Die approbierte Originalversion dieser Dissertation ist an der Hauptbibliothek der Technischen Universität Wien aufgestellt (http://www.ub.tuwien.ac.at).

The approved original version of this thesis is available at the main library of the Vienna University of Technology (http://www.ub.tuwien.ac.at/englweb/).

DISSERTATION

„Optimierung der Partikelrohemissionen sowie des Brennverhaltens aufgeladener Ottomotoren“

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der technischen Wissenschaften

unter der Anleitung von

a.o. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Ernst Pucher
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau der
Technischen Universität Wien

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Dipl.- Ing. Andreas Mlejnek
9125564
1140 Wien, Satzberggasse 9

Wien, im Mai 2006

Kurzreferat

Neben der Erfüllung der Emissionslimits sind die europäischen Automobilhersteller zwecks Erfüllung des ACEA - Abkommens dazu angehalten, die CO_2 Flottenemission zu senken. Eine vielversprechende Technologie, um den Kraftstoffverbrauch bei Ottomotoren zu senken ist das Konzept der Betriebspunktverlagerung durch Downsizing. Insbesondere hat sich die Kombination von Abgassturboaufladung mit Direkteinspritzung als erfolgversprechender Weg zur Verbrauchsreduktion herausgestellt. Es wurde jedoch bei hochaufgeladenen Ottomotoren ein Anstieg der Rußemission festgestellt.

In der vorliegenden Arbeit wurde an einem aufgeladenen Einzylinderaggregat mit Direkteinspritzung die Auswirkung verschiedener brennverfahrensrelevanter Parameter, Gemischbildner und Gemischbildungsstrategien auf Leistung und Rußemission untersucht. Zusätzlich erfolgte eine Überprüfung der für Leistung und Rußemission relevanten thermodynamischen und reaktionskinetischen Randbedingungen durch Analysen am Transparentaggregat, Strahldiagnostik, Brennverlaufsrechnung und Simulation.

Zur Beurteilung der maßgeblichen Größen der Reaktionskinetik der Rußbildung (globales Lambda, Restsauerstoffgehalt, Rußbildungsdauer, Rußoxidationsdauer, Spitzentemperatur, Gemischbildungsdauer, Ladungsbewegung, Ansteuerbeginn) wurden die Versuchsdaten mittels Regressionsanalyse bewertet. Dabei wurde festgestellt, daß molekularer Restsauerstoff, aber auch die Rußbildungsdauer keinen Einfluß auf die Rußemission haben.
Haupteinflußgröße auf die Rußentstehung ist die Diffusionsverbrennung schlecht aufbereiteten Kraftstoffes, verursacht durch Kolbenbenetzung und zu geringe Gemischbildungsdauern.

Im Allgemeinen ist jedoch festzustellen, daß kein Trade – Off zwischen Leistung und Rußemission besteht. Leistungsfördernd wirken sich im untersuchten Lastpunkt vor allem sogenanntes Scavenging, d.h. der Betrieb mit großer Ventilüberschneidung, sowie eine zentrale Zündkerzenposition mit den dadurch bedingten kurzen Brennwegen aus.
Durch geeignete Maßnahmen, wie Ladungsbewegung und der Auslegung des Gemischbildners auf hohe Injektordurchflüsse in Kombination mit getakteter Einspritzung ist ein rußfreier Motorbetrieb an der aufgeladenen Vollast möglich.

Abstract

Besides fulfilling emission limits, european car manufacturers are forced to reduce CO_2 fleet emissions to reach the requirements of the ACEA commitment. Downsizing seems to be one of the best technologies to reduce fuel consumption of SI – engines. Especially the combination of turbocharging and direct-injection is said to be the most promising way to achieve less fuel consumption. Unfortunately charged SI – engines indicate an increase of soot emission.

This paper shows the results of engine tests of a charged single cylinder engine with direct gasoline injection. The effects of parameters of the combustion system, different injector types and injecting strategies on soot and performance are investigated. Besides, boundary conditions for thermodynamic and reactivity cinetics are approved by tests on an optical engine, spray diagnostics, thermodynamic analysis and CFD – calculation.

To assess the main terms of soot formation (lambda, residual O_2, soot formation endurance, soot oxidation endurance, peak temperature, mixture formation timing, charge motion, start of injection) data has been proved by regression analysis. The influence of Residual O_2, as well as soot formation endurance on soot formation is detected to be neglectable. The combustion of liquid fuel caused by piston wetting and poor mixture formation timing is mainly responsible for in – cylinder soot formation.

In general no trade-off of performance and soot formation is detected. Scavenging (operation with great valve-laps), as well as a central position of the spark plug (causing short combustion discances) increase performance in the investigated operation point. Improved charge motion and injectors with great static flows combined with divided fuel injection make WOT engine operation without soot emission possible.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen von Untersuchungen zur Brennverfahrensentwicklung am aufgeladenen Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung während meiner Tätigkeit als Mitarbeiter im Forschungsbereich Verbrennungsmotorische Antriebe RBP/CP der DaimlerChrysler AG in Stuttgart – Untertürkheim.

Herrn a.o. Univ.-Prof. Dr. techn. Ernst Pucher vom Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau der Technischen Universität Wien gilt mein besonderer Dank für die wissenschaftliche Betreuung, seine Anregungen und seine stets hilfreichen Diskussionen.

Herrn a.o. Univ.-Prof. Dr.techn. Hans Puxbaum vom Institut für chemische Technologien und Analytik der Technischen Universität Wien für sein Interesse an dieser Dissertation und der Übernahme des Koreferats.

Weiterhin möchte ich mich bei den Herren Dr.- Ing. Günter Karl, Dipl.- Ing. Viktor Pfeffer und Dipl.-Ing. Guido Vent bedanken, durch deren Förderung diese Arbeit innerhalb der DaimlerChrysler AG realisiert werden konnte. Den Herrn Dr.-Ing. Jürgen Friedrich, Herrn Bruno Heiss, Dipl.-Ing. Lothar Herrmann, Dipl.-Ing. Matthias Pfau, Dipl.-Ing. Klaus Rößler und Dipl.-Ing. Hansjürgen Weimann danke ich für die freundschaftliche Zusammenarbeit, wertvollen Anregungen und Diskussionen, sowie den studentischen Mitarbeitern, die im Rahmen ihrer Studien- und Diplomarbeiten bei der Durchführung der Untersuchungen behilflich waren.

Den Mitarbeitern der Fachbereiche RBP/C und RBP/B , die mich in vielfältiger Weise unterstützt haben und zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben, möchte ich meinen herzlichen Dank aussprechen.

Stuttgart im Mai 2006

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen und Symbole 1

1 Einleitung 4

2 Methodik 7

2.1 Motorversuch 8
2.1.1 Versuchsträger 8
2.1.2 Prüfstand 10

2.2 Diagnostik 12
2.2.1 Transparentaggregat 12
2.2.2 Strahldiagnostik 14

2.3 Berechnung 16
2.3.1 Brennverlaufsanalyse 16
2.3.2 CFD – Simulation 17
2.3.3 Regressionsanalyse 17

3 Stand der Technik 18

3.1 Betriebspunktverlagerung als Verbrauchskonzept 18

3.2 Entwicklungsschwerpunkte bei Hochaufladungskonzepten 24
3.2.1 Mechanik 24
3.2.2 Instationärproblematik 25
3.2.3 Zündung 26
3.2.4 Verbrennung 28
3.2.5 Gemischbildung 32
3.2.6 Abgasnachbehandlung 38

3.3 Aufladung und Direkteinspritzung 39

3.4 Partikelbildung 40
3.4.1 Partikel 40
3.4.2 Rußbildung und –oxidation 40
3.4.3 Rußbildung am direkteinspritzenden Ottomotor 46

4 Durchgeführte Untersuchungen 47

4.1 Brennverfahrensrelevante Parameter 47
4.1.1 Ladelufttemperatur 47
4.1.2 Abgasgegendruck 50
4.1.3 Ladungsbewegung 52
4.1.4 Steuerzeiten 57
4.1.5 Scavenging 59
4.1.6 Zündzeitpunkt 62
4.1.7 Kühlmitteltemperatur 64
4.1.8 Luftverhältnis 66

4.2 Gemischbildner und Gemischbildungsstrategie 69
4.2.1 Injektoren 69
4.2.2 Injektorparameter 71
4.2.3 Gemischbildungsstrategien 87

5 Datenbewertung mittels Regressionsanalyse 96

6 Diskussion der Ergebnisse 101

7 Zusammenfassung und Ausblick 106

Anhang 108

Abkürzungen und Symbole

a	Beschleunigung [m/s^2]
$a_{Ruß}$	Rußoberfläche [m^2]
A	Stirnfläche [m^2]
A_{eff}	Durchflußquerschnitt (effektiv) [m^2]
ACEA	Association des Constructeurs Europeens D'Automobiles
ATL	Abgasturbolader
AV	Auslassventil
b_e	Effektiver Verbrauch [g/kWh]
BD	Brenndauer [°KW]
C	Kohlenstoff
c_W	Luftwiderstandsbeiwert [-]
CAFE	Corporate Average Fuel Economy
CCD	Charge Coupled Device
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO_2	Kohlendioxid
d	Zylinderbohrung [mm]
d_T	Tröpfchendurchmesser [µm]
DE	Direkteinspritzung
DI	Direct Injection
e	Massenfaktor [-]
EUDC	European Driving Cycle
EV	Einlaßventil
f	Rollwiderstandsbeiwert [-]
FSN	Filter Smoke Number [-]
f_V	Rußvolumenkonzentration [-]
FVV	Forschungsvereinigung für Verbrennungskraftmaschinen
g	Erdbeschleunigung [m/s^2]
GOT	Oberer Totpunkt der Kolbenbewegung im Auspuff- und Ansaugtakt
H	Wasserstoff
HC	Kohlenwasserstoffemissionen [g/h]
KI	Klopfintensitätsfaktor [-]
k_{koag}	Koagulationskoeffizient [-]
k_{Ow}	Geschwindigkeitsfaktor [1/s]
K_1	Gaskonstante
KG	Klopfgrenze
KHDE	Kompressionshubdirekteinspritzung
KW	Kurbelwinkel [°]
i	Zählindex
i_{ges}	Gesamtübersetzung [-]
m	Fahrzeugmasse [kg]
m_B	Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel [kg]
m_K	Luftmassenstrom durch den Verdichter [kg/s]

m_{RUSS}	Rußkonzentration [g/m^3]
m_T	Abgasmassenstrom durch die Turbine [kg/s]
M_m	Motordrehmoment [Nm]
MRUSH	Rußmassenstrom [g/h]
n	Motordrehzahl [1/min], Tropfenanzahl [-]
na	naturally aspired
n_a	Teilchenzahlendichte [1/m^3]
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
O	Sauerstoff - atomar
O_2	Sauerstoff - molekular
PAK	Polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
p_3	Abgasdruck vor Turbine [bar]
p_4	Abgasdruck nach Turbine [bar]
p_{ABGAS}	Abgasgegendruck [mbar]
p_{me}	Effektiver Mitteldruck [bar]
p_{mi}	Indizierter Mitteldruck [bar]
$p_{SAUGROHR}$	Saugrohrdruck [bar; mbar]
p_{RAIL}	Kraftstoffraildruck [N/m^2; bar]
Q5%	5 % Umsatzpunkt der Verbrennung [°KW n. ZOT], Brennbeginn
Q50%	50 % Umsatzpunkt der Verbrennung [°KW n. ZOT], Verbrennungsschwerpunkt
Q90%	90 % Umsatzpunkt der Verbrennung [°KW n. ZOT] Brennende
Q_{STAT}	Statischer Durchfluß [ccm/s]
r_{dyn}	dynamischer Reifenradius [m]
R_G	Reflexionsvermögen des geschwärzten Filterpapiers [-]
R_W	Reflexionsvermögen des weißen Filterpapiers [-]
s	Kolbenhub [mm]
SI	Spark Ignition
SMD	Sauter Mean Diameter [µm]
SOI	Start of Injection, Ansteuerbeginn
t_{HOM}	Homogensierungsdauer [ms]
t_i	Einspritzdauer [s; ms]
t_{OXI}	Rußoxidationsdauer [ms]
t_{RUSS}	Rußbildungsdauer [ms]
t_{VERZUG}	Verzugszeit [s]
T_1	Temperatur vor Verdichter [K]
T_3	Temperatur vor Turbine [K]
TTL	Transistor Transistor Logik
T_{ABGAS}	Abgastemperatur [°C]
$T_{LADELUFT}$	Ladelufttemperatur [°C]
T_{MAX}	Maximale Temperatur im Verbrannten [K]
T_{UV}	Temperatur des Arbeitsgases im Verbrannten [K]
T_V	Temperatur des Arbeitsgases im Unverbrannten [K]
v	Fahrgeschwindigkeit [m/s]
V_H	Hubraum [dm^3]

V_{ges}	Gesamtvolumen [m^3]
$V_{Ruß}$	Rußvolumen [m^3]
w_{rel}	Relativgeschwindigkeit Kraftstoff-Luft [m/s]
We	Weberzahl [-]
Z	Zeitdauer [s]
ZV	Zündverzug [°KW]
ZOT	Oberer Totpunkt der Kolbenbewegung im Verdichtungs- und Verbrennungstakt
ZZP	Zündzeitpunkt [°KW. n. ZOT]

α	Steigungswinkel [°]
α_{10}	Strahlwinkel, gemessen 10 mm unterhalb des Strahlaustrittspunktes
Δp_{mi}	Differenz des indizierten Mitteldrucks [bar]
Φ	Kurbelwinkel [°KW n. ZOT]
ε	Verdichtungsverhältnis [-]
γ	Reaktionswahrscheinlichkeit, Bendingwinkel [°]
γ_i	Reaktionswahrscheinlichkeit,
η_{TL}	Turboladerwirkungsgrad
η_{ges}	Gesamtwirkungsgrad [-]
κ_A	Isentropenexponent des Abgases [-]
κ_L	Isentropenexponent der Luft [-]
λ	Luftverhältnis [-]
Π_K	Druckverhältnis am Verdichter [-]
ρ	Luftdichte, Kraftstoffdichte [kg/m^3]
σ	Oberflächenspannung [N/m]
σp_{mi}	Standardabweichung des Mitteldrucks [bar]
Σ	Summe

1 Einleitung

Seit Anfang der Siebzigerjahre war die Entwicklung von Ottomotoren, neben der Forderung nach Leistung, Drehmoment und Komfort eindeutig durch Emissionsauflagen bestimmt. Den Automobilherstellern wurden durch den Gesetzgeber immer schwieriger zu erfüllende Rahmenbedingungen gesetzt, um gerade noch die Limits der erlaubten gasförmigen Schadstoffemissionen zu erreichen.
Die Legislative der Vereinigten Staaten von Amerika verknüpfte als Erste die Emissionsgesetzgebung mit Maßgaben zur Corporate Average Fuel Economy (CAFE) und damit im weiteren Sinne mit Vorgaben zum klimaschädigenden CO_2 – Ausstoß von Motoren.
In Europa wurde im Rahmen der Diskussion um die EURO III Emissionsgesetzgebung erstmals ein Flottenverbrauch von 5l/100km für PKW mit Ottomotoren für das Jahr 2005 gefordert. Des Weiteren verpflichtete sich die Association des Constructeurs Europeens D'Automobiles (ACEA) zur Absenkung der CO_2 – Flottenemission auf 140g/km bis zum Jahr 2008. Das entspricht einer Absenkung von 25% gegenüber dem Stand von 1995 (185 g/km). Die Automobilhersteller wurden weiters aufgefordert, Technologien zu entwickeln, die eine Flottendurchschnittsemission von 120 gCO_2/km bis zum Jahr 2012 ermöglichen.
Um dieses Ziel zu erreichen ist neben der Optimierung des Gesamtsystems Fahrzeug (Reduktion des Fahrzeuggewichts und der Fahrwiderstände), eine Verbesserung des Antriebsstrangs und des Wirkungsgrades der motorischen Prozesse nötig. Die Einführung der in den letzten Jahren entwickelten alternativen Antriebssysteme sowie die Verwendung alternativer Kraftstoffe ist jedoch derzeit aus Kosten- bzw. Infrastruktursicht Nischenmärkten vorbehalten.
Beim Dieselmotor sind insbesondere durch die Einführung der Direkteinspritzung in Kombination mit einem Aufladesystem in den letzten Jahren große Fortschritte hinsichtlich Wirkungsgradoptimierung gemacht worden. Aufgabe der Motorenentwickler wird in den nächsten Jahren sein, das sehr gute CO_2 – Emissionsniveau des Dieselmotors zu halten. Verbesserungen werden sich schwierig gestalten, die Vorgaben der kommenden Euro V – Emissionsgesetzgebung erfordern Abgasnachbehandlungstechnologien, die eine thermodynamisch wirkungsgradungünstige Betriebsweise der Motoren notwendig machen.
Der Ottomotor hinkt aufgrund seiner prinzipbedingten Wirkungsgradnachteile deutlich hinterher. Die vor allem in der Teillast ungünstige Quantitätsregelung lässt sich nur durch die Einführung folgender Technologien ersetzen:

- Benzindirekteinspritzung (Schichtbetrieb)
- Vollvariable Ventiltriebe
- Abgasregelung (Abgasrückführung, Abgasrückhaltung)
- Magerbetrieb (homogen)

Potential bietet außerdem eine Verlagerung der im Fahrbetrieb relevanten Betriebspunkte hin zu stärkerer Entdrosselung und damit zu wirkungsgradgünstigeren Kennfeldbereichen. Technisch realisiert wird diese Verbrauchsmaßnahme vorzugsweise durch Verwendung hubraumkleinerer Motoren bzw. längerer Achsübersetzungen (siehe Kapitel 2.1). Um dennoch die erforderlichen Leistungs- und Drehmomentreserven eines solchen ‚Down-

Sizing'-Konzeptes zu gewährleisten, ist der Einsatz folgender Technologien sinnvoll:

- Aufladung
- Zylinderabschaltung

Abbildung 1.1 zeigt das Verbrauchseinsparpotenzial der oben genannten Technologien.

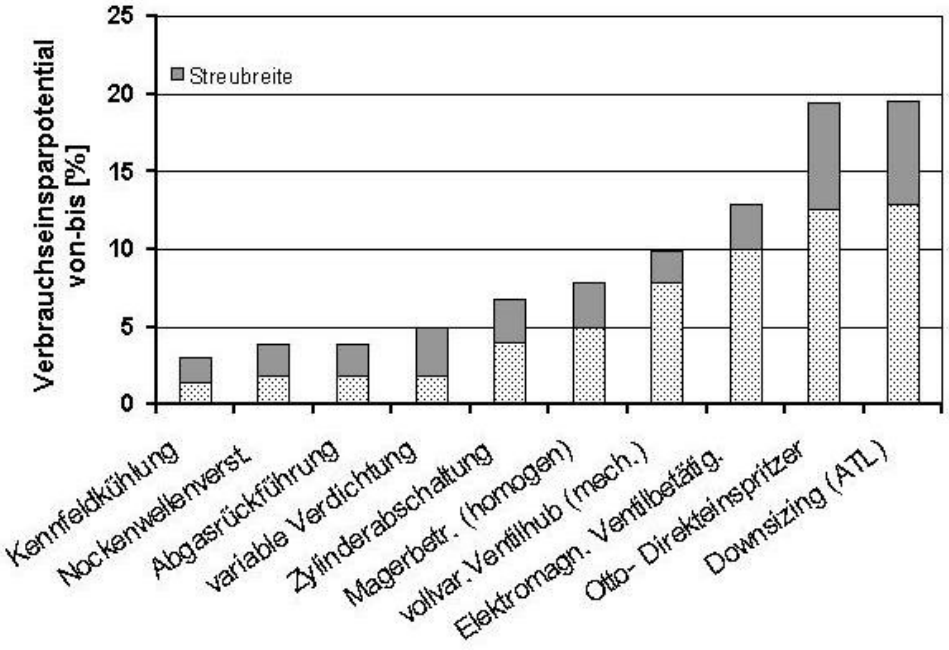


Abbildung 1.1: Verbrauchseinsparpotenziale [1]

Den Brennverfahren ‚Ottomotor mit Direkteinspritzung' und ‚Downsizing mit Abgasturboaufladung' werden große Verbrauchsreduktionspotenziale zugemessen.
Die Kombination eines homogen betriebenen Direkteinspritzers mit einem Hochaufladungskonzept ergibt weitere Verbrauchsverbesserungen [2]. Es ergeben sich nicht nur Vorteile hinsichtlich Instationär- und Kaltstartverhalten, es können auch die für einen guten Teillastwirkungsgrad notwendigen hohen Verdichtungsverhältnisse beibehalten werden.
Verschärft wird durch ein DE-Konzept allerdings die bei hochaufgeladenen Motoren bestehende Problematik der Gemischbildungsgüte an der Vollast, insbesondere in Bereichen der Bauteilschutzanfettung im oberen Drehzahlbereich. Mangelnde Gemischbildungszeit sowie ungünstige Gemischbildungsbedingungen verursachen Schwarzrauch- und Partikelbildung.

Wie in Abbildung 1.2 ersichtlich, liegen die Partikelemissionen sowohl des direkteinspritzenden, als auch des turboaufgeladenen Ottomotors über den Werten eines Dieselmotors mit Partikelfiltertechnologie. In Hinblick auf die kommenden EURO V Emissionslimits, die Grenzwerte unabhängig vom Brennverfahren vorschreiben wird, ist diese Tatsache als Herausforderung für den Ottomotor zu betrachten.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, in Hinblick auf kommende Emissionsvorschriften, Grundlagen zu erarbeiten um sowohl die Schwarzrauchemission als auch das Klopfverhalten von Ottomotoren mit Direkteinspritzung und Abgasturboaufladung zu verbessern. Die

Untersuchungen werden an der Vollast an einem hochaufgeladenen, direkteinspritzenden Einzylinder - Forschungsmotor durchgeführt. Im Rahmen der Versuche werden sowohl für aufgeladene Motoren relevante Brennverfahrensparameter, als auch Gemischbildner und Einspritzparameter hinsichtlich Ruß und Klopfen geprüft und bewertet. Anhand der Versuchsergebnisse werden die wesentlichen physikalischen Zusammenhänge und Mechanismen erarbeitet und dargestellt. Die Erkenntnisse dieser Arbeit sollen einen Beitrag dazu liefern, die optimalen Gemischbildungs- und Betriebsstrategien für einen aufgeladenen, direkteinspritzenden Ottomotor zu finden, um einen rußfreien/rußarmen und leistungsoptimalen Betrieb zu gewährleisten.

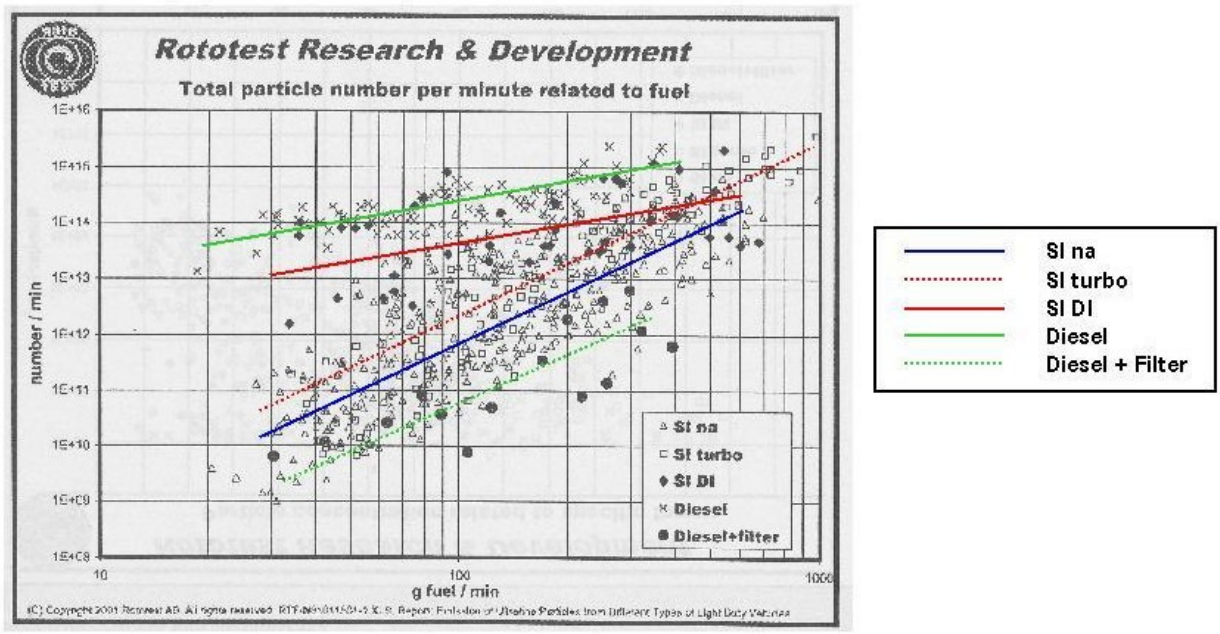


Abbildung 1.2: Partikelemissionen verschiedener Antriebskonzepte [3]

2 Methodik

In der hier vorliegenden Arbeit wird zunächst eine umfassende Analyse des Standes der Technik von aufgeladenen DE - Ottomotoren gemacht (Kapitel 3). Nach einer Betrachtung der Verbrauchsproblematik am Gesamtsystem Fahrzeug erfolgt eine detaillierte Darstellung der Entwicklungsumgebung von Motoren mit Aufladung, in dem insbesondere die Unterschiede zwischen konventioneller und innerer Gemischbildung bei einem Hochaufladungskonzept herausgearbeitet werden. Weiters folgt eine Betrachtung der bestimmenden Faktoren der Rußbildung.

Idee dieser Arbeit ist, zunächst die Auswirkung makroskopischer Motoreingriffe auf das Leistungs- und Emissionsverhalten, insbesondere auf die Rußemission, darzustellen. Auftretende Trade – Offs zwischen Leistung und Emission durch diese hard- und softwareseitigen Variationen sollen aufgezeigt werden. Anschließend wird analytisch dargestellt, welche thermodynamischen bzw. reaktionskinetischen Rahmenbedingungen bei den jeweiligen Ergebnissen vorherrschend sind.

Die Darstellung des Leistungs- und Emissionsverhalten erfolgte im Motorversuch in der nachfolgend beschriebenen Versuchsumgebung.
Zur Analyse der thermodynamischen und reaktionskinetischen Rahmenbedingungen fanden folgende Entwicklungstools Anwendung:

- Diagnostik
  - Transparentaggregat
  - Strahldiagnostik
- Berechnung
  - Brennverlaufsanalyse
  - CFD – Simulation
  - Regressionsanalyse

Alle Versuche wurden im Betriebspunkt bzw. bei entsprechenden Randbedingungen mit folgenden Einstellparametern vorgenommen:

Drehzahl:	2000 min^{-1}
Saugrohrdruck (abs.):	2000 mbar
Abgasgegendruck (abs.):	1800 mbar
Ansauglufttemperatur:	40 °C

Dieser Betriebspunkt entspricht einem Motorkennfeldpunkt, der angefahrenen wird, wenn aus der Teillast plötzlich Last bereitgestellt werden soll. Verdichterseitig wird bereits der volle Ladedruck zur Verfügung gestellt, aufgrund der noch relativ niedrigen Drehzahl ist der Motorbetriebszustand bei Lasten um 20 bar Mitteldruck jedoch als kritisch hinsichtlich Gemischbildung und Verbrennung anzusehen.
Der hohe Abgasgegendruck wurde gewählt, um damit einen kleinen Turbinenquerschnitt, wie er bei variablen Turbinensystemen in diesem Motorbetriebspunkt typisch ist, zu simulieren.

2.1 Motorversuch

2.1.1 Versuchsträger

Alle in dieser Arbeit beschriebenen motorischen Versuche wurden an einem Einzylinder-Viertakt-Ottomotor mit innerer Gemischbildung durchgeführt. Die verwendeten Zylinderköpfe unterscheiden sich in der Position des Einspritzinjektors. Der Zylinderkopf mit seitlicher Injektorlage wurde ursprünglich für die Brennverfahrensentwicklung eines wand-luftgeführten DE-Magerschichtverfahrens ausgelegt, dem Zylinderkopf mit mittiger Injektorlage liegt ein strahlgeführtes DE-Brennverfahren zu Grunde.
Betrieben wurden beide Aufbauten im Homogenbetrieb, d.h. es wurde bei beiden Zylinderkopfkonzepten ein flacher Kolben verwendet, um einen möglichst klopffesten Brennraum zu realisieren.
Beide Zylinderköpfe verfügen über getrennte Einlaßkanäle. Durch Verschließen eines Kanals mit einer Klappe kann das Ladungsbewegungsniveau der Zylinderköpfe variiert werden.
Die Daten der Aufbauten sind in Tabelle 2-1 aufgelistet, eine Schnittzeichnung der beiden Zylinderköpfe sowie der Versuchsaggregate befindet sich im Anhang.

Bohrung	82 mm	
Hub	85 mm	
Hubraum	448,86 cm^3	
Pleuellänge	143,5 mm	
Verdichtungsverhältnis	10	
	Seitliche Injektorlage	**Zentrale Injektorlage**
Anzahl Ventile	4	4
Ventilwinkel – Einlaßventile	23°	18,6°
Ventilwinkel – Auslaßventile	14°	13,1°
Ventildurchmesser – Einlaßventile	30,5 mm	30,5 mm
Ventildurchmesser – Auslaßventile	27 mm	26 mm
Steuerzeiten (2 mm Ventilhub)		
Einlaß öffnet	25°KW n. GOT	
Einlaß schließt	190 °KW n. GOT	
Auslaß öffnet	209°KW v. GOT	
Auslaß schließt	29°KW v. GOT	
Zündkerze		
Typ	Bosch F4MPP332	NGK T7339E

Tabelle 2-1: Motordaten

2.1.1.1 Zündsystem

Um eine sichere Zündeinleitung im aufgeladenen Betrieb zu garantieren wurde der Elektrodenabstand der Zündkerzen auf 0,4 mm reduziert (siehe auch Kap. 2.2.3.1).

Die Bereitstellung der Zündenergie erfolgt über eine extern versorgte Wechselspannungszündung, die Funkendauer kann von 0,4 bis 4 ms beliebig eingestellt werden. Wenn nicht anders angegeben wurden die Versuche mit einer Funkendauer von 1,6 ms gefahren, dieser Wert entspricht der Funkendauer konventioneller Transistorzündungen.

2.1.1.2 Kraftstoff und Kraftstoffsystem

Alle Versuche wurden mit Superkraftstoff der Marke Shell Optimax gefahren. Die genaue Kraftstoffzusammensetzung ist in Anhang IV aufgelistet.

Die Bereitstellung des erforderlichen Kraftstoffdrucks (30 bis 200 bar) erfolgt durch eine elektrisch angetriebene Radialkolbenpumpe. Die Einstellung des Kraftstoffdrucks erfolgt durch manuelles Einstellen einer Feder im Überströmventil des Hochdruck-Regelmoduls. Dabei wird der Volumenstrom durch den Bypass und damit der am Injektor anliegende Druck verändert (Abbildung 2.1). Vorteil des Systemaufbaus ist, daß zu jedem beliebigen Zeitpunkt ein großes Kraftstoffvolumen unter Druck zur Verfügung steht. In Verbindung mit den unter Kapitel 4.2 beschriebenen Injektoren ist damit ein mehrmaliges Einspritzen pro Zyklus aus hydraulischer Sicht möglich.

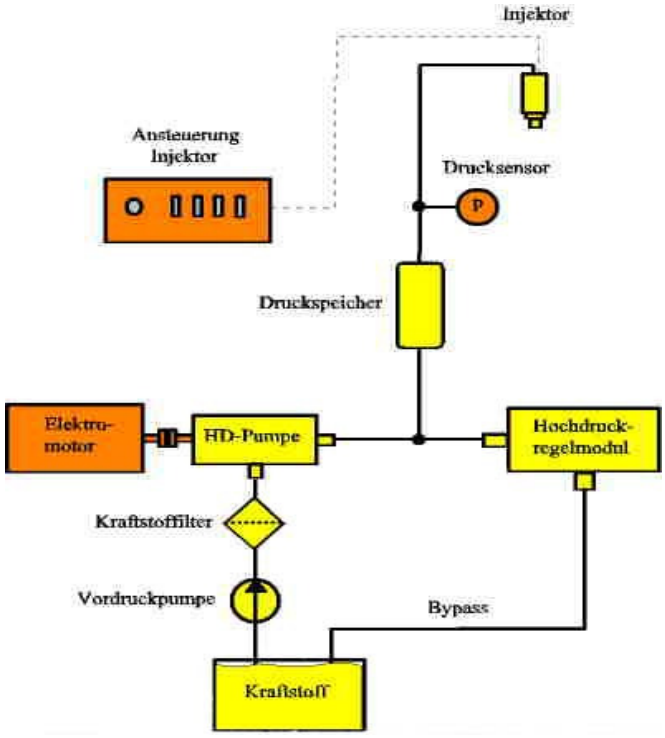


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung des Einspritzsystems

2.1.1.3 Motorelektronik

Eine Änderung von Kennfeldgrößen wie Ansteuerbeginn des Injektors, Ansteuerdauer und Zündzeitpunkt erfolgt über die adaptive Motorsteuerung ‚CONAS' der Firma Erphi. Sie erhält über einen Kurbelwellensensor Informationen über die Drehzahl sowie die Kurbelwellenstellung. Ein zusätzlicher Nockenwellensensor gibt Auskunft über die Lage des ZOT.

2.1.2 Prüfstand

Zum Bremsen des Motors wird eine Vier-Quadranten-Pendelmaschine der Firma ATB eingesetzt. Die maximale Brems- bzw. Antriebsleistung beträgt P_{max} = 50 kW, die höchstmögliche Drehzahl liegt bei n_{max} = 7000 min^{-1}.
Die Vergleichbarkeit und Reproduzierbarkeit der Messungen wird durch die Konditionierung folgender, in Verbindung mit dem Motor stehender Medien garantiert:

Medium	*Konditionierung*
Kühlwasser	Temperatur
Öl	Temperatur
Ansaugluft	Temperatur, Luftfeuchtigkeit
Raumluft	Temperatur
Kraftstoff	Temperatur

Tabelle 2-2 : Konditionierung

Ladedruck und Ladelufttemperatur, sowie der Abgasgegendruck können beliebig eingestellt werden. Dadurch können die brennverfahrensseitigen Randbedingungen eines abgasturboaufgeladenen Vollmotors dargestellt werden.
Soweit nicht anders im Versuchsprogramm vorgesehen, wurden Motorkühlwasser und Motoröl auf einer konstanten Temperatur von 90°C gehalten.

Die wichtigsten Informationen über den aktuellen Betriebszustand des Motors und der Peripherie werden dem Prüfstandsführer über den Prüfstandsrechner online angezeigt. Die Dokumentation der Meßdaten erfolgt durch Auslösung einer 60 Sekunden dauernden Messung. Dabei werden die in den Rechner eingespeisten Daten erfaßt und zum Teil aufbereitet (Mittelung, Berechnung).
Den schematischen Aufbau der Meßdatenerfassung, sowie eine Meßstellenübersicht zeigen die Abbildungen im Anhang.

2.1.2.1 Meßtechnik

Einen Überblick über die am Prüfstand eingesetzte Meßtechnik zeigt die Tabelle in Anhang VIII.

2.1.2.1.1 Druckindizierung

Zur Beurteilung des Ladungswechsels und der Verbrennung werden die Drücke der beiden Ansaugkanäle, der Abgasgegendruck und der Zylinderdruck hochaufgelöst mittels piezoelektrischen Druckaufnehmern aufgezeichnet. Die Auflösung erfolgt mit 1 Grad Kurbelwinkel, im Bereich von 30°KW v. ZOT bis 60° n. ZOT mit 0,1°KW. Pro Messung werden 100 Zyklen erfaßt, die Mittelung und Auswertung des Mitteldruckes p_{mi} und der Laufruhe σp_{mi} erfolgt durch das Meßsystem ‚Indimaster 670' der Firma AVL. Aus den gespeicherten Meßzyklen werden offline die Ladungswechselgrößen sowie die Kreis-Prozessgrößen berechnet.
Weiters wird die Indiziermeßtechnik zur Beurteilung der Klopfgrenze herangezogen. Hierfür wird das Zylinderdrucksignal mit einem 4 kHz Hochpaßfilter gefiltert, anschließend gleichgerichtet und integriert. Überschreitet der Wert des Integrals einen Schwellwert KI von 0,35 bar, wird der Zyklus als klopfend erkannt. Werden innerhalb der laufenden Messung

10% aller Zyklen mit einem Klopfereignis registriert, erfolgt vom Indiziersystem ein automatisches Schalten einer Leuchtdiode. Dem Prüfstandsführer wird dadurch das Erreichen der Klopfgrenze angezeigt.

2.1.2.1.2 Rauchwertmeßgerät

Der emittierte Rußertrag des Motors wird mit dem Rauchwertmeßgerät AVL 415 ermittelt. Bestimmt wird hierbei die sogenannte Schwärzungszahl FSN (Filter Smoke Number). Der FSN-Wert gibt die Schwärzung des Filterpapiers nach Durchfluß einer festgelegten Abgassäule wieder. Wird das Volumen des Abgases verändert, so greift das Gerät auf Tabellenwerte zurück. Die Papierschwärzung wird mit einem optischen Messkopf nach dem Lichtabsorptionsprinzip ermittelt, sie liegt zwischen 0 bei weißem und 10 bei schwarzem Papier, dazwischen wird linear geteilt. Ebenfalls wird bei jeder Messung das durchgeströmte Volumen über eine Blendenmeßstrecke bestimmt. Der Ablauf einer Messung besteht aus Papiervorschub, Spülen der Saugleitung, Abgleich von Drucksensoren und Meßkopf, Durchsaugen, Papiervorschub, Messung der Schwärzung, Spülen, Ermittlung der Rußkonzentration. Beim Meßzyklus der Versuchsreihe werden 3 Messungen durchgeführt, die innerhalb einer Toleranz von 5% liegen müssen, ansonsten wird ein neuer Zyklus gestartet. Die Berechnung des FSN Wertes erfolgt nach Formel 3-1.

$$FSN = 10 \cdot \left(1 - \frac{R_G}{R_W}\right)$$

R_G: Reflexionsvermögen des geschwärzten Filterpapiers
R_W: Reflexionsvermögen des weißen Filterpapiers

Formel 2-1: Berechnung der Filter Smoke Number

Die Umrechnung der Filter Smoke Number in gravimetrische Größen erfolgt mit der Formel 3-2 [4]:

$$m_{RUSS}\left[g/m^3\right] = \frac{1}{405} \cdot 4{,}95 \cdot FSN \cdot e^{0{,}38 \cdot FSN}$$

Formel 2-2: Berechnung des gravimetrischen Rußertrags

Die anschließende Multiplikation der so ermittelten Rußdichte mit dem Abgasvolumenstrom ergibt die Rußmassenemission pro Stunde.
Die Genauigkeit dieser Meßmethode mit anschließender Umrechnung zu herkömmlichen, gravimetrischen Meßmethoden beträgt +/- 2%. Eine Vergleichsmessung der beiden Messverfahren zeigt, daß die sich die Umrechnung der Messwerte die Russmassenemission hinreichend genau wiederspiegelt (Abbildung 2.2).

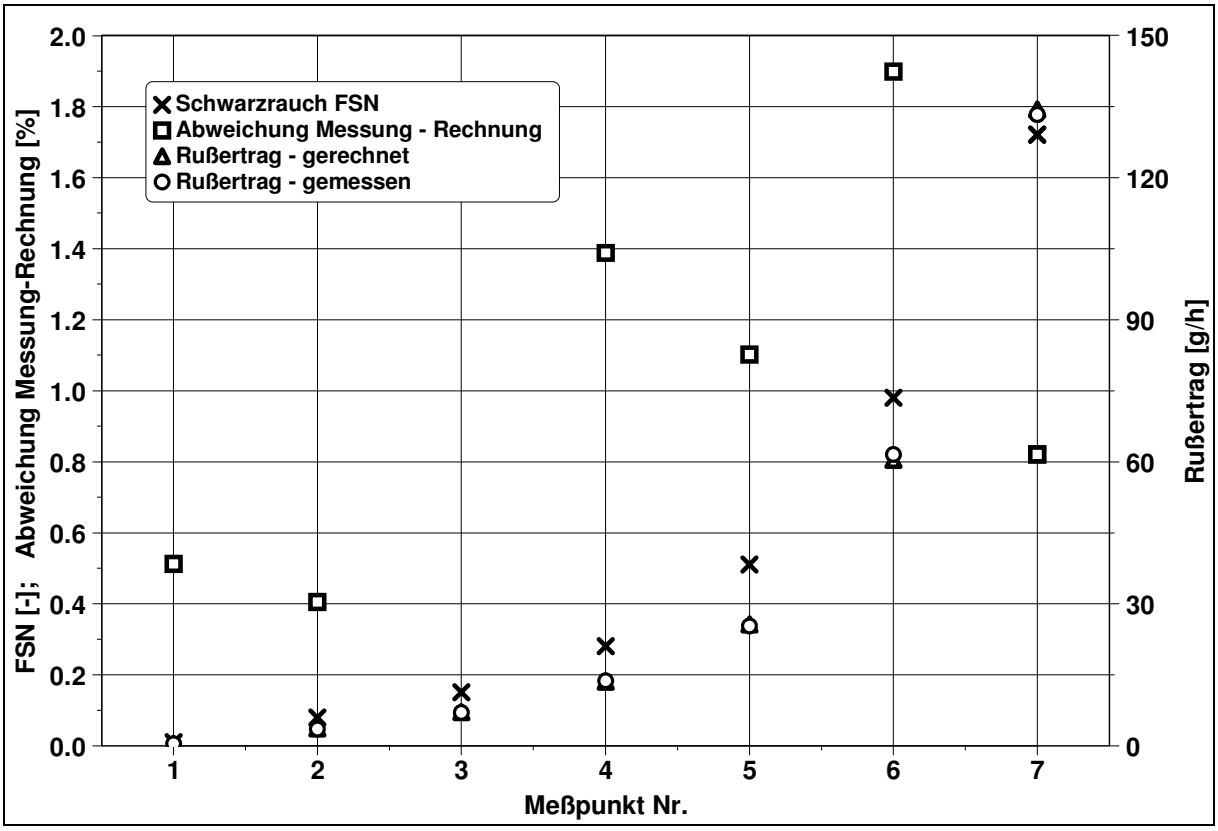


Abbildung 2.2: Vergleich der Russmessverfahren

2.2 Diagnostik

2.2.1 Transparentaggregat

Ergänzend zu den Untersuchungen am Thermodynamikaggregat werden zum Verständnis der Gemischbildungsmechanismen Versuche an einem Transparentaggregat durchgeführt. Der Aufbau des Aggregates entspricht dem in Kapitel 3.1 beschriebenen Einzylinderaufbau mit seitlicher Injektorlage.

Als optische Meßmethode wurde die Mie-Streuung angewendet. Dadurch kann die Verteilung flüssiger Kraftstofftröpfchen sichtbar gemacht werden, Aussagen zur Gemischbildung werden dadurch ermöglicht [5, 6].

Als Laser für die Mie-Streulichtaufnahmen wird ein Nd:YAG-Festkörper-Laser mit 532 nm Lichtwellenlänge verwendet.

Die Einkopplung der Lichtschnitts erfolgt in der Ebene Einspritzinjektor – Zündkerze (Abbildung 2.3)

Um die Einspritzung und die Interaktion von Kraftstoff und Luft im Brennraumdach optisch erfaßbar zu machen, wurden in den Zylinderkopf Quarzglasfenster eingearbeitet (Abbildung 2.4). Mittig ist die Zündkerze zu erkennen, rechts neben der Zündkerzenmasseelektrode ist der obere Rand eines der beiden Einlaßventile sichtbar. Wie bereits erwähnt, befindet sich der Einspritzinjektor zwischen den Einlaßventilen, der Durchstoßpunkt wurde auf dem Bild mit einem Kreuz markiert. Der Kolben ist nicht zu erkennen.

