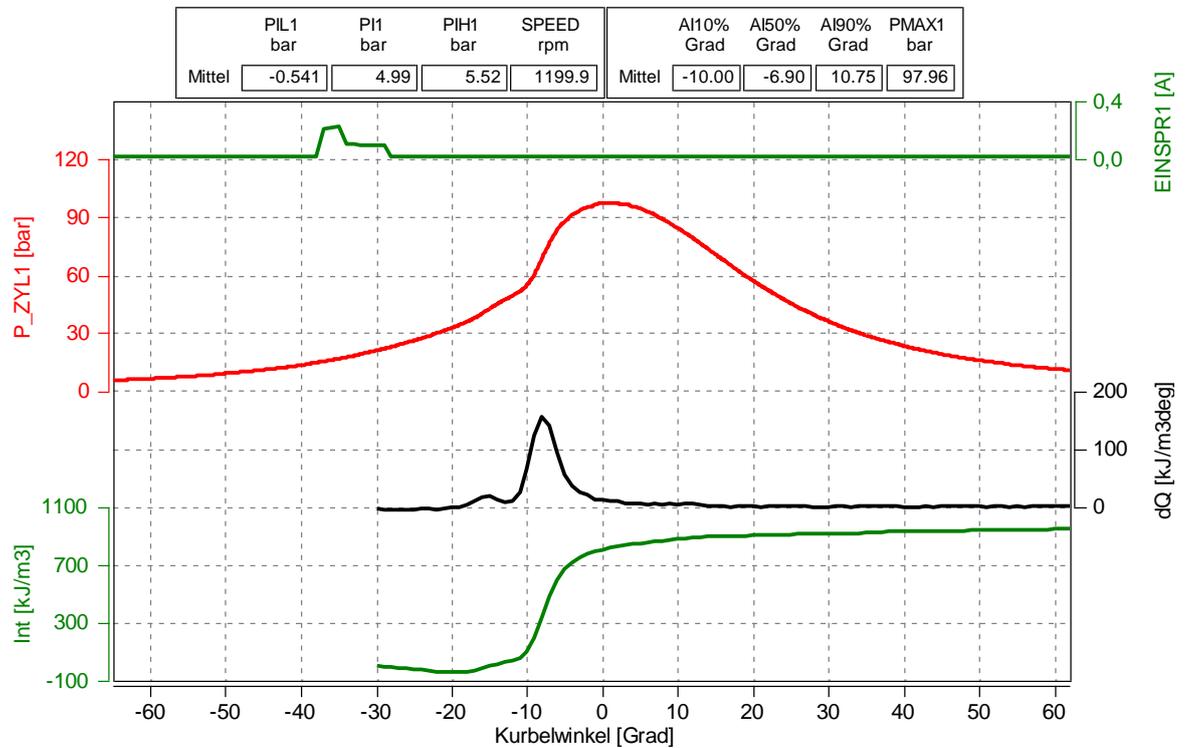


Abbildung 48: Indizierdaten von $\varepsilon=15$ mit Einzeleinspritzung optimiert

In Abbildung 48 wird derselbe Lastpunkt gezeigt wie in 4.6.1 Indizierdaten von $\varepsilon=15$ mit Einzeleinspritzung. Es wurde eine Optimierung mittels DoE (Design of Experiments) (siehe 5.3 Optimierung) durchgeführt. Der indizierte Wirkungsgrad konnte durch eine Steigerung der AGR-Rate und des Lambdas auf 41,6 % angehoben werden. Der Kraftstoffdruck liegt bei 830 bar und der SOI bei 40 °KW vOT. Der Verbrennungsschwerpunkt liegt noch früher bei -6,9 °KW vOT.

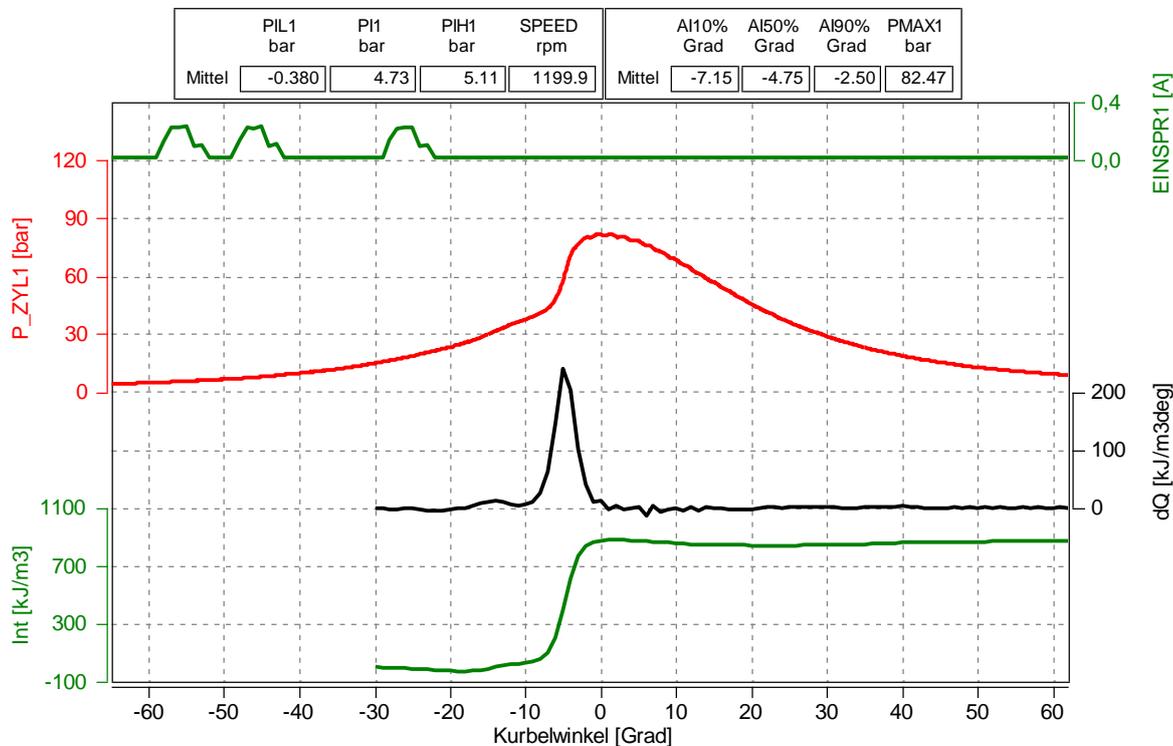
4.6.3 Indizierdaten von $\varepsilon=15$ mit DreifacheinspritzungAbbildung 49: Indizierdaten von $\varepsilon=15$ mit Dreifacheinspritzung

Abbildung 49 zeigt die Daten der Indizierung der Hardware Konfiguration bei $\varepsilon=15$ mit Dreifacheinspritzung. Wie bereits erwähnt, wurde durch Anheben des Kraftstoffdruckes versucht eine bessere Zerstäubung zu erzielen. Die Anhebung des Kraftstoffdruckes würde eine stärkere Wandanlagerung des Kraftstoffes bewirken und somit eine Steigerung der ohnehin hohen CO- und HC-Emissionen. Um dies zu umgehen, wurde die Einspritzung in drei gleich große Einzeleinspritzungen aufgeteilt. Hier wird das Ergebnis anhand der Indizierdaten gezeigt. Es handelt sich wiederum um einen Lastpunkt bei 1200 U/min und ca. 5 bar indiziert. Es kann gezeigt werden, dass der Schwerpunkt der Verbrennung um etwa ein Grad Kurbelwinkel später liegt. Der Brennverlauf ist etwa gleich geblieben, er wurde lediglich etwas in Richtung oberen Totpunkt verschoben. Der indizierte Wirkungsgrad beträgt nur 32,6 %.