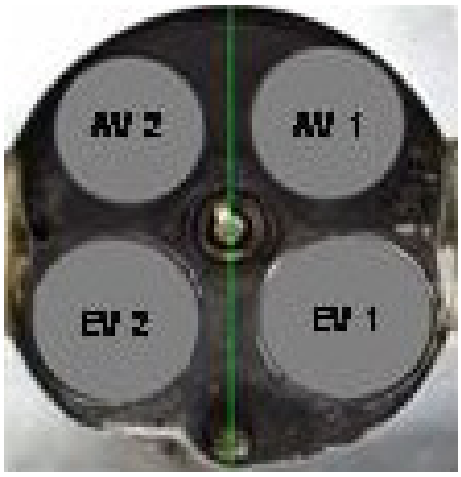


Abbildung 2.3: Einkopplung des Laserlichtschnitts

Abbildung 2.4: Zylinderkopf mit Quarzglasfenstern

Um ein besseres Verständnis der in dieser Arbeit gezeigten Aufnahmen zu schaffen, zeigt Abbildung 2.5 eine beispielhaft einen Einspritzvorgang in den Saughub. Erkennbar ist der Einspritzstrahl, der teilweise durch das geöffnete Einlaßventil verdeckt wird. Der Kolben, der sich zu diesem Einspritzzeitpunkt im Sichtbereich befindet, ist durch die Bildbearbeitung als graue Fläche dargestellt.

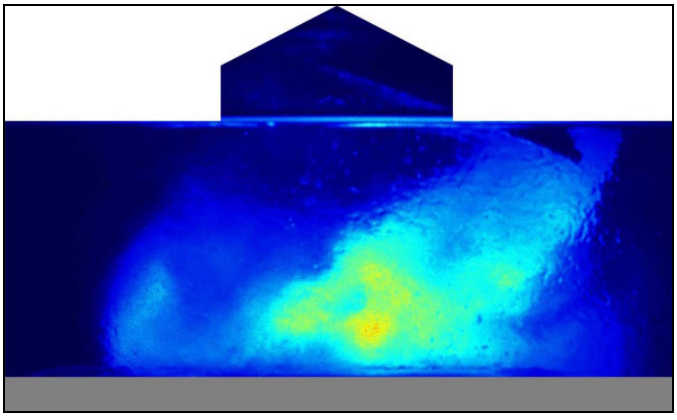


Abbildung 2.5: Aufnahme eines Einspritzvorganges (SOI = 320 °KW v.ZOT)

Der fehlende Festigkeitsnachweis des Glasrings macht einen gefeuerten Betrieb bei aufgeladener Vollast unmöglich. Die Sicherstellung des Ladedrucks von 2 bar (abs.) beschränkt zudem die Drehzahl mangels geeigneter Luftmassenversorgung auf 1000 min^{-1}.

2.2.2 Strahldiagnostik

2.2.2.1 Schattenrißmeßtechnik

Die Schattenrißmeßtechnik ist ein Verfahren, das es ermöglicht, mit Hilfe von Hochgeschwindigkeits- bzw. CCD-Kameras Aufnahmen des Einspritzstrahles durchzuführen. Da die Strömungsgeschwindigkeiten des Einspritzstrahles über 10 m/s liegen, sind Belichtungszeiten im Nanosekundenbereich erforderlich. Dies kann nur mit speziellen Lichtquellen oder Pulslasern erreicht werden. Damit auf den Einsatz von Lasern verzichtet werden kann, sind die extrem kurzen Belichtungszeiten nur im Gegenlichtverfahren, durch Abbildung des Schattens, realisierbar.

Durch die Schattenrißmeßtechnik können Aussagen hinsichtlich folgender Gesichtspunkte gemacht werden:

- Zeitlicher Verlauf der Strahlausbreitung
- Einspritzstrahlform, allgemeiner optischer Eindruck
- Zeitabstand zwischen Ansteuerbeginn und Strahlaustritt
- Öffnungswinkel des Einspritzstrahles
- Vertikaler Ablenkwinkel (sog. Bending Winkel)
- Eindringtiefe
- Eindringgeschwindigkeit
- Vorstrahlausbildung
- Nachspritzer
- Homogenität des Einspritzstrahls (Strähnigkeit)
- Güte und Form der Strahlfront

Abbildung 2.6 zeigt den verwendeten Meßaufbau der Schattenrißmeßtechnik. Der zu untersuchende Einspritzstrahl wird von der der Kamera abgewandten Seite durch eine LED beleuchtet. Die Ansteuerung erfolgt mit einem TTL-Puls (3) (standardisierter Rechteckpuls mit +/- 5V), der extern getriggert wird. Die LED hat die Funktion einer Punktlichtquelle und sendet nahezu homogenes, paralleles Licht aus. Über ein Linsensystem wird der Lichtstrahl aufgeweitet und durch die Quarzscheibe in die Druckkammer geleitet. Die Kamera zeichnet das Schattenrißbild auf und überträgt es an die Framegrabber-Karte. Der PC speichert anschließend das digitalisierte Graustufenbild im TIFF-Format auf der Festplatte. Der zweite TTL-Puls (1) dient zur Ansteuerung des Injektorsteuergeräts. Über die Pulslänge wird die Ansteuerdauer des Injektors definiert. Da die Bildaufnahmefrequenz der CCD-Kamera bauartbedingt bei 50 Aufnahmen pro Sekunde liegt, läßt sich in Kombination mit dem Speichervorgang auf dem PC nur ein Aufnahmeabstand von minimal 0,7 Sekunden realisieren. Das bedeutet, daß kein einzelner Einspritzvorgang in einem Stück aufgezeichnet werden kann.

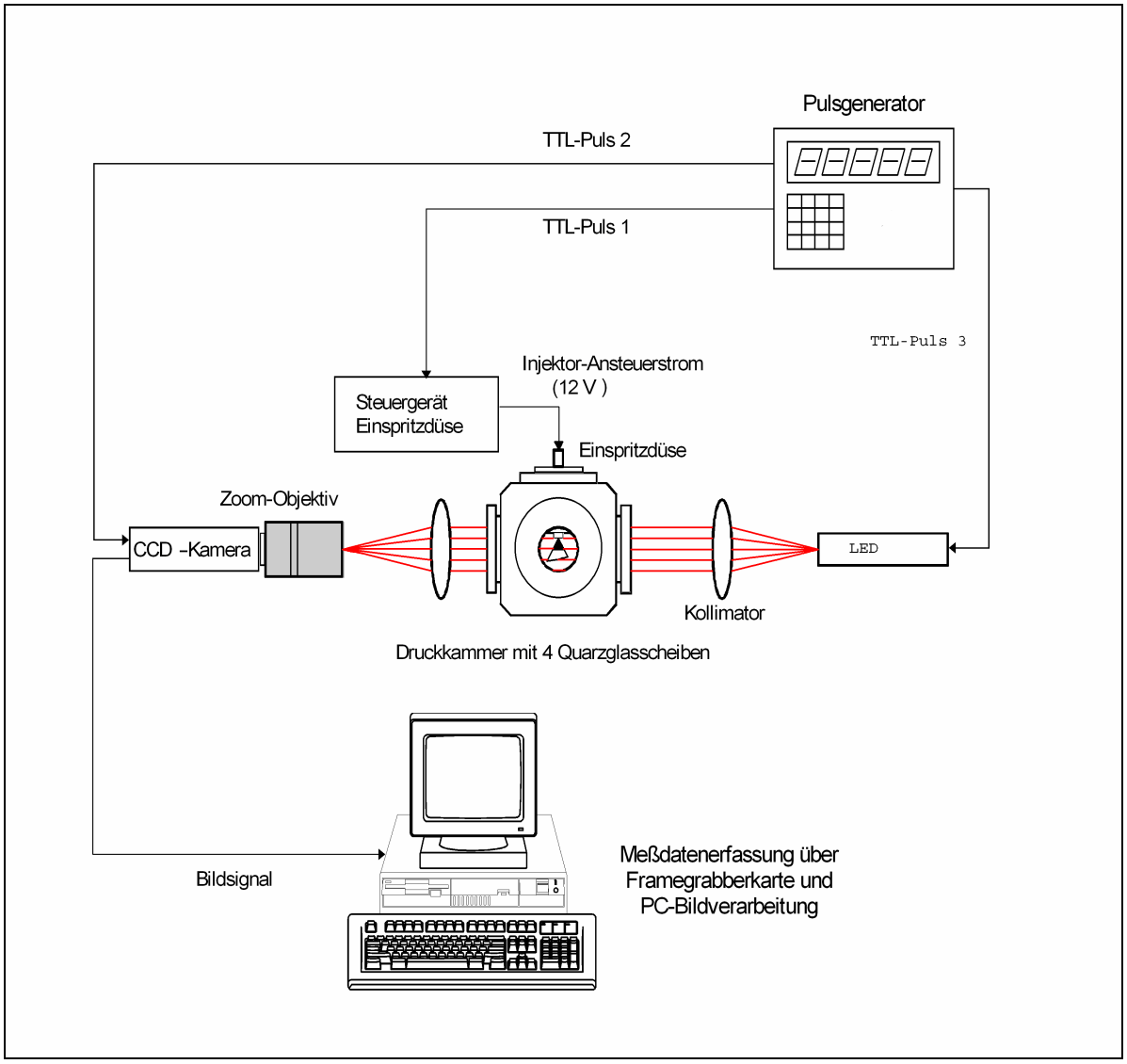


Abbildung 2.6: Meßaufbau der Schattenrißmeßtechnik

Um dennoch einen kompletten Einspritzvorgang zu erhalten, werden Einzelaufnahmen im Abstand von einer Sekunde erzeugt. Mit Hilfe des programmierbaren Impulsgenerators wird der Belichtungszeitpunkt schrittweise von Aufnahme zu Aufnahme nach hinten verschoben. Die so gewonnenen Bilder wurden mit der Bildbearbeitungssoftware ‚OPTIMAS' ausgewertet. Auswerteparameter waren:

- Eindringtiefe
- Strahlwinkel
- Bendingwinkel

2.2.2.2 Laserbeugungsspektrometrie

Mit Hilfe der Laserbeugungsspektrometrie lassen sich Aussagen über die Tröpfchengröße bzw. Tröpfchengrößenverteilungen von Sprühstrahlen treffen. Hier macht man sich den physikalischen Effekt zu nutze, daß an runden Tropfen ein Teil des auftreffenden Laserlichtes sowohl absorbiert, reflektiert, gebrochen und gebeugt wird [7].

Abbildung 2.7 zeigt den schematischen Aufbau der Meßtechnik. Der Laserstrahl erzeugt ein Licht der Wellenlänge 670 nm und mit einem Durchmesser von 3 mm. Es durchquert das Meßvolumen, und falls sich Tröpfchen darin befinden, wird es an ihnen gestreut. Das Streulicht wird im Detektor mit einer Fourierlinse gesammelt und auf den in der Brennebene angeordneten Hauptdetektor abgebildet. Fourierlinsen haben die Eigenschaft, Lichtstrahlen, die unter gleichen Winkeln auftreffen, in gleichem radialen Abstand vom Brennpunkt in der Brennebene abzubilden. Der Hauptdetektor besteht aus 31 konzentrischen Ringen und einem Transmissionsdetektorelement in der Ringmitte. Das Signal des Detektors wird anschließend über eine Datenaufzeichnungs- und Analyseeinheit an den Meßcomputer geleitet. Die Auswertesoftware wandelt dann die aufgezeichneten Intensitätsverteilungen in diskrete Tropfengrößenverteilungen und Transmissionswerte um.

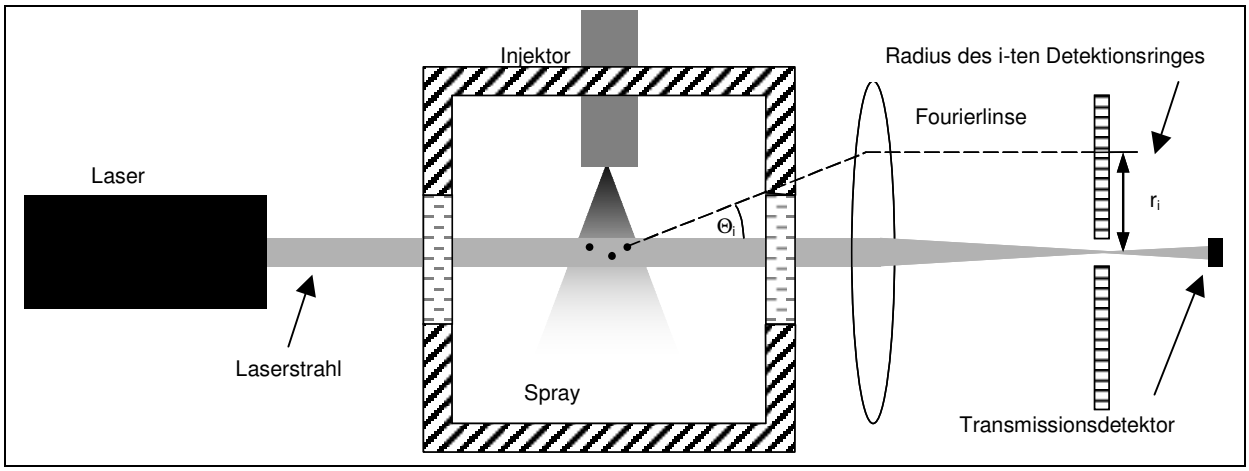


Abbildung 2.7: Meßaufbau der Laserbeugungsspektrometrie

2.3 Berechnung

2.3.1 Brennverlaufsanalyse

Zur Bestimmung der Verbrennungsumsatzpunkte und der Temperaturen des verbrannten und unverbrannten Arbeitsgases wurde zur Brennverlaufsanalyse ein Zweizonenmodell herangezogen. Die Vorgaben, Annahmen, Zustandsgleichungen, Massen- und Energiebilanzen sind detailliert in [8] beschrieben. Hier seien nur die gewählten Randparameter aufgelistet:

- Glättung der Meßsignale: Lagrange
- Nullpunktkorrektur: thermodynamisch
- Wandwärmeübergang: Woschni – Huber
- Stoffwerte: Zacharias

Die Differentialgleichungen wurden nach dem Runge-Kutta – Verfahren mit einer Rechenschrittweite von 0,1 °KW aufgelöst.

Zusätzlich wurde nach einem Berechnungsmodell der FVV mit Hilfe der Niederdruck-indizierung die im Brennraum vorhandene Restgasmasse berechnet [9, 10].

2.3.2 CFD – Simulation

Zum besseren Verständnis der Gemischbildungsvorgänge bei unterschiedlichen Injektorlagen (Kapitel 4.2.2.5) wurden Simulationen mit der CFD – Software Star-CD erstellt. Wie bei allen verfügbaren Rechenprogrammen basiert auch hier jede numerische Berechnung von komplexen dreidimensionalen Strömungsfeldern auf den Navier-Stokes-Gleichungen der Thermofluidmechanik.
Der Strahlzerfall beim Einspritzvorgang wurde nach dem erweiterten Wave-Breakup-Modell beschrieben.
Eine genaue Beschreibung der verwendeten Modelle und Berechnungsmethoden findet sich in weiterführende Literatur [20,46,57].

2.3.3 Regressionsanalyse

Zur Bewertung und Wichtung der Einflußfaktoren auf die Rußemission wurden die Meßergebnisse mittels Regressionsanalyse ausgewertet. Die Findung der Ausgleichskurven basiert auf der Annäherung von Wertepaaren anhand der Gaußschen Methode der kleinsten Fehlerquadrate. Nichtlineare Zusammenhänge wurden auf quasilineare Zusammenhänge transformiert und ebenfalls durch lineare Regression aufgelöst.

Zur Beurteilung der Analysequalität wurden folgende Kennzahlen bzw. Prüfkriterien herangezogen:

Multipler Korrelationskoeffizien R^2: Der Korrelationskoeffizient beschreibt die Güte eines den Meßwerten unterstellten funktionalen Zusammenhanges. Je näher R^2 bei 100% liegt, umso besser stimmen Analyseergebnis und Meßergebnis überein.

F-Test: Der F-Test vergleicht die Aussagekraft der Analyse mit der des Mittelwerts der Meßdaten. Je größer das Ergebnis des F-Tests, der F-Wert, desto besser ist das Ergebnis der Regression im Vergleich zur einfachen Mittelwertbildung. Der Wert von 4 sollte überschritten werden.

P-Wert: Der P-Wert gibt die Wahrscheinlichkeit an, ob ein Koeffizient zufällig ist bzw. ob die entsprechende Regressionskurve zufällig den Messwerten folgt. Dieser Wert sollte möglichst klein (idealerweise nahe Null) sein.

T-Wert: Der T - Wert setzt die berechneten Koeffizienten mit deren Standardabweichungen in Relation. Mittels des T-Wertes kann die Signifikanz eines Koeffizienten beurteilt werden. Der Ablsolutbetrag des T- Wertes sollte größer 2 sein.

Eine detailliertere, mathematische Beschreibung der Beurteilungskriterien bzw der statistischen Hintergründe findet sich in weiterführender Literatur [11, 12, 13].

3 Stand der Technik

3.1 Betriebspunktverlagerung als Verbrauchskonzept

Die Gesamtübersetzung des Antriebsstrangs legt für eine bestimmte Fahrgeschwindigkeit den Betriebspunkt im Motor-Verbrauchskennfeld fest. ‚Längere' Übersetzungen verschieben die Betriebspunkte in günstigere Kennfeldbereiche (siehe Abbildung 3.1), verringern aber das Beschleunigungsvermögen.

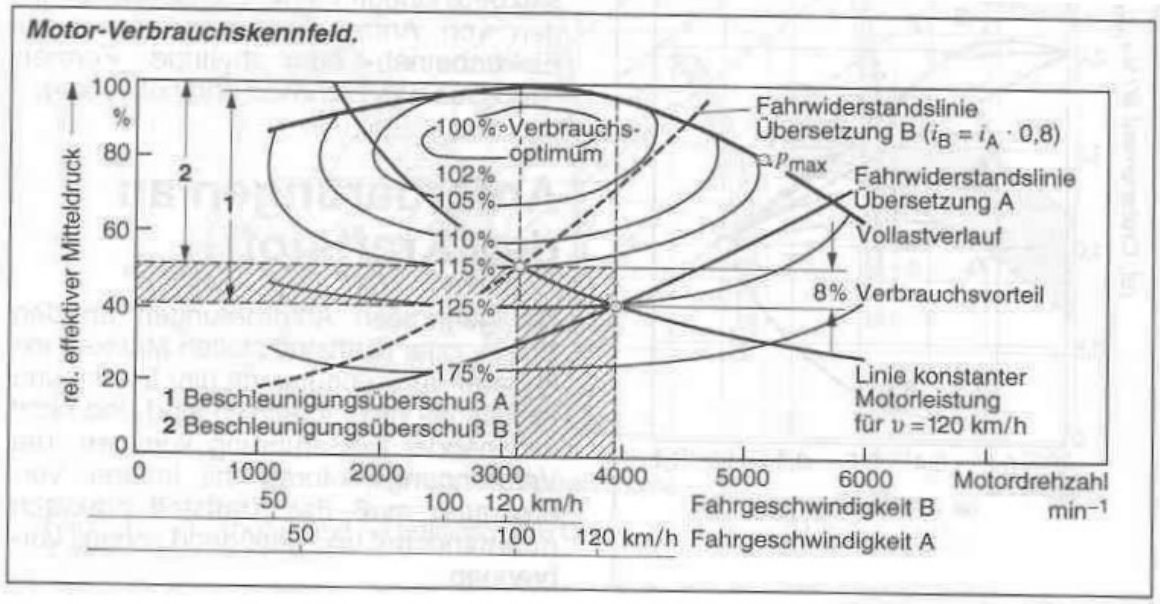


Abbildung 3.1: Verbrauchskennfeld mit unterschiedlichen Übersetzungen [6]

Für gleiche Beschleunigungs- und Steigfähigkeitsreserven sind vollastverbessernde Maßnahmen notwendig. Bei entsprechend langen Gesamtübersetzungen ist eine Mitteldrucksteigerung des Motors durch Aufladung unumgänglich.
Eine Verkürzung der Gesamtübersetzung ergibt zwar, konstante Leistung vorausgesetzt, eine Verringerung des Hubraums, die Fahrwiderstandslinie wird jedoch in thermodynamisch ungünstigere Motorkennfeldbereiche verschoben.

Anhand des Vergleichs dreier Antriebsstrangkonzepte soll das Verbrauchseinsparpotenzial durch unterschiedliche Getriebeübersetzungen dargestellt werden. Dem Rechenmodell zugrunde liegt ein Fahrzeug der mittleren Baureihe, die Endgeschwindigkeit soll für alle Triebsstrangvarianten 225 km/h betragen.
Die dafür notwendige Motorleistung von 100 kW ergibt sich unter Einbeziehung der in Tabelle 3-1 aufgelisteten Fahrzeugdaten aus der Gleichgewichtsbeziehung zwischen Antrieb und den Fahrwiderständen (Formel 3-1).

$$M_m \cdot i_{ges} \cdot \eta_{ges} \cdot \frac{1}{r_{dyn}} = m \cdot g \cdot \cos\alpha + m \cdot g \cdot \sin\alpha + e \cdot m \cdot a + c_W \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2$$

a	Beschleunigung [m/s^2]	i_{ges}	Gesamtübersetzung [-]
α	Steigungswinkel [°]	A	Stirnfläche [m^2]
r_{dyn}	dynamischer Reifenradius [m]	η_{ges}	Gesamtwirkungsgrad [-]
c_W	Luftwiderstandsbeiwert [-]	m	Fahrzeugmasse [kg]
ρ	Dichte [kg/m^3]	e	Massenfaktor [-]
M_m	Motordrehmoment [Nm]	f	Rollwiderstandsbeiwert [-]
v	Fahrgeschwindigkeit [m/s]	g	Erdbeschleunigung [m/s^2]

Formel 3-1: Fahrwiderstandsgleichung

Fahrzeuggewicht m (Rechnung)	1605 kg
Luftwiderstandsbeiwert c_W	0,26
Stirnfläche A	2,08 m^2
Dynamischer Reifenradius r_{dyn}	0,307 m
Rollwiderstandsbeiwert f	0,0095 – 0,0118
Getriebeübersetzungen	
1. Gang	4,459
2. Gang	2,614
3. Gang	1,723
4. Gang	1,245
5. Gang	1
6. Gang	0,838

Tabelle 3-1: Fahrzeugdaten

Die Darstellung der geforderten Motorleistung erfolgt auf 3 Arten:

- Freisaugend bei einer moderaten Maximaldrehzahl von 6000 min^{-1}
- Erhöhung der Leistungsdichte durch Anhebung der Maximaldrehzahl auf 8000 min^{-1}
- Erhöhung der Leistungsdichte durch Aufladung auf $p_{me,max}$ = 18,8 bar

Aus Vergleichbarkeitsgründen wird der Hubraum des Ladermotors ebenfalls auf das Maß des Hochdrehzahlmotors reduziert. Die sich ergebenden Motor- und Triebstrangdaten sind in Tabelle 3-2 aufgelistet.

	Saugmotor	**Hochdrehzahlmotor**	**Ladermotor**
Leistung [kW] @ Drehzahl [1/min]	100 @ 6000	100 @ 8000	100 @ 5500
Max. Drehmoment [Nm] @ Drehzahl [1/min]	180 @ 3500	143 @ 3500	214 @ 2000-4000
Hubraum [l]	1,796	1,429	1,429
Treibachsübersetzung [-]	3,68	4,90	3,36

Tabelle 3-2: Motor- und Triebstrangdaten

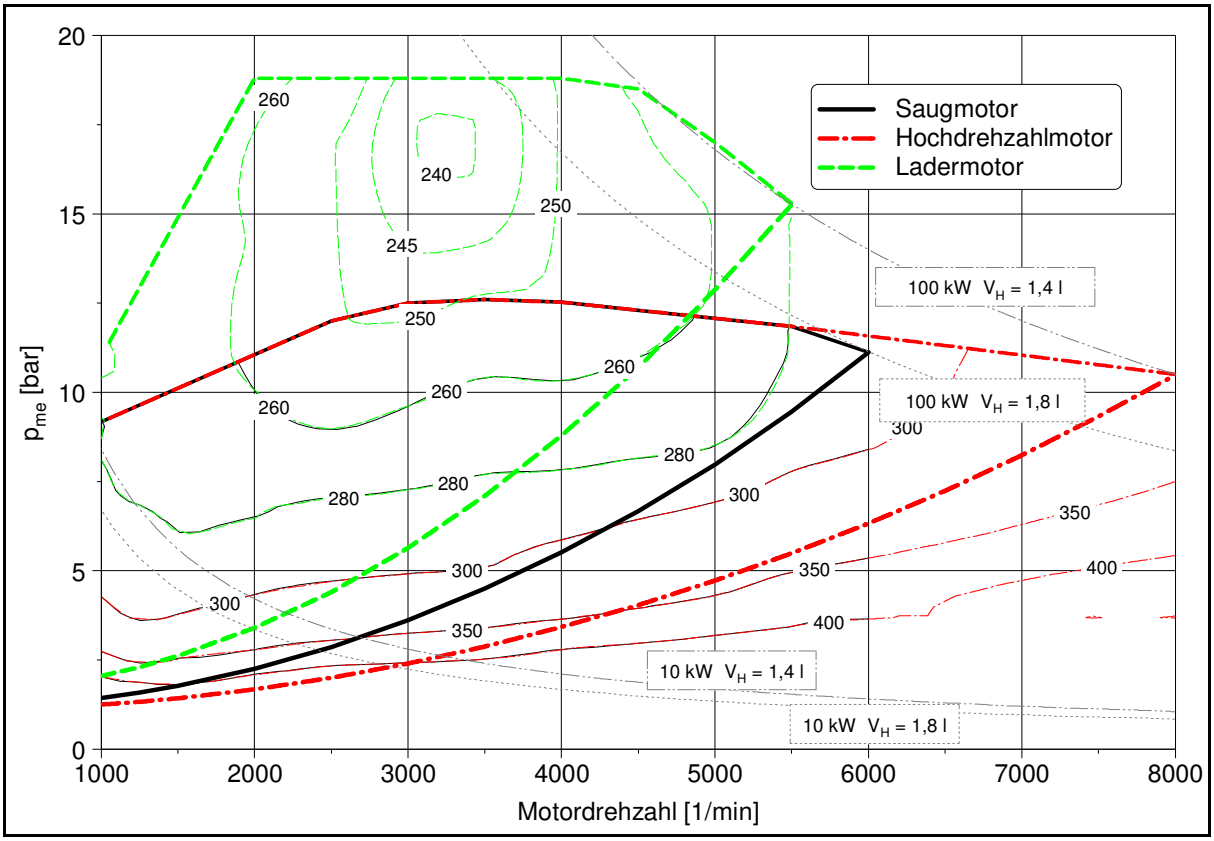


Abbildung 3.2: Kennfelder unterschiedlicher Motorenkonzepte

Das Verdichtungsverhältnis sowie andere thermodynamische Randbedingungen werden in der Berechnung für alle drei Motorenkonzepte konstant gehalten (ε = 10,2; s/d = 0,96; konstantes Oberflächen – Volumenverhältnis; weitestgehend stöchiometrischer Betrieb). Unberücksichtig bleiben Anforderungen an das Drehmoment – Responseverhalten im dynamischen Betrieb. Weiters erfolgt die Berechnung ohne Berücksichtigung der mechanischen Grenzen des Antriebsstranges.
Abbildung 3.2 zeigt die Kennfelder der Motoren mit den zugehörigen Fahrwiderstandslinien in der höchsten Getriebeübersetzung. Aus dem Diagramm ist ersichtlich, daß eine Verlängerung der Antriebsübersetzung um lediglich 9,5 % die Fahrwiderstandslinie deutlich in wirkungsgradgünstige Kennfeldbereiche verschiebt. Ein Verbrauchsvorteil durch Achsverkürzung ist durch die Hubraumverkleinerung und den durch die bei geringeren Lasten niedrigeren Kraftstoffdurchfluß zu erwarten.

Ein Vergleich der Motorenkonzepte in einem Teillastpunkt mit einer erforderlichen Motorleistung von 10 kW (entspricht einer Fahrgeschwindigkeit von 91 km/h in der höchsten Fahrstufe) zeigt das Potential eines Ladermotors gegenüber den anderen Konzepten deutlich (Tabelle 3-3).

	Saugmotor	**Hochdrehzahlmotor**	**Ladermotor**
Drehzahl [1/min]	2434	3227	2215
Last p_{me} [bar]	2,8	2,6	3,8
Eff. Verbrauch b_e [g/kWh]	365	393	321
Streckenverbrauch [l/100km]	5,3	5,7	4,6

Tabelle 3-3: Konzeptvergleich bei 10 kW Motorleistung

Die Verbrauchsdifferenz der beiden ‚Alternativkonzepte' gegenüber dem Saugmotor ergibt sich aus den Faktoren

- Drehzahldifferenz
- Hubraumdifferenz
- Lastpunktverschiebung

Eine Aufteilung des Verbrauchsunterschiedes gegenüber der Saugmotorbasis (Tabelle 3-4) zeigt, daß schon bei einer relativ geringen Antriebsleistung von 10 kW der durch Lastpunktverschiebung und Hubraumreduktion bedingte Verbrauchsvorteil des Hochdrehzahlmotors durch die Drehzahlerhöhung und den dadurch bedingten erhöhten Kraftstoffdurchsatz überkompensiert wird.

	Hochdrehzahlmotor	**Ladermotor**
Hubraumdifferenz	- 0,9 l/100km	- 0,9 l/100km
Drehzahldifferenz	+ 1,3 l/100km	- 0,4 l/100km
Lastpunktverschiebung	< -0,1 l/100km	+ 0,6 l/100km
Gesamtverbrauchsdifferenz	+ 0,4 l/100km	- 0,7 l/100km

Tabelle 3-4: Verbrauchsaufteilung der Antriebskonzepte

Beim Ladermotor verringert sich der Brennstoffdurchsatz nicht nur aufgrund der Hubraumverkleinerung. Die durch die längere Achse bewirkte Drehzahlabsenkung liefert ebenfalls einen beträchtlichen Teil zur Verbrauchsreduktion. Trotz Lastanhebung und der damit bewirkten Durchflußsteigerung um 9,6 % (bezogen auf den verkleinerten Hubraum) ist insgesamt eine Verbrauchseinsparung um 13% gegenüber dem Saugmotorkonzept möglich.

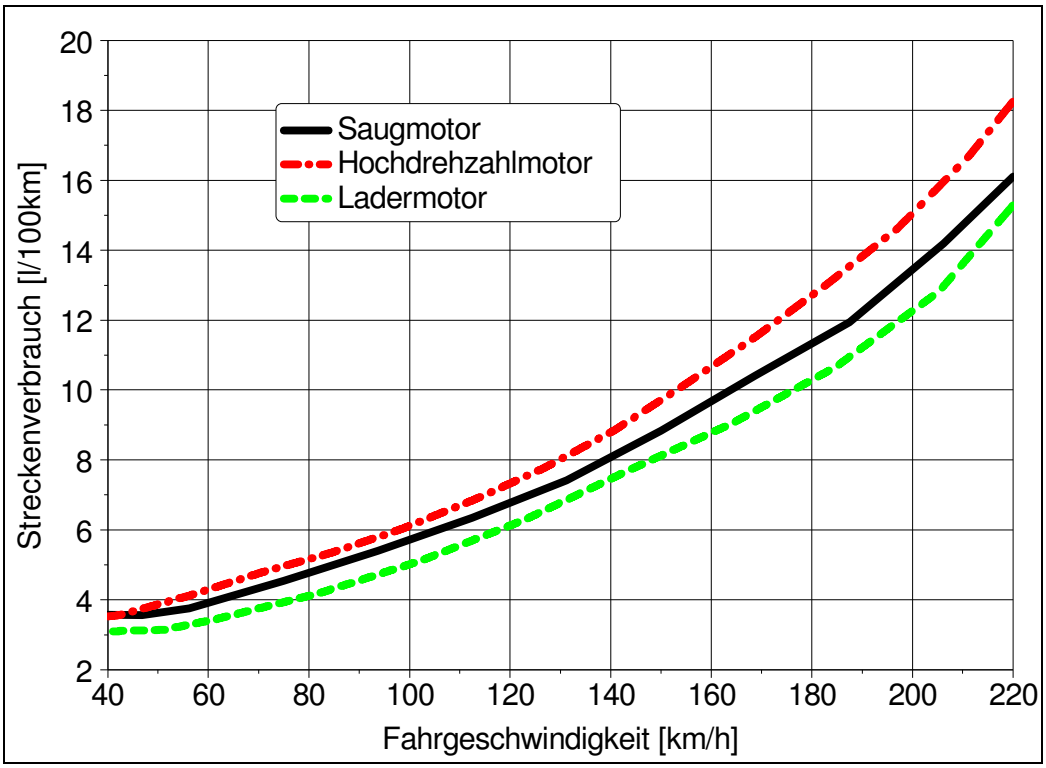


Abbildung 3.3: Kraftstoffverbrauch über Fahrgeschwindigkeit

Abbildung 3.3 macht deutlich, daß sich die oben aufgezeigte Verbrauchsersparnis im gesamten Geschwindigkeitsbereich – hier gezeigt in der größten Fahrstufe – wirksam bleibt. Im Schnitt liegt der Kraftstoffverbrauch um etwa 10 % geringer als beim leistungsgleichen Saugmotor.

Die Gegenüberstellung der Motorenkonzepte in der Fahrzyklusberechnung (Tabelle 3-5) zeigt ebenfalls die Verbrauchsvorteile des Ladermotors. Der Gesamtverbrauch im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) liegt um 15% niedriger als die saugmotorische Basisauslegung. Die CO_2 Bilanz zeigt, daß ein Laderkonzept für Ottomotoren eine sehr wirksame Technologie zur Erreichung eines niedrigen Flottenverbrauchs darstellt.

	Saugmotor	**Hochdrehzahlmotor**	**Ladermotor**
Verbrauch nach			
innerorts (City) [l/100km]	13,92	16,22	11,44
ausserorts (EUDC) [l/100km]	6,89	7,47	6,1
Gesamt (NEFZ)	9,48	10,7	8,07
CO_2 – gesamt [g/km]	233	252	190

Tabelle 3-5: Kraftstoffverbrauch in den Fahrzyklen

Ein Vergleich der Steigfähigkeit bei konstanter Fahrgeschwindigkeit (Tabelle 3-6) sowie ein Zugkraftdiagramm in der höchsten Fahrstufe (Abbildung 3.4) machen ersichtlich, daß die längere Achse, zumindest bei stationärer Betrachtung, keine Nachteile hinsichtlich Agilität bewirkt. Der Ladermotor verfügt, trotz eines moderaten Aufladegrades, fast über den gesamten Geschwindigkeitsbereich die größten Zugkraftreserven.

	Saugmotor	**Hochdrehzahlmotor**	**Ladermotor**
Fahrstufe	5./6.	5./6.	5./6.
Steigfähigkeit [%] bei 120 km/h	9,8/7,5	9,9/7,9	11,2/8,6

Tabelle 3-6: Steigfähigkeit bei 120 km/h

Deutlich wird aus Abbildung 3.4 jedoch, daß im unteren Geschwindigkeits- respektive Drehzahlbereich eine durch die für Ottomotoren typische Verdichterkennfeldbreite bedingte Zugkraftschwäche auftritt, die im dynamischen Betrieb noch verstärkt wird (siehe auch Kapitel 3.2.2). Durch geeignete Verdichter- bzw. Getriebeauslegung kann dieses Defizit zwar verbessert werden, ein Mindesthubraum zur Sicherstellung der Anfahrreserve ist jedoch unvermeidbar.

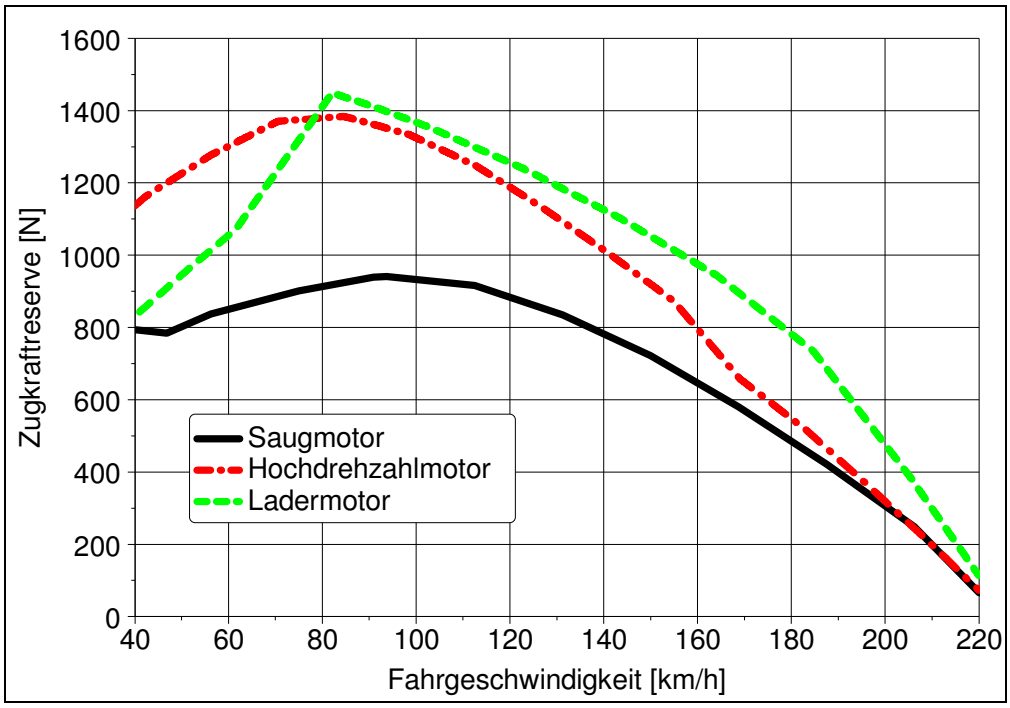


Abbildung 3.4: Zugkraftreserve in der höchsten Fahrstufe

Trotz des Drehmomentmankos im unteren Drehzahlbereich ergeben sich – rein rechnerisch – keine Nachteile des Laderkonzeptes hinsichtlich Beschleunigungsverhalten. Tabelle 3-7 zeigt, daß der Ladermotor selbst dem kurz übersetzten Hochdrehzahlkonzept mindestens ebenbürtig ist.

	Saugmotor	**Hochdrehzahlmotor**	**Ladermotor**
Beschleunigung 0-100 km/h [s]	12,5	13,9	11,2
Beschleunigung 1 km Weg [s]	33,4	34,6	32,1
Fahrstufe	5./6.	5./6.	5./6.
Beschleunigung 60-100 km/h [s]	12,3/16,7	11,0/14,2	10,5/14,4
Beschleunigung 60-120 km/h [s]	18,6/25,1	17,3/21,9	16,1/21,6
Beschleunigung 80-120 km/h [s]	12,3/16,5	11,9/14,8	10,9/13,8

Tabelle 3-7: Vergleich der Beschleungigungswerte

3.2 Entwicklungsschwerpunkte bei Hochaufladungskonzepten

Die Darstellung der für effizientes Downsizing notwendigen Mitteldrücke erfordert tiefgreifende Eingriffe in die Motorarchitektur. Die Motorenentwickler müssen sich bei der Entwicklung hochaufgeladener Ottomotoren Herausforderungen in folgenden Bereichen stellen:

- Mechanik
- Instationärproblematik
- Zündung
- Verbrennung
- Gemischbildung
- Abgasnachbehandlung

3.2.1 Mechanik

Um die geforderten Mitteldrücke zu realisieren, müssen die Motoren so ausgelegt werden, daß sie den höheren mechanischen und thermischen Belastungen standhalten. Hier reichen Anpassungen bestehender Motoren nicht aus, vielmehr geht es um neue Konzepte. Folgende Umfänge müssen neu entwickelt bzw. den erhöhten Beanspruchungen angepaßt werden:

- Kurbelgehäuse
- Zylinderkopf und Ventile
- Kühlkreislauf
- Zylinderkopfdichtung
- Kolben
- Haupt- und Pleuellager
- Kurbelwelle
- Ölkreislauf

Bei der Kurbelgehäusekonzeption ist hauptsächlich auf eine sehr kompakt ausgeführte und steife Lagerstuhlgestaltung zu achten. Eine extrem verrippte, steife Außen- und Innenkontur gewährleistet zusätzlich eine sehr hohe Struktursteifigkeit des Gesamtverbandes um alle Achsen mit positiver Auswirkung auf die Geräuschemission und die Geräuschqualität. Ferner muß die Kühlung des Zylinders speziell im Feuerstegbereich besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden. Ein mit Kühlmittel voll umströmter Zylinder z.B. mittels einer um jede Zylinder laufenden wasserführenden Ringnut, führt zu einer thermischen Entlastung dieses kritischen Bereichs und ermöglicht es auch beim Übergang auf Leichtmetallzylinder, kritische Kriechvorgänge auszuschalten.
Im Bereich des Brennraumes und des Zylinderkopfes ist auf günstige Kühlmittelführung und ausreichende Querschnitte kühlmittelseitig zu achten. Der konsequente Einsatz einer Querstromkühlung in Zusammenhang mit einer generell geänderten Kühlmittelführung (Kühlmitteleintritt am Zylinderkopf, Kühlmittelaustritt am Kurbelgehäuse), wie er beispielsweise bei allen extrem belasteten Rennsportmotoren den Stand der Technik darstellt, bietet hierzu einen Lösungsansatz.

Für die Kolbenauslegung müssen die Erhöhung von Spitzendruck, Wandtemperatur und Kolbenflächenleistung besonders beachtet werden. Einen Spritzölkühlung ist zwingend erforderlich, während der Einsatz eines Kühlkanalkolbens experimentell überprüft werden muß. Analoges gilt für den verwendeten Kolbenwerkstoff, denn es ist zu klären, ob konventionelle Werkstoffe durch geschmiedete hochwarmfeste Materialien ersetzt werden müssen. Andererseits ist aber auch eine partielle Verstärkung von Gusskolben mit lokalem „Werkstoffengineering“ denkbar, so z.B. ein faserverstärkter und lokal hartanodisierter oder aufschmelzlegierter Bereich der ersten Ringnut.
Für die Haupt- und Pleuellager muß der Einsatz von Sputterlagern abgeprüft werden. [14]

3.2.2 Instationärproblematik

An das Aufladeaggregat eines hochaufgeladenen Ottomotors werden hohe Anforderungen gestellt. Ein Lader, mit dem motorische Mitteldrücke von 25 bar und mehr dargestellt werden sollen, muß folgende Spezifikationen erfüllen:

- Druckverhältnisse über 2,5 bar darstellbar
- Hohe volumetrische Wirkungsgrade bei niedrigen Laderdrehzahlen
- Günstige Gesamtwirkungsgrade für geringe Antriebsleistungen
- Niedriges Trägheitsmoment der rotierenden Massen
- Niedrige Pulsationsanregung saug- und druckseitig
- Geringes Gewicht
- Kleines Einbauvolumen
- Möglichst Lebensdauerschmierung
- Günstiges Abgasverhalten

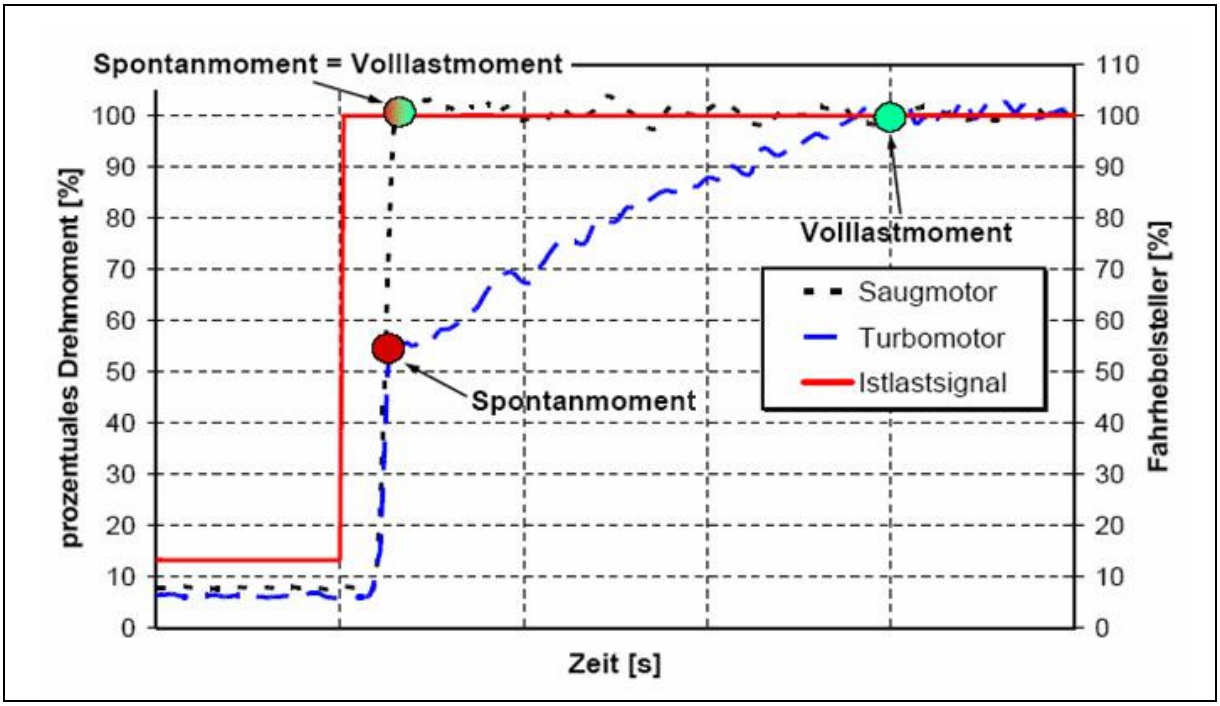


Abbildung 3.5: Vergleich einer Lastaufschaltung zwischen einem ATL- und Saugmotor [4]

Beim heutigen Stand der Technik erfüllt nur die Abgasturboaufladung die oben genannten Vorgaben. Die wesentliche Einschränkung dieses Konzepts liegt in der thermodynamischen Kopplung mit der Hubkolbenmaschine. Dem Vorteil, daß auf diese Art die Abgasenergie verwertet wird, steht der Nachteil gegenüber, daß vor allem in Motordrehzahlbereichen unter 2000 min^{-1} ein verzögerter Drehmomentaufbau stattfindet. Die Reaktion eines ATL – Motors im Vergleich zu einem Saugmotor nach der Lastaufschaltung ist in Abbildung 3.5 dargestellt.

Auch der aufgeladenen Motor reagiert nach der vollständigen Entdrosselung mit seinem Spontanmoment, gefolgt von einem auf die Zeitspanne t_{VERZUG} ausgedehnten Anstieg auf das Vollastmoment. Diese, gegenüber einem Saugmotor deutliche verlängerte Zeitspanne zwischen Sollastvorgabe und Istlast beeinflusst die Längsdynamik des Fahrzeugs nachhaltig und wird vom Fahrer als unangenehm empfunden.
Die Verzugszeit wird von folgenden Größen beeinflußt:

- Enthalpieangebot an der Turbine
- Turbinenwirkungsgrad
- Verdichterwirkungsgrad
- Verlustleistung der Lager
- Massenträgheitsmoment des Laufzeugs
- Ladeluft- und abgasseitige Befüllvolumina

Eine Erhöhung des Enthalpiegefälles durch Verkleinerung des Turbinenquerschnitts ist beim aufgeladenen Ottomotor aufgrund der (im Vergleich zum Dieselmotor) großen Luftdurchsatzspanne nur bedingt machbar. Die Forderung nach Nennleistung bei hoher Nenndrehzahl erzwingt eine Mindestgröße der Turbine [15].

Um das dynamische Verhalten eines hochaufgeladenen ATL–Ottomotors dem eines Saugmotors oder zumindest eines mechanisch aufgeladenen Motors anzugleichen, bieten sich folgende Ansätze an:

- Verbesserung des Durchsatzverhaltens des Motors
- Effizientere Nutzung der Abgasenergie durch Verteilung auf mehrere Stufen
- Verminderung der thermischen Trägheit auf der Abgasseite
- Einspeisung von Hilfsenergie
- Kombinierte Aufladung
- Variabilitäten an der Turbine bzw. am Verdichter
- Optimierung der Laufzeuglager
- Einsatz hochwarmfester, leichter Turbinenwerkstoffe
- Packageoptimierung der Luft- und Abgaswege

3.2.3 Zündung

Die Auslegung des Zündsystems eines aufgeladenen Ottomotors erfordert Entwicklungsarbeit in folgenden Aufgabengebieten:

- Bereitstellung der Zündenergie
- Zündkerze

3.2.3.1 Bereitstellung der Zündenergie

Der Zündspannungsbedarf ergibt sich nach dem Paschen Gesetz im Wesentlichen aus dem Produkt der Gemischdichte und des Elektrodenabstands (Abbildung 3.6). Je nach Aufladegrad werden beim aufgeladenen Ottomotor Zündspannungen über 35 kV benötigt, um bei akzeptablem Elektrodenabstand eine zufriedenstellende Entflammung zu garantieren. Die Zündspannung ist begrenzt durch:

- Spuleneinbaumaße im Kerzenschacht (22-25 mm Durchmesser)
- Isolation der Zündspule (z.Zt. ca. 35 kV)
- Spannungsfestigkeit der Zündkerzenkeramik (ca. 40 kV)

Eine Erhöhung des Spannungsbedarfs allein über die Zündanlage bzw. der Kerzenisolation erscheint nicht zielführend. Die Tendenz, aus Packagegründen immer kleinere Kerzendurchmesser zu verbauen, macht den Einsatz von solcherart hochspannungsfesten Zündungskomponenten aus Kostengründen unattraktiv.
Die zu favorisierende Absenkung des Zündspannungsbedarfs kann erfolgen durch:

- Verringerung des Elektrodenabstandes
- Stromlenkung durch Elektrodenanordnung

Eine Verringerung des Elektrodenabstandes ist bei PKW-Antrieben nicht vertretbar. Die dadurch auftretenden Defizite bei der Entflammung im Leerlauf, bei Teillast, bei hohen Restgasanteilen und beim Kaltstart machen einen sinnvollen Einsatz dieser Maßnahme nur bei Stationärmotoren möglich.

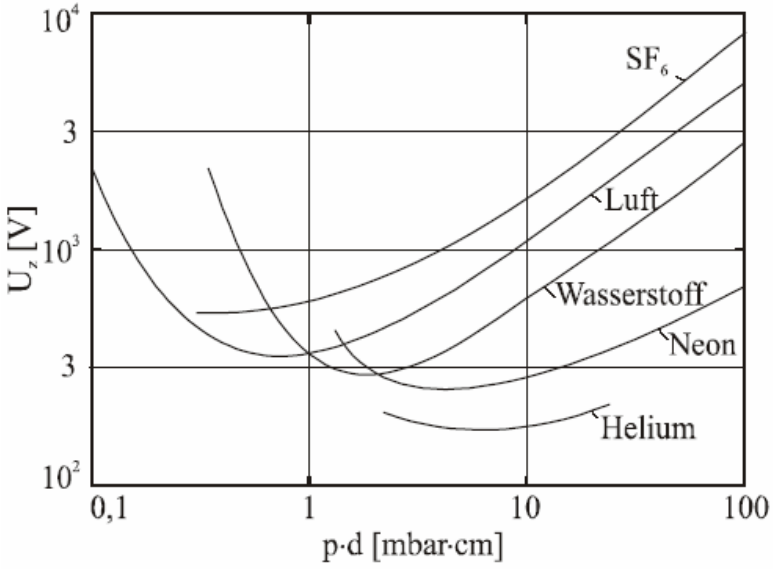


Abbildung 3.6: Zündspannungsverläufe einiger Gase nach dem Paschen-Gesetz [16]

Eine Möglichkeit zur Stromlenkung durch Elektrodenanordnung zeigt Abbildung 3.7. Für die Zündeinleitung steht ein geringer, konstanter Elektrodenabstand zwischen den aus Platin bzw. Iridium gefertigten Ankerstellen zur Verfügung. Der Verschleiß erfolgt an den unedleren Materialien der Elektrode. Weiters kann beim Auftreten sehr hoher Gemischdichten eine Gleitfunkenentladung über den Isolatorfuß erfolgen.

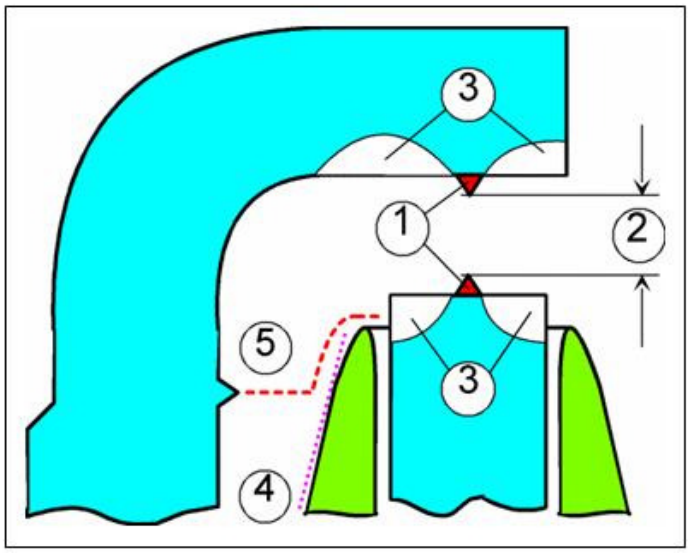


Abbildung 3.7: Stromumlenkung durch Elektrodenanordnung

Neben der Elektrodenanordnung kann eine Stromumlenkung auch durch ein gezieltes Heraustragen des Zündfunkens erfolgen. Ermöglicht wird dies durch [16] :

- Dotierung des Elektrodenmaterials, um die Funkenlage zu beeinflussen
- Definiertes Strömungsfeld im Zündkerzenbereich

3.2.3.2 Zündkerze

Die große Lastspreizung hochaufgeladener Motoren bedingt auch unterschiedliche Temperaturbelastungen der Zündkerze. Der Wärmewert muß so bestimmt werden, daß die Temperatur des Isolatorfußes zwischen 400°C und 850°C liegt. Die Gefahr eines Kaltnebenschlusses durch Verrußung der Kerze bei zu niedriger Temperatur wird so bei vertretbaren Standzeiten (Heißgaskorrosion bei zu hohen Kerzentemperaturen) vermieden [17].

3.2.4 Verbrennung

Hohe Ladungsdichten und die dadurch hervorgerufenen hohen Prozesstemperaturen können zu folgenden abnormalen Verbrennungserscheinungen führen:

- Glühzündungen
- Motorklopfen
- Schlechter Gemischausbrand

3.2.4.1 Glühzündungen

Unter Glühzündung versteht man das Auslösen der Kraftstoffumsetzung noch vor dem Einleiten der Verbrennung durch den Zündfunken. Glühzündungen werden durch extrem heiße Zonen (etwa 1200K) der brennraumbegrenzenden Wände, sog. hot spots, ausgelöst. Die häufigsten hot spots sind Verbrennungsrückstände, die sich als heiße Schuppen an den Wänden, vorwiegend am Auslaßventil ablagern [11]. Aber auch eine zu ‚heiß' ausgelegte

Zündkerze oder andere punktuell überhitzte Stellen im Brennraum können Auslöser für Glühzündungen sein.
Durch die sowohl bei der klopfenden Verbrennung als auch bei Glühzündung auftretenden Druckwellen kann es zu mechanischen Materialschäden kommen. Die erhöhte thermische Belastung hat oftmals ein Anschmelzen des Kolbens und des Zylinderkopfes zur Folge.
Zur Vermeidung von Glühzündungen sind folgende Maßnahmen notwendig:

- Vermeidung von Brennraumablagerungen
- Anpassung der Zylinderkopfkonstruktion für eine homogene Temperaturverteilung
- Anpassung der Kühlstrategie [18]

3.2.4.2 Motorklopfen

Die klopfende Verbrennung stellt eine Verbrennungsanomalie dar, deren Erscheinungsformen und zeitlicher Ablauf in hohem Maße durch die am Motor herrschenden Randbedingungen beeinflußt werden. Insbesondere haben folgende Parameter Einfluß auf das Motorklopfen [19]:

- Brennraumform und Zündkerzenlage
- Strömungsfeld im Brennraum (Globalströmung, Turbulenzniveau)
- Temperatur im Endgas
- Kraftstoffqualität (Oktanzahl)
- Kraftstoff-Luftverhältnis [20]

Auslöser einer klopfenden Verbrennung ist eine selbstausgelöste Sekundärzündung im unverbrannten Gemisch. Durch den nachfolgenden, extrem schnellen Energieumsatz entstehen lokal schnelle Druckänderungen, die in der verfügbaren Zeit nicht ausgeglichen werden können und vermutlich für die oben genannten Motorschäden verantwortlich sind [21]. Die aus den Druckstörungen folgenden Druckschwingungen (Amplituden bis 100 bar) im Bereich von 5-15 kHz, die sich auf den Motorblock übertragen, verursachen das charakteristische Geräusch der ‚klopfenden' Verbrennung.

Für eine detaillierte Beschreibung der reaktionskinetischen Vorgänge bei der Selbstzündung höherer Kohlenwasserstoffe sei hier auf weiterführende Literatur verwiesen [8, 22, 23]. Zusammenfassend sei hier erwähnt, daß die für Selbstzündungsreaktionen benötigten Temperaturen zwischen 850 und 1100 K liegen.

Das Ausbreitungsverhalten der Selbstzündungsherde ist von großer Bedeutung für das Auftreten des Motorklopfens und für den Ablauf und das schädigende Potential des Klopfvorganges [24]. Es werden drei Ausbreitungsmodi unterschieden, die sowohl bei Stoßwellenversuchen [25], als auch ansatzweise bei motorischer Verbrennung beobachtet werden [26]:

- *Deflagration:* Die Ausbreitung der Flamme wir durch Wärmeleitungs- und Diffusionsvorgänge bestimmt. Sekundäre Reaktionsfronten, die sich deflagrativ ausbreiten führen zu einem erhöhten Umsatz, der sich aber nur in schwachen Druckoszillationen oder einem leichten Druckanstieg äußert. Im Extremfall bleiben

Druckoszillationen – und damit auch das Motorklopfen – völlig aus. Demzufolge ist das schädigende Potential gering.

- *Thermische Explosion:* Größere Bereiche des unverbrannten Gemisches weisen quasi-identische Bedingungen bezüglich Temperatur- und /oder Radikalenverteilung auf, zünden also nahezu simultan bei Erreichen des Selbstzündungszustandes. Durch diesen homogenen Umsatz größerer Anteile des Endgases können Stoßwellen entstehen, die zum Teil erhebliche Druckoszillationen induzieren und zu mittleren Motorschäden führen können.
- *Detonation:* Zur Erzeugung geeigneter Stoßwellen ist hier die zeitgleiche Zündung größerer Endgasanteile in der Nähe der Flammenfront erforderlich. Durch adiabates Aufheizen des unverbrannten Gemisches durch die Stoßwelle kann es zu einer Kopplung von Stoßwelle und Reaktion kommen, so daß sich, sofern hinreichend Zeit und genügend unverbranntes Gemisch zur Verfügung steht, eine Detonation entwickeln kann. Diese ist dann mit sehr starken Druckoszillationen verbunden und weist ein hohes Schädigungspotential auf. Da letzter Randbedingungen (genügend Zeit und ausreichend vorhandenes unverbranntes Gemisch) im realen Motor in der Regel nicht erfüllt sind, beschreibt man den sich tatsächlich einstellenden Zustand einer nicht vollständig ausgebildeten Detonationswelle, auch als sich entwickelnde Detonation bezeichnet (developing detonation [13]).

Welche Ausbreitungsform oder anders gesagt, welche Klopfintensität im Motor auftritt, wird in entscheidenden Maß von der Endgastemperatur zum Klopfzeitpunkt bestimmt. Analoges gilt für das Einsetzen eines Klopfereignisses [27].

Für die Auslegung klopffester, hochaufgeladener Ottomotoren ist daher nicht nur auf eine Konzeption hinsichtlich möglichst schneller Kraftstoffumsetzung zur Vermeidung der für das Motorklopfen notwendigen Vorreaktionen zu achten, besonderes Augenmerk muß auch auf das ‚Management' der Endgastemperatur gelegt werden. Faktoren mit Einfluß auf die Endgastemperatur sind – unabhängig von der Brennraumwandtemperatur (siehe auch Kapitel 3.2.1):

- Zündzeitpunkt
- Verdichtungsverhältnis
- Ladelufttemperatur
- Direkteinspritzung

Ein Spätzug der Zündung ist die schnellste Möglichkeit, um die Endgastemperatur zu senken. Eine dauerhafte Auslegung des Brennverfahrens auf sehr späte Zündzeitpunkte ist jedoch aufgrund des schlechten thermodynamischen Wirkungsgrades, der schlechten Laufruhe aber auch aufgrund der hohen thermischen Belastung des Turboladers und des Abgasnachbehandlungssystems und der damit verbundenen Bauteilschutzanfettung nicht sinnvoll.

Eine Gegenüberstellung von Verdichtungsverhältnis und Ansauglufttemperatur (Abbildung 3.8; linkes Diagramm) zeigt, daß eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses um eine Verdichtungseinheit einen Endgastemperaturanstieg um etwa 15 K bedeutet. Die Beibe-

haltung gleicher Endgastemperaturen und damit die Gewährleistung gleicher Klopfgrenzen würde eine Absenkung der Ansaugluftemperatur um etwa 5°C bedingen.
Aus dem Diagramm ist ersichtlich, daß für einen wirkungsgradoptimalen Betrieb das Verdichtungsverhältnis für Hochaufladungskonzepte mit Saugrohreinspritzung auf etwa ε = 9,5 beschränkt bleibt. Nur so kann für die im Realfahrzeug herrschenden Bedingungen (beschränkter Bauraum für Ladeluftkühler, Kanalwandtemperaturen) ein Betrieb im relativ klopfunkritischen Endgastemperaturbereich gewährleistet werden. Um dennoch gute Teillastwirkungsgrade darstellen zu können, bietet sich die Verwendung eines Motorkonzeptes mit variabler Verdichtung an [28, 29, 30].
Eine Reduktion des effektiven Verdichtungsverhältnisses durch eine späte Einlaß – schließt Strategie (Miller-Verfahren) führt ebenfalls zur Reduktion der Klopfneigung. Nachteilig ist jedoch, daß die Verdichtungsarbeit vom Motor auf den vorgeschalteten Verdichter verlagert wird. Der dadurch gestiegene Leistungsbedarf des Verdichters muß von der Turbine gedeckt werden, die Vorteile im inneren Wirkungsgrad werden durch die höhere Laderarbeit aufgezehrt [31, 32].

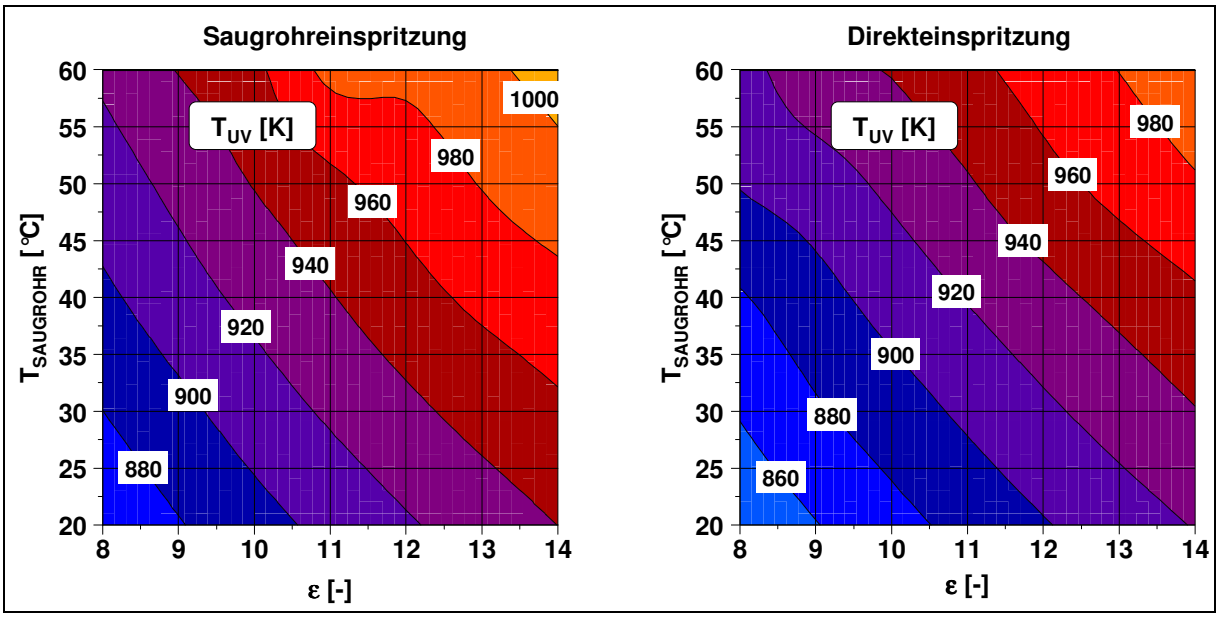


Abbildung 3.8: Einfluß von Verdichtung und Ansaugluftemperatur auf die Endgastemperatur bei 8° SPL (=Q50%); λ = 1; p_{mi} = 20 bar

Für die Berechnung der Endgastemperaturen bei Direkteinspritzung (Abbildung 3.8, rechtes Diagramm) wurde angenommen, daß der gesamte für die erforderliche Last notwendige Kraftstoff nach Einlaß-Schließt in den Brennraum eingebracht wird. Der anschließende Verdampfungsvorgang bewirkt eine Innenkühlung, das niedrigere Temperaturniveau des Endgasbereichs bleibt über die gesamte Verbrennungsphase erhalten. Erkennbar wird, daß, gleiche Temperaturen im Unverbrannten vorausgesetzt, ein Motorbetrieb mit bis zu 1,5 höherem Verdichtungsverhältnis möglich ist. Durch den Einsatz von Direkteinspritzung bei Hochaufladung ist es also möglich, ein für gute Teillastwirkungsgrade notwendiges hohes Verdichtungsverhältnis ohne Klopfbegrenzung beizubehalten.
Ob der Einsatz einer Kombination von Direkteinspritzung und variablem Verdichtungsverhältnis lohnenswert ist, bedarf angesichts der Reibleistungsnachteile variabler

Verdichtungs-systeme sowie des Kostenaspekt einer kritischen Betrachtung.

3.2.4.3 Gemischausbrand

Die durch die bei aufgeladenen Ottomotoren bedingten großen Kraftstoffmengen an der Vollast lassen Probleme des Durch- und Ausbrandverhaltens erwarten.
Aus Abbildung 3.9 ist jedoch ersichtlich, daß sich das Ausbrennverhalten zu höheren Lasten hin verbessert. Ursachen hierfür sind die bei höheren Lasten auftretenden Prozeß-temperaturen, Prozessdrücke, sowie der abnehmende Restgasanteil, die die für die Gemischumsetzung erforderlichen Reaktionen beschleunigt ablaufen lassen [33].
Die dennoch bei hochaufgeladenen Ottomotoren beobachteten Phänomene des schlechten Gemischausbrandes an der Vollast werden durch den Spätzug der Zündung hervorgerufen. Späte Zündzeitpunkte bewirken eine Verschiebung der Verbrennung in turbulenzarme Phasen des Arbeitstaktes. Die Folge sind schlechte Zündeinleitungsbedingungen, sowie eine Absenkung des Temperaturniveaus durch den Expansionshub (siehe auch Kapitel 4.1.4).

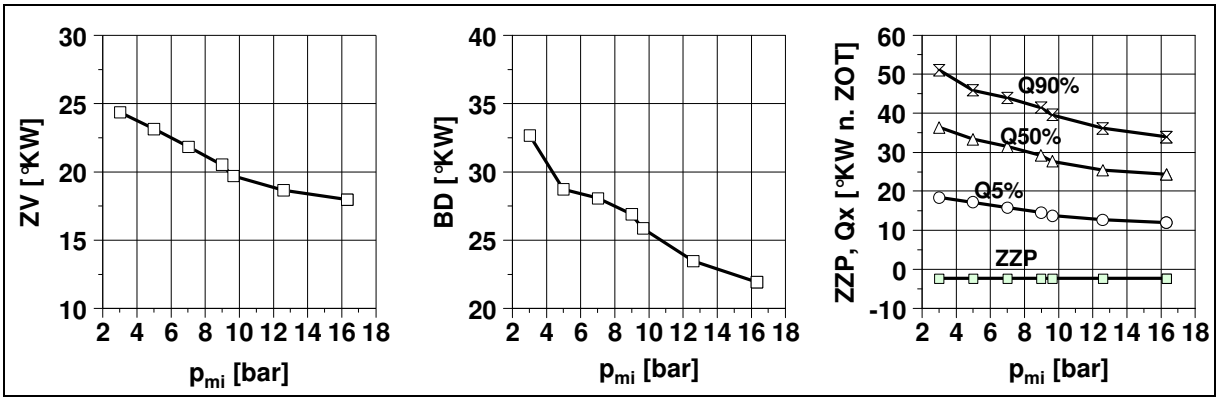


Abbildung 3.9: Brennverhalten über der Last bei n = 2000; ZZP = const.

3.2.5 Gemischbildung

Schwerpunkte bei der Entwicklung von Gemischbildungssystemen hochaufgeladener Otto-motoren sind:

- Kraftstoffmengenspreizung
- Gemischqualität bei hohen Saugrohrdrücken
- Konstruktive Anforderungen an den Gemischbildner

3.2.5.1 Kraftstoffmengenspreizung

Die wesentliche Kernproblematik der ottomotorischen Gemischbildung bei aufgeladenen Motoren stellt die große Kraftstoffmengenspreizung zwischen der minimal erforderlichen Leerlauf- bzw. Schubabschaltungsmenge und der Vollastmenge dar. Ist bei einem Saug-motor mit einem spezifischen Drehmoment von 100 Nm/l das Verhältnis dieser beiden Mengen etwa 1:10, so erweitert sich der ‚Flow – Range' bei aufgeladenen Motoren je nach Aufladegrad auf 1:15 bis 1:30.
Die für einen bestimmten Lastpunkt vom Injektor abzugebende Kraftstoffmenge errechnet sich aus dem Produkt von Austrittsquerschnitt, Einspritzdauer, Kraftstoffdichte und Druckdifferenz zwischen Kraftstoffrail und Saugrohr (Formel 3-2).

$$m_B = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left(p_{RAIL} - p_{SAUGROHR}\right)} \cdot A_{eff} \cdot \rho \cdot t_i$$

Formel 3-2: Berechnung der Einspritzmenge

Die Auslegung des Durchflußquerschnittes von Einspritzinjektoren ergibt sich durch Umformen der Formel 3-2 unter Berücksichtigung der technisch machbaren Mindestanforderungen hinsichtlich elektrischer Schaltzeiten und ausreichender Gemischqualität (Formel 3-3).

$$A_{eff} = \frac{m_{B\min}}{t_{i_\min} \cdot \rho \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \left(p_{RAIL,\min} - p_{SAUGROHR}\right)}}$$

Formel 3-3: Durchflußquerschnitt

Da die Einspritzzeit ti durch das Zyklusende begrenzt ist, gestaltet sich mit steigernder Motordrehzahl das Einbringen großer Kraftstoffmengen unter der Prämisse zufriedenstellender Gemischqualität als kritisch. Besonders bei Motoren mit Benzindirekteinspritzung und der damit, im Vergleich zu äußerer Gemischbildung um fast ein Viertel verkürzten maximalen Kraftstoffeinbringdauer ist die Darstellung einer möglichst großen Durchflußmengenspreizung unumgänglich.

Aus Formel 3-2 ergeben sich folgende Möglichkeiten, um die Durchflußspreizung unabhängig von der Einspritzzeit zu steigern:

- Veränderung des Durchflußquerschnitts
- Dichteänderung des Kraftstoffs
- Druckmodulation

Eine Veränderung des Durchflußquerschnitts durch Zuschalten eines zweiten Einspritzventils je Zylinder fand bisher lediglich im Motorsport Anwendung [34]. Als Lösung für den Einsatz im konventionellen PKW erscheint diese Lösung aufgrund von Kosten, Emissionen und Applikationsaufwand nicht praktikabel.
Eine Anpassung des Durchflußquerschnitts durch ein Gemischbildungssystem mit variablem Injektornadelhub ist bei derzeitigen elektromagnetisch betätigten Einspritzventilen nicht möglich. Der Einsatz piezoelektrischer Aktorik bietet hier zwar wesentlich mehr Freiheitsgrade, aus Kostensicht ist jedoch der Einsatz bei homogenen ottomotorischen Brennverfahren nicht sinnvoll.

Die Dichteänderung des Kraftstoffs durch Aufheizen des Kraftstoffes hat aufgrund des geringen Volumenausdehnungskoeffizienten des flüssigen Kraftstoff (etwa 1,0 x $10^{-3}K^{-1}$) nur unwesentlichen Einfluß auf die Mengenspreizung. Erst das Verdampfen des Kraftstoffs im Gemischbildungssystem führt zur notwendigen Dichteänderung, um nennenswerte Durchflußunterschiede herbeizuführen. Kritisch sind jedoch die Zumessgenauigkeit der Gasphase, das Mischen von Kraftstoffdampf und Luft, die Dampfblasenproblematik und nicht zuletzt die Gesamtenergiebilanz zu bewerten.

Die Kraftstoffmengenspreizung durch Druckmodulation ist die am technisch einfachste und zur Zeit gebräuchlichste Möglichkeit, um große Unterschiede in der Kraftstoffzumessung zu realisieren. Besonders beim direkteinspritzenden Ottomotor besteht durch die Darstellbarkeit großer Druckdifferenzen (Druckverhältnis 1:3; Druckverhältnis 1:1,5 bei Kanaleinspritzung) die Möglichkeit, im oberen Drehzahlbereich die geforderten Kraftstoffmengen einzubringen.

Tabelle 3-8 zeigt die gängigen Mindestschaltzeiten und Kraftstoffdrücke von derzeit im Serieneinsatz befindlichen Einspritzdüsen. Einspritzventile für Kanaleinspritzung benötigen trotz der geringeren Systemdrücke eine deutlich längere Mindestansteuerdauer, um die Bereitstellung einer reproduzierbaren Mindestmenge zu garantieren. Ursache dafür sind die gegenüber einem Direkteinspritzventil größeren druckbeaufschlagten Flächen.
Der relativ große Mindestdruck bei Direkteinspritzung resultiert aus der selbst bei Geringstkraftstoffmengen notwendigen Gemischbildungsqualität.

	Kanaleinspritzung	**Direkteinspritzung**
Minimale Ansteuerdauer [ms]	1	0,3
Minimaler Einspritzdruck [bar]	3,5	40
Maximaler Einspritzdruck [bar}	5	120

Tabelle 3-8: Schaltzeiten und Kraftstoffdrücke von Einspritzinjektoren

Ein Vergleich der beiden Gemischbildungskonzepte hinsichtlich Kraftstoffmengenspreizung (Abbildung 3.10) unter Einbeziehung der in Tabelle 3-8 aufgelisteten Daten, sowie der Annahme eines Vollastwirkungsgrades von η_{EFF} = 28,7 % zeigt deutliche Vorteile der Direkteinspritzung gegenüber der Kanaleinspritzung.

Trotz der geringeren Kraftstoffeinbringdauer kann bei Verwendung eines Direkteinspritzventils – rein unter dem Aspekt der Mengenspreizung betrachtet - ein spezifisches Drehmoment von 200 Nm/l bei 6000 min^{-1} erreicht werden. Die Darstellung hoher Drehmomentplateaus im Bereich von 300 Nm/l ist bis zu einer Drehzahl von 4000 min^{-1} ebenfalls ohne Veränderung eines konventionellen Direkteinspritzsystems möglich. Die Kombination einer kleinen Mindestansteuerdauer und dem sich dadurch ergebenden Durchflußquerschnitt (Formel 3-3) und der großen Druckspreizung ergibt hohe Durchflußspreizungen, die das Unterschreiten des Einspritzlimits selbst bei sehr hohen spezifischen Drehmomentanforderungen erlauben.
Bei Direkteinspritzung ist das Einspritzlimit durch die bei hohen Drehzahlen mangelnde Gemischbildungszeit bedingt. Durch das Ausdehnen der Einspritzung in den Kompressionshub kann die Einlaßströmung nicht ausreichend zur Homogenisierung genutzt werden. Weiters reicht bei sehr späten Einspritzenden die Zeit zur Kraftstoffverdampfung nicht aus. Es kommt zur Diffusionsverbrennung an nicht verdampften Kraftstofftröpfchen, hohe Ruß- und Kohlenmonoxidemissionen sind die Folge.
Mit einem Kanaleinspritzssystem können, trotz der länger möglichen Kraftstoffeinbringdauer nur vergleichsweise geringe spezifische Drehmomentwerte abgedeckt werden. Mit einem Druckverhältnis von 1:1,5 kann bei einer nennleistungsrelevanten Drehzahl von 6000 min^{-1} eine maximale, spezifische Drehmomentdichte von etwa 180 Nm/l erreicht werden.

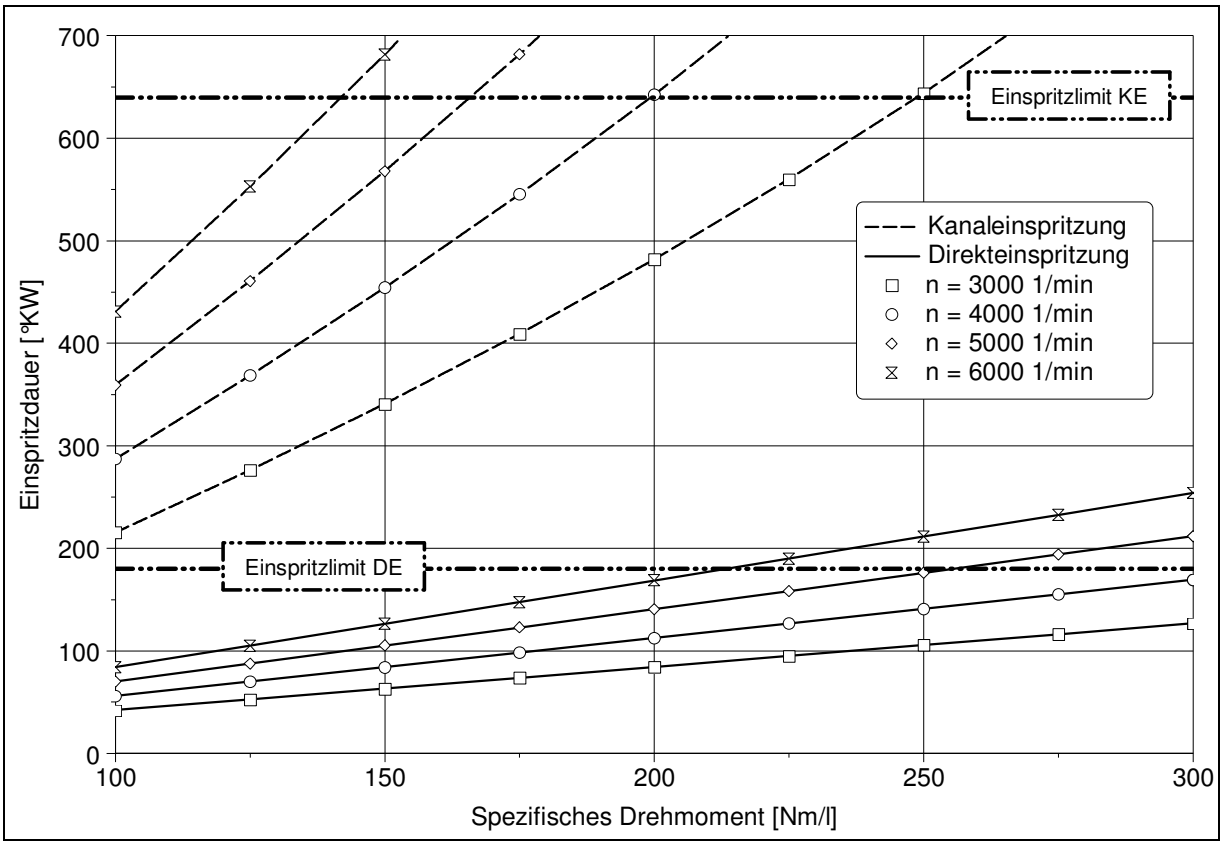


Abbildung 3.10: Vergleich Kanaleinspritzung - Direkteinspritzung

Ein zusätzlicher Nachteil ergibt sich bei Kanaleinspritzung aus der geringen Druckdifferenz zwischen Raildruck und Saugrohrdruck. Der hohe Ladedruck (je nach Drehmoment-anforderung zwischen 1 und 2 bar) führt zu einer Verlangsamung der Einspritz-geschwindigkeit und damit zu einem früheren Erreichen des Einspritzlimits (erkennbar am exponentiellen Verlauf der Einspritzdauer, vgl. Formel 2-2).
Das Einspritzlimit bei Kanaleinspritzung ergibt sich aus der Anforderung an die notwendigen Mindestschaltpausen des Einspritzventils. Eine Daueröffnung des Ventils, bzw. eine zu kurze Zeit zwischen Schließen und Wiederöffnen des Injektors ist aus Gründen der dadurch mangelnden Kontrolle der Kraftstoffzumessung nicht sinnvoll.

3.2.5.2 Gemischqualität

Durch die im Vergleich zum Direkteinspritzer längeren Einspritzzeiten ergeben sich zusätzliche Nachteile für den Kanaleinspritzer. Die langen Einspritzzeiten bedingen ein Vorlagern großer Kraftstoffmengen im Einspritzkanal bzw. auf den Einlaßventilen. In der Teillast wirkt sich das Vorlagern des Kraftstoffs grundsätzlich positiv auf die Gemischbildung aus. Ein Großteil des eingespritzten Kraftstoffes verdampft, abhängig von Kraftstofftemperatur und Saugrohrdruck, am heißen Einlaßventil bzw. an den heißen Wänden des Einlasskanals [10].
Dieser Gemischbildungsmechanismus kann für die Gemischaufbereitung bei Vollast und im Besonderen bei aufgeladender Vollast aufgrund der hohen Saugrohrdrücke kaum genutzt werden. Der sich bildende ‚Kraftstoffsee' im Saugkanal entleert sich schlagartig beim Öffnen der Einlaßventile in den Brennraum. Die sich bildenden Kraftstoffligamente werden durch die Einlaß- und Brennraumströmung nur unreichend homogenisiert und verdampft, die Folge

sind hohe Ruß-, Kohlenwasserstoff- und Kohlenmonoxidemissionen. Im unteren Drehzahlbereich kann zwar durch saugsynchrones Einspritzen und damit durch das Wirksamwerden anderer Gemischbildungsmechanismen (Tröpfchengröße, Ventilspalt, Einlaßströmung) das Rohemissionsniveau deutlich verbessert werden [35, 36], der Anteil der vorgelagerten Menge vergrößert sich jedoch zwangsläufig mit größer werdender Drehzahl.
Bezüglich Strahlzerfall und Tröpfchengrößen ergeben sich weitere Vorteile für den Direkteinspritzer. Der Strahlzerfall bei einem Ottomotor mit Direkteinspritzung ist im Wesentlichen durch die sogenannte Druckzerstäubung bestimmt. Das bedeutet, daß sich die zu zerstäubende Flüssigkeit bewegt, das umgebende Medium ist ruhend. Der Zerfall erfolgt zwar auch unter dem Einfluß von Gaskräften, das Gas hat jedoch eine für den Tropfenzerfall vernachlässigbare Geschwindigkeit und Energie [37].
Für den direkteinspritzenden Ottomotor ist von den drei wesentlichen Strahlzerfallsformen Zertropfen, Zerwellen und Zerstäuben alleinig die letztere von Bedeutung. Grund dafür sind die im Vergleich zum konventionellen Kanaleinspritzer hohen Einspritzdrücke und dadurch bedingten hohen Austrittsgeschwindigkeiten. Durch die extrem hohen Strömungsgeschwindigkeiten wird lokal kurzzeitig der Dampfdruck des Kraftstoffs unterschritten. Durch die Implosion der sich so bildenden Dampfblasen werden Druckschwingungen verursacht, die ein Aufbrechen des flüssigen Strahlkerns beschleunigen. Diese Druckschwingungen und die durch hohe Relativgeschwindigkeiten zwischen Strahl und Luft erzeugten Oberflächenkräfte bewirken den Strahlaufbruch. Die sich bildenden Tröpfchen haben einen Durchmesser zwischen 10 und 100 μm [11].
Die hohen Relativgeschwindigkeiten beim Otto-DE begünstigen weiters den sogenannten sekundären Tropfenzerfall. Dieser wird im Wesentlichen von der dimensionslosen Weber-Zahl (Formel 3-4) beschrieben.

$$We = \frac{\rho \cdot d_T \cdot w_{rel}^2}{\sigma}$$

Formel 3-4: Weber-Zahl

We.....Weberzahl
ρ.....Kraftstoffdichte [kg/m^3]
d_T.....Tröpfchendurchmesser [m]
w_{rel}.....Relativgeschwindigkeit Kraftstoff-Luft [m/s]
σ.....Oberflächenspannung [N/m]

Je nach Größe der Weberzahl werden folgende Zerfallsmechanismen beobachtet [9]:

- Schwingungszerfall (1) We < 12
- Blasen- (2) und Keulenzerfall (3) We < 50
- Stripping Breakup (4) We < 100
- Catastrophic Breakup (5) We > 100

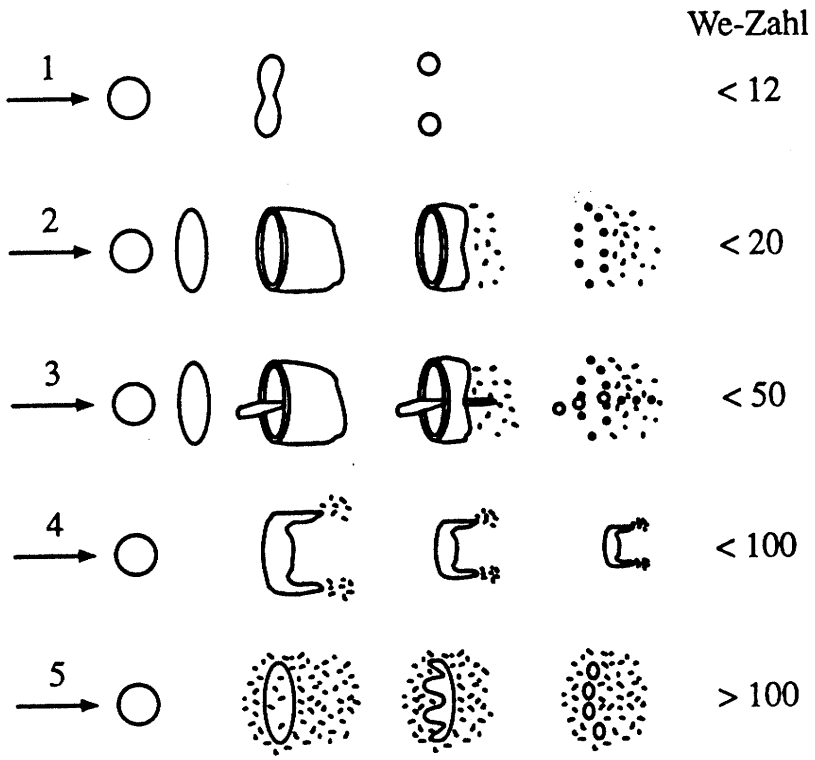


Abbildung 3.11 : Tropfen-Zerfallmechanismen [38]

Als Bewertungskriterium für den Strahlzerfall wird in der Regel nicht das komplette Tropfenverteilungsspektrum mit den jeweiligen Durchmessern und Volumenverteilungsspektren herangezogen. Zur Beschreibung eines Tropfenverteilungsspektrums verwendet man den sogenannten mittleren Sauterdurchmesser SMD (Sauter mean diameter), der charakteristisch für das Verhältnis des Gesamtvolumens aller Tröpfchen zu ihrer gesamten Oberfläche ist und der damit das Tropfenverteilungsspektrum auf einen Ersatztropfen mit dem in Formel 3-5 beschriebenen Durchmesser reduziert [20].

$$SMD = \frac{\sum_{i=1}^{n} d_{T,i}^{3}}{\sum_{i=1}^{n} d_{T,i}^{2}}$$

Formel 3-5: Sauterdurchmesser

Bei Direkteinspritzung liegen die Weberzahlen deutlich über 100, selbst kleinste Tröpfchen werden infolge der hohen Geschwindigkeiten nochmals schlagartig aufgebrochen. Folge davon ist daß das Tröpfchengrößenspektrum bei Einspritzinjektoren von Direkteinspritzern wesentlich kleinere Sauterdurchmesser aufweist als bei Kanaleinspritzung (Abbildung 3.12).