4.6.4 Hardware $\varepsilon=16,5$ mit Einzeleinspritzung

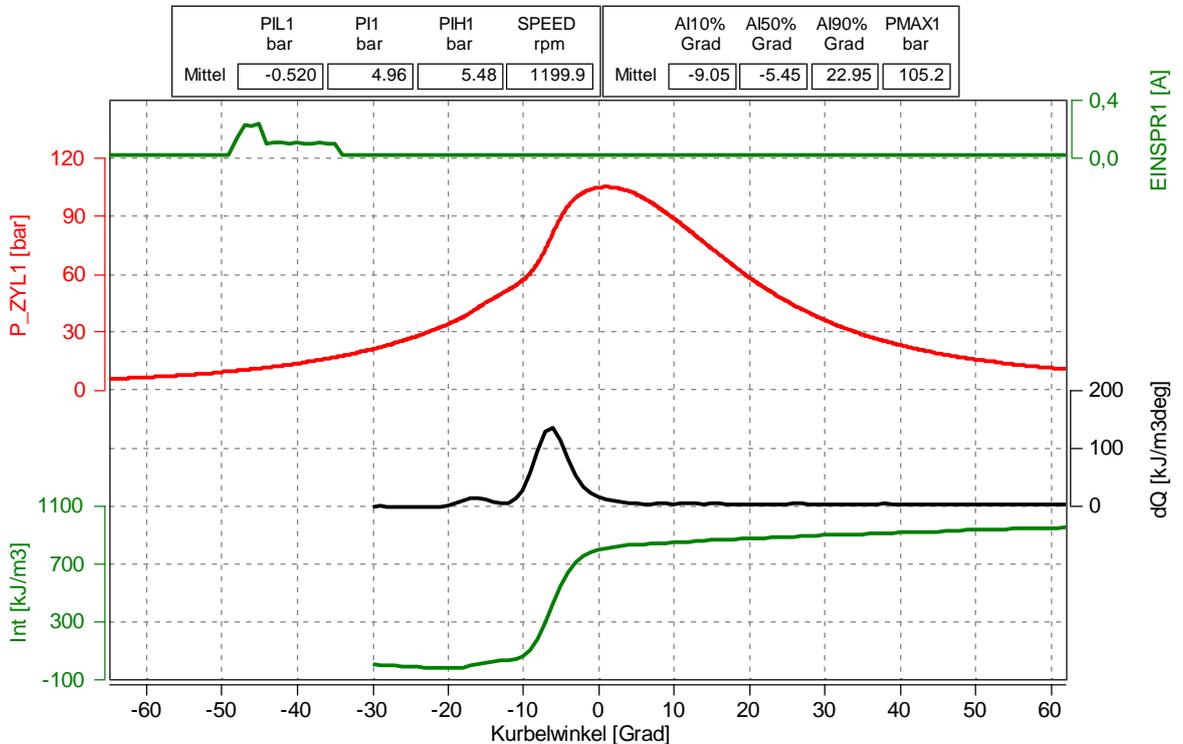


Abbildung 50: Indizierdaten der $\varepsilon=16,5$ mit Einzeleinspritzung

In Abbildung 50 werden die Indizierdaten der Hardware Konfiguration $\varepsilon=16,5$ und einer einzelnen Einspritzung gezeigt. Es handelt sich wiederum um einen Betriebspunkt bei 1200 U/min und einem indizierten Mitteldruck von etwa 5 bar. Es wurde hier mit 900 bar Kraftstoffdruck gefahren, da die Injektoren einen kleineren Durchmesser aufweisen als die Injektoren in der $\varepsilon=15$ Hardwarekonfiguration. Die Einspritzdauer ist aus diesem Grund auch nicht mit den bisherigen Messungen vergleichbar. Jedoch wurde auch hier bei einem Winkel von 50 Grad vor dem oberen Totpunkt eingespritzt. Der Verbrennungsschwerpunkt liegt mit 6,25 °KW etwas früher als bei den vorangegangenen Messpunkten. Der maximale Druck in diesem Betriebspunkt liegt mit etwa 105 bar auch etwas höher als bei den anderen Messungen. Dies rührt nicht zuletzt von dem höheren Verdichtungsverhältnis her. Schon alleine deshalb kommt es natürlich zu einem höheren Verdichtungsdruck und somit auch zu einem höheren maximalen Verbrennungsdruck. Der indizierte Wirkungsgrad beträgt 35,1 %.