Tröpfchen mit kleinem Sauterdurchmesser folgen dem Luftstrom aufgrund der geringeren Massenträgheit besser als große Tropfen, bei geeigneter Brennraumströmung ist eine gute Homogenisierung möglich. Zudem wirkt sich das günstigere Oberfächen – Volumenverhältnis kleiner Tropfen positiv auf das Kraftstoffverdampfungsverhalten aus.

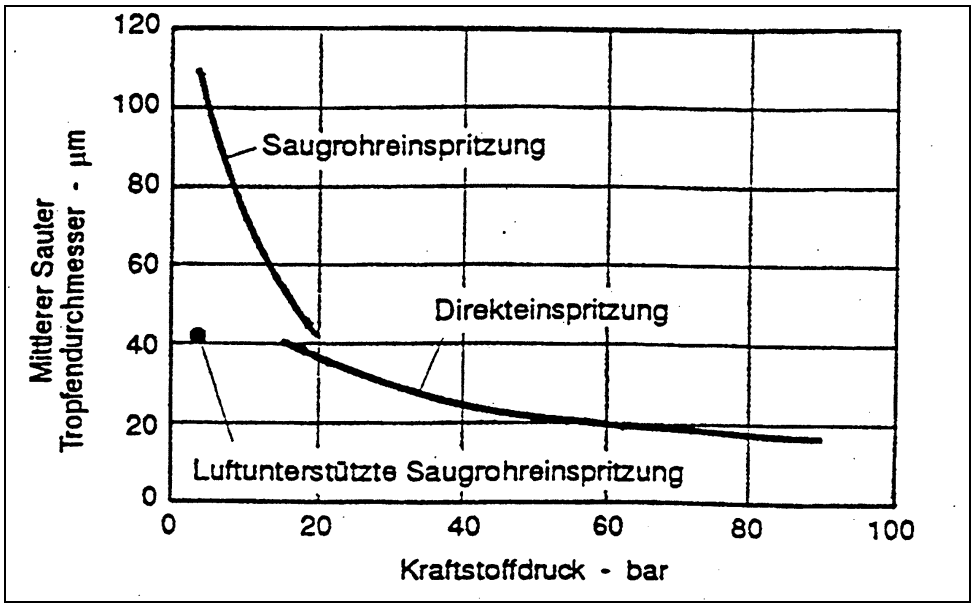


Abbildung 3.12: Tröpfchengrößen bei verschiedenen Gemischbildungskonzepten [39]

3.2.5.3 Konstruktive Anforderungen

Bei der Betrachtung der konstruktiven Anforderungen an den Gemischbildner erweist sich die Kanaleinspritzung als unproblematisch. Ein ungewolltes Öffnen des Injektors zufolge hoher Ladedrücke tritt bei den bisher dargestellten Konzepten nicht auf. Zumal hätte eine solcherart hervorgerufene ungewollte Einspritzung nur geringe Auswirkungen auf die motorische Verbrennung als bei Direkteinspritzung.
Beim direkteinspritzenden Ottomotor muß hingegen in jedem Fall ein Öffnen des Injektors durch Einwirken der hohen Verbrennungsdrücke in jedem Fall vermieden werden. Ein solches unkontrolliertes Nachspritzen in die Flammenfront führt zu einem rapiden Anstieg der Kohlenwasserstoff- und Rußemissionen bzw. zu einem ungewollten Anstieg der Abgastemperaturen. Eine sorgfältige Auslegung der Schließfeder hinsichtlich Betriebssicherheit, aber auch in Hinblick der Totzeiten beim Öffnungsvorgang ist daher unumgänglich.
Weitere Entwicklungspunkte bei der Entwicklung von Direkteinspritzventilen für hochaufgeladene Motoren sind:

- Temperatur- und damit Verkokungsverhalten
- Brennraumabdichtung am Injektorschaft

3.2.6 Abgasnachbehandlung

Die wesentlichen Entwicklungsschwerpunkte hinsichtlich Abgasnachbehandlung bei hochaufgeladenen Ottomotoren unter der Vorraussetzung eines geregelten 3-Wege-Katalysatorsystems sind:

- Katalysator Light-Off
- Alterungsbeständigkeit des Katalysators

3.2.6.1 Katalysator Light-Off

Im Vergleich zu einem Saugmotor oder einem aufgeladenen Ottomotor ohne Abgasturbo-

lader wirkt sich der im Abgasstrang direkt nach dem Krümmer und vor dem Katalysator angeordnete Abgasturbolader erschwerend für den Light-Off des Katalysators aus.
Die in einem massiven Gußgehäuse integrierte Abgasturbine entzieht dem Abgas im Kaltstart mit ihren zusätzlichen zu erwärmenden Massen und den durch Umlenkungen erhöhten Wärmeverlusten einen Teil der Energie, die zum schnellen Aufheizen des Katalysators benötigt wird. Zur Einhaltung künftiger Emissionsgrenzwerte reicht ein Öffnen des Waste-Gate-Ventils während des Startvorganges nicht aus, um den Katalysator schnell genug auf die gewünschte Betriebstemperatur zu bringen. Ein Großteil des Abgases strömt weiterhin durch den nicht verschlossenen Turbinenkanal, eine Abkühlung des Abgases durch diese Wärmesenke ist die Folge.
Möglichkeiten, möglichst schnell hohe Katalysatortemperaturen zu erreichen sind:

- Umgehung des Abgasturboladers durch ein Bypassklappensystem (evtl. mit Verwendung eines ‚Microkatalysators' im Bypass-Kanal) [40]
- Elektrische Beheizung des Katalysators
- Verringerung der thermischen Trägheit des Turbinengehäuses [41}
- Bei innerer Gemischbildung: Erhöhung der Abgasenthalpie durch Absetzen einer Nacheinspritzung in mageres Grundgemisch [42]

3.2.6.2 Alterungsbeständigkeit des Katalysators

Eine möglichst motornahe Positionierung des Katalysators beschleunigt zwar die Light-Off Zeiten, Nachteile ergeben sich jedoch hinsichtlich Katalysatoralterung. Die hohen Abgastemperaturen aufgeladener Motoren bedingen eine beschleunigte thermische Alterung durch Sinterung der Edelmetalle und der Al_2O_3 – Trägerschicht [43]. Bei Verwendung eines ATL wird zwar der Großteil der Abgasenthalpie in Turbinenleistung umgesetzt, kritisch ist jedoch die zukünftige Verwendung von Turbinen und Turbinengehäusen die Abgastemperaturen von 1050 °C zulassen. Verbesserungen ergeben sich dadurch zwar durch den verringerten Bauteilschutzanfettungsbedarf und der damit verbundenen exergetischen Umsetzung nichtverbrannter Kohlenwasserstoffemissionen im Katalysator, die Entwicklung von Beschichtungen mit guter thermischer Stabilität ist angesichts der hohen Abgastemperaturen jedoch unumgänglich.
Eine weitere Problematik ergibt sich aufgrund der chemischen Alterung von Katalysatoren, bedingt durch den für Turbomotoren typischen erhöhten Öleintrag in das Abgassystem [44]. Hier sind sowohl die Turboladerhersteller mit der Entwicklung effizienter Laufzeugabdichtungen als auch Katalysatorhersteller sowie die Erzeuger von Motorölen gefordert.

3.3 Aufladung und Direkteinspritzung

Die bisher aufgezeigten Vorteile der Direkteinspritzung bezüglich Verbrennung, Gemischbildung und Abgasnachbehandlung beziehen sich auf homogen betriebene DE-Brennverfahren. Eine Betrachtung der Kombination von Abgasturboaufladung mit einem überstöchiometrisch betriebenen DE-Brennverfahren läßt folgende Vorteile erkennen [45,46,47,48]:

- Verbesserung des Instationärverhaltens durch den ungedrosselten Betrieb
- Erweiterung des Schichtbereichs

Eine Erweiterung des Schichtbereichs kann angesichts der zur Zeit für Magerkonzepte üblichen Abgasnachbehandlungssysteme nicht genutzt werden. Die Schichtgrenze heutiger Magerschichtverfahren wird durch den Temperaturbereich der möglichen NOx-Umsetzung im DeNOx – Kat limitiert. Diese Temperaturgrenze wird bereits bei 450°C erreicht, einer Temperatur, die bei einem lang übersetzten Aufladungskonzept sehr schnell überschritten wird. Der im Fahrbetrieb nutzbare Schichtbereich wird dadurch sehr schmal. Dagegen erzwingt die DeNOx Abgastechnologie im oberen Lastbereich einen deutlich höheren Bauteilschutzanfettungsbedarf. Hinsichtlich eines guten Kundenverbrauchs ist daher der Einsatz von Schichtbrennverfahren in Kombination mit Down-Sizing-Konzepten nicht sinnvoll [2].

3.4 Partikelbildung

3.4.1 Partikel

Als Partikelgehalt im Abgas wird die Menge aller Stoffe bezeichnet, die von einem bestimmten Filter erfaßt werden, nachdem das Abgas nach einem definierten Verfahren verdünnt und auf $\theta < 52°C$ abgekühlt worden ist. Die Zusammensetzung dieser Partikel lassen sich folgendermaßen unterteilen:

- Anorganische Partikel:
  - Aschen von Öladditiven
  - Rostpartikel, Salze
  - Metallspäne
  - Keramische Fasern
  - Wasser
- Organische Partikel:
  - Ruß
  - Kohlenwasserstoffe (sublimiert, kristallisiert und kondensiert)

Da organische Partikel den Großteil der Partikelemission in Verbrennungsmotoren ausmachen (etwa 95% [12]) wird im Folgenden die Rußentstehung und – oxidation näher betrachtet.

3.4.2 Rußbildung und –oxidation

Die Rußbildung während der unvollständigen Verbrennung von Kohlenwasserstoffen gehört zu den am wenigsten verstandenen Phänomenen im gesamten Verbrennungsprozeß. Obwohl in den letzten Jahren große Fortschritte bezüglich einzelner Teilschritte erzielt wurden, sind bis heute noch keine umfassenden Theorien oder Modelle verfügbar, die die wichtigsten Phänomene im Gesamtprozeß vorhersagen [49].

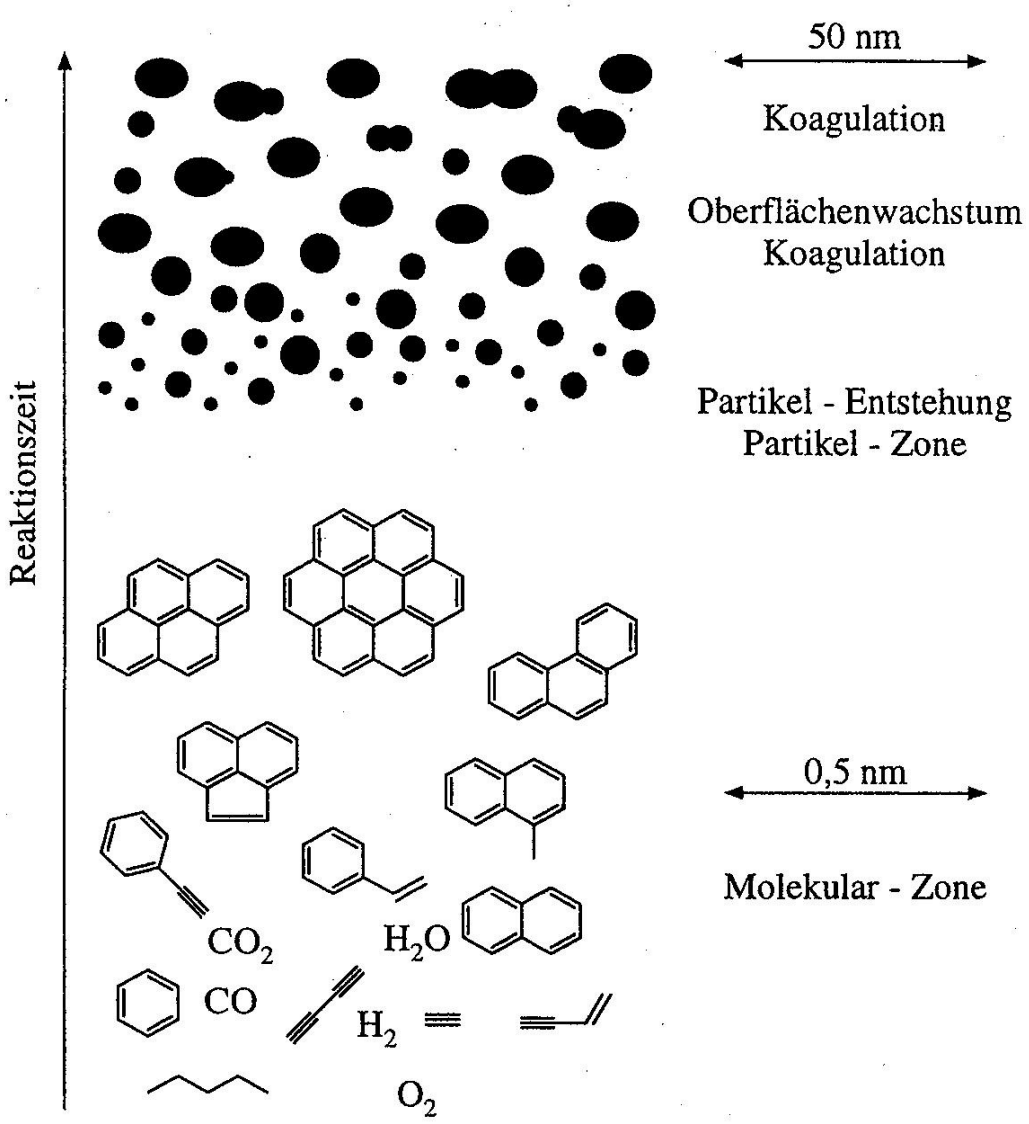


Abbildung 3.13: Prinzipskizze der Rußentstehung in Vormischflammen nach Bockhorn [22]

Im Folgenden werden die einzelnen Teilschritte der Rußbildung und –oxidation erläutert, die auch in Abbildung 3.13 dargestellt sind. Im Bereich der nicht vorgemischten Verbrennung laufen diese chemischen Prozesse teilweise gleichzeitig und überlagert von der Mischung von Kraftstoff und Oxidator ab. Gewöhnlicherweise wird die Russmenge durch den Begriff der Rußvolumenkonzentration f_V beschrieben, der das Verhältnis von Rußvolumen $V_{Ruß}$ zu Gesamtvolumen V_{ges} darstellt.

$$f_V = \frac{V_{Ruß}}{V_{ges}}$$

Formel 3-6: Russvolumenkonzentration

3.4.2.1 Bildung von Polyzyklischen Aromatischen Kohlenwasserstoffen (PAK)

Es ist weitestgehend anerkannt, daß das weitere Wachstum von Polyzyklischen Aromatischen Kohlenwasserstoffen (PAK) zur Rußbildung führt. Diese PAK stellen eine Klasse der höheren Kohlenwasserstoffe dar, die sich nach der vollständigen Aufspaltung des Kraftstoffs in C_1- und C_2-Kohlenwasserstoffe bilden. PAK entstehen unter brennstoffreichen Bedingungen, wie sie in unterstöchiometrischen Vormischflammen sowie in allen nicht vorgemischten Flammen zu finden sind. Der genaue Reaktionsweg, der zu Bildung von PAK führt, ist umstritten, gesichert ist dagegen die Erkenntnis, daß Acetylen (C_2H_2) bei der Bildung des ersten Ringschlusses (C_6H_6, Benzol) eine entscheidende Rolle spielt. Im weiteren Verlauf entstehen aromatische Strukturen, die sich durch Anlagerung von Acetylen zu hochmolekularen polyzyklischen Kohlenwasserstoffen entwickeln [22].

3.4.2.2 Teilchenneubildung

Die Teilchenneubildung besteht aus der Konglomeration von PAK-Molekülen bzw. aus dem Wachstum von PAK-Molekülen in die dritte Dimension, die zu partikelartigen Strukturen führt [22]. Während der Teilchenneubildung nimmt das H/C – Verhältnis ab, sodaß eine Kohlenstoffanreicherung stattfindet. Die ersten Kerne weisen eine Größe von $d < 2$ nm auf [50].

Das sich anschließende Oberflächenwachstum hängt in starkem Maße von der Teilchenneubildung ab. Daher ist diesem Teilprozeß eine entscheidende Bedeutung im Gesamtprozeß zuzuordnen, wenngleich hier nur ein verschwindend geringer Anteil der gesamten Rußbildung gebildet wird [50].

3.4.2.3 Oberflächenwachstum

Der größte Teil der Rußmenge (>95%) wird innerhalb dieses Prozeßschrittes gebildet. Das Oberflächenwachstum ist vergleichbar mit der PAK-Bildung, da eine Anlagerung von Acetylen – Molekülen und wahrscheinlich Aromaten stattfindet. Im Gegensatz zur PAK-Bildung handelt es sich hier nicht um eine Gasphasenreaktion kleiner Moleküle, sondern um einen heterogenen Prozeß, bei dem Adsorptions- und Desorptionsprozesse an der Oberfläche eine Rolle spielen.

Die zeitliche Änderung der Russvolumenkonzentration während des Oberflächenwachstums kann durch eine Differentialgleichung erster Ordnung beschrieben werden:

$$\frac{df_V}{dt} = k_{Ow} \cdot (f_V^{\infty} - f_V)$$

Formel 3-7: Oberflächenwachstum

Dabei hängt der Geschwindigkeitsfaktor k_{Ow} hauptsächlich von der maximalen Temperatur und die maximale Rußvolumenkonzentration f_V vom Brennstoff und dessen Konzentration sowie von Druck und Temperatur ab [22].

3.4.2.4 Koagulation

Als Koagulation wird das Größenwachstum der Partikel durch Kollision miteinander bezeichnet. Während die Russmasse bei diesem Prozeß konstant bleibt, nimmt die Teilchenzahl ab. Unter Annahme folgender Zusammenhänge läßt sich die Abnahme der

Teilchenzahlendichte n_a berechnen [51]:

- Die Rußpartikel sind klein gegenüber der freien Weglänge.
- Jede Kollision zweier Partikel hat deren Zusammenschluß zur Folge.
- Alle Partikel sind sphärisch.

$$\frac{dn_a}{dt} = k_{koag}(d) \cdot n_a^2$$

Formel 3-8: Abnahme der Teilchenzahldichte

Bei exakter Lösung ergibt sich eine selbsterhaltende Größenverteilung, d.h. die Momentenverhältnisse der Größenverteilung blieiben konstant. Diese kann durch eine Gaußverteilung beschrieben werden [22,50].

3.4.2.5 Agglomeration

Durch die Abnahme des Kohlenwasserstoffgehaltes in der Gasphase oder der Reaktivität der Rußpartikel verlangsamt sich in der späten Phase der Rußbildung das Oberflächenwachstum, sodaß kettenförmige Rußaggregate gebildet werden, die zwischen 30 und 1800 Primärpartikel enthalten. Dieser Prozeß läuft im Bereich längerer Zeitskalen ab, die teilweise den Verbrennungsablauf in einem Motor überschreiten [22,50].

3.4.2.6 Oxidation

Rußpartikel können im Rahmen von Oberflächenreaktionen durch atomaren oder molekularen Sauerstoff sowie durch OH-Radikale oxidiert werden. Zur Beschreibung dieses Vorganges wird häufig die folgende Gleichung verwendet:

$$\frac{d(CO)}{dt} = \gamma_i \cdot Z_i \cdot a_{Ruß}$$

Formel 3-9: Russoxidation

Die Bildung von CO durch die Rußoxidation hängt dabei von der Reaktionswahrscheinlichkeit γ_i für die Kollision eines Moleküls i mit der Rußoberfläche ab, von der Anzahl der Zusammenstöße des Moleküls i pro Fläche und Zeit Z_i sowie von der volumenspezifischen Rußoberfläche $a_{Ruß}$. Da atomarer Sauerstoff in äußerst niedrigen Konzentrationen in rußenden Flammen vorkommt und seine Reaktionswahrscheinlichkeit mit γ_O ~0,5 gering ist, wird die Rußoxidation im Wesentlichen von OH und O_2 bestimmt [22].

3.4.2.7 Reaktionskinetische Betrachtung beim Ottomotor

Berechnungsmodelle zur Rußbildung sowie Erkenntnisse der Untersuchungen der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen in laminaren oder turbulenten Flammen lassen sich auf den Ottomotor übertragen [61].

Zusammenfassend ergeben sich folgende Haupteinflußgrößen auf die Rußvolumenkonzentration:

- Druck
- Temperatur
- C/O-Verhältnis

Während ein erhöhter Druck und ein erhöhtes C/O – Verhältnis einen Anstieg in der Rußvolumenkonzentration zur Folge haben, wird die höchste Bildungsrate im Temperaturbereich zwischen 1000-2000 K beobachtet, da dort Rußvorläufermoleküle gebildet werden und existieren können [22] (Abbildung 3.14).

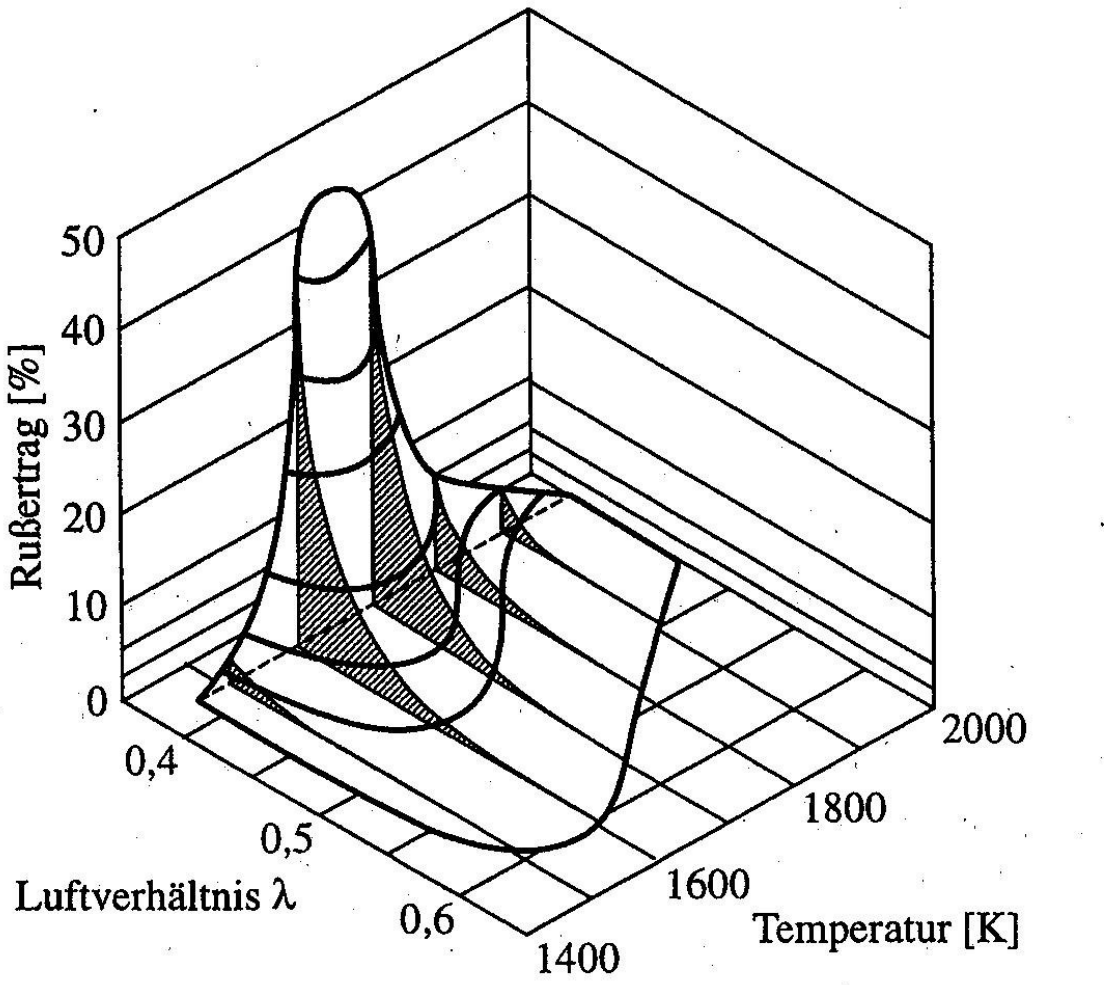


Abbildung 3.14: Rußertrag als Funktion von Luftverhältnis und Temperatur [38]

Der Einfluß der Verbrennungstemperatur auf Rußbildung und –oxidation wird in Abbildung 3.15 verdeutlicht. Ersichtlich wird, daß die Rußoxidation sehr viel stärker durch die Verbrennungstemperatur bestimmt wird als die Rußbildung [52].
Ein stöchiometrisch betriebener Ottomotor mit idealer Gemischhomogenisierung bietet daher, nicht zuletzt aufgrund der hohen Prozesstemperaturen, gute Voraussetzungen, um sowohl Rußbildung zu vermeiden, aber auch um wirkungsvoll Ruß nachzuoxidieren

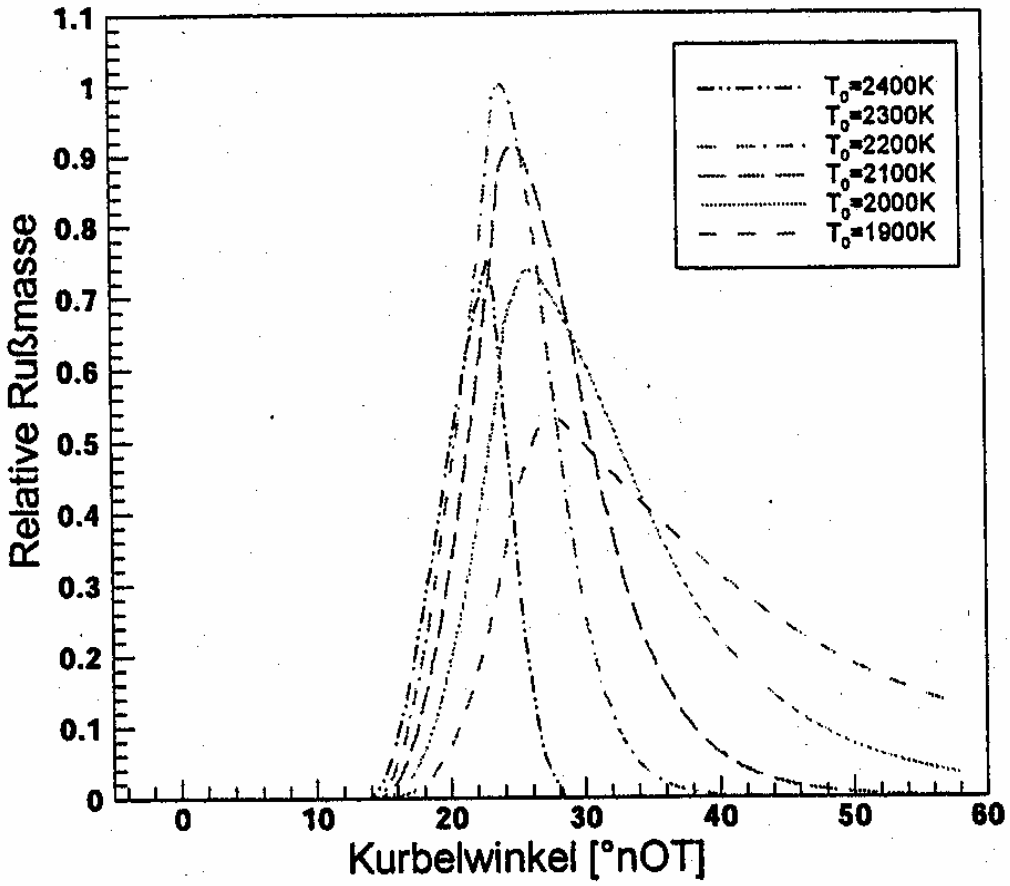


Abbildung 3.15: Berechneter Einfluß der Verbrennungstemperatur auf Rußbildung und - oxidation [52]

.

Neben einem ausreichenden Temperaturniveau ist für eine effektive Rußnachoxidation vor allem der im Abgas enthaltene OH – Anteil ausschlaggebend. Die Aufoxidation von Kohlenmonoxid erfolgt, wesentlich schneller als der Ruß, ebenfalls über das OH – Radikal, andere Oxidationspfade sind vernachlässigbar [54].

Atomarer Sauerstoff hat, homogenes Abgas vorausgesetzt, nahezu keinen Einfluß auf die Rußoxidation. Molekularer Sauerstoff ist bei homogenem Abgas mit bis zu 15% an der Oxidation von Ruß beteiligt [55].

Vorraussetzung für die Bildung von OH – Radikalen bzw. die Aufreaktion von Ruß durch molekularen Sauerstoff ist allerdings eine ausreichende Durchmischung des Abgases sowie ein hohes Temperaturniveau [52, 56].

Für den homogenen, stöchiometrisch betriebenen Ottomotor läßt sich ableiten, daß aufgrund des niedrigen Sauerstoffanteiles im Verbrannten (<2%) und der schnellen Aufreaktion von Kohlenmonoxid durch OH-Radikale nur sehr wenig Ruß aufoxidiert wird. Selbst bei stark heterogener Gemischverteilung oder magerer Betriebsweise wird aufgrund der mangelnden Turbulenz in der Expansionsphase nur wenig Ruß aufoxidiert. Ladungsbewegung entsteht erst wieder durch den Ausströmvorgang aus dem Zylinder. Da zu diesem Zeitpunkt die Temperaturgrenzen zur Ruß- (1600 K) bzw. Kohlenmonoxidoxidation (1300 K) bereits unterschritten sind, reagiert der Restsauerstoff lediglich mit den desorbierten unverbrannten Kohlenwasserstoffen [52, 57, 66].

Für die Rußbildung und –oxidation lassen sich aus reaktionskinetischer Sicht für den homogen betriebenen Ottomotor folgende Aussagen treffen:

- Die hohen Arbeitsgastemperaturen sowie das C/O – Verhältnis bei stöchiometrischer Betriebsweise unterbinden die Rußbildung.
- Die hohen Prozeßtemperaturen wirken sich günstig auf die Rußoxidation aus.
- Das niedrige Sauerstoffangebot im Abgas sowie das niedrige Turbulenzniveau während der Expansion wirken sich nachteilig auf die Rußoxidation aus.

3.4.3 Rußbildung am direkteinspritzenden Ottomotor

Bisher durchgeführte Studien zur Rußbildung am direkteinspritzenden Ottomotor konzentrierten sich auf den Schichtbetrieb [58,59,60,61]. Zusammenfassend läßt sich feststellen, daß der ausschlaggebende Faktor für die Rußemission ein zu hohes, lokales C/O –Verhältnis ist. Ursachen für solch eine lokale Überfettung sind:

- Kolbenbenetzung und unzureichendes Abdampfen
- Zu kurze Gemischbildungzeit bis zur Zündeinleitung
- Mangelnde Gemischaufbereitung durch den Injektor
- Nacheinspritzung durch Nadelprellen des Injektors

Im Homogenbetrieb wurde in der Teillast entweder keine Rußentstehung festgestellt [43], bzw. es gilt Analoges wie für Schichtbetrieb [44,62].

4 Durchgeführte Untersuchungen

4.1 Brennverfahrensrelevante Parameter

4.1.1 Ladelufttemperatur

Die durch eine Verringerung der Ladelufttemperatur bewirkte Leistungssteigerung von Ottomotoren wird verursacht durch:

- Erhöhung der Ladungsdichte
- Verbesserung der Klopffestigkeit

Abbildung 4.1 zeigt das Brennverhalten bei einer Variation der Ladelufttemperatur. Durchgeführt wurde der Versuch bei zwei unterschiedlichen Ansteuerbeginnen, um auch das Motorverhalten bei späten Ansteuerbeginnen, wie sie beim sogenannten Scavenging (siehe auch Kap. 4.1.5) üblich sind, zu bewerten.
Bei beiden Ansteuerbeginnen ist ein deutlicher Leistungszuwachs mit abnehmender Ansauglufttemperatur erkennbar. Der Spätzug der Zündung bei höheren Saugrohrtemperaturen ergibt ein annähernd gleiches, für einen klopffreien Betrieb günstiges Temperaturniveau im Endgas (Abbildung 4.2). Die Verbrennungsschwerpunktlagen verschieben sich überproportional zum Spätzug des Zündzeitpunktes in Richtung ‚Spät', ebenso verlängern sich Zündverzug und Brenndauer. Ursache dafür ist eine Verschiebung der Verbrennung in turbulenzärmere Phasen des Arbeitstaktes. Folge davon ist eine Verlangsamung der Reaktionsabläufe und somit ein langsameres Durchbrennen der Zylinderladung.

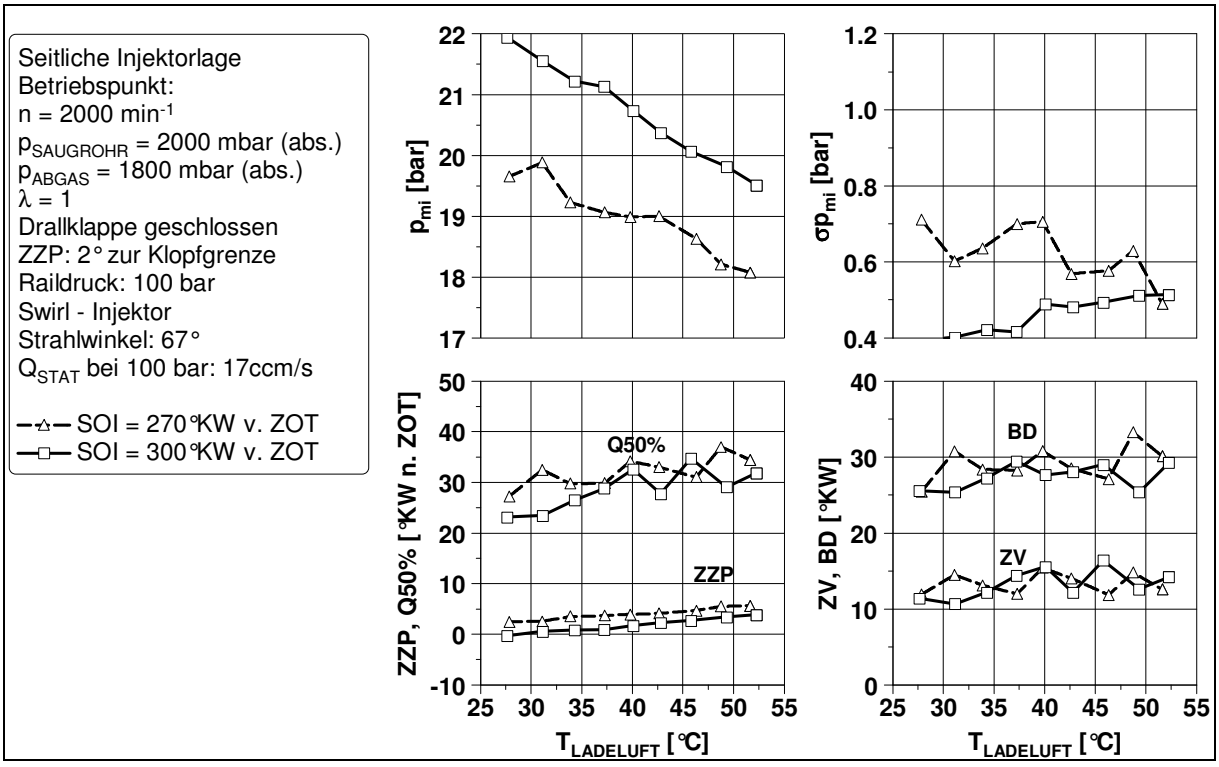


Abbildung 4.1: Auswirkung der Ladelufttemperatur auf das Brennverhalten

Auffallend ist die gegenläufige Tendenz der Laufruhe bei unterschiedlichen Ansteuerbeginnen. Die durch späte Ansteuerbeginne bedingte kurze Gemischbildungszeit hat zur Folge, daß der eingebrachte Kraftstoff nur unzureichend aufbereitet wird. Durch eine Erhöhung des Temperaturniveaus während der Kompressionsphase wird der Gemischbildungsprozeß durch verbesserte Kraftstoffverdampfung unterstützt. Offensichtlich wirkt sich dieser Effekt bei späten Ansteuerbeginnen stärker auf die Laufruhe aus, als bei frühen Ansteuerbeginnen. Deren Verschlechterung ist durch die turbulenzarme Verbrennung bei Kurbelwinkellagen nach ZOT begründet.

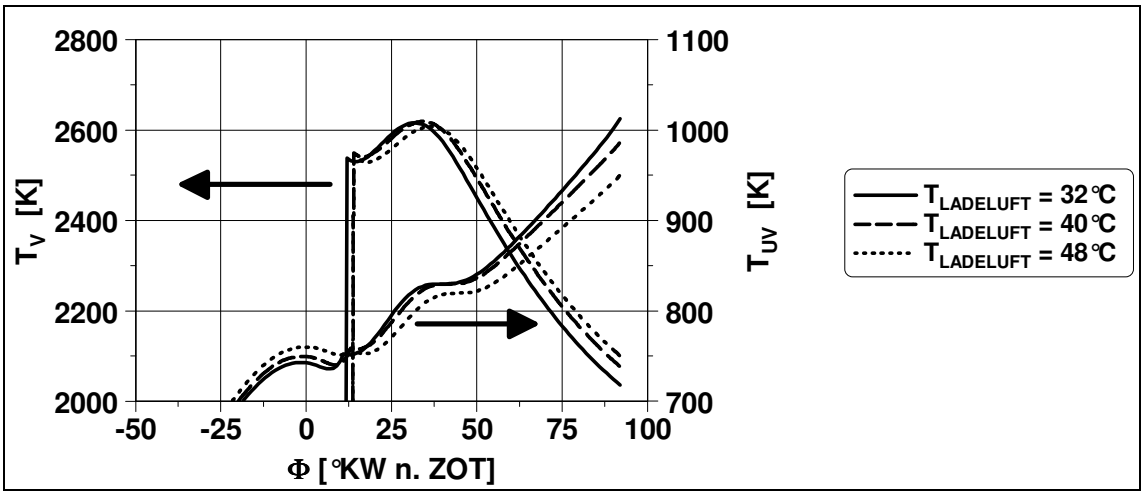


Abbildung 4.2: Temperaturen im Verbrannten/Unverbrannten bei unterschiedlichen Ladelufttemperaturen; SOI = 270 °KW v. ZOT

Der späte Ansteuerbeginn zeigt bei Verringerung der Ladelufttemperatur eine deutlich höhere Empfindlichkeit bezüglich HC- und Rußemissionen (Abbildung 4.3). Die Rußemission zeigt bei Temperaturen unter 35°C einen sprunghaften Anstieg. Ursache dafür sind hierfür wiederum die mangelnde Gemischbildungszeit, unzureichende Homgenisierung (erkennbar am erhöhten Restsauerstoffgehalt, Abbildung 4.3, rechtes Diagramm) und das Fehlen der höheren Arbeitsgastemperaturen, die die Kraftstoffverdampfung unterstützen. Das Abbrennen eines solcherart heterogenen Kraftstoff – Luftgemisches führt in den lokal überfetteten Zonen sowie an den noch nicht verdampften Kraftstoffbestandteilen zu rußender Diffusionsverbrennung, magere Bereiche führen zu Flame-Quenching – Effekten und somit zu erhöhten HC-Emissionen.

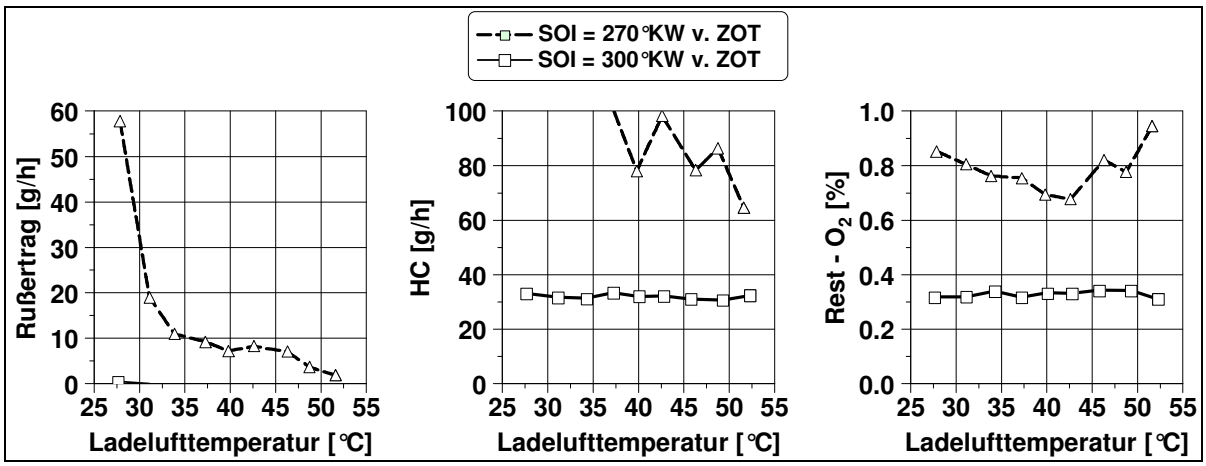


Abbildung 4.3: Einfluß der Ladelufttemperatur auf Ruß- und HC-Emissionen

Untersuchungen am Transparentaggregat bestätigen den Einfluß der Arbeitsgastemperatur auf die Gemischbildung (Abbildung 4.4). 12 °KW nach Ansteuerbeginn ist das Eindringen des Kraftstoffsprays erkennbar. Ein Einfluß der Ladelufttemperatur auf das Strahleindring- und ausbreitungsverhalten ist nicht bemerkbar. Erst nach Ende der Einspritzung ist ein Unterschied in der Gemischbildung sichtbar. Bei einer Ansauglufttemperatur von 27 °C ist bei gleichen Zeiten nach Ansteuerbeginn ein wesentlich größerer Anteil an unverdampften Kraftstoff erkennbar als bei einer Ansauglufttemperatur von 50 °C. Reicht bei dem hier dargestellten Ansteuerbeginn von 300 °KW v. ZOT die Zeit bis zur Entflammung noch aus, um selbst bei niedrigen Saugrohrtemperaturen das Gemisch zu verdampfen und einen Ruß- und HC-armen Betrieb zu ermöglichen, so verschärft sich mangels Gemischbildungszeit die Gemischbildungproblematik bei späten Injektoransteuerbeginnen.

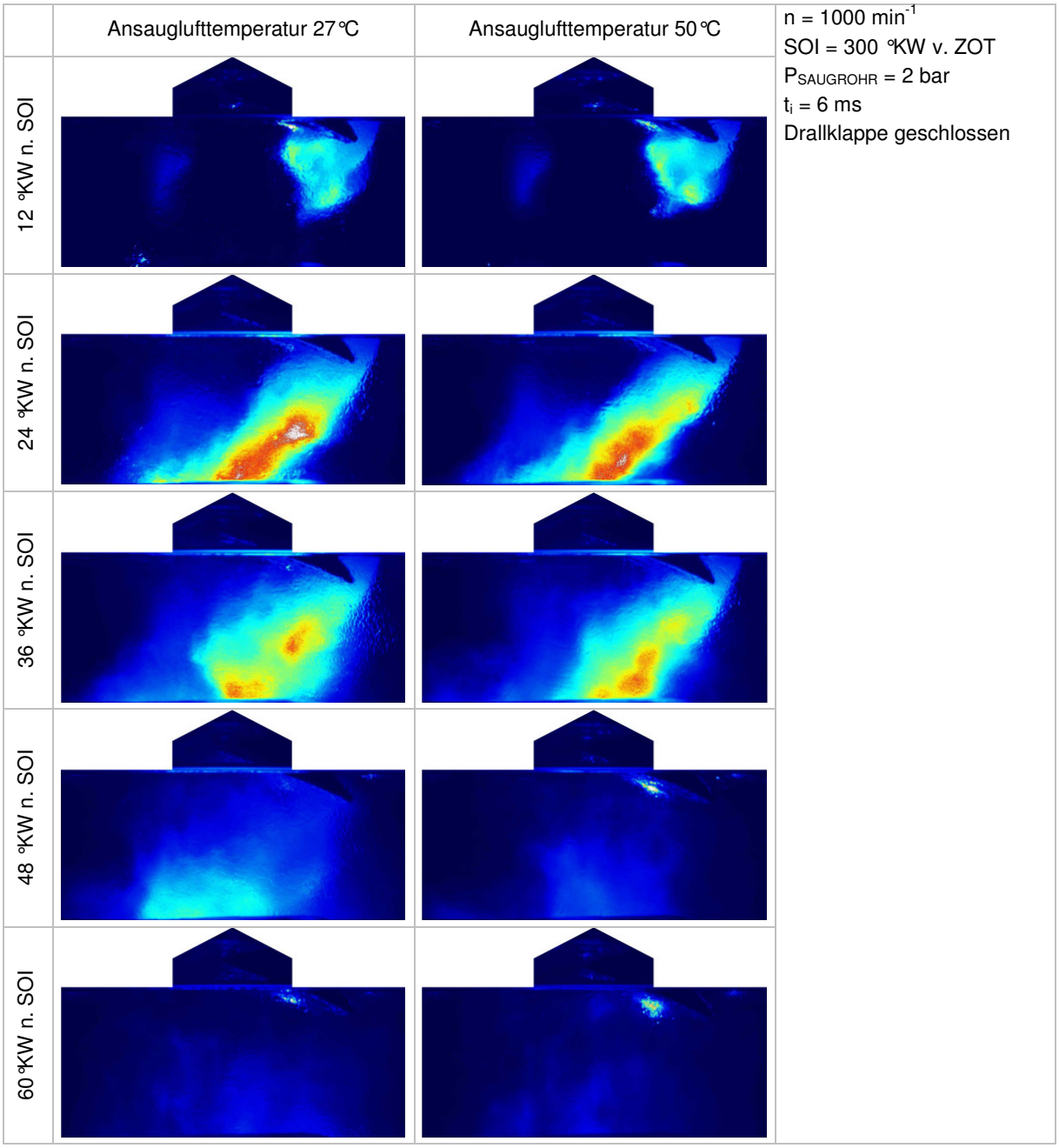


Abbildung 4.4: Einfluß der Ladelufttemperatur im Mie – Lichtschnitt

Fazit- Eine Absenkung der Ladelufttemperatur führt zu einem Leistungszuwachs infolge der Zunahme der Luftdichte. Bei späten Ansteuerbeginnen, wie sie zur Ausnutzung von Scavenging – Effekten notwendig sind (vgl. Kapitel 4.1.5) steigt die Rußemission infolge der Kombination aus unzureichender Gemischaufbereitungszeit und mangelnder Kraftstoffverdampfung.

4.1.2 Abgasgegendruck

Bei aufgeladenen Motoren ist das Abgasgegendruckverhältnis (Druck vor zu Druck nach der Turbine) mitbestimmend für das Druckverhältnis des Ladedrucks. Beschrieben wird dieser Zusammenhang durch die sogenannte Turboladerhauptgleichung (Formel 4-1 [63]):

$$\Pi_K = \left\{ 1 + \frac{m}{m_K} K_1 \frac{T_3}{T_1} \eta_{TL} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{(\kappa_A - 1)/\kappa_A} \right] \right\}^{\kappa_L/(\kappa_L - 1)}$$

Formel 4-1: Turboladerhauptgleichung

Ziel der Turbinenentwickler ist, hohe Ladedruckverhältnisse (Druck vor zu Druck nach Verdichter) durch möglichst gute Turbinenwirkungsgrade η_{TL} darzustellen, da die Bereitstellung der erforderlichen Turbinenleistung über das Abgasgegendruckverhältnis einerseits durch das Abgassystem beschränkt ist, andererseits ein hoher Druck vor der Turbine nachhaltigen Einfluß auf die Laufruhe des Motors hat (Abbildung 4.5).

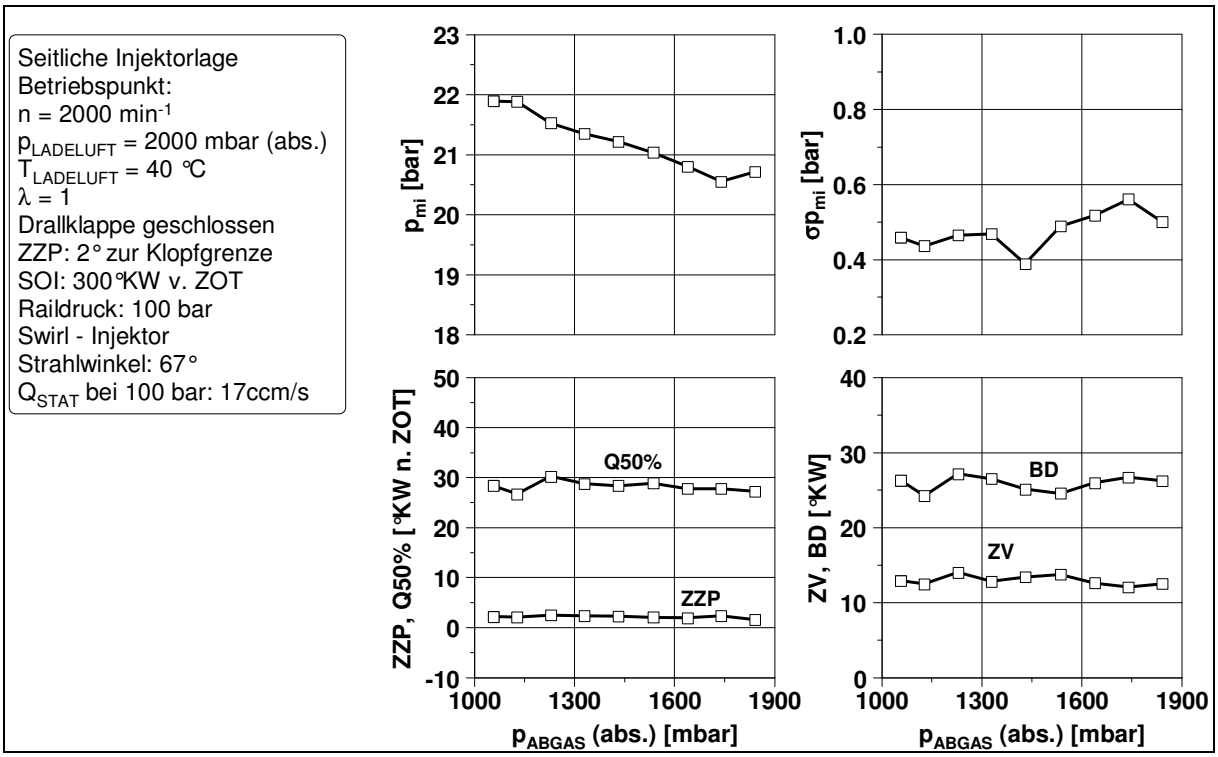


Abbildung 4.5: Einfluß des Abgasgegendrucks auf das Brennverhalten

Durch ansteigenden Abgasgegendruck verringert sich die Leistungsabgabe des Motors. Ursachen dafür sind im Wesentlichen:

- Verringerung der Zylinderladung infolge des höheren Restgasanteils
- Zunahme der Ladungswechselarbeit zufolge des höheren Abgasgegendrucks

Beide Effekte wirken sich, unabhängig vom Abgasgegendruck, annähernd zu gleichen Anteilen auf das Leistungsverhalten aus (Abbildung 4.6, rechtes Diagramm).

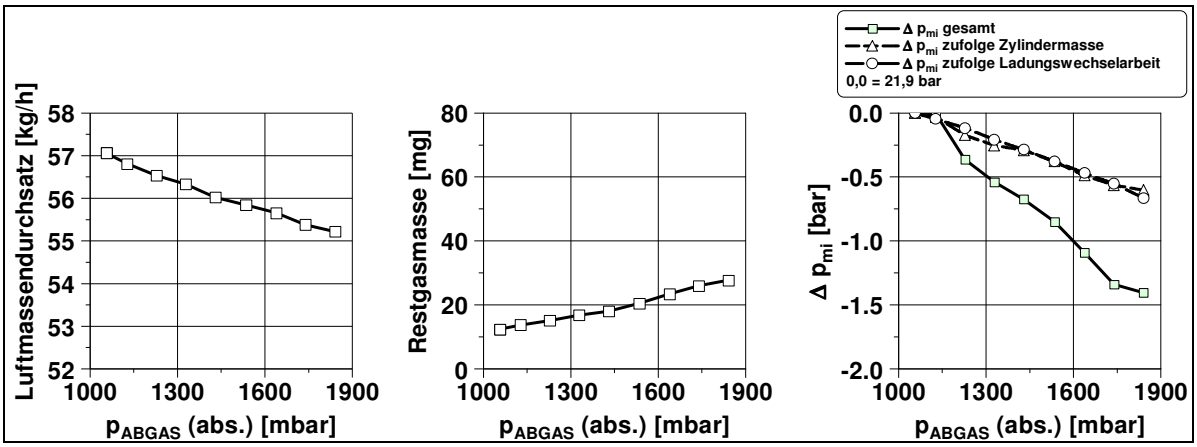


Abbildung 4.6: Abgasgegendruckverhalten auf Luftmasse, Restgas, Leistung

Aus Abbildung 4.5 wird außerdem ersichtlich, daß der Abgasgegendruck im untersuchten Bereich nur unwesentlichen Einfluß auf Zündzeitpunkte, Verbrennungslagen, Zündverzug und Brenndauer hat. Die Begründung für diese Tatsache findet sich bei der näheren Betrachtung der Temperaturen (Abbildung 4.7). Trotz des infolge des höheren Abgasgegendrucks erhöhten Restgasanteils bleiben die Temperaturen im Verbrannten und Unverbrannten aufgrund der damit verbundenen Lastreduktion annähernd konstant, damit bleiben auch die Klopf- und Verbrennungsbedingungen unbeeinflußt.

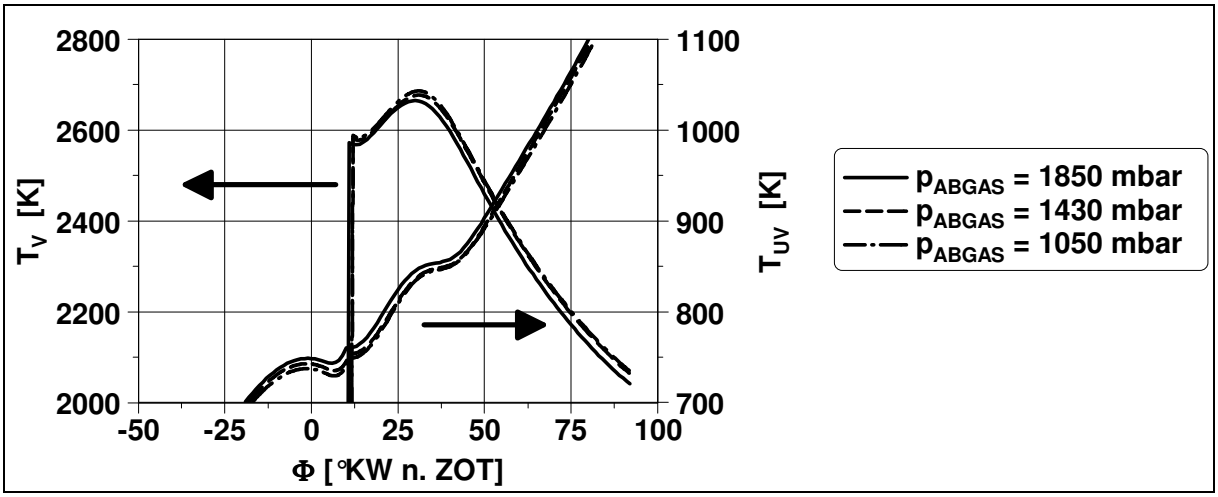


Abbildung 4.7: Arbeitsgastemperaturen bei unterschiedlichen Abgasgegendrücken

Die mit zunehmendem Abgasgegendruck schlechter werdende Laufruhe sowie die ansteigendenen HC – Emissionen (Abbildung 4.8) haben ihre Ursache im ansteigenden Restgasgehalt der Ladungsmasse, die zu Flame- und Bulk-Quenching Effekten führt. [64, 65]. Das zyklusabhängige Verhalten dieser beiden Effekte äußert sich in der durch größere Inertgasanteile schlechter werdenden Laufruhe.

Ein Einfluß des Abgasgegendruckes auf den Rußertrag ist im untersuchten Bereich bei einem Ansteuerbeginn von 300 °KW v. ZOT nicht erkennbar. Der zunehmende Restgasgehalt hat bei dem gewählten Ansteuerbeginn auf die für eine Rußvermeidung notwendige Gemischhomogenisierung keinen signifikanten Einfluß. Weiters sind die Temperaturen im Arbeitsgas auf einem für minimale Rußbildung und optimale Rußoxidation hohen Niveau.

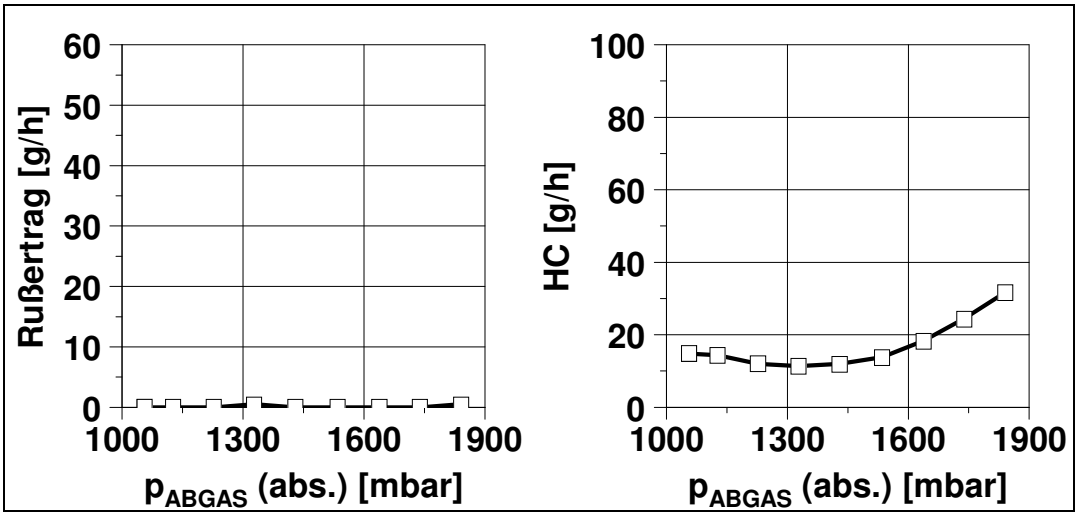


Abbildung 4.8: Emissionsverhalten bei Variation des Gegendrucks

Fazit- Eine Zunahme des Abgasgegendrucks bewirkt infolge des höher werdenden Restgasanteils sowie der größer werdenden Ladungswechselarbeit eine Abnahme der Last. Die Rußemission bleibt bei dem gewählten Ansteuerbeginn vom Abgasgegendruck unbeeinflußt,

4.1.3 Ladungsbewegung

Durch die Verstellung der Drallklappe kann beim Zylinderkopf mit seitlicher Injektorlage die integrale Drallzahl im unteren Totpunkt zwischen 0 (Drallklappe offen) und 1,6 (Drallklappe geschlossen) variiert werden.
Die Leistungssteigerung (Abbildung 4.9) bei geschlossener Drallklappe hat seine Hauptursache vor allem in der durch das Schließen bedingten veränderten Gasdynamik. Durch die Verengung des Einlaßquerschnittes wird die Strömungsgeschwindigkeit im offenen Ansaugkanal erhöht, zufolge von Nachladeeffekten steigt die im Zylinder befindliche Arbeitsgasmasse (Abbildung 4.10).

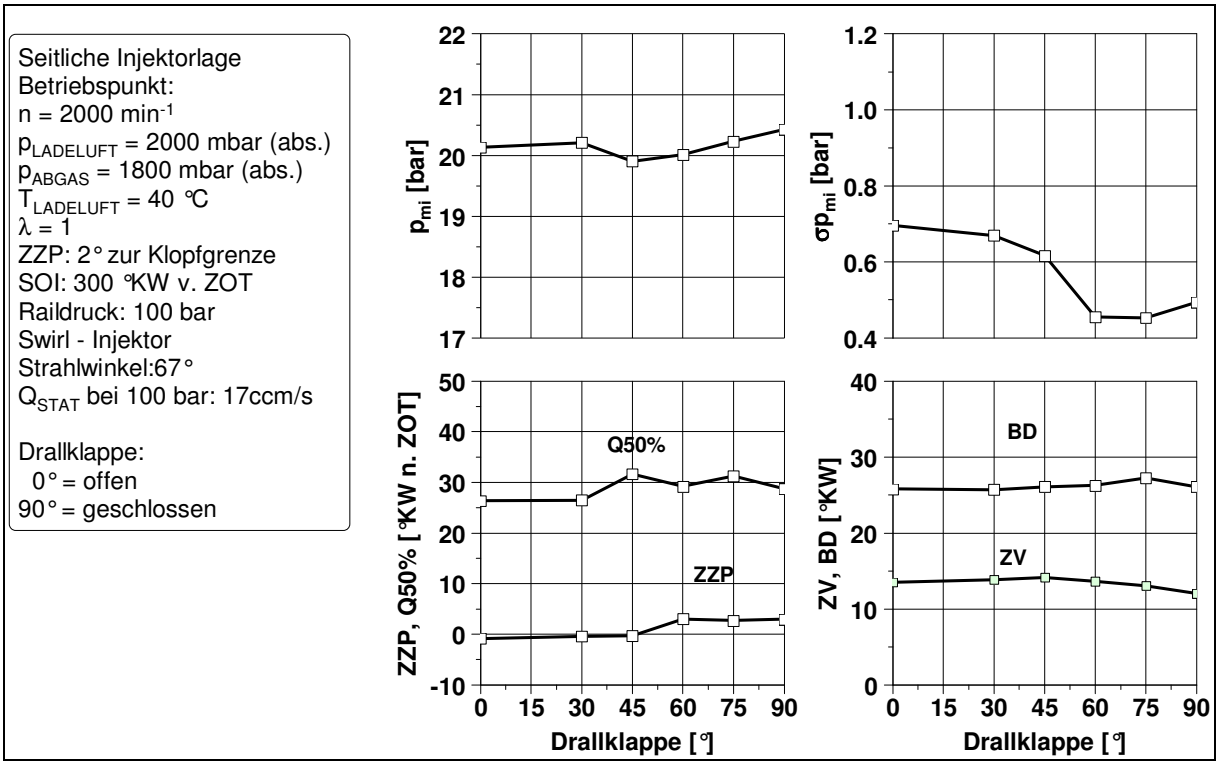


Abbildung 4.9: Einfluß der Drallklappe auf das Brennverhalten

Zündzeitpunkt und 50% Umsatzpunkt wandern mit vermehrter Ladungsbewegung Richtung spät. Das Einbringen von Turbulenzenergie erhöht auch die Anzahl der für Selbstzündungsprozesse notwendigen Vorreaktionen, die Zylinderladung wird klopfanfälliger [66]. Um klopfende Verbrennung zu vermeiden, ist ein Spätzug der Zündung erforderlich.

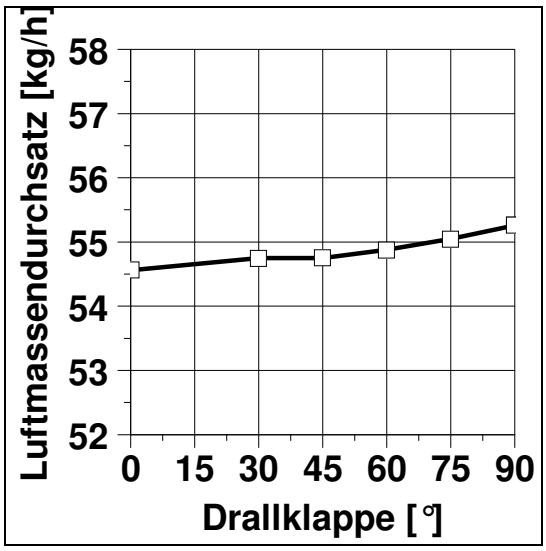


Abbildung 4.10: Einfluß der Drallklappe auf den Luftmassenstrom

Das erhöhte Turbulenzniveau hat auch signifikante Auswirkungen auf den Zündverzug. In der Flammenbildungsphase übt die Turbulenz einen zunehmenden Einfluß aus, der von der Flammenkerngröße abhängt und die Flammenfront streckt und faltet. Bei nicht zu hohen Turbulenzintensitäten wird dadurch ein schnelleres Ausbreiten des Kerns bewirkt, ein

geringerer Zündverzug ist die Folge. Zu hohe Turbulenzintensitäten bewirken allerdings ein Erlöschen der Flamme [67]. Eine Verkürzung der Brenndauer ist jedoch nicht feststellbar, die einlassseitig erzeugte Ladungsbewegung ist in der Expansionsphase schon komplett dissipiert und kann daher zu einer Beschleunigung der Verbrennung nicht mehr beitragen. Des Weiteren kommt es durch das Absenken der Arbeitsgastemperaturen zu einem Verlangsamen und Einfrieren der Verbrennung.
Die mit zunehmender Ladungsbewegung besser werdende Laufruhe, sowie die Verbesserung der Ruß- und HC- Emissionen haben ihre Ursache in der verbesserten Gemischbildung (Abbildung 4.11). Der positive Einfluß von außen erzeugter Ladungsbewegung auf die Gemischbildung ist sowohl für äußere als auch für innere Gemischbildung erwiesen [25, 68, 69, 70]. Die intensivierte Ladungsbewegung unterstützt die Gemischbildung durch folgende Mechanismen:

- Durchmischung des Kraftstoffes mit der einströmenden Luft
- Verteilung des Kraftstoff-Luft-Gemisches im Brennraum (Homogenisierung)
- Unterstützung der Kraftstoffverdampfung aufgrund vermehrter Konvektion

Durch das Zusammenspiel dieser Mechanismen werden sowohl heterogene Gemischzonen als auch das Verbleiben flüssiger Kraftstofftröpfchen zum Zeitpunkt der Verbrennung weitgehend vermieden. Das Abbrennen einer solcherart gegebenen homogenen, vorgemischten Gemischwolke macht einen ruß- und kohlenwasserstoffarmen Motorbetrieb möglich.

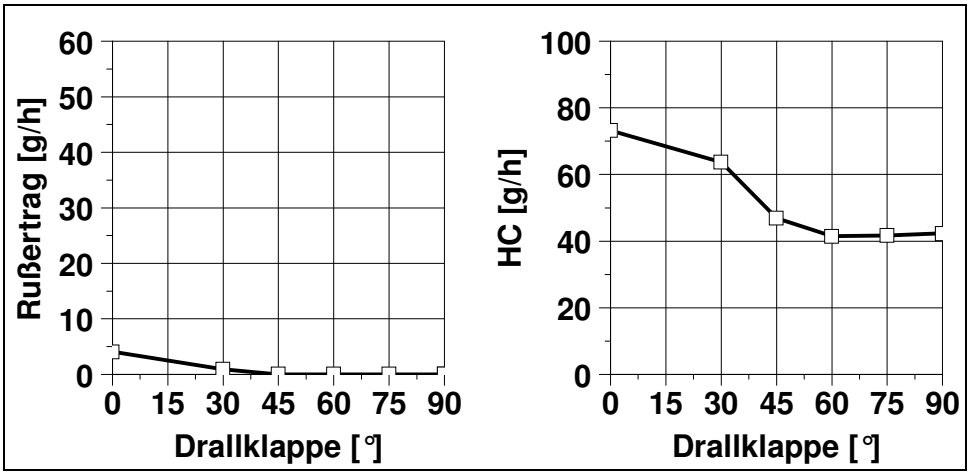


Abbildung 4.11: Einfluß der Ladungsbewegung auf das Emissionsverhalten

Der Einfluß der Temperatur im Verbrannten und Unverbrannten spielt in der hier gezeigten Versuchsreihe für die Rußbildung und –oxidation keine Rolle (Abbildung 4.12). Eine Erhöhung der Verbrennungstemperaturen aufgrund der zunehmenden Turbulenz wird durch den Spätzug der Zündung weitgehend kompensiert.

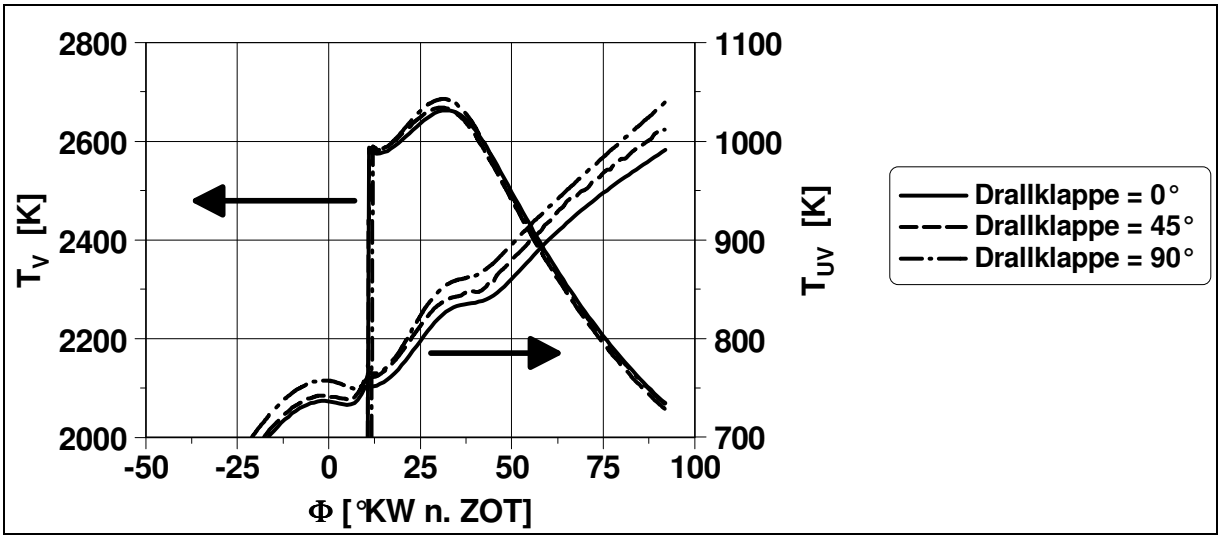


Abbildung 4.12: Einfluß der Ladungsbewegung auf die Arbeitsgastemperaturen

Der positive Einfluß von Ladungsbewegung auf die Gemischbildung ist auch im Transparentaggregat nachweisbar (Abbildung 4.13). Während des Einspritzvorganges scheinen sich bei geschlossener Drallklappe starke Inhomogenitäten in der Kraftstoffverteilung zu ergeben. Ursache dafür ist, daß aufgrund der Drallströmung Kraftstoff in den Mie – Lichtschnitt hineingeweht wird, die solcherart erhöhte Kraftstoffkonzentration wird messtechnisch erfaßt. Erst 48°KW nach Einspritzbeginn und darüber hinaus ist ersichtlich, daß aufgrund der geschlossenen Drallklappe eine deutlich homogenere Gemischverteilung im Brennraum stattfindet.

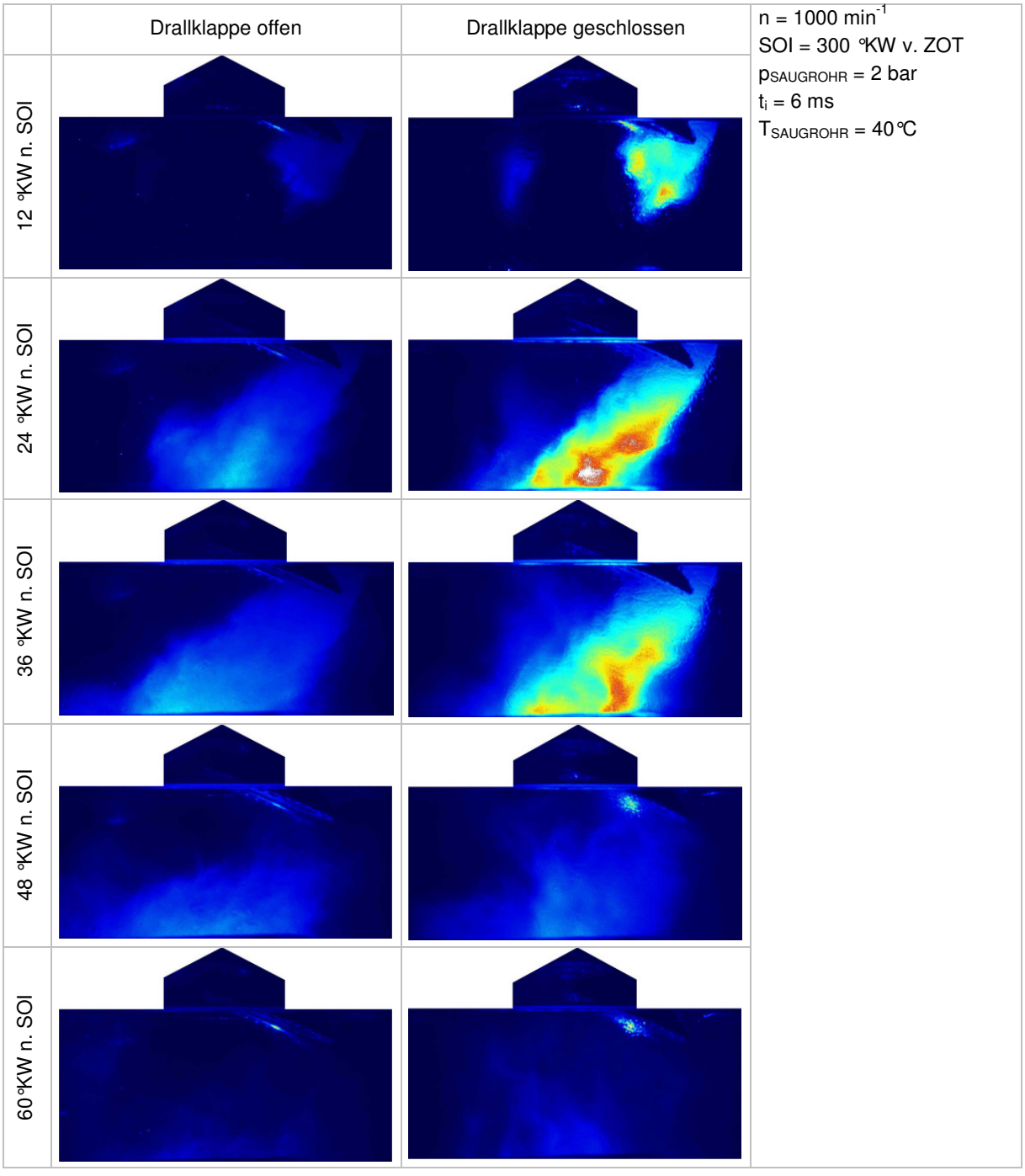


Abbildung 4.13: Einfluß der Ladungsbewegung im Mie-Lichtschnitt

Fazit- Eine Erhöhung des Ladungsbewegungsniveaus im Brennraum wirkt sich aufgrund von schnellerer Zündeinleitung, aber auch aufgrund von durch den Versuchsaufbau bedingten Ladungswechseleffekten positiv auf das Lastverhalten aus.
Höhere Brennraumturbulenz verringert die Rußemission infolge von homogenerer Gemischverteilung.

4.1.4 Steuerzeiten

Obwohl aufgrund des mangelnden Ventilfreiganges nur eine sehr begrenzte Variation der Einlaßsteuerzeiten möglich ist (Abbildung 4.14), sind doch wesentliche Zusammenhänge im Brennverhalten ersichtlich (Abbildung 4.15).

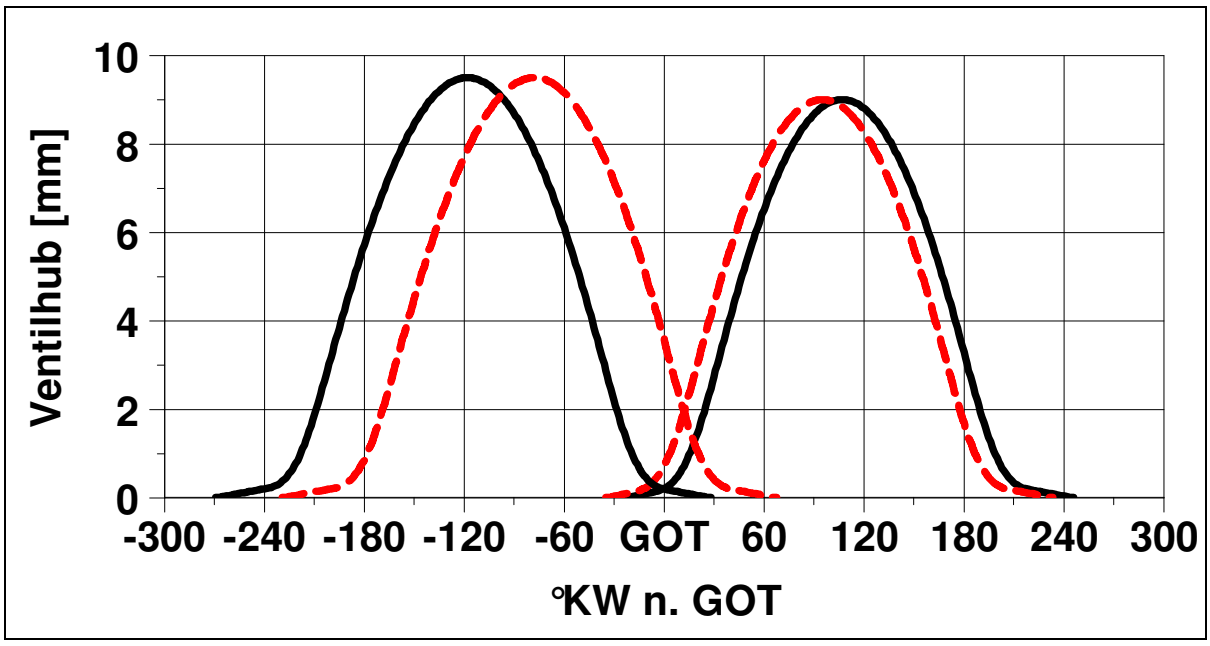


Abbildung 4.14: Extremlagen der Steuerzeitenvariation

Erkennbar ist ein deutliche Abfall der Last zu späteren ‚Auslaß-Schließt' – Steuerzeiten hin. Ursache dafür ist eine Zunahme des Restgasanteils zufolge Abgasrücksaugung aus dem Auspuff (Abbildung 4.16). Verstärkt wird dieser Effekt durch vermehrte Ventilüberschneidung. Dieser erhöhte Restgasanteil bedingt auch eine wesentlich höhere Selbstzündungsempfindlichkeit [71]. Erkennbar ist dieser Sachverhalt an den späten Zündzeit- sowie Umsatzpunkten. Außerdem verursacht der hohe Restgasanteil einen längeren Zündverzug, sowie längere Brenndauern.
Auch die Laufruhe zeigt eine schwache Verschlechterung zufolge größerer Restgasanteile.

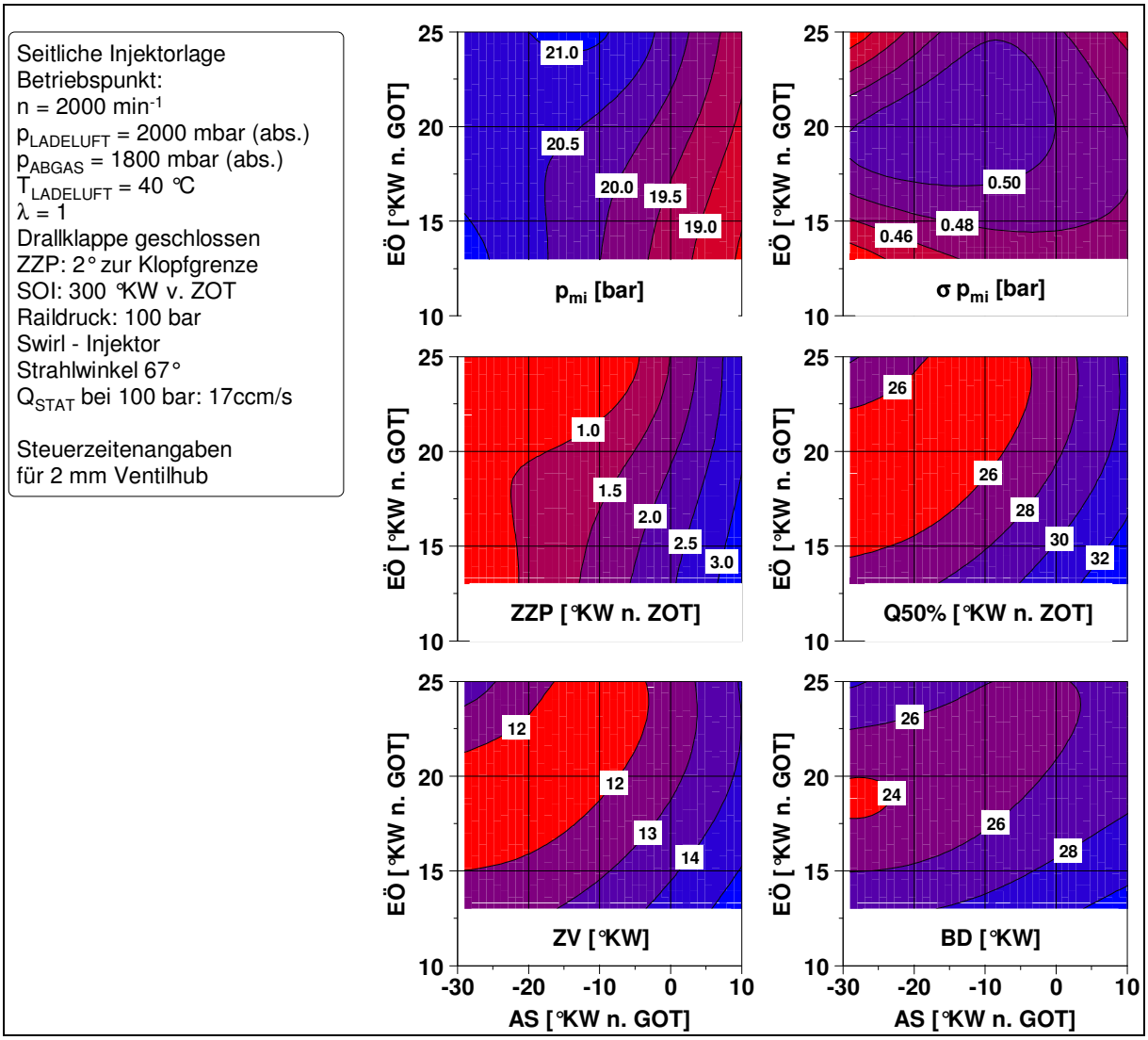


Abbildung 4.15: Einfluß der Steuerzeiten auf das Brennverhalten

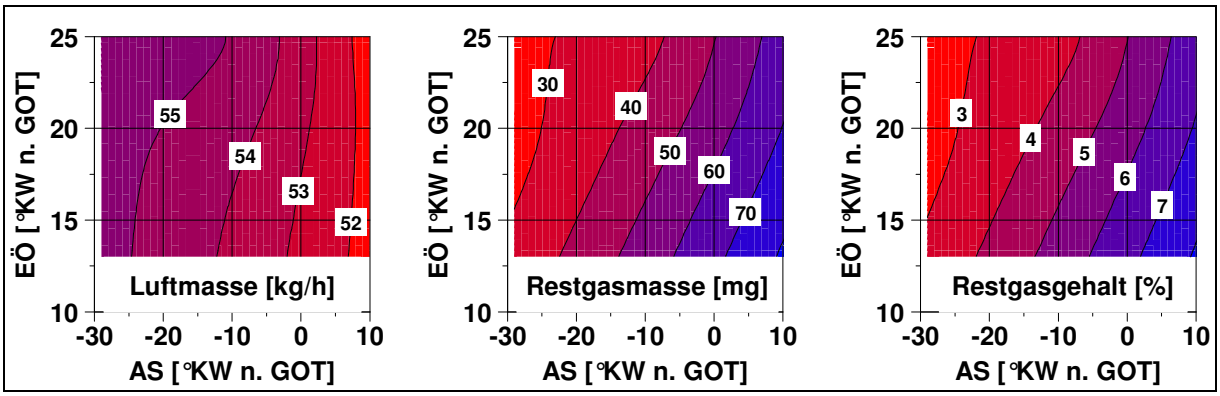


Abbildung 4.16: Luftmasse und Restgasanteile bei Variation der Steuerzeiten

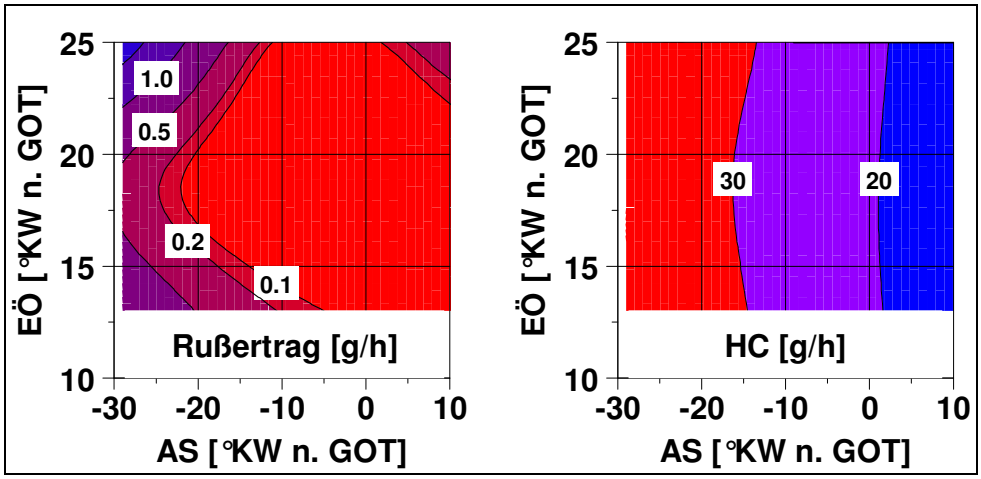


Abbildung 4.17: Einfluß der Steuerzeiten auf das Emissionsverhalten

Der Steuerzeiteneinfluß auf die Kohlenwasserstoffemission kann als vernachlässigbar angesehen werden (Abbildung 4.17). Der zur erwartende Anstieg der HC-Emissionen zufolge des höheren Restgasanteils und der damit verbundenen Bulk- und Flamequenching Effekte wird durch die Nachoxidation zufolge der durch die späten Verbrennungslagen bedingten erhöhten Abgastemperaturen überkompensiert.
Der leichte Anstieg der Rußemissionen bei geringeren Restgasanteilen ist eine Folge der bei Steuerzeiten auftretenden höheren Lasten. Eine höhere Last bedeutet bei konstantem Luftverhältnis eine Verlängerung der Einspritzdauer des Injektors. Wird der Ansteuerbeginn konstant gehalten, verschiebt sich das Ansteuerende näher zum Zündzeitpunkt. Das bedeutet, daß weniger Zeit für die Gemischbildung zur Verfügung steht, es kommt zu Inhomogenitäten des Gemisches, die zu diffusivem Abbrand und damit zur Rußemission führen.

Fazit- Die Steuerzeitenvariation bewirkt bei der hier gegebenen Versuchskonfiguration eine Abnahme der Last zufolge Abgasrücksaugeffekten durch spätes Öffnen der Auslaßventile.
Der Einfluß auf die Rußemission ist gering, er steigt durch das lastbedingte spätere Ansteuerende bei einem Frühzug von ‚Auslaß – Öffnet'.