4.6.5 Konventioneller Betriebspunkt

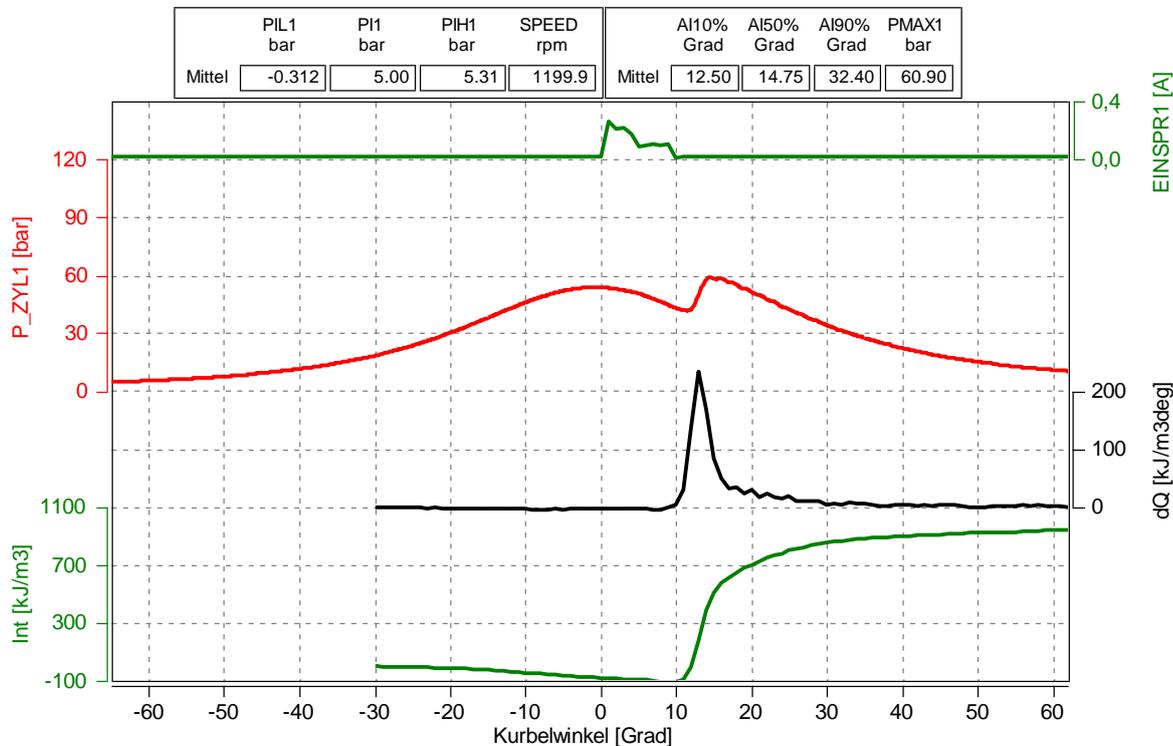


Abbildung 51: Indizierdaten der $\varepsilon=16,5$ im konventionellen Betrieb

Als Vergleich zu den vorangegangenen Messungen mit alternativen Brennverfahren wird nun in Abbildung 51 auch ein Betriebspunkt mit konventionellen Brennverfahren gezeigt. Es handelt sich wieder um einen Lastpunkt bei 1200 U/min und einem indizierten Mitteldruck von 5 bar. Der Verbrennungsschwerpunkt liegt hier im Vergleich zu den vorangegangenen Messungen extrem spät bei 14 °KW nach dem oberen Totpunkt. Der Druckverlauf zeigt, dass erst weit nach dem oberen Totpunkt die Verbrennung einsetzt. Der Einspritzzeitpunkt liegt bei 0 °KW also im oberen Totpunkt. Die Verbrennung startet hier gleichzeitig mit dem Schließen des Injektors. Die Verbrennung selbst läuft rasch ab. Im Vergleich zu den vorigen Betriebspunkten mit alternativen Brennverfahren ist sie hier extrem rasch. Daraus wird ersichtlich wie sich der erste Verbrennungsstoß auswirken kann. Es kommt zu einer rascheren und höheren Wärmeentwicklung als in den vorangegangenen Messungen, jedoch auch zu einem weitaus größeren Anteil an einer verschleppten Verbrennung. Ersichtlich wird dies zum einen daraus, dass die Wärmemenge dQ zwar bei etwa 250 kJ/m³Grad ihr Maximum hat, und anschließend wieder stark abfällt, jedoch dann nicht sofort auf 0 absinkt sondern dann noch einen schleichenden Anteil der Verbrennung signalisiert. Ebenfalls wird derselbe Effekt aus dem Integral des Verbrennungsverlaufes ersichtlich. Dieser steigt erst rasch an, jedoch flacht er dann ab und nähert sich dann nur langsam seinem Endwert. Der indizierte Wirkungsgrad beträgt 40,8 %.

5 VERLUSTTEILUNG UND OPTIMIERUNG

5.1 Verlustteilung [5]

5.1.1 Definition des vollkommenen Motors

Der vollkommene Motor ist nach DIN 1940 definiert als „ein dem wirklichen Motor geometrisch gleicher Motor“, der folgende Eigenschaften besitzt:

- Reine Ladung (ohne Restgase)
- Gleiches Luftverhältnis wie der wirkliche Motor
- Vollständige Verbrennung
- Verbrennungsablauf nach vorgegebener Gesetzmäßigkeit
- Wärmedichte Wandungen
- Keine Strömungs- und Lässigkeitsverluste
- Keine Verluste durch Ladungswechsel

Der Kreisprozess des vollkommenen Motors wird mit idealen Gasen, jedoch mit temperaturabhängigen spezifischen Wärmekapazitäten berechnet.

Der Idealprozess des vollkommenen Motors ist ein Maß dafür, welche Arbeit in einem bestimmten Motor bei einem gegebenen Luftverhältnis verrichtet werden könnte.

Im Weiteren wird der Idealprozess in Anlehnung an die Definition nach DIN 1940 herangezogen, wobei für den vollkommenen Motor zusammenfassend gelten soll:

- Geometrisch gleich wie der wirkliche Motor
- Vollkommene Füllung des Zylindervolumens im unteren Totpunkt mit reiner Ladung (Luft oder Gemisch vom Zustand vor Einlass – Druck und Temperatur wie im Saugrohr ungedrosselt und nach einem etwaigen Verdichter, kein Restgas)
- Gleiches Luftverhältnis wie der wirkliche Motor
- Unvollständige Verbrennung bis zum chemischen Gleichgewicht
- Idealer Verbrennungsablauf nach vorgegebener Gesetzmäßigkeit (Gleichraumverbrennung, Gleichdruckverbrennung oder eine Kombination der beiden)
- Wärmedichte Wandungen (adiabater Prozess)
- Keine Reibungskräfte im Arbeitsgas (ergibt zusammen mit der vorigen Annahme isentrope Kompression und Expansion)
- Keine Lässigkeitsverluste
- Idealer Ladungswechsel im unteren Totpunkt (isochorer Austausch der Verbrennungsgase gegen reine Ladung) bzw. ideale Ladungswechselschleife bei aufgeladenen Viertaktmotoren
- Die Ladung wird als Gemisch idealer Gase unter Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der kalorischen Stoffgrößen angenommen.

Ausgehend vom oben definierten „Vollkommenen Motor“ können nun die Einzelverluste definiert und ermittelt werden.

5.1.2 Einfluss durch reale Ladung

Der vollkommene Motor mit realer Ladung dient oft als Ausgangspunkt für die Verlustanalyse. Dabei wird für den vollkommenen Motor die Annahme getroffen, dass er bei Einlassschluss die gleiche Ladung wie der reale Motor aufweist. Das bedeutet: gleiche Ladungsmassen mit gleichem Druck, gleicher Temperatur und gleicher Gaszusammensetzung, damit also gleichem Luftverhältnis und gleichem Restgasanteil.

Der vollkommene Motor gibt an, welcher Wirkungsgrad mit der tatsächlichen Ladungsmasse in einem gegebenen Motor erreicht werden könnte.

5.1.3 Verluste durch unvollkommene Verbrennung

Die Verluste durch unvollkommene Verbrennung entstehen durch Nichterreichen des chemischen Gleichgewichtes. Die Bestimmung der Verluste erfolgt aus einer Abgasanalyse, wobei die unvollständige Verbrennung im Luftmangelbereich bei der Berechnung nach dem chemischen Gleichgewicht bereits berücksichtigt ist.

Dabei werden die Konzentrationen von unverbrannten und teilverbrannten Emissionen mit deren Heizwerten in eine Energie umgerechnet. Die Summe daraus ergibt die verlorengegangene Energie durch unvollkommene Verbrennung. Damit kann die innere Arbeit als W_{uv} bestimmt werden.

5.1.4 Verlust durch realen Verbrennungsverlauf

Zur Berechnung dieses Verlustes wird zunächst aus dem gemessenen Zylinderdruckverlauf der reale Brennverlauf bestimmt. Dieser wird in einem nächsten Schritt in einer Prozesssimulation zur Berechnung des Druckverlaufes eines Hochdruckprozesses ohne Wandwärme und Leckage vom unteren Totpunkt bis zum unteren Totpunkt durch den gegebenen Punkt bei Einlassschluss vorgegeben. Das Integral $\int p dV$ dieses Druckverlaufes stellt die innere Arbeit W_{rV} dar.

Es ist zu beachten, dass die Verbrennungsverluste mit den Wandwärmeverlusten zusammenhängen. So können durch eine rasche, um den oberen Totpunkt liegende Verbrennung zwar die Verbrennungsverluste reduziert werden, es ist aber eine Vergrößerung der Wandwärmeverluste in Kauf zu nehmen. Die Verbrennungs- und Wandwärmeverluste eines Motors werden von Verbrennungsbeginn, Verbrennungsdauer und -form sowie Schwerpunktslage des Brennverlaufes maßgeblich beeinflusst, sodass eine Optimierung eine gemeinsame Betrachtung dieser beiden Verluste erforderlich macht.

5.1.5 Verluste durch Wandwärmeübergang

Die über die Brennraumwände abfließende Wärme verursacht einen nicht unerheblichen Verlust. Der Wandwärmeverlust wird mithilfe mathematischer Modelle ermittelt. In dieser Arbeit wird mit dem Wandwärmemodell nach Woschni/Huber gearbeitet.

5.1.6 Verluste durch realen Ladungswechsel

Der Ladungswechsel wurde als ideal betrachtet. Nun soll der Verlust durch realen Ladungswechsel berücksichtigt werden. Das Integral $\int p dV$ der Ladungswechselschleife, die aus dem Zylinderdruckverlauf ermittelt werden kann, ergibt die Arbeit, die zum Ladungswechsel notwendig ist.

5.1.7 Mechanische Verluste

Die Verluste durch mechanische Reibung werden aus der Differenz des indizierten und effektiven Mitteldruckes ermittelt. Der indizierte Mitteldruck wird aus dem Zylinderdruckverlauf ermittelt, der effektive Mitteldruck aus dem am Prüfstand an die Bremse abgegebenen Moment.

5.2 Berechnung mit CORA

Für die Berechnung der Einzelverluste stand das institutsinterne Programm CORA (Combustion Optimization Research and Analysis) zur Verfügung. Als Eingabeparameter wurden der Zylinderdruckverlauf, die Daten aus der Abgasanalyse, der Zustand (Druck und Temperatur) und die Zusammensetzung (AGR-Rate) der Ladung herangezogen. Mit diesen Daten konnte zur Analyse des Versuchsträgers die Verlustteilung durchgeführt werden. Exemplarisch soll nun der Betriebspunkt bei 1200 U/min und einem indizierten Mitteldruck von 5 bar herangezogen werden.