4.1.5 Scavenging

Scavenging bezeichnet ein Durchspülen von Ansaugluft zur Abgasseite bei großer Ventilüberschneidung. Dafür ist ein positives Spülgefälle erforderlich, d.h. der Ansaugdruck muß zum Zeitpunkt der Ventilüberschneidung größer sein als der Abgasgegendruck. Scavenging ist daher nur an der Vollast im unteren Drehzahlbereich bei aufgeladenen Motoren sinnvoll. Weiters ist der Betrieb bei großen Ventilüberschneidungen nur bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung machbar. Die Entkopplung des Luft- und Kraftstoffpfades verhindert das Überströmen von Luft-Kraftstoffgemisch in den Abgasstrang, hohe HC-Emissionen und die damit verbundene thermische Beanspruchung des Katalysatorsystems werden vermieden. Scavenging führt im Gesamtsystem Motor-Turbolader zur Lasterhöhung. Ursache dafür sind folgende Effekte:

- Verringerung des Restgasanteils durch Durchspülen, dadurch:
  - Erhöhung der Ladungsmasse im Zylinder
  - Verringerung der Klopfempfindlichkeit

- Durch Einstellen eines Abgaslambdas auf λ = 1 mittels Lambdaregelung wird durch die Spülluftmenge das Brennraumlambda nach fett verschoben. Dieser Fettbetrieb vermindert die Klopfneigung und wirkt sich über die erhöhte Brenngeschwindigkeit positiv auf die Momentenfreisetzung aus [72].
- Eine Erhöhung der Spülluftmenge durch Ventilüberschneidung erhöht, gleiche Drehzahl vorausgesetzt, das Motorschluckverhalten. Dadurch wird der Betriebspunkt im Verdichterkennfeld weg von der Pumpgrenze verschoben, eine weitere Erhöhung des Ladedrucks und damit weitere Laststeigerung ist möglich.

In den hier gezeigten Versuchsreihen wurde der Ladedruck konstant gehalten. Hier soll lediglich der Einfluß des Abgasgegendruckes bei verschiedenen Steuerzeiten den Spüleffekt veranschaulichen.

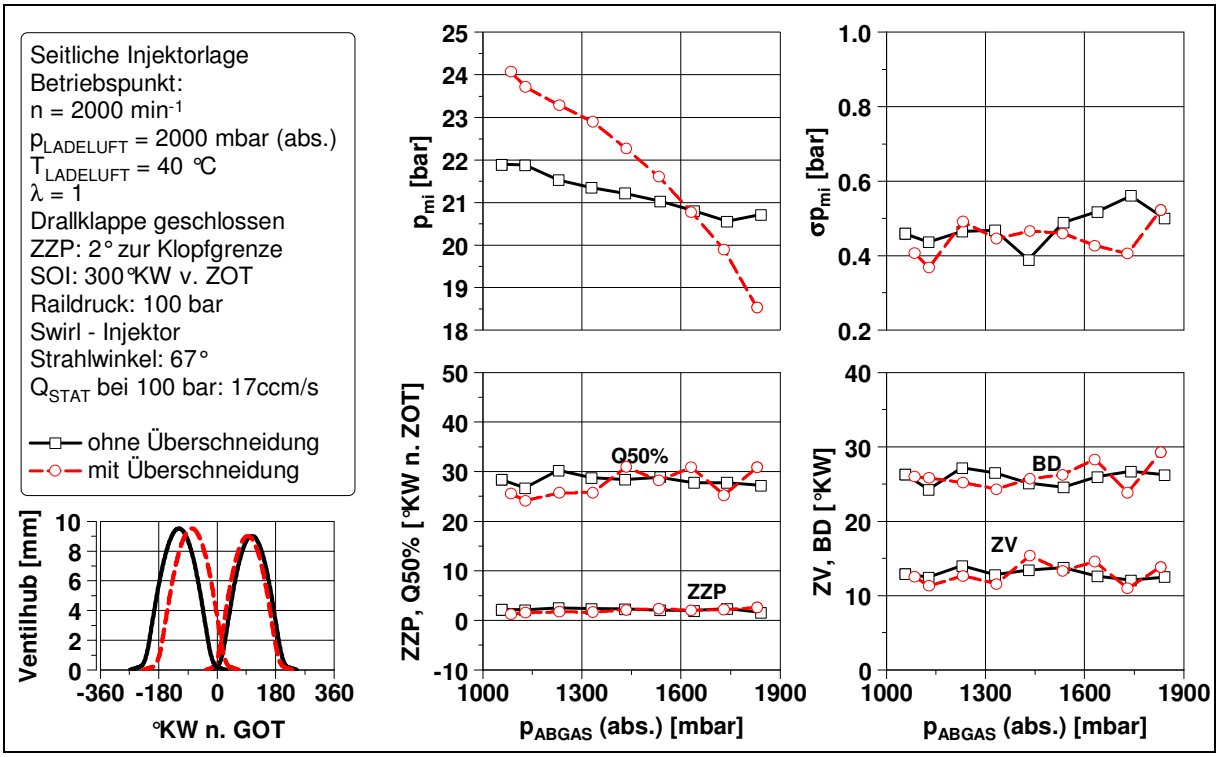


Abbildung 4.18: Einfluß von Abgasgegendruck und Steuerzeiten auf das Brennverhalten

Erst ab einem absoluten Abgasgegendruck von 1600 mbar ist die Auswirkung eines Durchspüleffekts bei großer Ventilüberschneidung erkennbar (Abbildung 4.18). Bei höheren Abgasgegendrücken ist der Zylinderdruck bei ‚Auslaß-Öffnet' zu hoch, um einen positiven Einfluß auf Scavenging zu bewirken.
Den wesentlichen Beitrag für den Lastgewinn bildet der zunehmende Luftmassendurchsatz zufolge der abnehmenden Restgasmasse (Abbildung 4.19). Bei höheren Abgasgegendrücken überwiegt der Effekt des Abgasrücksaugens, der Restgasgehalt steigt überproportional an.
Die Auswirkung des verringerten Abgasgegendrucks auf die Ladungswechselarbeit zeigt bei großer Ventilüberschneidung nur einen geringen, positiven Einfluß auf das Lastverhalten. Die zunehmende Überfettung des Gemisches im Brennraum und das dadurch begünstigte

Brennverhalten ist aus den früheren Zündzeit- und Umsatzpunkten sowie aus dem kürzeren Brennverzug ersichtlich. Ein positiver Einfluß des fetteren Gemisches auf die Laufruhe ist nicht zu erkennen.

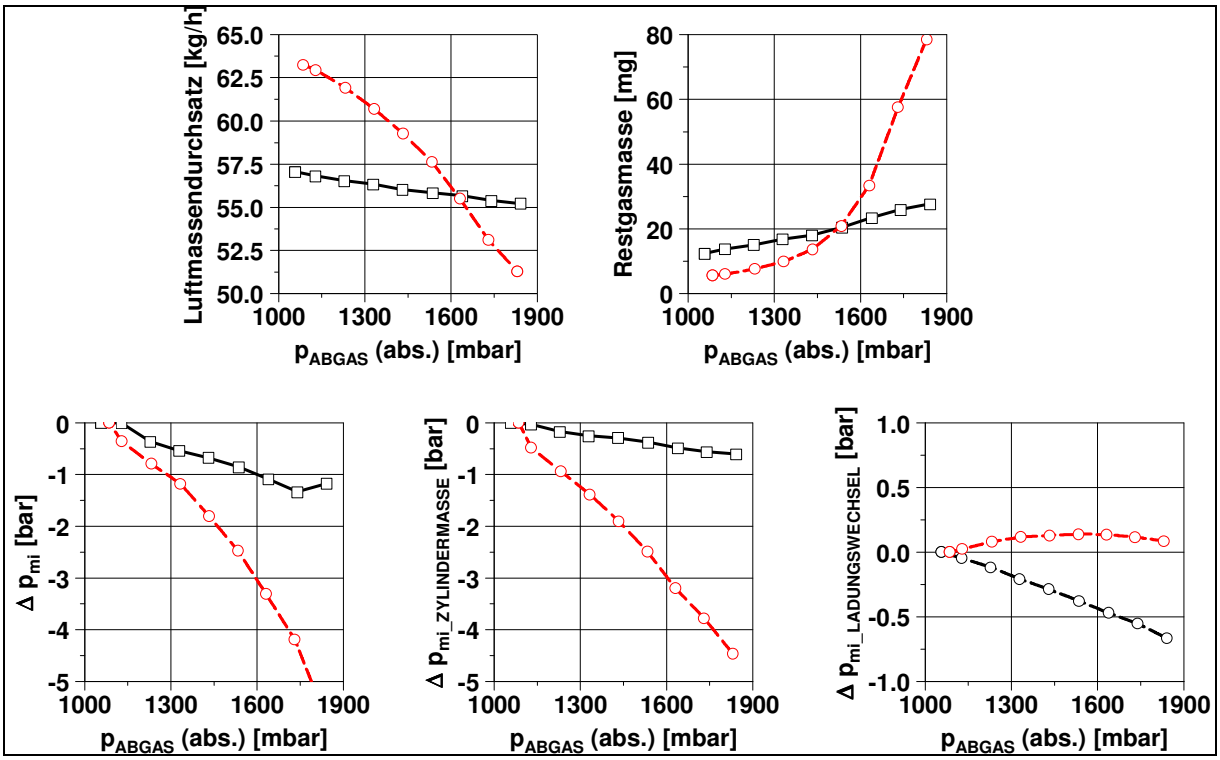


Abbildung 4.19: Einfluß von Abgasgegendruck und Steuerzeiten auf den Ladungwechsel

Abbildung 4.20 zeigt einen Anstieg der HC-Emissionen bei großer Ventilüberschneidung und geringem Abgasgegendruck. Ursache dafür ist das fettere Brennraumluftverhältnis, sowie das Durchspülen von Frischgemisch durch die Ladungswechselorgane. Im Unterschied zur geringen Überschneidung sinkt bei hohen Abgasgegendrücken die Kohlenwasserstoffemission. Bedingt wird dieses Verhalten durch die höheren Abgastemperaturen (Abbildung 4.20 – rechtes Diagramm), die ein Nachoxidieren unverbrannter HC-Emissionen begünstigen.

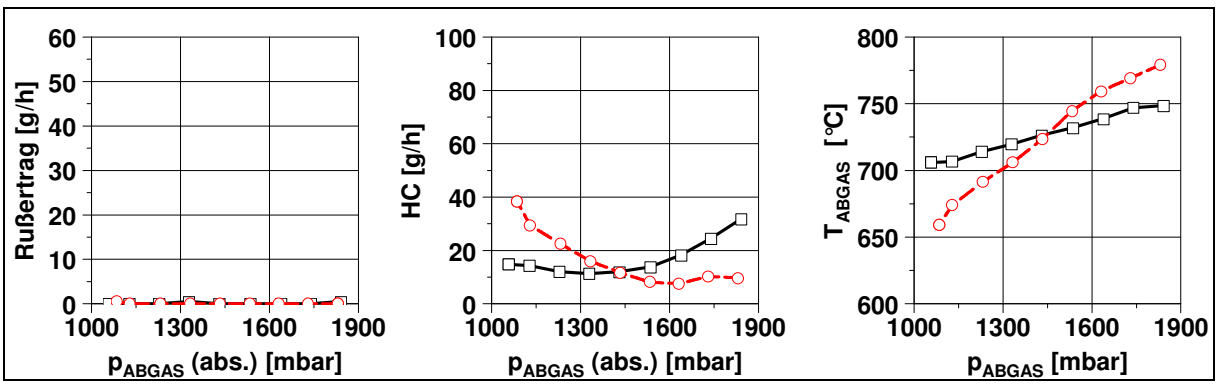


Abbildung 4.20: Einfluß von Abgasgegendruck und Steuerzeiten auf Emissionen und Ladungswechsel

Eine Auswirkung von Scavenging auf die Rußemission kann nicht festgestellt werden. Der gewählte Ansteuerbeginn hat eine ausreichende Gemischhomogenisierung zur Folge. Weiters bleiben die Prozeßtemperaturen auf einem für minimale Rußbildung und gute Rußnachoxidation notwendigen hohen Niveau (vgl. Kapitel 4.1.2).

Fazit- Am Einzylinderaggregat wird die Lasterhöhung durch Scavenging durch die Abnahme des Restgasgehaltes verursacht.
Die Rußemission wird durch Scavenging bei ausreichender Homogenisierung nicht beeinflußt.

4.1.6 Zündzeitpunkt

Wie bereits in Kapitel 2.2.4.2 erwähnt, ist ein Spätzug der Zündung die schnellste Möglichkeit, klopfende Verbrennung zu vermeiden. Ursache dafür ist eine schnelle und wirksame Absenkung der Endgastemperaturen (Abbildung 4.22). Allerdings hat eine solche Spätverlagerung des Zündzeitpunktes nachhaltige Auswirkung auf die Verbrennung (Abbildung 4.21). Aufgrund der in dem Versuchsaufbau dargestellten hohen Verdichtung (ε = 10) ist, unabhängig von der Ladungsbewegung ein starker Abfall der Last bei später Zündung zu erkennen. Eine, normalerweise bei Vollast erkennbare, durch die Annäherung an schwerpunktoptimale Verbrennungslagen bewirkte Abflachung des Zündhakens zur Klopfgrenze hin tritt in diesem Betriebspunkt nicht auf.

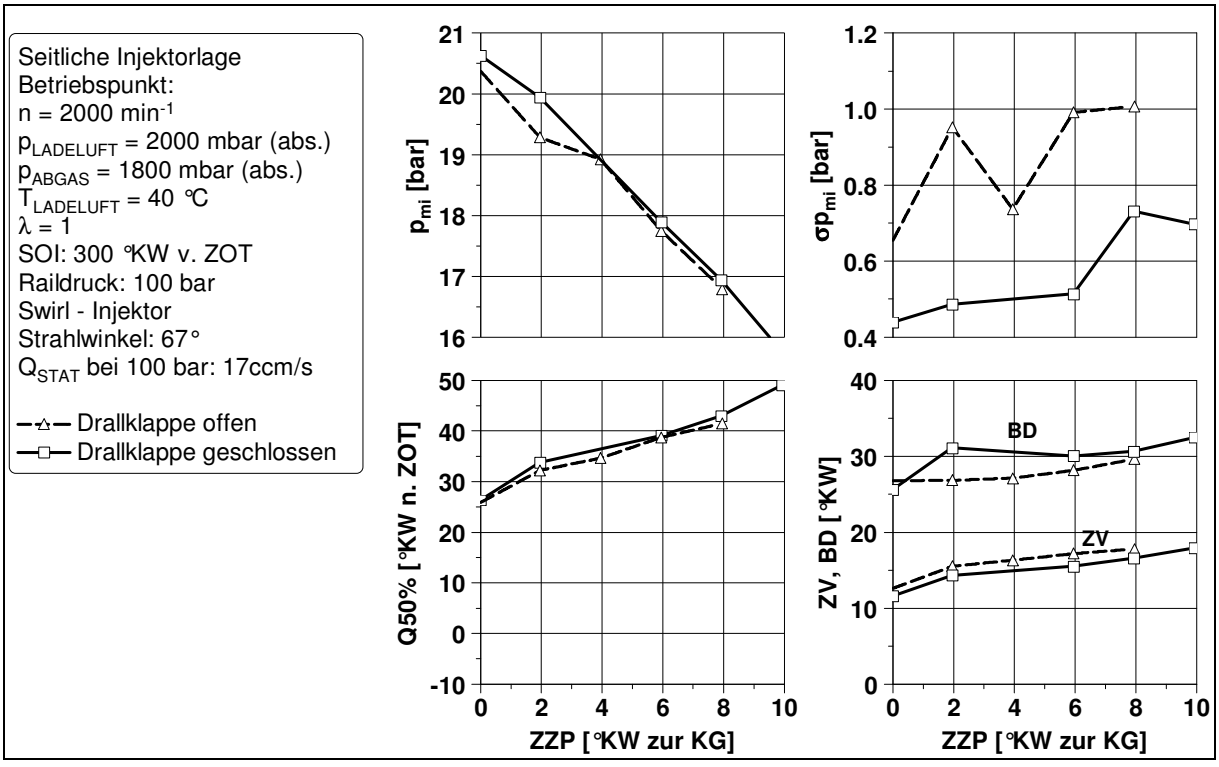


Abbildung 4.21: Einfluß des Zündzeitpunktes auf das Brennverhalten

Zündverzug und Brenndauer verlängern sich mit späterem Zündzeitpunkt. Ebenso verschlechtert sich die Laufruhe. Beide Phänomene haben ihre Ursache darin, daß durch Spätzündung die Verbrennung in turbulenzärmere und damit verbrennungstechnisch ungünstigere Phasen des Arbeitstaktes verlagert wird. Erkennbar ist weiters der positive Einfluß außen erzeugter Ladungsbewegung auf Zündverzug und Laufruhe.

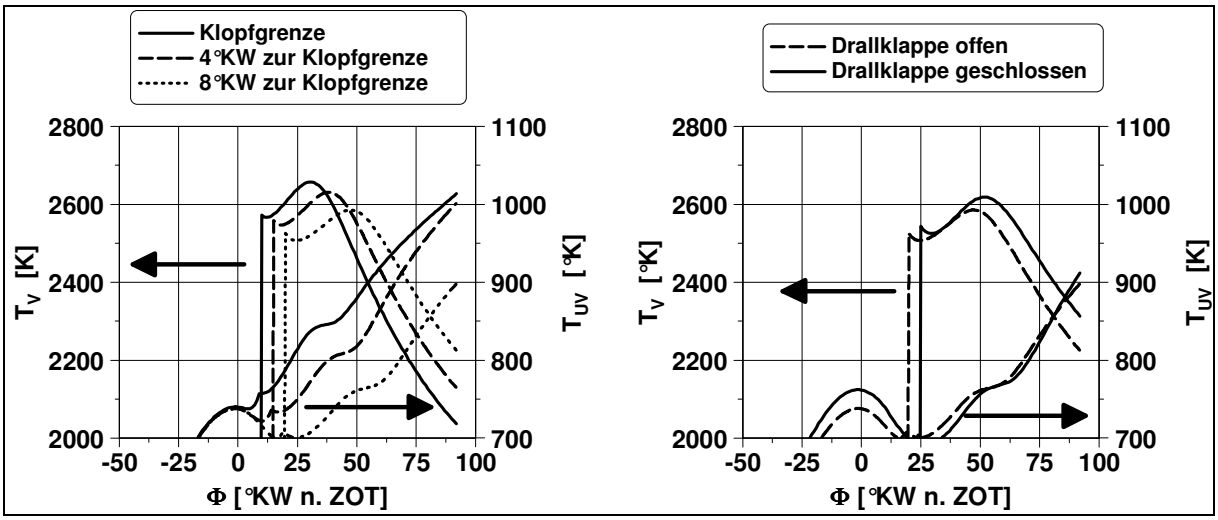


Abbildung 4.22: Arbeitsgastemperaturen bei Variation des Zündzeitpunktes (links: ohne Ladungsbewegung; rechts: 8°KW zur Klopfgrenze)

Ein später Zündzeitpunkt hat deutlichen Einfluß auf die Rußemission (Abbildung 4.23). Unabhängig von der Ladungsbewegung ist ein reproduzierbarer Anstieg des Rußertrages mit Spätzug der Zündung zu erkennen. Dieser Anstieg erklärt sich durch das fehlende Temperaturniveau, durch das eine Rußnachoxidation begünstigt wird. Das niedrigere Rußniveau bei der Versuchsreihe mit Ladungsbewegung wird einerseits durch die bessere Homogenisierung (siehe auch Kapitel 4.1.3) und die damit verbundene Vermeidung fetter Gemischzonen, andererseits durch das trotz späterer Zündzeitpunkte höhere Arbeitsgastemperatur (Abbildung 4.19, rechtes Diagramm) und damit verbessertes Ruß-oxidationsniveau bedingt.

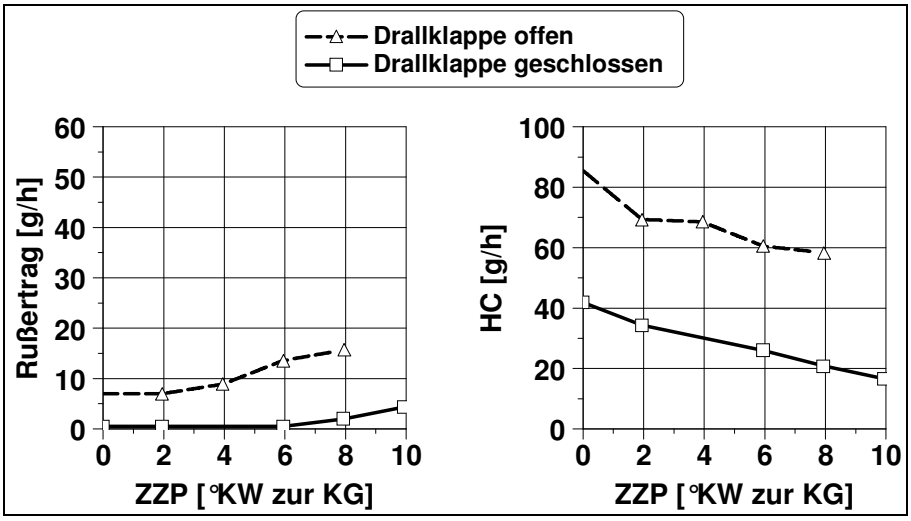


Abbildung 4.23: Emissionsverhalten bei Zündzeitpunktvariation

Erhöhte Ladungsbewegung hat ebenso positiven Einfluß auf die Kohlenwasserstoffemissionen. Die durch die Ladungsbewegung bedingte bessere Homogenisierung der Zylinderladung sowie die durch die erhöhte Turbulenz verursachte höhere Arbeitsgastemperatur führen zu einer wirksamen Reduktion von Flame-Quenching-Effekten. Späte Zündzeitpunkte führen, unabhängig von der Ladungsbewegung, zu sinkenden Kohlenwasserstoffemissionen. Die durch die späten Verbrennungslagen bedingten hohen Abgastemperaturen begünstigen das Nachoxidieren unverbrannter Kohlenwasserstoffe im Auslaßkanal.

Fazit- Ein Spätzug der Zündung hat bei der gezeigten Versuchsreihe unabhängig von der Ladungsbewegung einen linearen Abfall der Last zur Folge. Bedingt wird der Lastabfall durch wirkungsgradungünstige Verbrennungsschwerpunkte, längere Zündverzüge und Brenndauern.
Durch späte Zündzeitpunkte sinken die Temperaturen unter das für eine wirkungsvolle Rußnachoxidation notwendige Niveau, erhöhte Rußemissionen sind die Folge.

4.1.7 Kühlmitteltemperatur

Eine Absenkung der Kühlmitteltemperatur als Maßnahme, die Endgastemperatur abzusenken, zeigt positive Auswirkungen auf die Motorleistung (Abbildung 4.24).

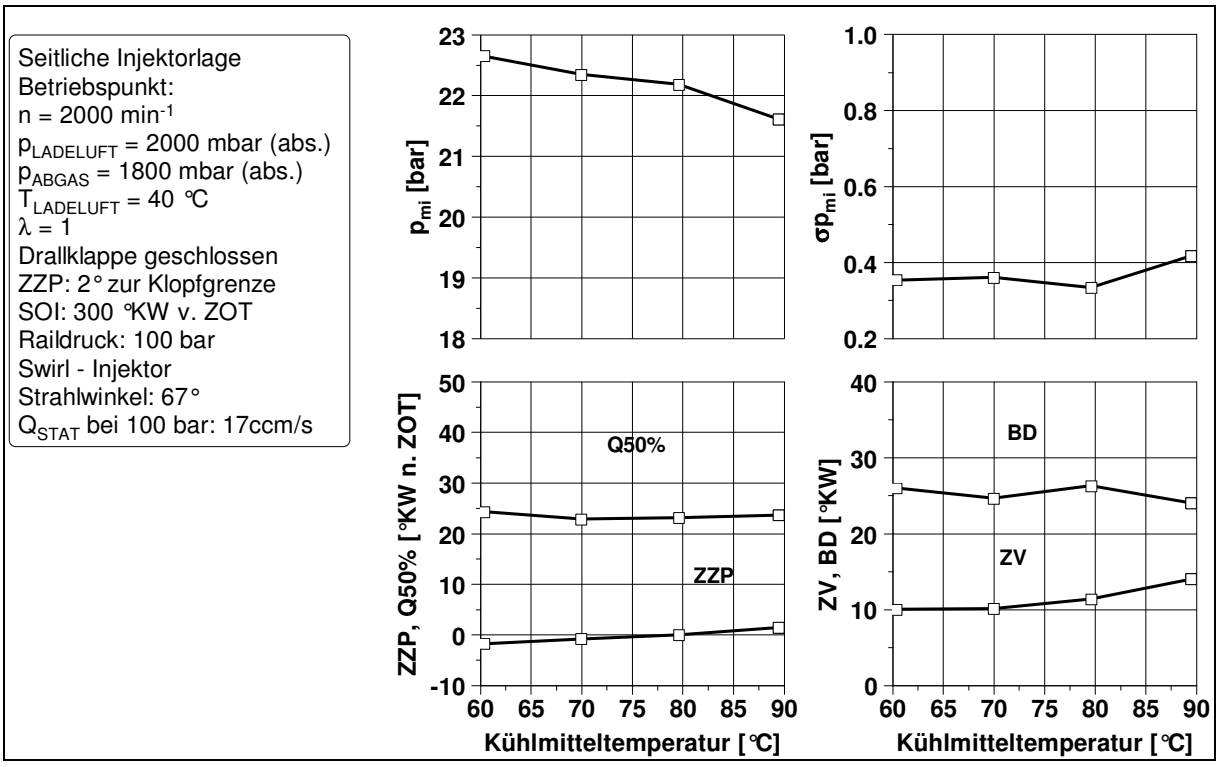


Abbildung 4.24: Einfluß der Kühlmitteltemperatur auf das Brennverhalten

Der zugrundelegende Mechanismus ist allerdings nicht im erhöhten Wärmestrom vom Endgas auf die Zylinder- bzw. Brennraumwand und dem damit verbundenen verringerten Klopfverhalten zu suchen. Die hier gezeigte Absenkung der Kühlmitteltemperatur um 30°C bewirkt eine Erhöhung des Wärmestroms um lediglich 1,8%, dadurch ändert sich im

gesamten Hochdruckprozeß der Anteil der Wandwärmeverluste um rund 0,2%. Die Auswirkung der Wandwärmeverluste auf die Leistung ist daher als vernachlässigbar anzusehen.
Vielmehr wirkt sich die Temperaturabsenkung auf die Aufheizung der Ladeluft im Ansaugtrakt aus. Die dadurch bedingte Dichteerhöhung der Ladeluft führt zu einem deutlichen Anstieg des Luftmassenstromes bei niedrigen Kühlmitteltemperaturen (Abbildung 4.25, linkes Diagramm). Analog zeigt die Auswertung der Ladungswechselanalyse eine deutliche Absenkung der Arbeitsgastemperatur bei ‚Einlaß Schließt' (Abbildung 4.25, rechtes Diagramm).

Die Auswirkungen einer Absenkung der Kühlmitteltemperatur beruhen daher auf den Mechanismen, die eine Absenkung der Ladelufttemperatur bewirken würden (siehe auch Kapitel 4.1.1).
Analog ist ein Abfall der Last vor allem infolge der verringerten Zylinderladung, sowie eine Verschlechterung der Laufruhe infolge der späteren Zündzeitpunkte bei höheren Kühlmitteltemperaturen erkennbar (Abbildung 4.24). Im Unterschied zu einer Variation der Ladelufttemperatur ist eine Verkürzung der Brenndauer ersichtlich, ebenso bleibt der 50% Umsatzpunkt trotz späterer Zündzeitpunkte nahezu konstant. Ursache dafür sind die verbesserten Gemischbildungsbedingungen infolge des höheren Arbeitsgas- und Brennraumwandtemperaturniveaus. Die dadurch verbesserte Kraftstoffverdampfung führt zu besserer Homogenisierung und damit des Brennverhaltens des Kraftstoff-Luftgemisches. Dieser Effekt kompensiert die turbulenztechnisch ungünstigen Bedingungen zufolge später Zündzeitpunkte.

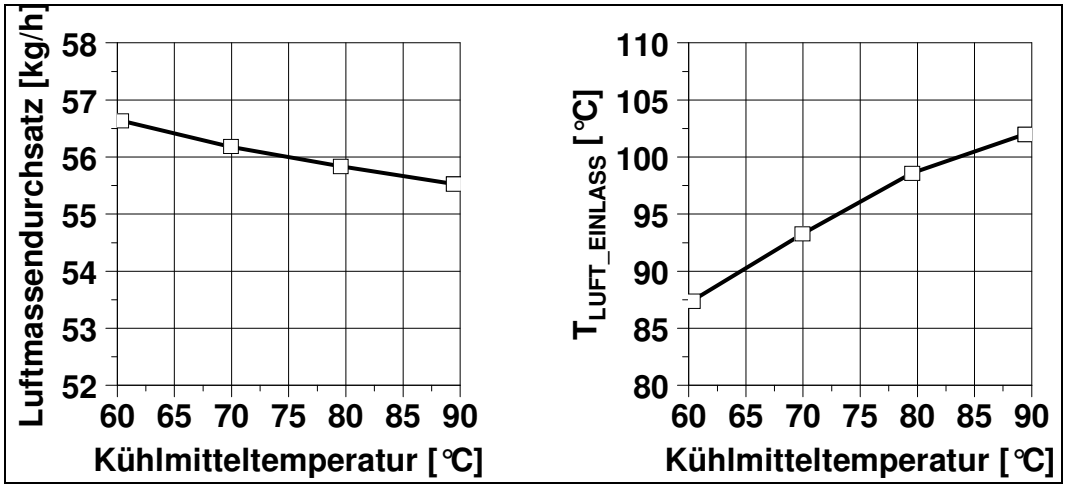


Abbildung 4.25: Einfluß der Kühlmitteltemperatur auf Luftmassenstrom und Arbeitsgastemperatur

Bei Betrachtung der Rohemissionen (Abbildung 4.26) sind ebenso die verschlechterten Gemischbildungsbedingungen infolge des verringerten Temperaturniveaus erkennbar. Die niedrigeren Bauteiltemperaturen verlangsamen die Verdampfung des auf den Kolben aufgebrachten Kraftstoffes. Die Folge davon ist eine starke inhomogene Zusammensetzung der Zylinderladung, sowie das Verbleiben von flüssigem Kraftstoff auf dem Kolbenboden. Dieser flüssige Kraftstoffrest wird gemeinsam mit lokal überfetteten Gemischzonen diffusiv verbrannt, daraus resultieren die höher werdenden Ruß- und HC-Emissionen.

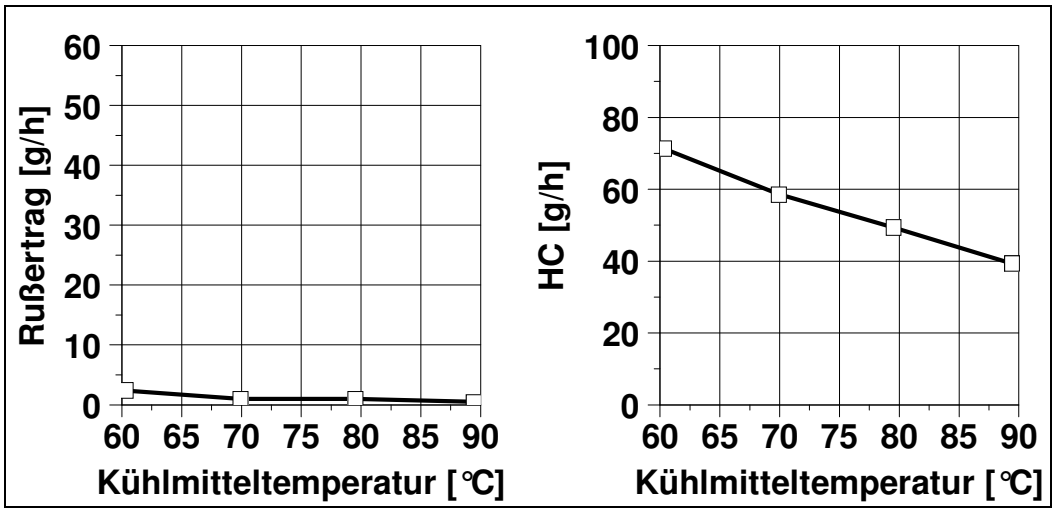


Abbildung 4.26: Einfluß der Kühlmitteltemperatur auf das Emissionsverhalten

Fazit- Der durch eine Absenkung der Kühlmitteltemperatur hervorgerufene Lastgewinn ist vor allem durch die damit einhergehende Ladelufttemperaturabsenkung begründet.
Die Rußemission steigt indes bei sinkender Kühlmitteltemperatur als Folge von mangelnder Abdampfung des Kraftstoffes von den Brennraumwänden an.

4.1.8 Luftverhältnis

Das Abweichen vom $\lambda = 1$ Betrieb an der Vollast zu unterstöchiometrischen Luftverhältnissen hin wird aus folgenden Gründen praktiziert:

- Erhöhung der Leistungsdichte durch Erhöhung der laminaren Brenngeschwindigkeit
- Kühlung von Bauteilen (Turbine, Katalysator) durch flüssigen Kraftstoff

Der dadurch bedingte Anstieg des Kraftstoffverbrauchs und der HC-Emissionen wird aufgrund des - bei konventioneller Antriebsstrangauslegung - relativ geringen Anteils im Betriebskollektiv akzeptiert.
Magere Vollaststrategien bei aufgeladenen Ottomotoren haben ebenfalls eine Abgastemperaturabsenkung zwecks Bauteilschutz zum Ziel [73]. Als nachteilig erweist sich jedoch die hohe Anforderung an den Verdichter, der vor allem bei hohen Drehzahlen die erforderlichen Luftmassenströme bereitstellen muß, um die für eine wirksame Temperaturabsenkung notwendigen mageren Luftzahlen zu ermöglichen. Ein weiterer Nachteil liegt in der Regelbarkeit eines solchen Magerkonzeptes.

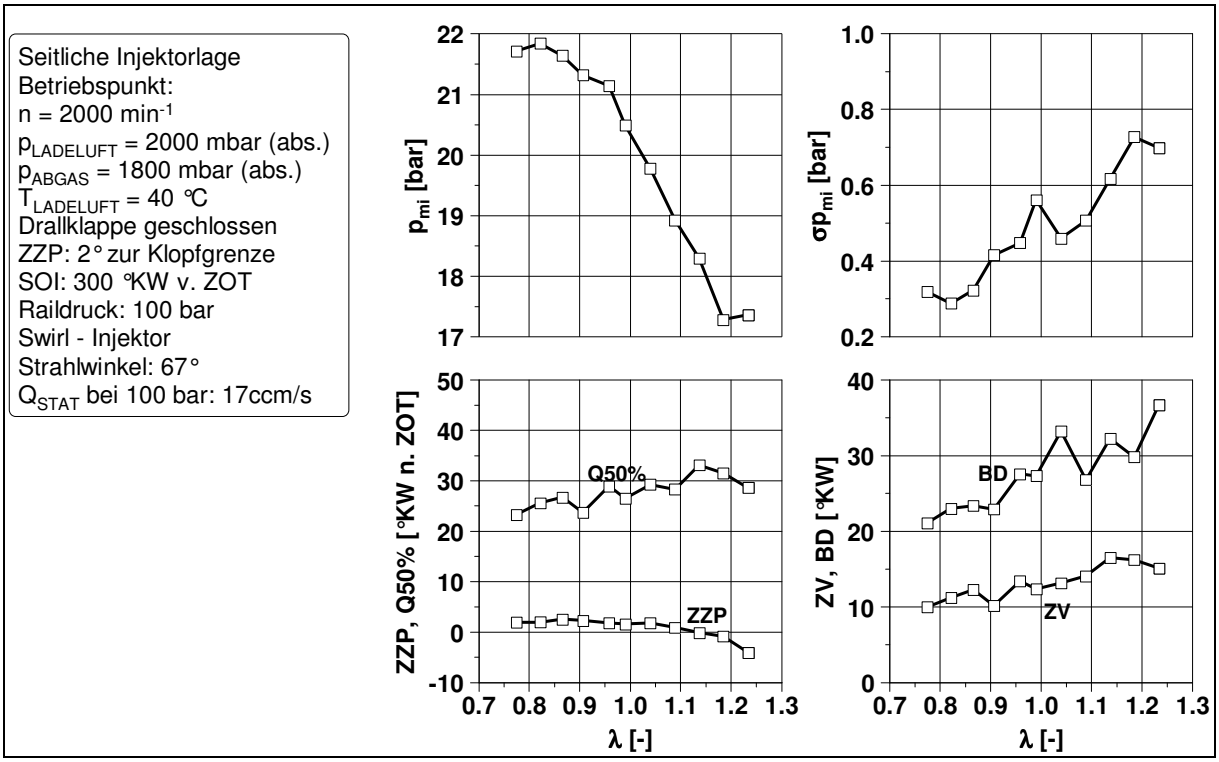


Abbildung 4.27: Einfluß des Luftverhältnisses auf das Brennverhalten

In der hier dargestellten Versuchsreihe wurde die Variation des Luftverhältnisses über den Kraftstoffpfad durchgeführt. Der Luftmassenstrom wurde konstant gehalten, die Kraftstoffmenge variiert.
Die Verläufe der die motorische Verbrennung charakterisierenden Größen sind signifikant für eine solcherart durchgeführte Lambdavariation (Abbildung 4.27):

- Erhöhung der Last bei Fettbetrieb bis λ = 0,8, hervorgerufen durch die erhöhte laminare Brenngeschwindigkeit (erkennbar an 50% Umsatzpunkt, Zündverzug und Brenndauer)
- Verschlechterung der Laufruhe bei größer werdendem Luftverhältnis, verursacht durch schlechte Zündeinleitung, sowie für magere Gemische charakteristische Flammlöscheffekte
- Verminderung der Klopfneigung ab λ > 1,05. Der Frühzug der Zündung kann allerdings nicht den durch die verminderte Kraftstoffmenge hervorgerufenen Lastabfall kompensieren.

Für eine Lambdavariation charakteristisch ist auch der sichelförmige Verlauf der HC-Emissionen (Abbildung 4.28). Im fetten Bereich steigen die Kohlenwasserstoffemissionen durch den unverbrannten Kraftstoff übermäßig an, im Mageren kommt es infolge von Flame-Quenching Effekten zu einem Emissionsanstieg.
Die Rußemission zeigt einen nichtlinearen Anstieg bei global fetten Lambdawerten. Verursacht wird dieser Anstieg durch das Zusammenwirken von 3 Faktoren:

- Ein niedriges globales Lambda bewirkt auch eine Zunahme von lokal überfetteten Zonen im Brennraum. Die Folge davon ist Diffusionsverbrennung, die beim

Abbrennen solcher inhomogener Gemischzonen beobachtet wird.

- Durch den Fettbetrieb verlängern sich die Einspritzzeiten. Bis zum Zündzeitpunkt verbleibt daher immer weniger Zeit zur Gemischbildung. Folglich entstehen starke Inhomogenitäten, sowie noch nicht verdampfte Kraftstofftröpfchen, die von der Flammenfront erfaßt werden und ebenfalls diffusiv verbrennen.
- Unterstöchiometrischer Betrieb senkt die Prozeßtemperatur. Dadurch wird die Rußnachoxidation beeinträchtigt, erhöhte Rußemission ist die Folge.

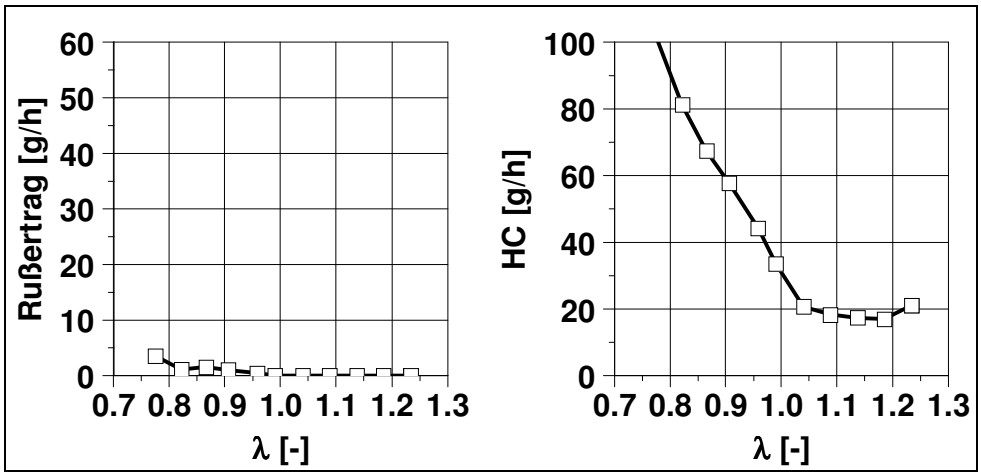


Abbildung 4.28: Einfluß des Luftverhältnisses auf das Emissionsverhalten

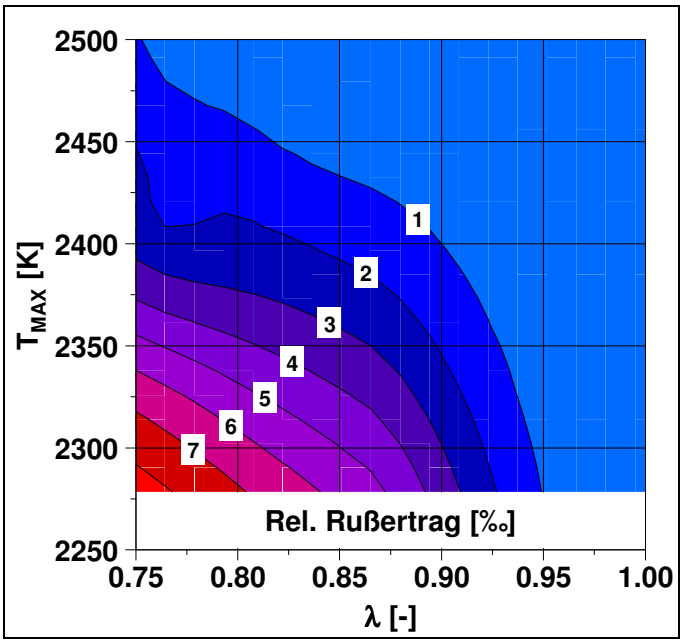


Abbildung 4.29: Relativer Rußertrag in Abhängigkeit von Luftzahl und Spitzentemperatur

Die Auswertung von Meßreihen mit unterschiedlichen Lasten, Zündzeitpunkten und globalen Luftzahlen hinsichtlich relativen Rußertrags (Rußmasse pro Arbeitsspiel : eingespritzter Kraftstoffmasse, Abbildung 4.29), zeigt eine idente Korrelation der Größen Temperatur, globales Luftverhältnis und Rußemission, wie bei [16] dargestellt. Ersichtlich ist, daß der

Ottomotor aufgrund der thermodynamischen Randbedingungen sowie seiner im Allgemeinen stöchiometrischen Betriebsweise ideale Vorraussetzungen für einen rußfreien Betrieb bietet. Bei idealer Homogenisierung im $\lambda = 1$ Betrieb tritt fast keine Rußemission auf, hohe Prozeßtemperaturen verhindern einerseits übermäßige Rußbildung, andererseits wird die Rußnachoxidation begünstigt.

Fazit- Durch Variation des Luftverhältnisses ändert sich die Motorlast zufolge der Zünd- und Verbrennungsbedingungen. Bei der gezeigten Versuchsreihe ist ein Leistungszuwachs bis $\lambda = 0,8$ zu erkennen, die Laufgrenze ist bei $\lambda = 1,25$ erreicht.
Ab einer Luftzahl von $\lambda = 0,95$ ist ein Anstieg der Rußemission bemerkbar, hervorgerufen durch hohes lokales C/O – Verhältnis, sowie niedrigerer Reaktionstemperaturen.