In Abbildung 52 wird die Verlustanalyse von unterschiedlichen Betriebsstrategien desselben Lastpunktes gezeigt. Damit soll gezeigt werden, welchen Einfluss unterschiedliche Betriebsarten auf die Verluste eines Verbrennungsmotors haben.

Der rechte Balken zeigt einen Betrieb mit einem Einspritzzeitpunkt von 50 °KW vor dem oberen Totpunkt, einer AGR-Rate von 57 % und einem Luftverhältnis von 1,02. Dieser Punkt war der Ausgangspunkt einer Optimierung. Zu sehen ist, dass ein hoher Anteil der Verluste durch unvollkommene Verbrennung entsteht. Der Wandwärmeverlust ist ebenfalls höher als bei allen anderen Betriebsstrategien.

Im Weiteren soll ein Vergleich mit dem nächsten Betriebspunkt dargestellt werden. Es konnte im gleichen Lastpunkt eine Verbesserung des Wirkungsgrades durch einen optimierten Betrieb erreicht werden. Durch eine Erhöhung des Luftverhältnisses und der AGR-Rate konnten der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors angehoben werden. Die Verluste durch die unvollkommene Verbrennung konnten dadurch ebenfalls minimiert werden. Die Verbrennung lief ähnlich schnell wie beim Ausgangspunkt ab. Dadurch blieb der Einfluss durch die reale Verbrennung gleich. Durch die Erhöhung der AGR-Rate

konnte das Temperaturniveau im Brennraum und somit die Wandwärmeverluste gesenkt werden. Durch den höheren Grad der Aufladung kam es zu Einbußen im Bereich des Ladungswechsels. Der Wirkungsgradvorteil beträgt für den indizierten Wirkungsgrad ca. 9 % gegenüber dem Ausgangspunkt der Optimierung.

Anschließend wurde auf eine andere Kolben-/Injektor-Paarung umgebaut. Dadurch kam es zu einer Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses von $\varepsilon=15$ auf $\varepsilon=16,5$. Durch die höhere Verdichtung kommt es entgegen der Erwartung zu einer langsameren Verbrennung. Dadurch steigt der Verlust durch die reale Verbrennung. Der Einspritzbeginn wurde von 50 auf 40 °KW vor dem oberen Totpunkt verschoben.

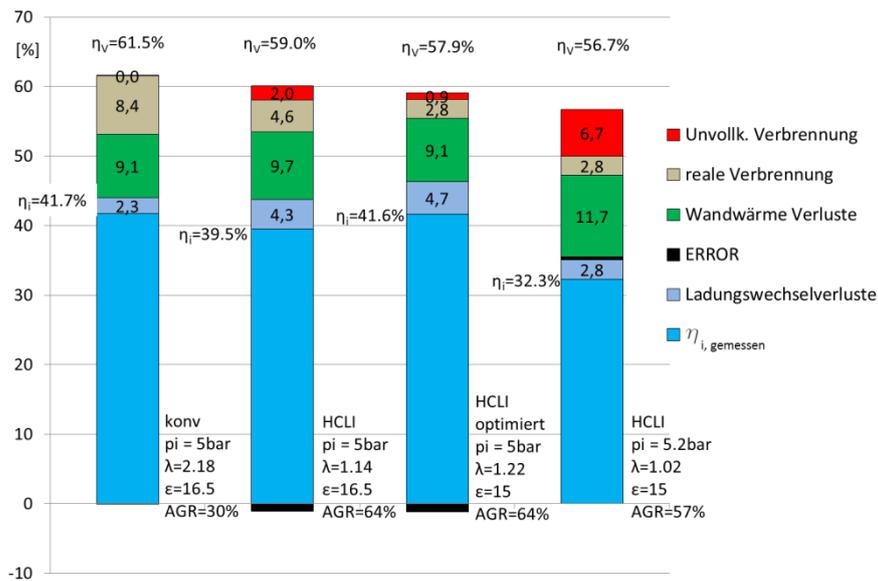


Abbildung 52: Verlustteilung verschiedener Betriebsstrategien bei 1200 U/min, $p_i=5$ bar

Der linke Balken zeigt einen Betrieb mit dem konventionellen Diesel-Brennverfahren. Die Verbrennung ist beinahe als vollkommene Verbrennung anzusehen. Es wurden nur kleinste Konzentrationen an unverbrannten und teilverbrannten Emissionen gemessen. Der Einfluss der realen Verbrennung ist höher als bei den anderen Betriebsstrategien, da es beim konventionellen Dieselverfahren zu einem verschleppten Anteil der Verbrennung kommt. Der Aufladegrad ist durch die im Vergleich niedrige AGR-Rate hier am geringsten, dadurch kommt es im Vergleich zu einem niedrigeren Verlust durch den realen Ladungswechsel.

Als Unsicherheitsfaktor der Berechnung scheint in diesem Vergleich der Wert mit der Bezeichnung Error auf. Dieser Wert bildet die Differenz zwischen den Werten, die ausgehend von dem vollkommenen Motor mit realer Ladung ermittelt werden und den Werten, die ausgehend von den effektiven Werten ermittelt werden. Dieser Wert kann durch angleichen des Wandwärmeüberganges minimiert werden. Dies wurde hier jedoch nicht durchgeführt, da die Werte zum einen relativ klein sind und zum anderen die Verlustanalyse als Optimierungshilfe dient, bei der die absoluten Werte eine untergeordnete Rolle spielen, und nicht als genaue Berechnung der Einzelverluste.

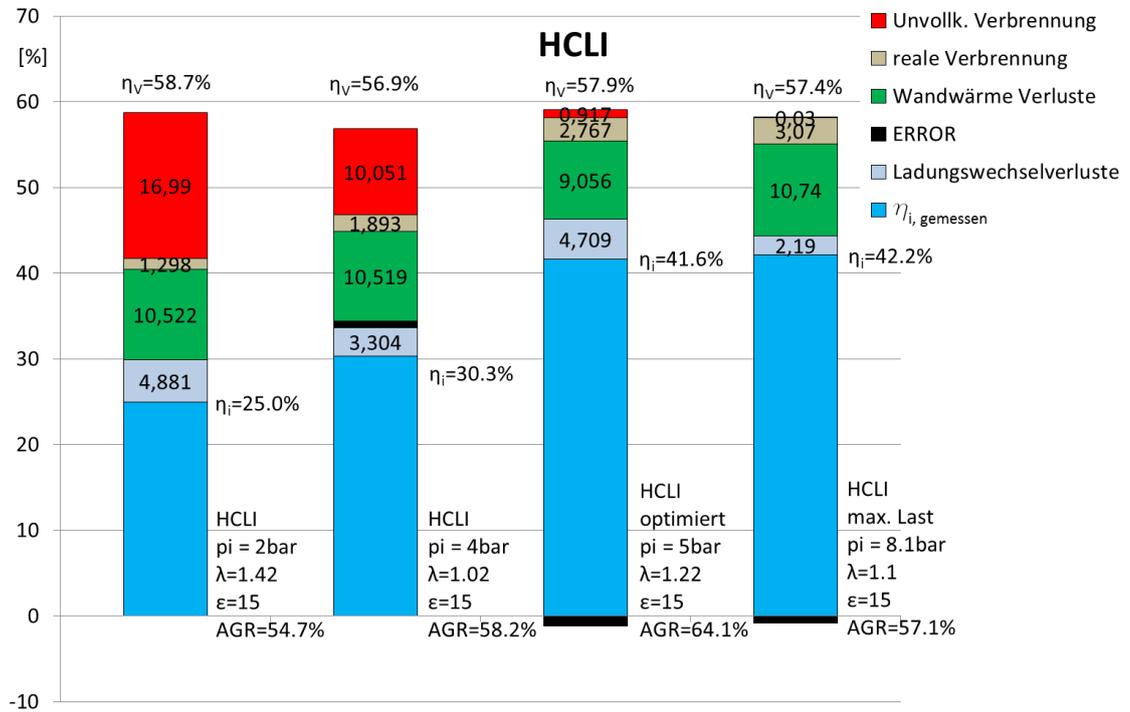


Abbildung 53: Verlustteilung eines Lastschnittes bei 1200 U/min

In Abbildung 53 wird die Verlustteilung eines Lastschnittes bei einer Drehzahl von 1200 U/min und unter Anwendung alternativer Brennverfahren gezeigt. Dabei ist beim Absenken der Last eine Tendenz zu höheren Verlusten durch unvollkommene Verbrennung zu erkennen.

5.3 Optimierung

Die oben erwähnte Optimierung des Lastpunktes 1200 U/min und $p_i=5$ bar wurde mittels des DoE (Design of Experiments) Programmes MODDE durchgeführt.

Bei modernen Motoren kommt es durch eine Vielzahl von Stellmoglichkeiten zu einer hohen Anzahl an Variationsmöglichkeiten. Durch Zuhilfenahme mathematischer Zusammenhänge kann die zur Ermittlung einer optimalen Betriebsstrategie eines Lastpunktes notwendige Anzahl von Messungen am Prüfstand drastisch reduziert werden.

Als Eingabe Parameter in die DoE-Berechnung dienten dazu:

- AGR-Rate
- Einspritzzeitpunkt
- Temperatur der Ladung
- Kraftstoffdruck
- Luftverhältnis.

Als Ausgabeparameter wurden

- spezifischer Kraftstoffverbrauch,
- Emissionen (HC, CO, Ruß, NO_x und Geräusch),
- Brenndauer,
- Zündverzug,
- Spitzendruck ermittelt.

Das Ergebnis der Berechnung kann den folgenden Abbildungen entnommen werden. Dabei wird ersichtlich, dass für einen optimalen Betriebspunkt mit einer höheren AGR-Rate und höherem Luftverhältnis gefahren werden muss.

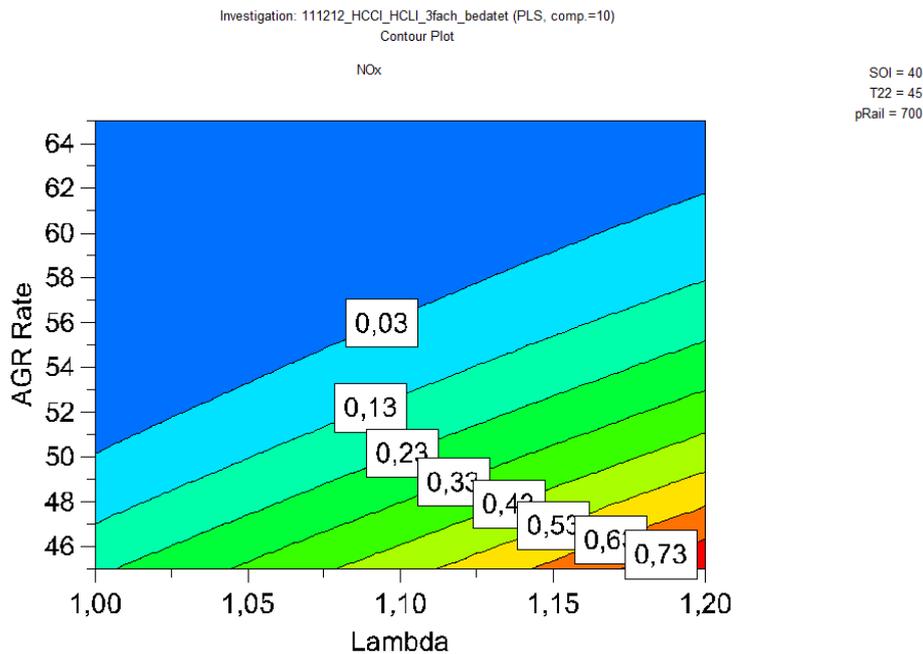


Abbildung 54: Ergebnis der NO_x-Emissions-Optimierung mittels DoE

In Abbildung 54 wird das Ergebnis der DoE-Optimierung zur Stickoxidminimierung gezeigt. Die NO_x-Emissionen können durch Erhöhung der AGR-Rate abgesenkt werden. Zu erwarten wäre ein Minimum bei niedriger Luftzahl allerdings ist der zu erwartende Wert bereits deutlich unter dem gesetzlich geforderten Grenzwert, sodass hier eine minimale Erhöhung in Kauf genommen wird und die Luftzahl zugunsten der anderen Ausgabeparameter erhöht worden ist.

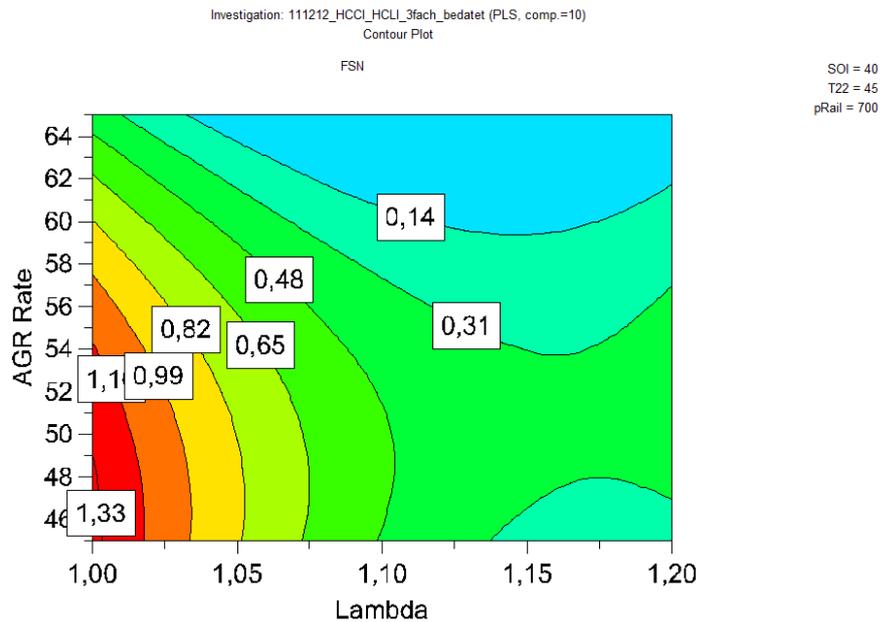


Abbildung 55: Ergebnis der Ruß-Emissions Optimierung mittels DoE

In Abbildung 55 wird das Ergebnis der Optimierung mit DoE zur Minimierung der Ruß-Emissionen gezeigt. Die zu erwartenden Ruß-Emissionen sind hier als FSN (Filter Smoke Number) angegeben. Durch ein Anheben der AGR-Rate kann die Ruß-Emission verringert werden.