4.2 Gemischbildner und Gemischbildungsstrategie

4.2.1 Injektoren

Injektoren, die bei direkteinspritzenden Ottomotoren Verwendung finden, lassen sich nach zwei Kriterien klassifizieren:

Gemischaufbereitung	*Aktorik*
- Injektoren mit nach außen öffnender Düsennadel (A-Injektor) - Injektoren mit nach innen öffnender Düsennadel und Drallerzeuger (Swirl-Injektor; I - Injektor) - Mehrlochinjektoren	- Elektromagnetisch betätigte Düsennadel - Piezoelektrisch betätigte Düsennadel

Tabelle 4-1: Klassifizierung von DE- Injektoren

Abbildung 4.30: Gemischaufbereitungskonzepte: A-Injektor; I-Injektor; Mehrlochinjektor; p_{RAIL}=120bar, Kammerdruck 1bar, Aufnahmen 0,8 ms nach AB

A - Injektoren können ebenfalls mit einem Drallerzeuger ausgestattet sein. Dieser dient allerdings nicht der Gemischaufbereitung. Durch den Drallerzeuger wird dem austretenden Kraftstoffstrahl eine zusätzliche, radiale Geschwindigkeitskomponente aufgezwungen, die Folge davon ist eine Verringerung der Eindringtiefe.

Die Geometrie des Einspritzstrahls wird durch die Angabe von zweierlei Winkeln definiert (Abbildung 4.31):

- Strahlwinkel α_{10}
- Bendingwinkel γ

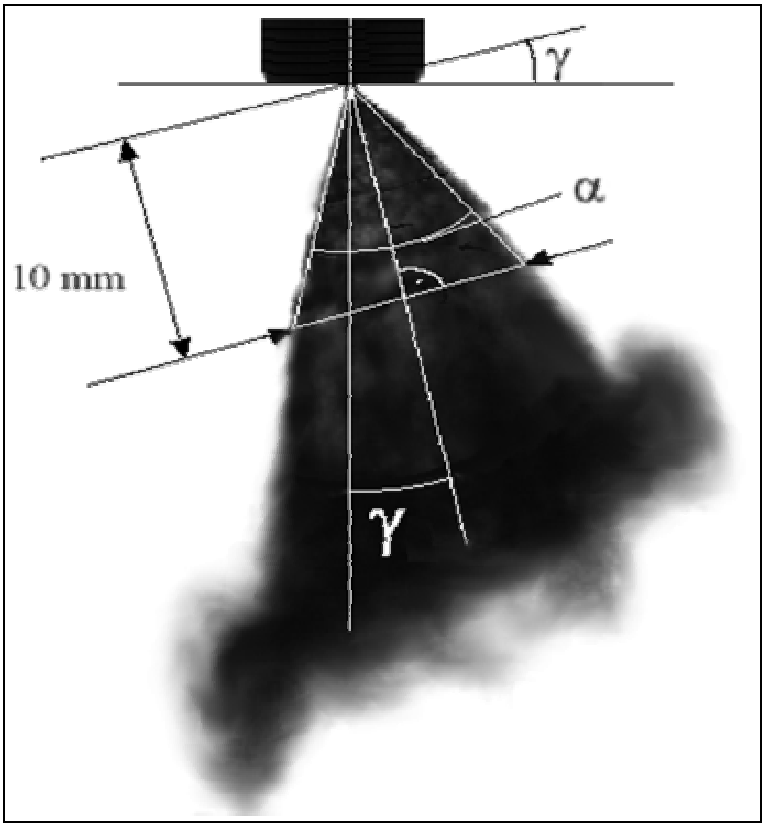


Abbildung 4.31: Definition von Strahlwinkel α_{10} und Bendingwinkel γ

Unter dem Strahlwinkel α_{10} versteht sich der aus der Schattenrissmesstechnik ermittelte Öffnungswinkel des Strahlkegels, gemessen 10 mm unterhalb der Injektoröffnung. Der Bendingwinkel γ gibt die relative Verkippung der Strahlachse zur Injektorachse an.

Für weitere Informationen bezüglich Injektoraufbau und –bauarten sei hier auf vertiefende Literatur verwiesen [74, 75, 76].

Bei den in dieser Arbeit durchgeführten Motorversuchen wurden elektromagnetisch betätigte Swirl-Injektoren sowie Mehrlochinjektoren verwendet. Der Einsatz eines A-Injektors wurde am Einzylinderaggregat mit zentraler Injektorlage ebenfalls geprüft, jedoch wurden keine Injektorvarianten (Strahlwinkel, Durchfluß) getestet. Der Stichversuch hat gezeigt, daß der A-Injektor nahezu identische Ergebnisse liefert wie ein Mehrlochinjektor mit gleichem Strahlwinkel und Durchfluß.

4.2.2 Injektorparameter

4.2.2.1 Raildruck

Die durch eine Steigerung des Raildrucks bewirkte höhere Strahlaustrittsgeschwindigkeit beeinflußt den Kraftstoffspray in zweierlei Hinsicht:

- Verringerung der Tröpfchengrößen aufgrund der durch die hohe Relativgeschwindigkeit erhöhten Weberzahlen (vgl. Kapitel 3.2.5.2)
- Steigerung der Eindringtiefe durch den erhöhten Einspritzimpuls

Abbildung 4.32 zeigt im linken Diagramm den über eine 1,5 ms dauernden Einspritzung zeitlich und örtlich gemittelten mittleren Sauterdurchmesser eines Mehrlochinjektors.
Erkennbar ist, daß ab einem Raildruck von 100 bar keine nennenswerten Verkleinerungen des Sauterdurchmessers erfolgen. Ursache dafür ist der durch die Weberzahl beschriebene indirekt proportionale, quadratische Zusammenhang zwischen Tröpfchengeschwindigkeit und Tröpfchengröße.
Im rechten Diagramm ist die Eindringtiefe desselben Injektors zum Zeitpunkt 1,5 ms nach Ansteuerbeginn über dem Raildruck dargestellt. Auch hier ist ab einem Kraftstoffdruck von 100 bar eine Stagnation der Eindringtiefe erkennbar. Durch die bei hohen Raildrücken kleineren Kraftstofftröpfchen ergeben sich geringere Töpfchenmassen wird, durch den dadurch niedrigeren Impuls wird ein schnelleres Abbremsen bewirkt.

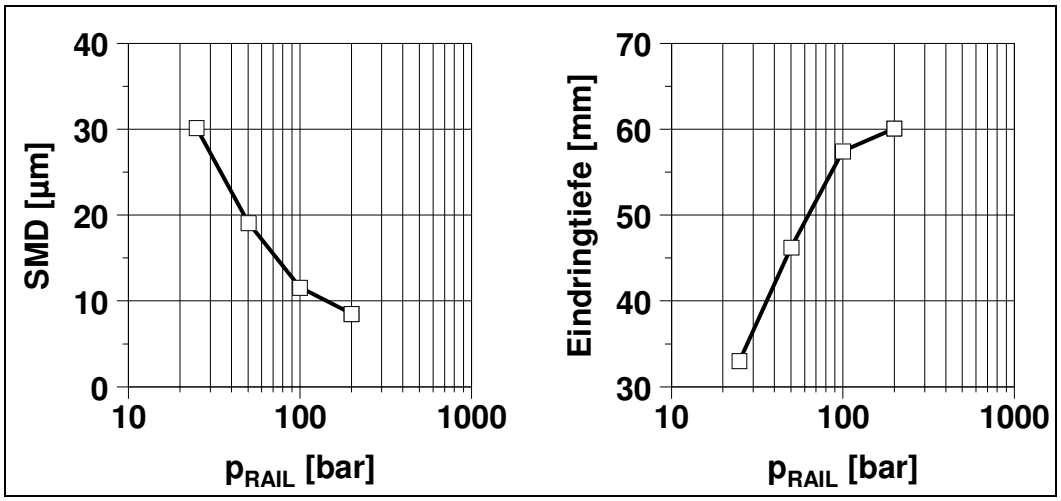


Abbildung 4.32: Einfluß des Raildrucks auf Sauterdurchmesser und Eindringtiefe

Die für die Versuche am Einzylinderaggregat verwendeten Injektoren wurden so ausgewählt, daß, unabhängig vom Raildruck, stets der gleiche dynamische Durchfluß vorliegt. Das bedeutet, daß die Ansteuerdauer, unabhängig vom Raildruck konstant ist. Dadurch wird sichergestellt, daß Randbedingungen wie Zylinderinnenströmung während des Einspritzvorganges, sowie die Gemischbildungszeiten konstant bleiben.

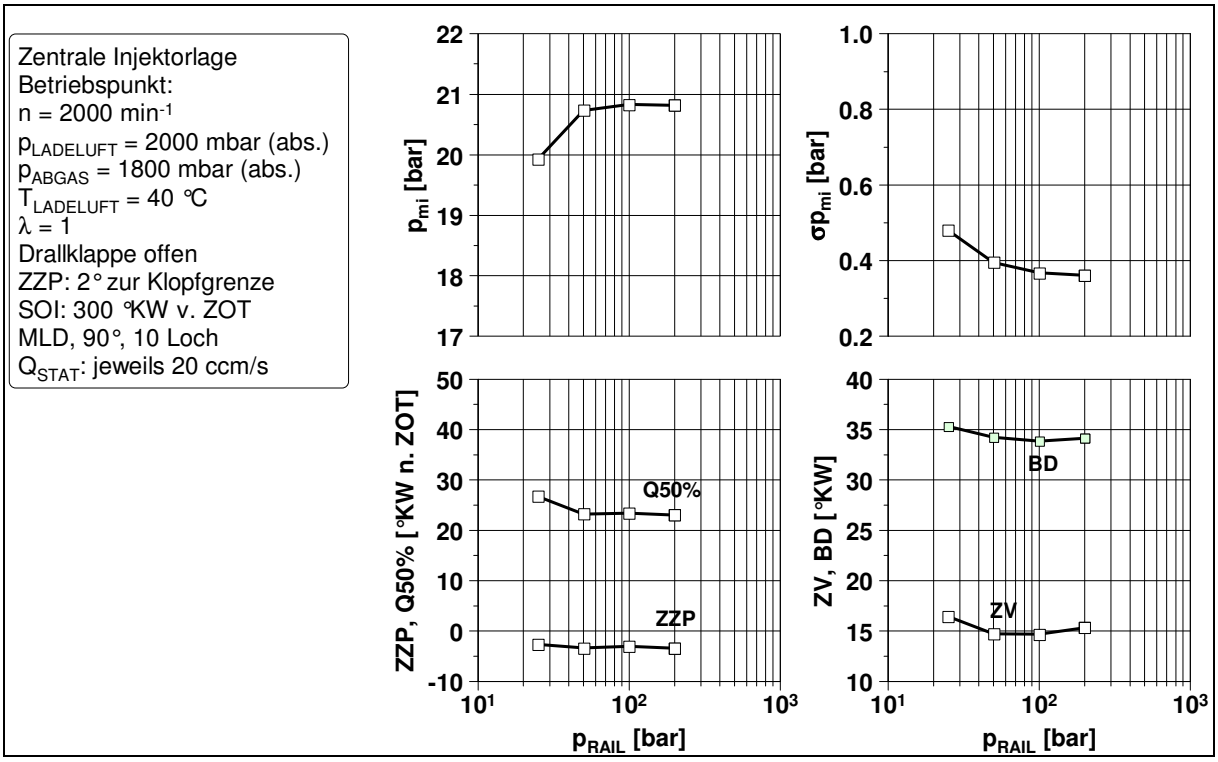


Abbildung 4.33: Einfluß des Raildrucks auf das Brennverhalten

Raildrücke ab 100 bar haben keine signifikante Auswirkung auf den Mitteldruck (Abbildung 4.33). Die Lastzunahme gegenüber den gefahrenen Raildrücken von 25 bzw. 50 bar hat seine Ursache in:

- Zunahme der Zylinderladung (Abbildung 4.34)
- Wirkungsgradoptimale Lagen des Verbrennungsschwerpunktes durch Verkürzung des Zündverzugs und der Brenndauer

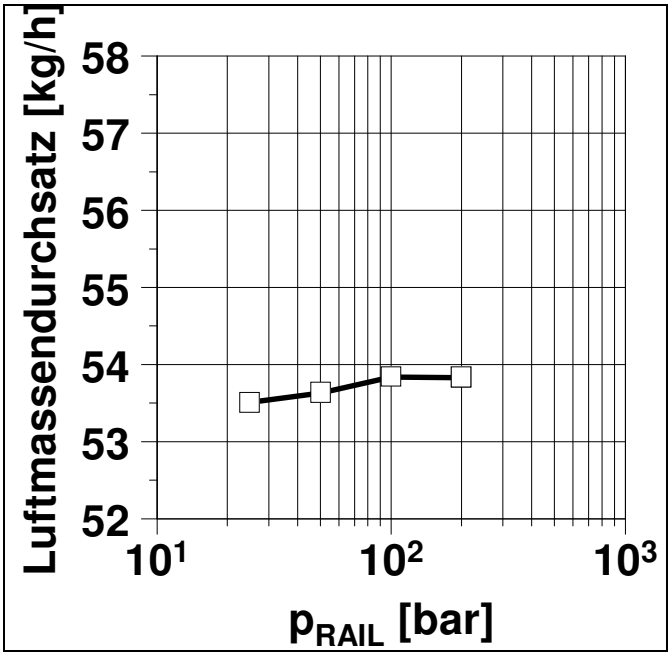


Abbildung 4.34: Einfluß des Raildrucks auf den Luftmassendurchsatz

Die Zunahme der Zylinderladung wird verursacht durch das vergrößerte Oberflächen – Volumen – Verhältnis des Tröpfchenkollektivs mit kleineren Tröpfchendurchmessern. Der dadurch bedingte vermehrte Eintrag von zur Verdampfung benötigter Wärme in die Tröpfchen bewirkt, gemäß der Enthalpiedefinition, ein Nachströmen von Luft, ein Anstieg des Luftmassendurchsatzes ist die Folge. Die Verkürzung des Zündverzugs sowie der Brenndauer begründet sich durch die bei hohen Raildrücken verbesserte Gemischbildung. Erkennbar ist dieser Effekt weiters an der zu höheren Raildrücken hin besser werdenden Laufruhe.
Kleinere Kraftstofftröpfchen folgen aufgrund der niedrigeren Massenträgheit dem Luftstrom besser [30]. Dadurch ist eine bessere Gemischhomogenisierung möglich. Weiters erfolgt eine wesentlich schnellere Kraftstoffverdampfung.
Die Auswirkung der guten Gemischbildungsqualität findet sich auch in den Abgaswerten wieder (Abbildung 4.35). Der Restsauerstoffgehalt im Abgas nimmt zu höheren Raildrücken deutlich ab, weiters ist ein Sinken der Kohlenwasserstoffemissionen zu beobachten.

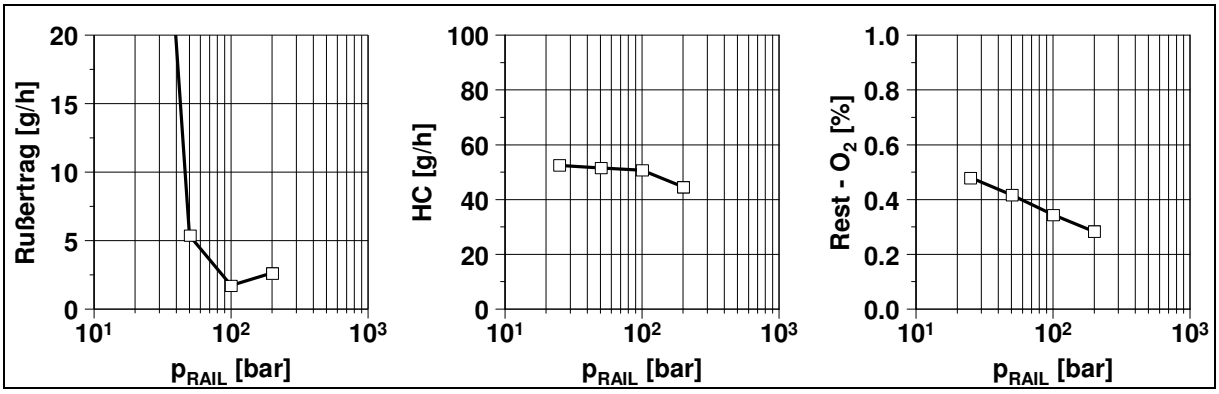


Abbildung 4.35: Einfluß des Raildrucks auf das Emissionsverhalten

Der Raildruck bzw. das Tröpfchengrößenkollektiv hat signifikanten Einfluß auf die Rußemission. Die großen Tropfen bei niedrigen Raildrücken verdampfen bis zum Zeitpunkt der Entflammung nicht vollständig. Dadurch kommt es zur rußenden Diffusionsverbrennung des noch flüssigen Kraftstoffes. Abbildung 4.36 zeigt beispielhaft das Verdampfungsverhalten von Kraftstofftropfen unterschiedlicher Sauterdurchmesser, berechnet mit dem Modellkraftstoff n – Heptan, als Ansteuerende wurde 240 °KW v. ZOT gewählt. Es ist eine deutliche Zunahme der Verdampfungsdauer mit größer werdendem Sauterdurchmesser zu erkennen. Eine Verringerung des Sauterdurchmessers von 30 µm auf 10 µm bei 2000 min^{-1} bedeutet, daß die sich die Zeitdauer bis zur vollständigen Verdampfung des Kraftstoffes halbiert.

Die Zunahme der Rußemission bei einem Raildruck von 200 bar hat seine Ursache in der vergrößerten Eindringtiefe des Kraftstoffsprays. Dadurch kommt es vermehrt zur Kolbenbenetzung, der flüssige Kraftstoff kann nicht mehr verdampft werden und brennt am Kolben mit einer Diffusionsflamme ab.
Erkennbar ist die diffusive Kraftstoffumsetzung an den bei rußenden Betriebspunkten verlängerten Brenndauern.

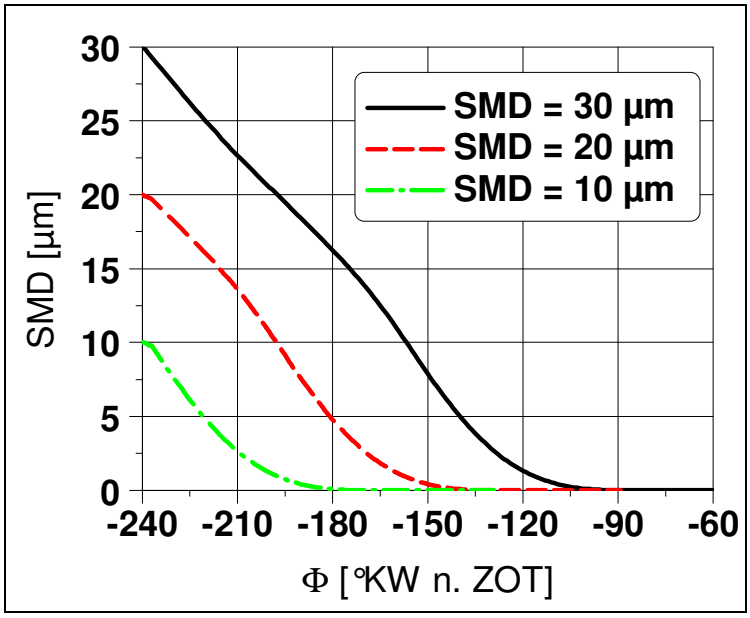


Abbildung 4.36: Verdampfungsverhalten von n-Heptan bei unterschiedlichen Sauterdurchmessern; n = 2000 min; EOI: 240°KW v. ZOT

Wie bereits erwähnt verschlechtert sich das Homogenisierungsverhalten bei großen Tröpfchendurchmessern. Die Ursache für dieses schlechte Gemischbildungsverhalten ist im Transparentaggregat zu erkennen (Abbildung 4.37). Der Raildruck beeinflußt den Einspritzvorgang nicht wesentlich. Erst nach dem Ende der Einspritzung sind Unterschiede in der Homogenisierung erkennbar. In den Aufnahmen bei 48° KW nach Einspritzbeginn ist bei 100 bar Kraftstoffdruck deutlich zu sehen, daß wesentlich größere Teile des Brennraumes mit Kraftstoff durchsetzt sind als bei einem Raildruck von 50 bar. Weiters ist zu erkennen, daß bei 50 bar Einspritzdruck wesentlich größere Gradienten in der Kraftstoffkonzentration auftreten. Hervorgerufen wird dieser Effekt dadurch, daß kleinere Kraftstofftröpfchen aufgrund der geringeren Massenträgheit der durch die Einlaßkanalgeometrie erzeugten Luftbewegung besser folgen können. Es erfolgt eine wesentlich gleichmäßigere Verteilung des Kraftstoffes im Brennraum.
Die Aufnahme bei 60°KW n. SOI zeigt, daß bei niedrigem Raildruck mehr flüssiger Kraftstoff sichtbar ist, ein Zeichen dafür, daß das Verdampfungsverhalten bei 50 bar schlechter ist als bei 100 bar Kraftstoffdruck.
Es ist daher anzunehmen, daß bei niedrigen Kraftstoffdrücken noch zum Zündzeitpunkt lokal überfettete Gebiete vorhanden sind. Diese Zonen haben aufgrund ihres hohen C/O Verhältnisses bei Verbrennung Rußentstehung zur Folge.

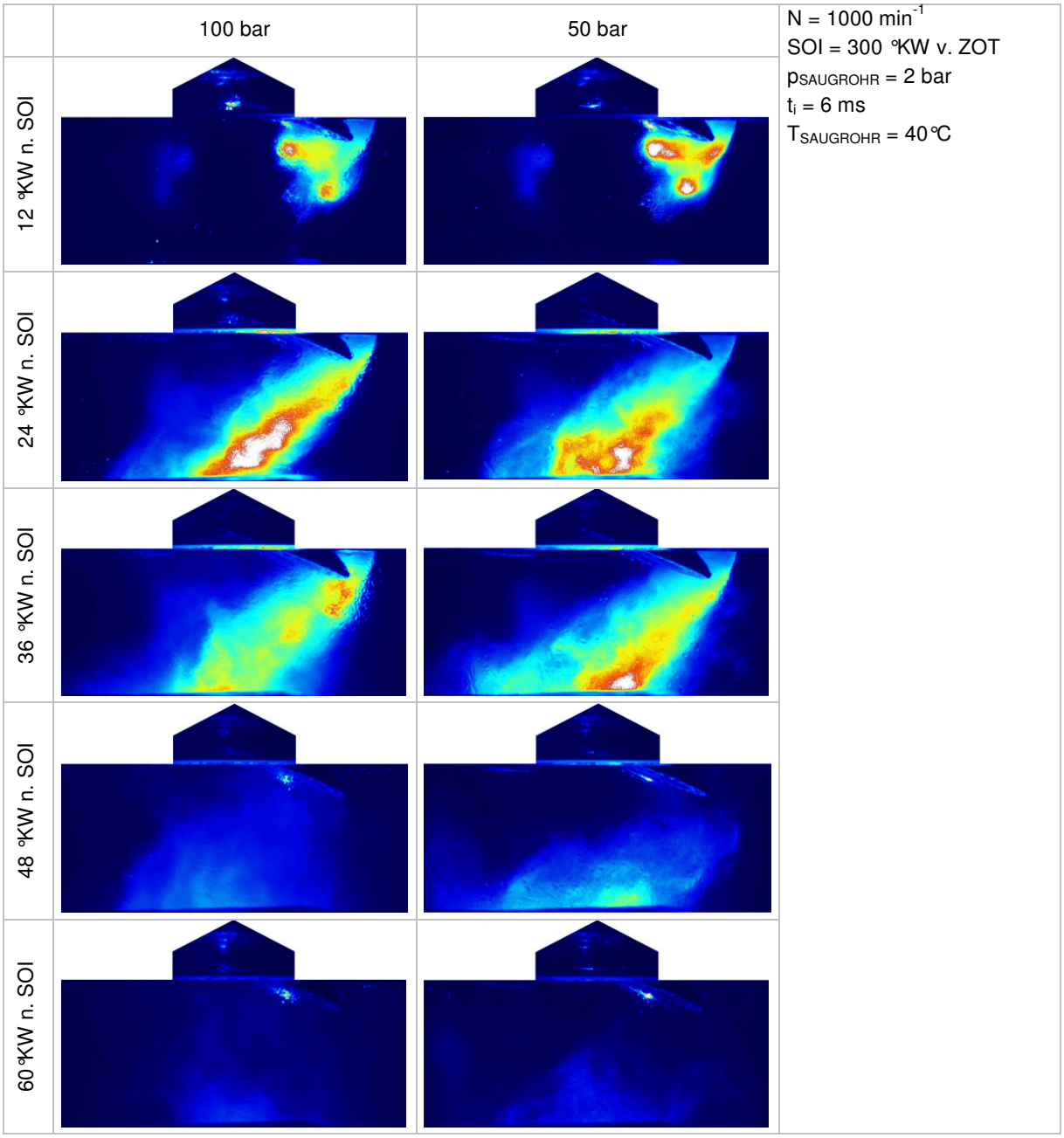


Abbildung 4.37: Einfluß des Raildrucks im Mie - Lichtschnitt

Fazit- Zunehmender Kraftstoffraildruck beeinflußt das Lastverhalten positiv. Ursache dafür ist die verbesserte Gemischbildung.
Ebenso wirkt sich dieser Effekt positiv auf die Rußemission aus. Lediglich bei hohen Kraftstoffdrücken erhöht sich die Rußemission zufolge vermehrter Kolbenbenetzung aufgrund der größer werdenden Strahleindringtiefen.

4.2.2.2 Strahlwinkel

Die Auswahl des geeigneten Strahlwinkels eines Einspritzinjektors erfolgt bei zentraler Injektorlage unter folgenden Gesichtspunkten:

- Optimale Erfassung des Brennraums durch den Einspritzstrahl
- Weitgehende Vermeidung von Kolben- und Brennraumdachbenetzung
- Vermeidung der Benetzung der offenen Einlaßventile (Verkokungsgefahr)

In den gefahrenen Versuchsreihen stellt sich heraus, daß der Einfluß des Strahlwinkels auf das Brennverhalten unabhängig vom Injektorkonzept ist (Abbildung 4.38). Sowohl bei den Swirl – Injektoren als auch bei den Mehrlochinjektoren erweist sich ein Strahlwinkel von 90 ° als leistungsoptimal. Bei dieser Injektorgeometrie findet sich der beste Kompromiß aus hinreichender Klopffestigkeit (erkennbar an den geringfügig früheren Zündzeitpunkten) und der offensichtlich besten Gemischaufbereitung (erkennbar an der guten Laufruhe und kurzen Brenndauer). Auffallend ist, daß beim Mehrlochinjektor unabhängig vom Strahlwinkel ein höherer Luftmassendurchsatz beobachtet wird als beim Swirl – Injektor (Abbildung 4.39, linkes Diagramm). Die Ursache für diesen Effekt konnte jedoch im Rahmen der hier durchgeführten Untersuchungen nicht entdeckt werden. Dieser Anstieg der Zylinderladung kann aufgrund der längeren Brenndauern bei Mehrlochinjektoren nicht in Leistung umgesetzt werden.

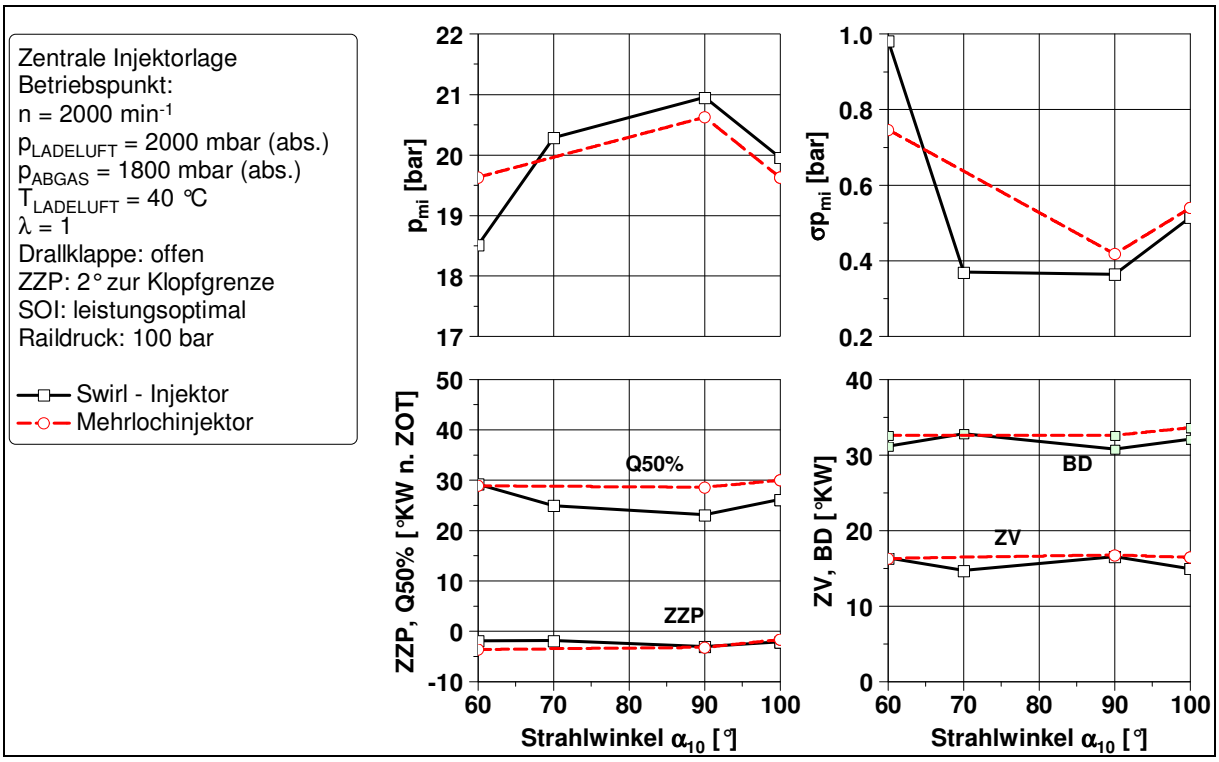


Abbildung 4.38: Einfluß des Strahlwinkels auf das Brennverhalten

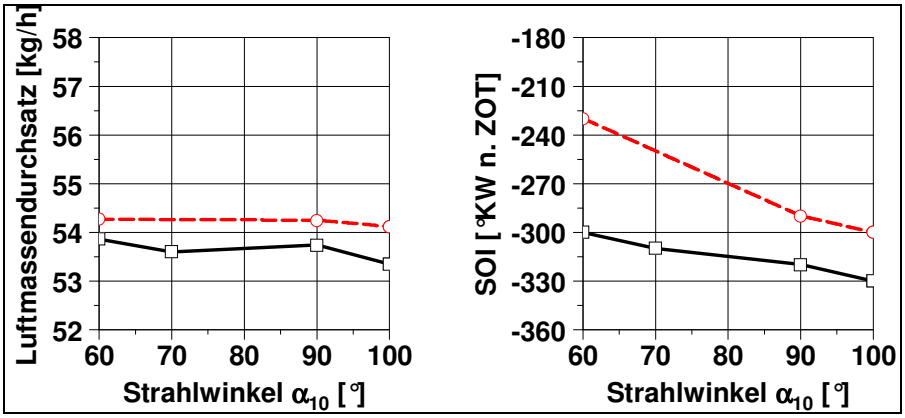


Abbildung 4.39: Einfluß des Strahlwinkels auf Luftmassendurchsatz und Ansteuerbeginn

Bei leistungsoptimaler Einstellung sind bei kleineren Strahlwinkeln spätere Ansteuerbeginne notwendig (Abbildung 4.39, rechtes Diagramm). Diese Maßnahme begründet sich dadurch, daß sich mit kleiner werdendem Kegelwinkel die Eindringtiefe des Einspritzstrahls erhöht (Abbildung 4.40). Um Kolbenbenetzung und die dadurch bedingte schlechte Gemischaufbereitung mit der damit verbundenen langsamen Diffusionsverbrennung zu vermeiden, sind späte Ansteuerbeginne notwendig. Abbildung 4.40 zeigt das aus der Strahldiagnostik ermittelte Eindringverhalten der Injektoren beim jeweils leistungsoptimalen Ansteuerbeginn. Zusätzlich abgebildet ist der Abstand des Kolbens vom Strahlaustrittspunkt bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1}. Ein Überschneiden der Linien der Kolbenbewegung mit denen der Eindringtiefen bedeutet Kolbenbenetzung.

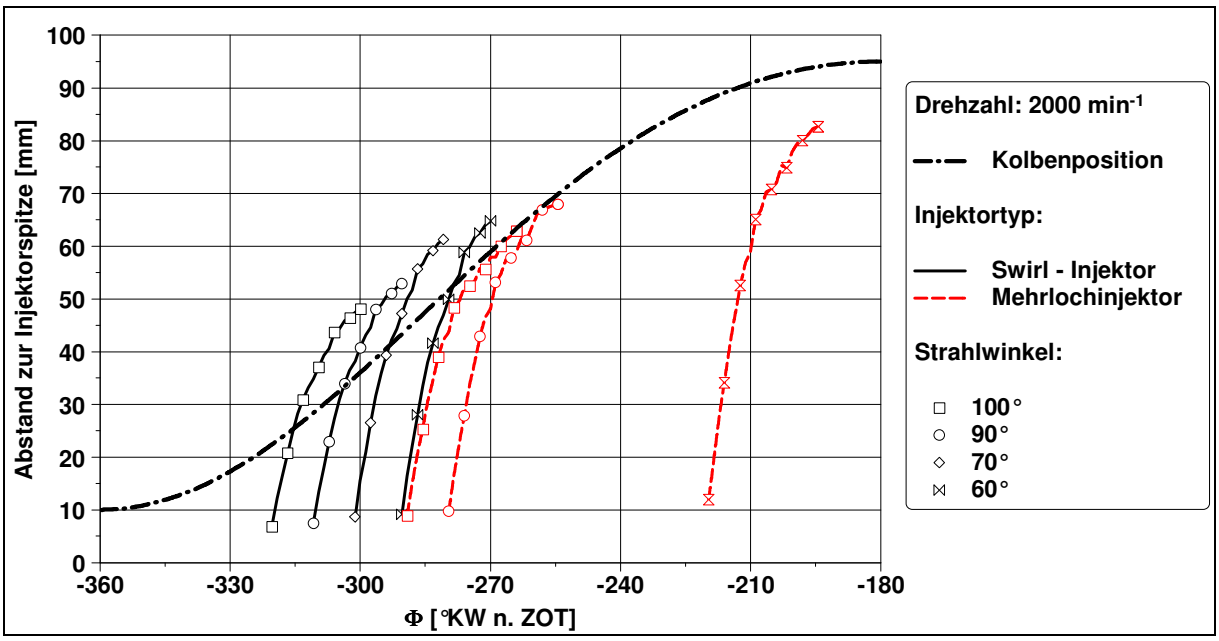


Abbildung 4.40: Penetrationsverhalten von DE – Injektoren; Einspritzverlauf bis 2,5 ms n. SOI

Der eigentliche Strahlaustritt erfolgt nach einer Verzögerung von etwa 0,8 ms, einer Totzeit, die sich aus der sogenannten Precharge – Phase (elektrische Vorbereitungsphase für das Öffnen des Injektors) und der eigentlichen Verzögerungszeit (verursacht durch die Massenträgheit des Nadel-Feder-Systems, sowie des Einspritzfluids) zusammen. Erkennbar ist, daß Mehrlochinjektoren bei gleichem Strahlwinkel wesentlich größere Eindringtiefen haben, eine

Eigenschaft, die sich ebenfalls in den späteren Ansteuerbeginnen für dieses Injektorkonzept wiederfindet.

Das Strahleindringverhalten hat wesentlichen Einfluß auf die Rußemission (Abbildung 4.41). Widersprüchlich erscheint zunächst die Tatsache, daß bei großen Strahlwinkeln trotz niedrigerer Rußemission nach Abbildung 4.40 mehr Kraftstoff auf den Kolben aufgebracht wird als bei Injektoren mit kleinem Strahlwinkel. Jedoch wird bei großem Strahlwinkel der Kraftstoff ‚großflächiger' auf den Kolben aufgetragen. Dadurch wird das Verdampfen des Kraftstoffes auf der Kolbenoberfläche begünstig. Weiters ergibt sich aufgrund der frühen Ansteuerbeginne eine längere Gemischbildungsdauer.

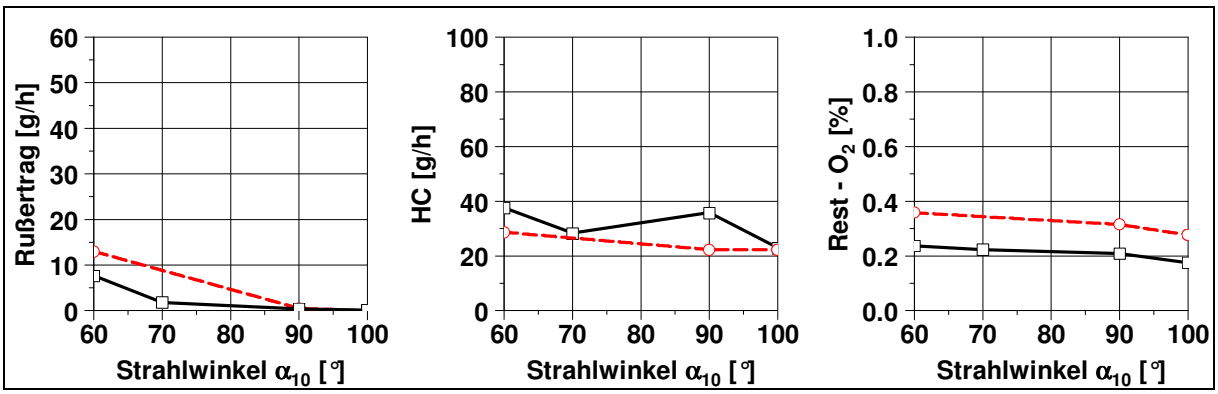


Abbildung 4.41: Einfluß des Strahlwinkels auf das Emissionsverhalten

Weiters ist aus Abbildung 4.40 zu erkennen, daß - bei gleicher Rußemission – bei Verwendung von Swirl – Injektoren Kraftstoff auf den Kolben aufgebracht wird. Sprays von Swirl – Injektoren weisen prinzipbedingt schon bei geringen Abständen zur Injektorspitze kleine Tröpfchendurchmesser auf [64], bei Mehrlochinjektoren erfolgt der Strahlaufbruch und das sogenannte Air-Entrainment erst mit einigem Abstand vom Strahlaustritt [31]. Das bedeutet, gleiche Ansteuerbeginne und Strahlwinkel vorausgesetzt, daß Mehrlochinjektoren mehr Kraftstoff auf den Kolben einbringen als Swirl – Injektoren. Die gegenüber Swirl – Injektoren schlechtere Gemischbildung der Mehrlochinjektoren ist auch an den höheren Restsauerstoffwerten im Abgas erkennbar.
Bei Verwendung eines Mehrlochinjektors mit einem Strahlwinkel von 60° tritt keine Kolbenbenetzung auf. Der hohe Wert der Rußemission resultiert aus dem späten Ansteuerbeginn und der damit verbunden kurzen Gemischbildungszeit.

Auf die HC- Emission hat bei leistungsoptimaler Einstellung weder der Strahlwinkel, noch das verwendete Injektorkonzept signifikanten Einfluß.

Fazit- Bei zentraler Injektorlage ist bei der verwendeten Versuchskonfiguration ein Strahlwinkel von 90° leistungsoptimal. Der Unterschied zwischen Mehrloch- und Drallinjektoren ist geringfügig.
Die Rußemissionen nehmen mit größer werdendem Strahlwinkel ab, eine Folge von ‚großflächigerer' Kolbenbenetzung. Durch kleiner Strahlwinkel verkleinert sich das Applikationsfenster des Ansteuerbeginns, um eine rußarme Verbrennung zu gewährleisten.

4.2.2.3 Bendingwinkel

Für die Auswahl des geeigneten Bendingwinkels bei Swirl – Injektoren in Kombination mit seitlicher Injektorlage gilt Analoges wie bei der Auswahl des Strahlwinkels.
In der dargestellten Versuchsreihe wurden die Injektoren mit Bendingwinkel so verbaut, daß der Einspritzstrahl Richtung Brennraumdach spritzt. Andere Einbaulagen zeigten kein positives Ergebnis auf Brennverhalten und Rohemission.
Prinzipiell verbessert sich mit zunehmendem Bendingwinkel die Zündeinleitung (Abbildung 4.42). Der abnehmende Zündverzug und die besser werdende Laufruhe lassen darauf schließen, daß sich selbst zum Zündzeitpunkt noch fette Gemischanteile in Zündkerzennähe befinden.

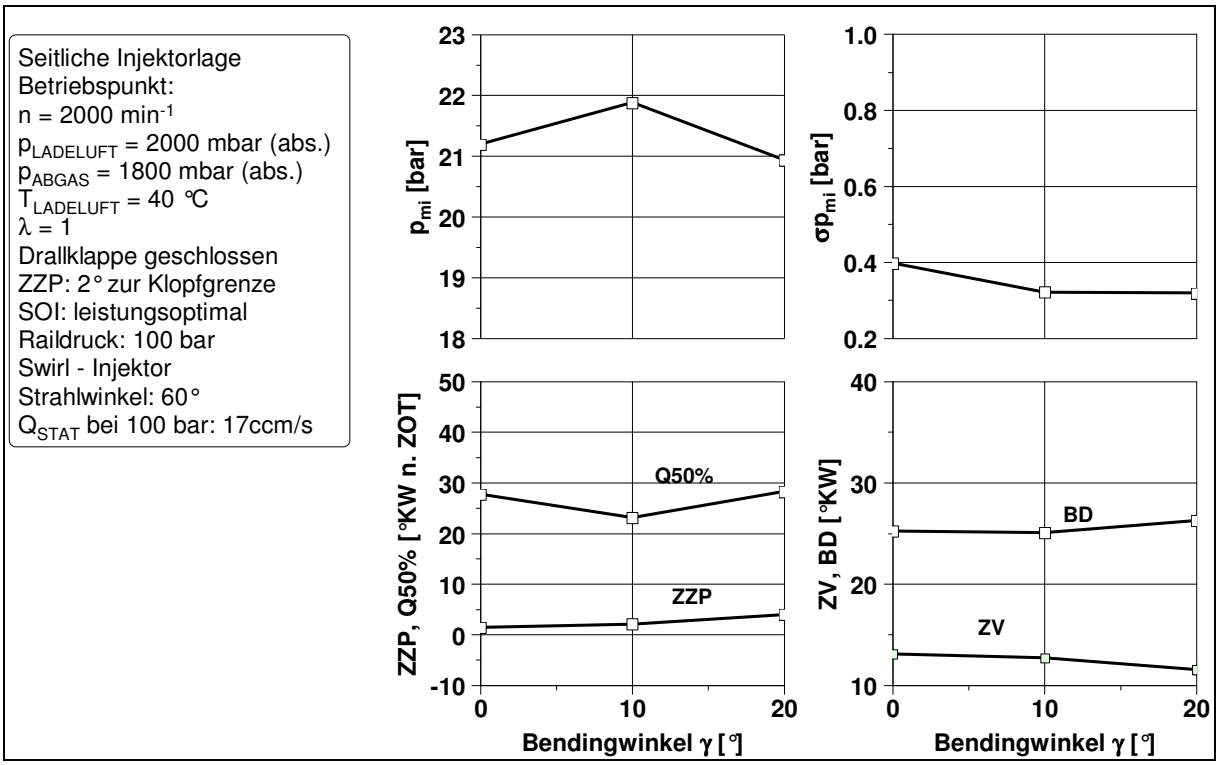


Abbildung 4.42: Einfluß des Bendingwinkels auf das Brennverhalten

Eine positive Auswirkung auf die weitere Verbrennung ist aber nur bei einem Bendingwinkel von 10° zu erkennen. Der Lasteinbruch bei einem Bendingwinkel von 20° ist vor allem auf den verminderten Luftmassenstrom zurückzuführen (Abbildung 4.43). Betrachtet man in diesem Zusammenhang den Verlauf der Rohemissionen, ist ersichtlich, daß ein Teil des Brennstoffes mangels Kraftstoffverdampfung nicht an der Verbrennung teilnimmt.