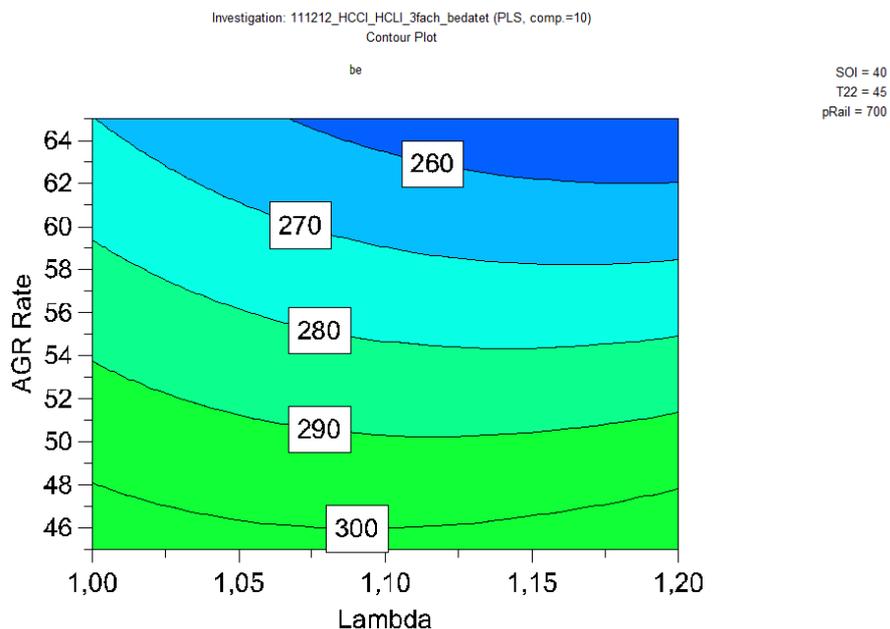


Abbildung 56: Ergebnis der Kraftstoffverbrauchs-Optimierung mittels DoE

In Abbildung 56 wird das Ergebnis der DoE Optimierung zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs gezeigt. Der spezifische Kraftstoffverbrauch b_e dient hier als Aussage über den zu erwartenden Gesamtwirkungsgrad des Motors. Dieser kann durch Erhöhung sowohl der Luftzahl als auch der AGR-Rate verbessert werden.

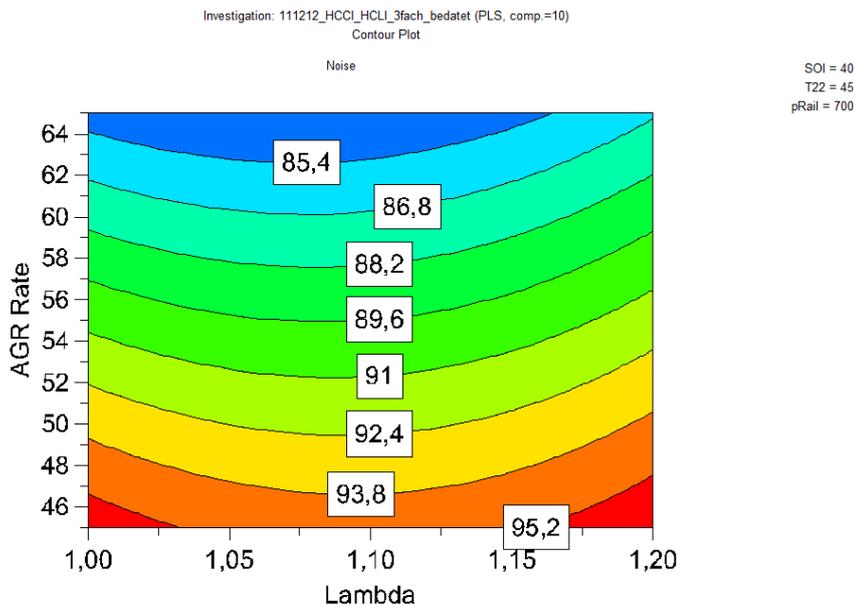


Abbildung 57: Ergebnis der Geräuschpegel-Optimierung mittels DoE

In Abbildung 57 wird das Ergebnis der DoE-Optimierung zur Minimierung des Geräuschpegels gezeigt. Das Geräuschniveau kann durch Erhöhung der AGR-Rate um ca. 10dB gesenkt werden. Für das menschliche Gehör entspricht dies einer Halbierung des empfundenen Geräuschpegels.

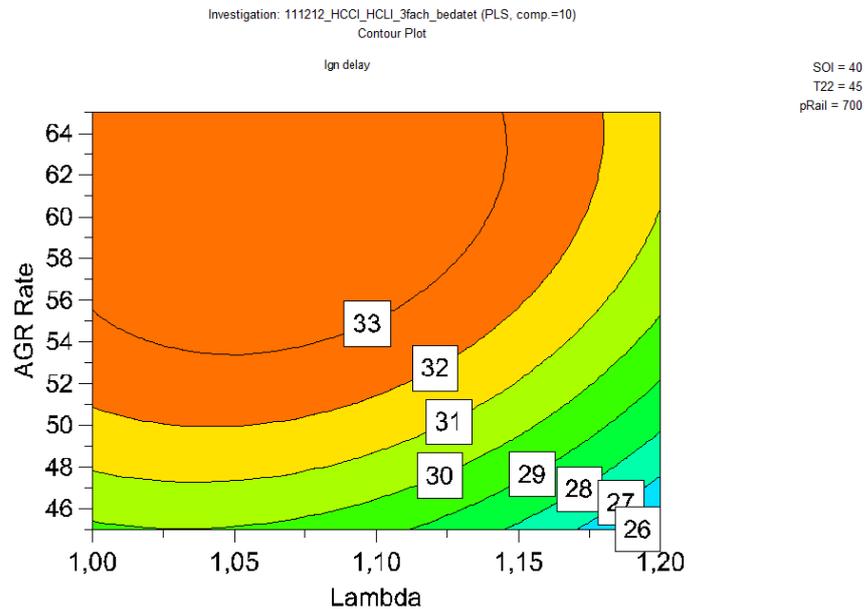


Abbildung 58: Ergebnis der Zündverzugs-Optimierung mittels DoE

In Abbildung 58 wird das Ergebnis der DoE-Optimierung für den Zündverzug gezeigt. Der Zündverzug kann ebenfalls durch Erhöhung der AGR-Rate erhöht werden. Dadurch kommt es zu besseren Verhältnissen für die Homogenisierung des Kraftstoff-Luftgemisches im Brennraum.

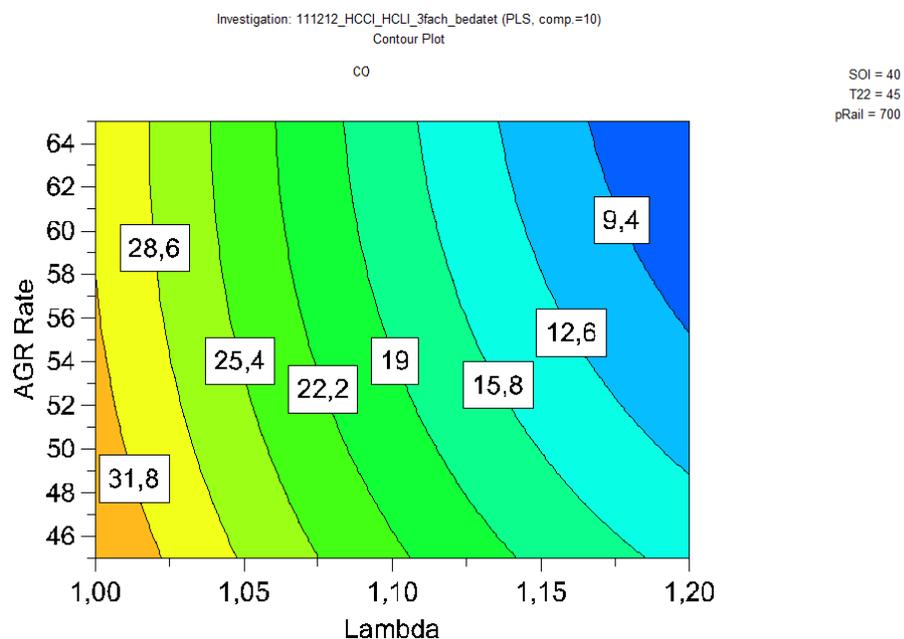


Abbildung 59: Ergebnis der CO-Emissions Optimierung mittels DoE

In Abbildung 59 wird das Ergebnis der Optimierung mittels DoE hinsichtlich CO-Emissions-Minimierung gezeigt. Der vorhin erwähnte Einfluss durch unvollkommene Verbrennung kann hier mit dem Verhalten der zu erwartenden CO-Emissionen im Rohabgas erklärt werden. Bei sinkender CO-Konzentration im Abgas sinkt der Anteil der verlorenen gegangenen Energie durch unvollkommene Verbrennung.

Die Verbesserungen die durch die Anwendung dieses DoE-Modelles ermöglicht wurden sind in Abbildung 52 verdeutlicht. Es kam zu einer Erhöhung des indizierten Wirkungsgrades um 10 % gegenüber dem empirisch optimierten Betriebszustand.

6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Es wurde ein Einzylinder Forschungsmotor aufgebaut und in Betrieb genommen. Dazu wurde von der Firma IMT-C GmbH von einem in der Serie eingesetzten Sechszylinder Reihenmotor ein Zylinder abgetrennt und die Kurbelwelle nachgearbeitet. Die Kurbelwelle musste für den Betrieb nachgearbeitet werden, um einen vibrationsfreien Betrieb zu ermöglichen. Um die Volumenströme, das Druckniveau und die Temperatur der Betriebsmittel genau regeln zu können, wurden alle Nebenaggregate durch eigene Konditionieranlagen ersetzt. So wurde die Ansaugluft, die Abgasrückführung, das Kühlmittel, das Motoröl und der Kraftstoff hinsichtlich Druck, Temperatur und Volumenstrom außen vorkonditioniert.

Am Prüfstand konnte in ausgewählten Betriebspunkten gezeigt werden, dass stationär unter Anwendung von alternativen Brennverfahren ein stabiler Betrieb möglich ist. Mit einer Brennraumgeometrie, die für ein konventionelles Dieselmotorenverfahren optimiert wurde, konnten dabei die Ruß- und Stickoxidemissionen im Rohabgas unter das von Tier 4 final geforderte Niveau gebracht werden. Die Anwendung alternativer Brennverfahren beschränkt sich dabei allerdings, wie in Abbildung 60 gezeigt, auf den auf den unteren Lastbereich. Die erreichbare Last wird durch hohe AGR-Raten begrenzt. Diese sind allerdings notwendig um einen ausreichenden Zündverzug gewährleisten zu können, der für eine ausreichende Homogenisierung des Kraftstoff-Luft-Gemisches, und damit zur Steigerung des Wirkungsgrades und einer Absenkung der Emissionen, notwendig ist. Für den mittleren und hohen Lastbereich ist der Betrieb nur mit konventionellen Brennverfahren möglich. Für diese Lastbereiche ist eine Abgasnachbehandlung hinsichtlich Minimierung von Russ- oder Stickoxid-Emission unumgänglich.

Das Verdichtungsverhältnis des Forschungsmotors lag mit $\varepsilon=15$ und $\varepsilon=16,5$ für alternative Brennverfahren sehr hoch. Dabei wurden zum Teil indizierte Wirkungsgrade von 41,7 % erzielt. Die erzielten Wirkungsgrade liegen auf gleichem Niveau, wie beim vergleichbaren Vollmotor bei konventionellem Dieselmotorenverfahren, dabei weist dieser aber deutlich höhere Stickoxidemissionen auf.

Mithilfe einer DoE-Optimierung konnten die HC- und CO-Emissionen zwar gesenkt werden, allerdings liegen sie deutlich über jenen Werten, die unter Anwendung des konventionellen Dieselmotorenverfahrens erzielt wurden. Die Reduktion dieser Emissionen stellt für die Abgasnachbehandlung mittels DOC eine Herausforderung dar.

Somit kann ein Betrieb mit alternativen und konventionellen Brennverfahren in ein und demselben Motor mit attraktiven Wirkungsgraden und niedrigen Ruß- und Stickoxidemissionen realisiert werden. Der Übergang zwischen konventionellem und alternativem Betrieb wurde in dieser Arbeit jedoch nicht untersucht.

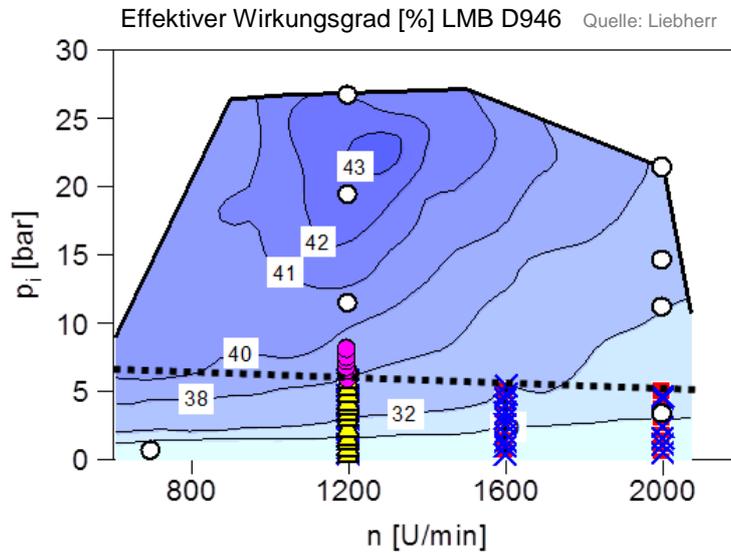


Abbildung 60: Betriebskennfeld LMB D946

In Abbildung 60 wird das Betriebskennfeld des Serienmotors mit den für diese Arbeit gefahrenen Punkten mit alternativen Brennverfahren dargestellt. Es ergibt sich ein leicht von der Drehzahl abhängiger Bereich in dem alternative Brennverfahren unter Einhaltung der nach Tier 4 geforderten Grenzwerte möglich ist. Dabei wurden Lastschnitte bis zu einem Ladedruck von 0,5 bar gefahren. Die eingezeichnete Linie markiert den Lastbereich in dem mit alternativen Brennverfahren und einem Ladedruck von maximal 0,5 bar die nach Tier 4 final geforderten Grenzwerte eingehalten werden können.

Bei 1200 U/min wurde der Ladedruck weiter angehoben und die Last weiter gesteigert. Die rosa eingezeichneten Punkte markieren diese Messpunkte. In Tabelle 8 wird der Lastpunkt mit der höchsten erreichten Last, unter Verwendung von alternativen Brennverfahren und Einhaltung der nach Tier 4 geforderten Emissionswerte für Ruß und NO_x , beschrieben.

n	min-1	1200
p_i	bar	8,05
λ	-	1,05
AGR	%	57,7
p_{22}	bar	0,823
p_{31}	bar	0,946
T_{31}	°C	362
η_i	-	0,419
NO_x	g/kWh	0,04
Ruß	g/kWh	0,0156

Tabelle 8: maximal dargestellte Last mit alternativen Brennverfahren

Die Last kann weiter gesteigert werden, allerdings stellt dies eine sehr hohe Herausforderung für die Ladergruppe, wie in Kapitel 4 Betrieb beschrieben, dar. Deshalb wurde keine weitere Laststeigerung und damit verbundene Ladedrucksteigerung vorgenommen.

Der Übergang zwischen dem Bereich mit alternativer Verbrennung und konventioneller Verbrennung und die Anpassung der Ladergruppe an die neuen Anforderungen stellen die größten Herausforderungen für folgende Projekte dar. Dazu sind weitere Untersuchungen notwendig.

LITERATUR

- 1 DIN 1940
- 2 Eichlseder, H. et al.: „Kolbenmaschinen“ Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2011
- 3 <http://www.dieselnet.com> (2.2.2012)
- 4 Pischinger, R; Klell, M.; Sams, Th.: „Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine“. 3. Auflage. In der Reihe: List, H. (Hrsg.): Der Fahrzeugantrieb. Springer Verlag Wien New York, ISBN 9783211992760, 2009
- 5 Wimmer, A.: „Thermodynamik des Verbrennungsmotors“ Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2010
- 6 Eichlseder, H., Schatzberger, T., Schutting, E., „Neue Aufladestrategien und teilhomogene Brennverfahren – Simulationsgestützte Optimierung am Motorprüfstand“
- 7 Eichlseder, H., Klell, M.: „Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik“, Springer Verlag Wiesbaden 2010
- 8 Gollech, R.: „Downsizing bei Verbrennungsmotoren: Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung“, Springer Verlag, 2005
- 9 Figer, G.: „Homogene Selbstzündung und Niedertemperaturverbrennung für direkteinspritzende Dieselmotoren mit niedrigsten Partikel- und Stickoxidemissionen“

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abbildung 1: Temperatur und Lambda als Einflussfaktoren für Ruß- und NO _x -Bildung [5]	8
Abbildung 2: Temperaturverlauf über Einspritzstrahl und Flammenentwicklung [5]	9
Abbildung 3: Bereiche der alternativen Brennverfahren [5]	10
Abbildung 4: Brennverfahren im Vergleich [5]	13
Abbildung 5: Vergleich der verwendeten Verbrennungsverfahren	13
Abbildung 6: Betriebsstrategie des Vollmotors	14
Abbildung 7: Prüfstand	16
Abbildung 8: Drehmomentmessflansch T12	17
Abbildung 9: Abtrieb	18
Abbildung 10: Kolbenvarianten	20
Abbildung 11: Pleuel des Versuchsträgers	21
Abbildung 12: Pleuelkräfte	21
Abbildung 13: Pleuelwelle mit originalen Wangen	22
Abbildung 14: Bearbeitete Pleuelwelle mit verschraubten Wolframblocken	22
Abbildung 15: Anordnung der Messelemente für die Schwingungsmessung	23
Abbildung 16: Schwingungsanalyse des Motors mit und ohne Gegengewichte	23
Abbildung 17: Lancaster Ausgleich [2]	24
Abbildung 18: Verlauf der Massenkräfte über eine volle Motorumdrehung	25
Abbildung 19: Prüfstands Aufbau	26
Abbildung 20: Massenausgleich erster Ordnung	27
Abbildung 21: Massenausgleich zweiter Ordnung	27
Abbildung 22: Aufbau der AGR-Konditionierung	28
Abbildung 23: Kraftstoffversorgung	29
Abbildung 24: indizierter Mitteldruck bei unterschiedlicher OT Einpassgenauigkeit	32
Abbildung 25: Messfehler des indizierten Mitteldruckes in Abhängigkeit der OT Einpassgenauigkeit [8]	32
Abbildung 26: Einlasskanalgeometrie	33
Abbildung 27: Benennung der Ventile	34
Abbildung 28: Aufbau des Zylinderkopfströmungsprüfstandes	35
Abbildung 29: $\mu\sigma$ -Werte des Auslasskanals	37
Abbildung 30: Vergleich der $\mu\sigma$ -Werte	38
Abbildung 31: Vergleich der $\mu\sigma$ -Werte der einzelnen Zylinderköpfe	39
Abbildung 32: Vergleich der Drallzahl	39
Abbildung 33: Vergleich des Drallmomentes an der Tippelmann Messvorrichtung	40
Abbildung 34: Vergleich des Dralls der einzelnen Zylinderköpfe	41
Abbildung 35: Lambda und SOI Variation bei 1200 U/min, Einzeleinspritzung, $\varepsilon=15$	45
Abbildung 36: Lastschnitt bei 1200 U/min mit einer Einspritzung	46
Abbildung 37: Lastschnitt bei 1600 U/min mit einer Einspritzung	47
Abbildung 38: Lastschnitt bei 2000 U/min mit einer Einspritzung	48
Abbildung 39: Lastschnitt bei 1200 U/min und 3 Einspritzungen	49
Abbildung 40: Lastschnitt bei 1600 U/min und 3 Einspritzungen	50
Abbildung 41: Lastschnitt bei 2000 U/min und 3 Einspritzungen	51
Abbildung 42: Lambda und SOI Variation bei 1200 U/min, Einzeleinspritzung, $\varepsilon=16,5$	52

Abbildung 43: Lastschnitt bei 1200 U/min, mit einer Einspritzung und $\varepsilon=16,5$	53
Abbildung 44: Verdichtungsenddruck bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen.....	54
Abbildung 45: Verdichtungsendtemperatur bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen	54
Abbildung 46: Zündverzugszeiten in Abhängigkeit von Lambda und SOI	55
Abbildung 47: Indizierdaten von $\varepsilon=15$ mit Einzeleinspritzung	57
Abbildung 48: Indizierdaten von $\varepsilon=15$ mit Einzeleinspritzung optimiert.....	58
Abbildung 49: Indizierdaten von $\varepsilon=15$ mit Dreifacheinspritzung.....	59
Abbildung 50: Indizierdaten der $\varepsilon=16,5$ mit Einzeleinspritzung	60
Abbildung 51: Indizierdaten der $\varepsilon=16,5$ im konventionellen Betrieb.....	61
Abbildung 52: Verlustteilung verschiedener Betriebsstrategien bei 1200 U/min, $p_i=5$ bar	65
Abbildung 53: Verlustteilung eines Lastschnittes bei 1200 U/min.....	66
Abbildung 54: Ergebnis der NO_x -Emissions-Optimierung mittels DoE	67
Abbildung 55: Ergebnis der Ruß-Emissions Optimierung mittels DoE.....	68
Abbildung 56: Ergebnis der Kraftstoffverbrauchs-Optimierung mittels DoE.....	68
Abbildung 57: Ergebnis der Geräuschpegel-Optimierung mittels DoE	69
Abbildung 58: Ergebnis der Zündverzugs-Optimierung mittels DoE	70
Abbildung 59: Ergebnis der CO-Emissions Optimierung mittels DoE	70
Abbildung 60: Betriebskennfeld LMB D946.....	73

FORMELVERZEICHNIS

Formel 1 Leistung des Viertaktmotors.....	3
Formel 2 Hubvolumen eines Zylinders.....	3
Formel 3 Hubvolumen des gesamten Motors.....	3
Formel 4 effektiver Mitteldruck	3
Formel 5 mittlerer Reibdruck.....	4
Formel 6 indizierte Arbeit	4
Formel 7 1.Hauptsatz für den Hochdruckteil	4
Formel 8 innere Energie	5
Formel 9 Verdichtungsverhältnis.....	5
Formel 10 thermodynamischer Wirkungsgrad.....	5
Formel 11 Luftverhältnis	6
Formel 12 Stöchiometrischer Luftbedarf	6
Formel 13 Stöchiometrischer Sauerstoffbedarf	6
Formel 14 Momenten Gleichgewicht.....	21
Formel 15 Anteil rotierende Masse	22
Formel 16 Massenkraft 1. Ordnung	25
Formel 17 Massenkraft 2. Ordnung	25
Formel 18 resultierende Massenkraft.....	26
Formel 19 Ausgleichskraft 1. Ordnung.....	26
Formel 20 Ausgleichskraft 2. Ordnung.....	26
Formel 21 Strömungsbeiwert $\mu\sigma$	36

Formel 22 Moment an der Tippelmanmessvorrichtung.....	36
Formel 23 Drallzahl.....	36
Formel 24 Abgasenthalpie	43
Formel 25 Verhältnis der Abgasenthalpien.....	43
Formel 26 Druck aus der polytropen Verdichtung	54

TABELLENVERZEICHNIS

Tabelle 1: Tier 4 final Grenzwerte [3]	1
Tabelle 2: Verschiedene Kraftstoffe im Vergleich [7]	7
Tabelle 3: CEC Diesel.....	7
Tabelle 4: Daten des Versuchsträgers	18
Tabelle 5: Hardwarekonfigurationen.....	19
Tabelle 6: Eingangswerte der Berechnung.....	43
Tabelle 7: Errechnetes Abgasenthalpieverhältnis.....	43
Tabelle 8: maximal dargestellte Last mit alternativen Brennverfahren.....	73