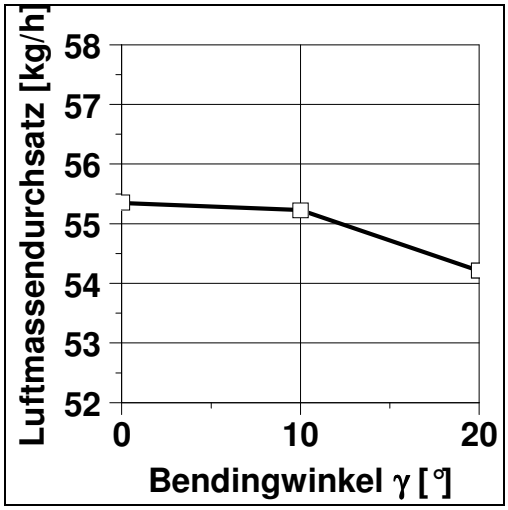


Abbildung 4.43: Einfluß des Bendingwinkels auf den Luftmassenstrom

Untersuchungen zum Eindringverhalten und Kolbenbenetzung der Injektoren, sowie Ergebnisse der Brennverlaufsrechnung (Temperatur im Verbrannten) geben keine Aussage über den signifikanten Anstieg der HC- und Rußemissionen mit zunehmendem Bendingwinkel.

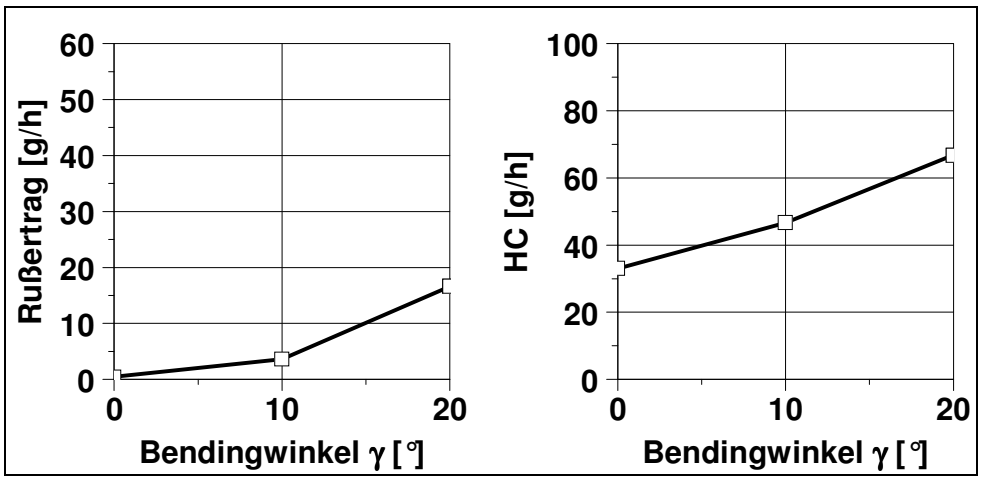


Abbildung 4.44: Einfluß des Bendingwinkels auf das Emissionsverhalten

Hervorgerufen wird das schlechte Emissionsverhalten vor allem durch Benetzung des Brennraumdaches mit Kraftstoff. Abbildung 4.45 zeigt den Einspritzstrahl des Injektors mit 20° Bendingwinkel im Brennraum mit seitlicher Injektorlage.

Man erkennt, daß der sich ausbreitende Strahl bereits das Brennraumdach erfaßt. Im realen Motorbetrieb verstärkt sich die Dachbenetzung durch den sogenannten Coandă – Effekt. Darunter versteht sich ein ‚Anlegen' des Kraftstoffstrahls an eine nahe liegende Wand. Hervorgerufen wird dieser Effekt dadurch, daß der Einspritzstrahl die wandnahen Luftschichten mitreißt. Dadurch, daß ein Nachströmen der Luft verhindert wird entsteht ein Druckabfall, der eine Umlenkung des Kraftstoffstrahls in Richtung Wand bewirkt.

Weiters lassen die schnelle Zündeinleitung, das Absacken des Luftmassenstroms und der oben genannte Anstieg der Rohemission vermuten, daß die durch flachere Einspritzwinkel vermehrt ins Brennraumdach verlagerte Kraftstoffwolke nur unzureichend von der Tumbleströmung erfaßt wird und Gemischbildungsdefizite verursacht.

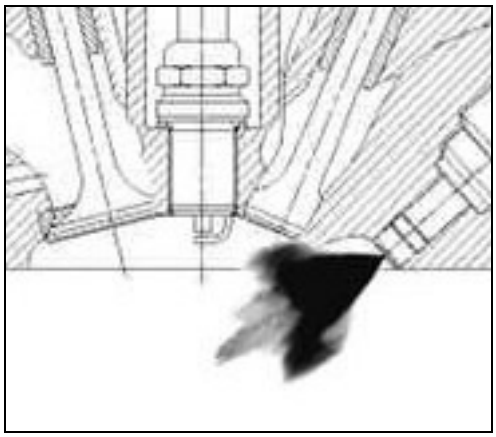


Abbildung 4.45: Einspritzstrahl mit 20° Bendingwinkel; Aufnahme 1 ms nach SOI

Fazit- Durch die Vewendung von Injektoren mit Bendingwinkel bzw. flacherer Einbaulage des Injektors wird das Lastverhalten – sofern keine Brennraumwandbenetzung auftritt – positiv beeinflußt.
Die Rußemission zeigt ebenfalls eine starke Abhängigkeit zur Brennraumwandbenetzung, die durch flachere Einspritzwinkel verursacht werden kann.

4.2.2.4 Injektordurchfluß

Über den statischen Durchfluß eines Injektors wird die mögliche Kraftstoffmengenspreizung festgelegt (siehe auch Kapitel 3.2.5.1). In der hier gezeigten Meßkurve soll, unabhängig von der technischen Umsetzbarkeit, festgestellt werden, inwieweit unterschiedliche statische Durchflüsse das Brennverhalten und die Rohemission im untersuchten Betriebspunkt beeinflussen.

Es ist zu beobachten, daß trotz höherer Luftaufwände bei größeren Injektordurchflüssen (Abbildung 4.47) ein Abfall der Last eintritt (Abbildung 4.46). Weiters verschlechtert sich die Laufruhe. Aus thermodynamischer Sicht ist der Lastabfalls durch die länger werdenden Zündverzüge und Brenndauern, sowie der späteren Lage des Verbrennungsschwerpunktes zu erklären.

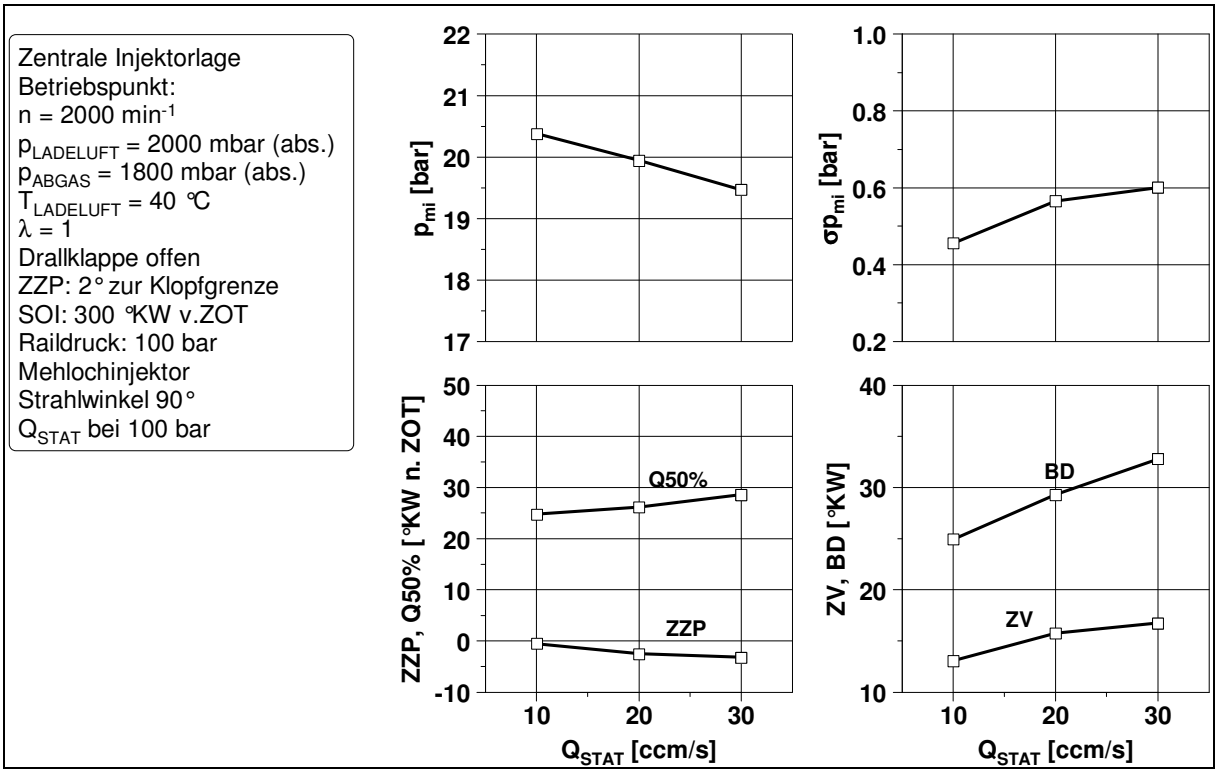


Abbildung 4.46: Einfluß des statischen Injektordurchflusses auf das Brennverhalten

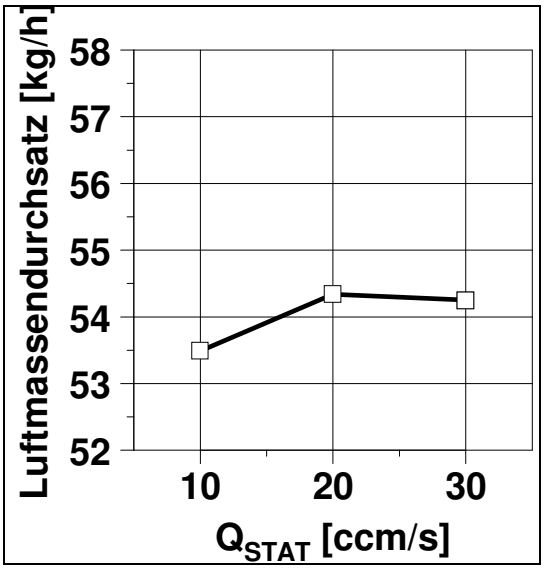


Abbildung 4.47: Einfluß des Injektordurchflusses auf den Luftmassenstrom

Die Ursachen für diese Verschleppung der Verbrennung sind in der Gemischbildung zu suchen. Bei Betrachtung der Emissionswerte (Abbildung 4.48) zeigt sich, daß mit zunehmendem Injektordurchfluß sowohl Ruß- als auch Kohlenwasserstoffemission ansteigen. Weiters erhöht sich der Anteil des Restsauerstoffes im Abgas.
Diese Faktoren sprechen dafür, daß im Brennraum starke Inhomogenitäten auftreten. Bei Injektoren mit hohem statischem Durchfluß sind die Einspritzdauern prinzipbedingt kurz, die für die geforderte Last eingespritzte Kraftstoffmenge wird sehr kompakt im Brennraum abgesetzt. Eine Durchmischung des Kraftstoffes mit der einströmenden Luft findet nur

unzureichend statt, das Kraftstoff – Luftgemisch bleibt bis zum Zeitpunkt der Verbrennung stark inhomogen, Ruß- und HC-Emission sind die Folge. Bei geringeren Injektordurchflüssen wird durch die längeren Einspritzdauern der Kraftstoff besser der einströmenden Luft beigemischt. Dadurch wird der Nachteil der kürzeren Gemischbildungszeit (Zeit zwischen Einspritzende und Zündzeitpunkt) überkompensiert.
Ähnliche Phänomene wurden auch bei Motoren mit äußerer Gemischbildung und saugsynchroner Einspritzung beobachtet und untersucht [77, 78].

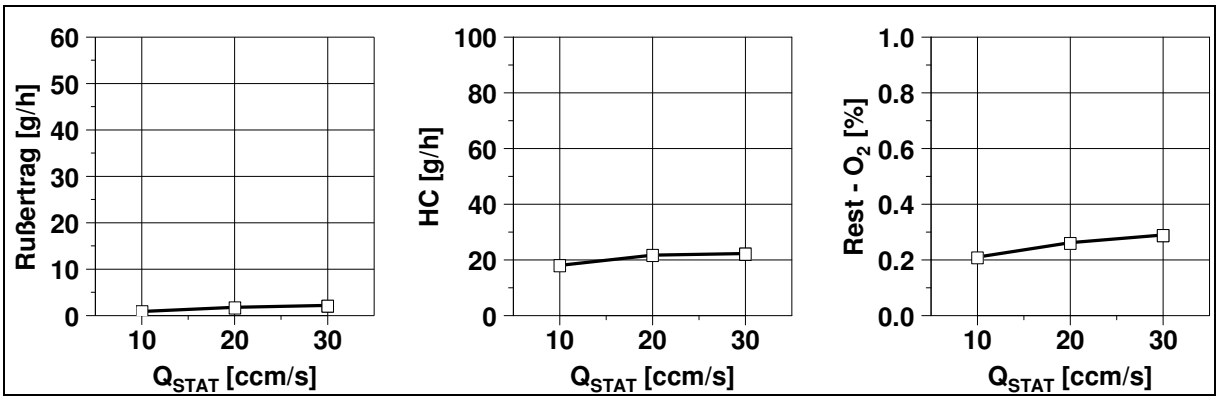


Abbildung 4.48: Einfluß des Injektordurchflusses auf das Emissionsverhalten

Fazit- Bei der untersuchten Drehzahl wirkt sich eine Erhöhung des Injektordurchflusses negativ auf die Last des Motors aus. Ursache dafür sind Gemischbildungseffekte.
Die unzureichende Gemischbildung aufgrund zu hoher Injektordurchflüsse ist auch in der Rußemission bemerkbar.

4.2.2.5 Injektorlage

Bei der hier gezeigten Gegenüberstellung der zentralen und seitlichen Injektorlage wurde – im Sinne eines Leistungskonzeptes – die jeweils leistungsoptimalste Injektorkonfiguration unter der Prämisse der bestmöglichen Applikation verglichen.
Die seitliche Injektorlage erweist sich im untersuchten Betriebspunkt als leistungsstärkeres Konzept (Abbildung 4.49). Gegenüber der zentralen Injektorlage steigt der indizierte Mitteldruck um 4,3 %. Die Ursachen dafür sind:

- Höhere Zylinderladungsmasse bei seitlicher Injektorlage (Abbildung 4.50), verursacht durch unterschiedliche Saugrohraufbauten am Versuchsträger.
- Kürzere Zündverzüge, Brenndauern und dadurch wirkungsgradgünstigere Verbrennungsschwerpunktlagen bei seitlicher Injektorlage.

Eine ‚Anpassung' der Zylindermassen würde bei konstant gehaltenem Wirkungsgrad für die zentrale Injektorlage eine Laststeigerung von 3 % bewirken. Der restliche Anteil des besseren Leistungsverhaltens wird vor allem durch die schnellere Gemischumsetzung der Zylinderkopfkonfiguration mit seitlicher Injektorlage bewirkt. Obwohl die Klopfempfindlichkeit aufgrund der höheren Last bei seitlicher Injektorlage steigt und ein Spätzug der Zündung erforderlich ist, verbessert sich der indizierte Wirkungsgrad um einen Prozentpunkt. Die

höheren Umsatzgeschwindigkeiten haben ihre Ursache in der kompakten Brennraumform mit den kürzeren Brennwegen der zentralen Zündkerzenlage [79, 80].

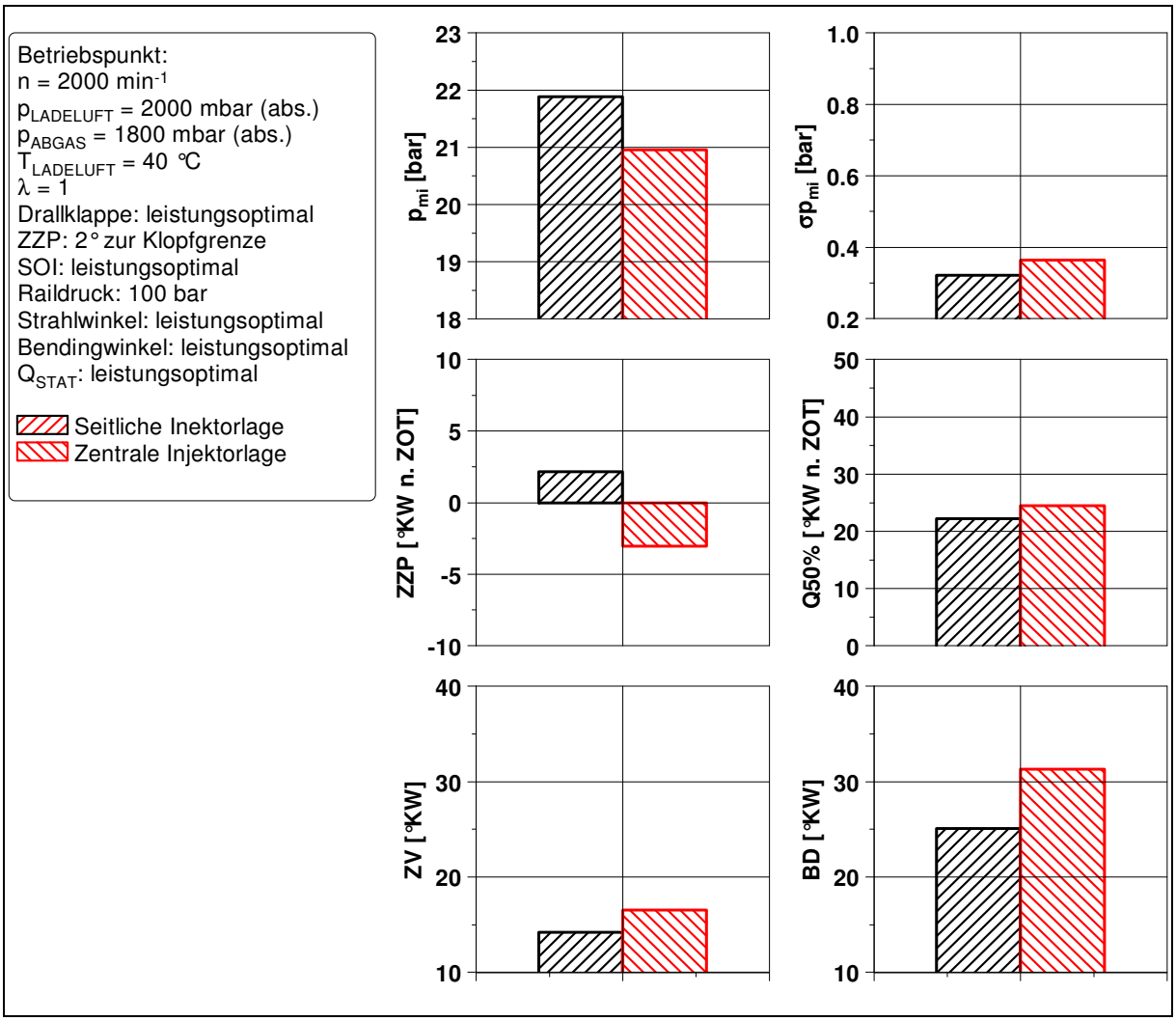


Abbildung 4.49: Einfluß der Injektorlage auf das Brennverhalten

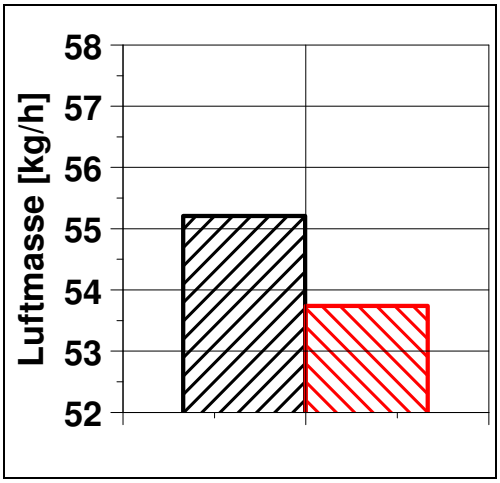


Abbildung 4.50: Einfluß der Injektorlage auf den Luftmassenstrom

Der Einfluß der Injektorlage stellt sich hinsichtlich Leistungsabgabe und Laufruhe zu Gunsten der seitlichen Injektorposition dar. Ruß- aber auch HC-Emissionen liegen bei seitlicher Injektorposition auf einem höheren Niveau (Abbildung 4.51). Auf die Kolbenbenetzung ist dieses Verhalten nicht zurückzuführen. Beide Injektorpositionen weisen in Richtung der Zylinderachse bei dem jeweiligen leistungsoptimalen Ansteuerbeginn ähnliches Penetrations- und Benetzungsverhalten des Einspritzstrahles auf (Abbildung 4.52).

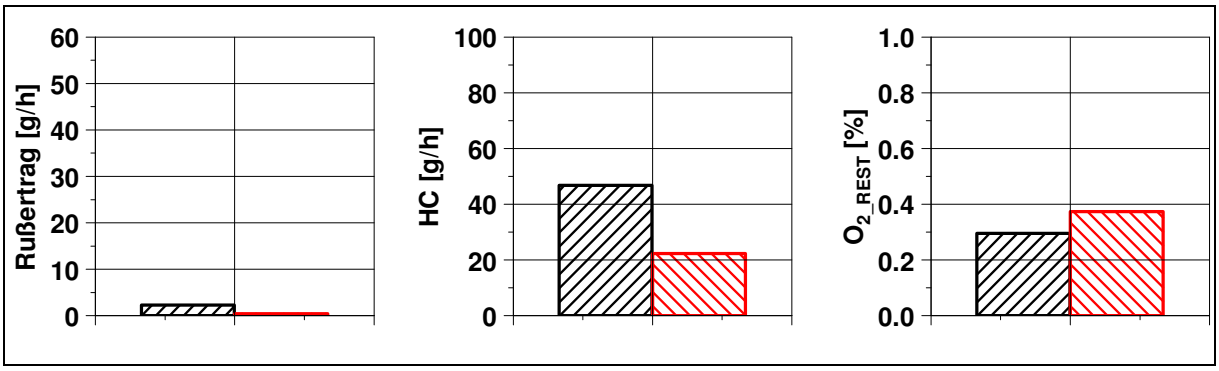


Abbildung 4.51: Einfluß der Injektorlage auf die Rohemissionen

Die Ursache der schlechten Emissionswerte bei seitlicher Injektorlage ist im schlechteren Homogenisierungsgrad zu suchen, obwohl die Anteile des Restsauerstoffs im Abgas keine Anzeichen dafür liefern. Eine Simulation der Gemischverteilung zeigt jedoch, daß die seitliche Injektorlage eine schlechtere Lambdaverteilung im Brennraum hervorruft (Abbildung 4.53). Für die Berechnung wurden folgende Randbedingungen gewählt:

- Ansteuerbeginn: 320 °KW v. ZOT für beide Injektorlagen
- Gleicher Gemischbildner für beide Injektorlagen
- Keine zusätzliche, von außen erzeugte Ladungsbewegung

Das Bild zeigt jeweils eine dreidimensionale Ansicht, sowie einen horizontalen Schnitt durch den Zylinder zum Zeitpunkt 50 °KW v. ZOT.
Bei seitlicher Injektorlage zeigt sich, daß der Bereich zwischen den Einlaßventilen sehr fette Gemischzonen aufweist, die Ursache für Ruß- und HC- Emissionen sind.

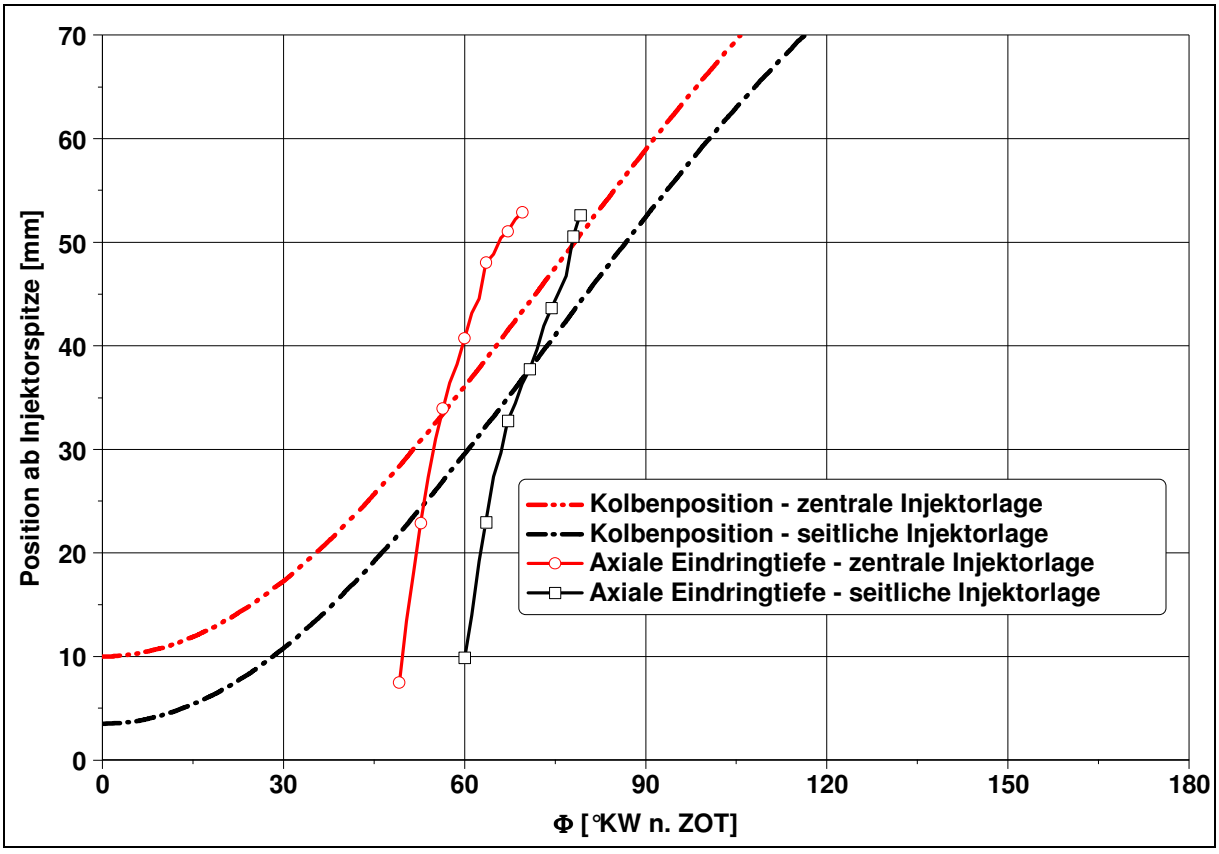


Abbildung 4.52: Injektorlage und Kolbenbenetzung; Einspritzverlauf bis 2,5 ms n. SOI

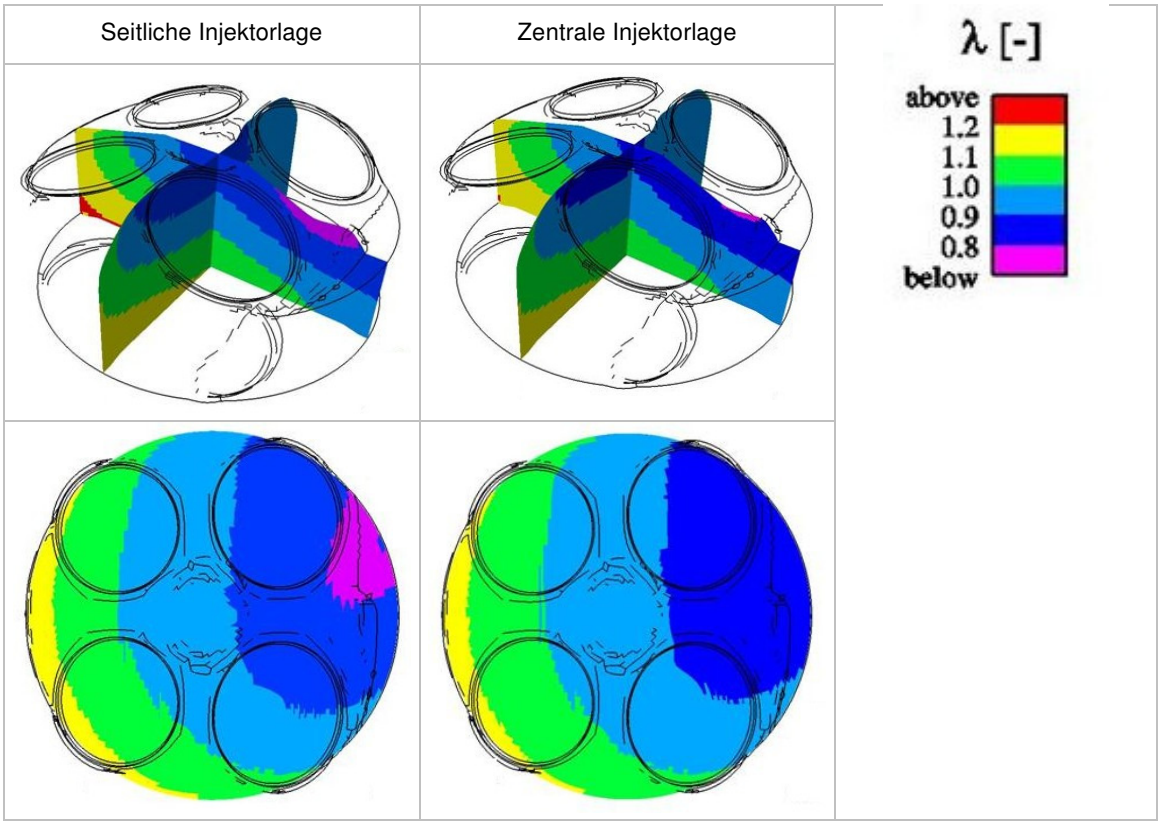


Abbildung 4.53: CFD - Simulation der Injektorlage

Fazit- Bezüglich Laufruhe und Last bietet die seitliche Injektorlage aufgrund der zentralen und damit verbrennungsoptimalen Lage der Zündkerze Vorteile dar.
Hinsichtlich Emissionsverhalten ist eine mittige Injektorlage aufgrund der besseren Gemischhomogenisierung zu bevorzugen.

4.2.3 Gemischbildungsstrategien

4.2.3.1 Ansteuerbeginn

Nicht nur bei Schichtbrennverfahren, sondern auch bei homogen betriebenen Direkteinspritzmotoren ist der Ansteuerbeginn die wesentliche Gemischbildungsgröße, die letztendlich die Verbrennung beeinflußt.
Abbildung 4.54 zeigt, daß die Last ein Maximum bei einem Ansteuerbeginn von 300 °KW v. ZOT aufweist. Für diesen Leistungspeak sind folgende Faktoren verantwortlich:

- Kurzer Zündverzug und Brenndauer, dadurch wirkungsgradoptimalere Verbrennungslagen
- Hoher Luftmassendurchsatz

Die kurzen Zündverzüge und Brenndauern haben ihre Ursache in der bei diesem Ansteuerbeginn guten Gemischbildung. Indiz dafür sind nicht nur die gute Laufruhe, sondern auch die Abgaswerte. Ein Einfluß des Ansteuerbeginns auf die Klopfempfindlichkeit konnte nicht festgestellt werden.

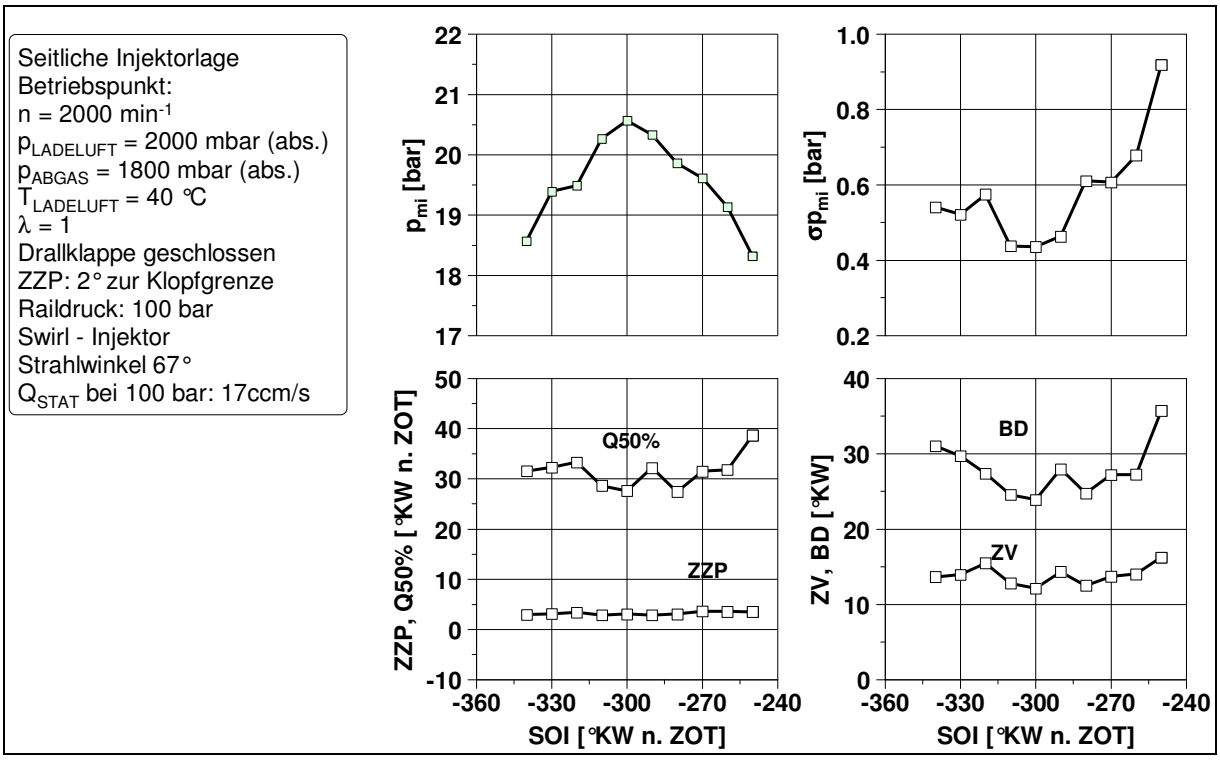


Abbildung 4.54: Einfluß des Ansteuerbeginns auf das Brennverhalten

Der Verlauf des Luftmassendurchsatzes (Abbildung 4.55) erklärt sich dadurch, daß die zur

Kraftstoffverdampfung benötigte Wärme aus unterschiedlichen Quellen stammt. Bei frühen Ansteuerbeginnen und der damit verbundenen Kolbenbenetzung wird die notwendige Verdampfungsenthalpie großteils dem Kolben entzogen. Je später der Ansteuerbeginn erfolgt, desto mehr wird der einströmenden Luft die zur Kraftstoffverdampfung benötigte Wärme entzogen. Durch diese Abkühlung des Arbeitsgases steigt das Druckverhältnis zwischen Ansaugkanal und Brennraum, die Einströmgeschwindigkeit wird erhöht. Dadurch wird ein Nachladeeffekt erzielt.
Dieser Effekt ebbt mit Ansteuerbeginnen ab 300 °KW v. ZOT wieder ab. Das sich schließende Einlaßventil verhindert ein weiters Nachströmen der Luft.

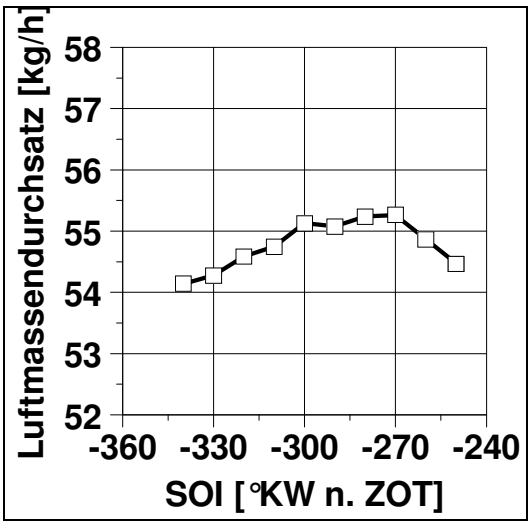


Abbildung 4.55: Einfluß des Ansteuerbeginns auf den Luftmassenstrom

Auch an den Emissionswerten (Abbildung 4.56) ist deutlich der Einfluß der Kolbenbenetzung bei frühen Ansteuerbeginnen zu erkennen. Je früher der Ansteuerbeginn, desto größer ist der Kraftstoffanteil, der auf den Kolben aufgebracht wird (Abbildung 4.57). Dieser Anteil kann nur unzureichend aufbereitet werden, ein Verdampfen des flüssigen Kraftstoffes ist bis zum Zeitpunkt der Verbrennung nicht möglich. Das Abbrennen dieses Kraftstoffsees bzw. der nur unzureichend aufbereiteten, darüberliegenden fetten Gemischzone erfolgt unter Diffusionsflamme. Die Folge davon sind Ruß- und HC- Emission, hohe Restsauerstoffanteile im Abgas sowie verlängerte Brenndauern.

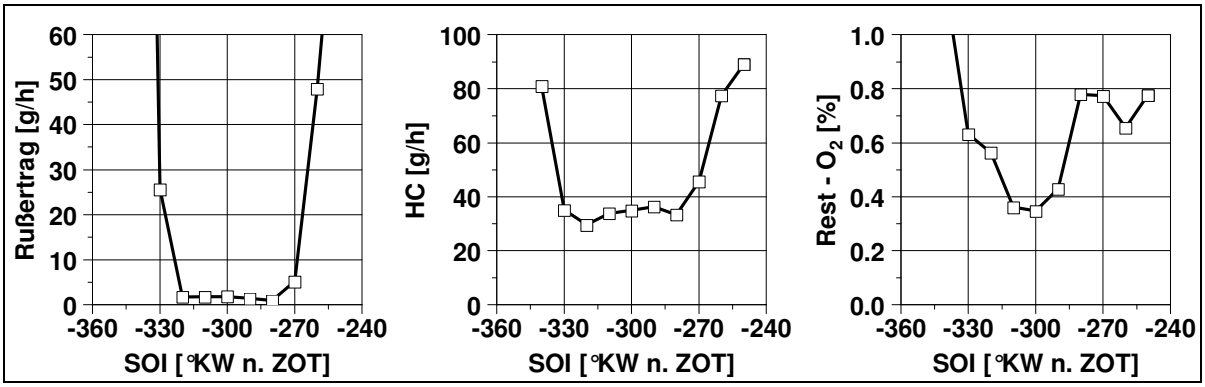


Abbildung 4.56: Einfluß des Ansteuerbeginns auf das Emissionsverhalten

Bei später Einspritzung erfolgt ebenso ein Anstieg der oben genannten Abgasbestandteile. Dieses Ansteigen resultiert aus der unzureichenden Gemischbildungszeit vom Einspritzende bis zur Verbrennung. Durch die Ladungsbewegung wird die Kraftstoffwolke nur unzureichend in ein homogenes Kraftstoff-Luftgemisch übergeführt, es kommt zu stark heterogenen Zonen im Brennraum, erkennbar am erhöhten Restsauerstoff im Abgas. Weiters wird der flüssige Kraftstoff bis zum Zündzeitpunkt nicht mehr verdampft. Auch hier führt die lokale Überfettung zur Diffusionsverbrennung mit den daraus resultierenden Nachteilen im Brenn- und Emissionsverhalten.

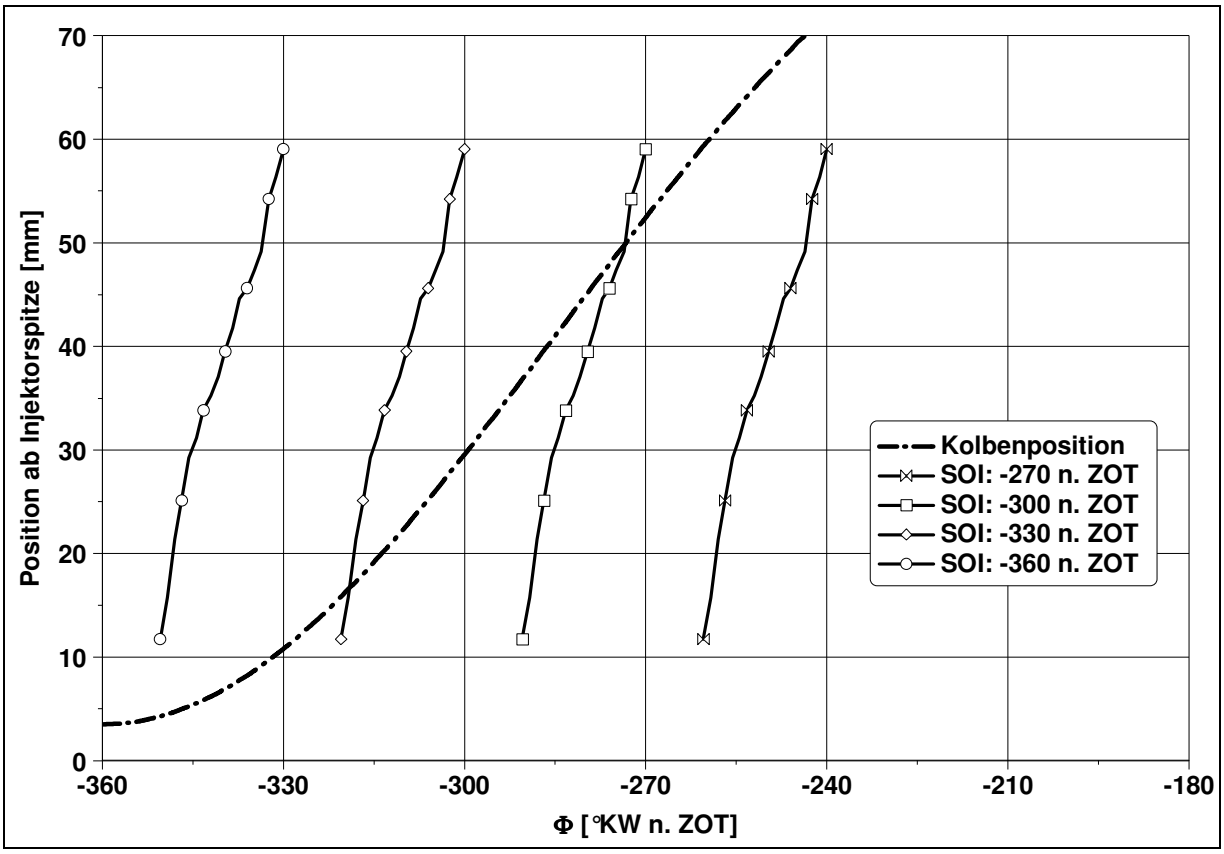


Abbildung 4.57: Ansteuerbeginn und Kolbenbenetzung; Einspritzverlauf bis 2,5 ms nach SOI

Das unterschiedliche Homogenisierungsverhalten bei verschiedenen Ansteuerbeginnen ist auch im Transparentaggregat sichtbar (Abbildung 4.58).
Deutlich ist bei einem Ansteuerbeginn von 320 °KW v. ZOT die Kolbenbenetzung erkennbar. In weiterer Folge des Gemischbildungsprozesses bleibt weiterhin Kraftstoff in der Nähe der Kolbenoberfläche konzentriert. Offensichtlich wird flüssiger Kraftstoff vom sich nach abwärts bewegenden Kolben von der Kolbenoberfläche wieder abgelöst und ‚schwebt' über dem Kolben.
Der späte Einspritzzeitpunkt von 270°KW v. ZOT zeigt ebenfalls nach dem Ende der Einspritzung starke Inhomogenitäten. Die nicht mehr ausgeprägte Einlaßströmung erschwert die ausreichende Homogenisierung des Gemisches.
Vergleicht man die Bilder bei unterschiedlichen Ansteuerbeginnen zum Zeitpunkt 48°KW nach SOI, so erkennt man deutlich, daß der Ansteuerbeginn von 300°KW den besten Homogenisierungsgrad erreicht.

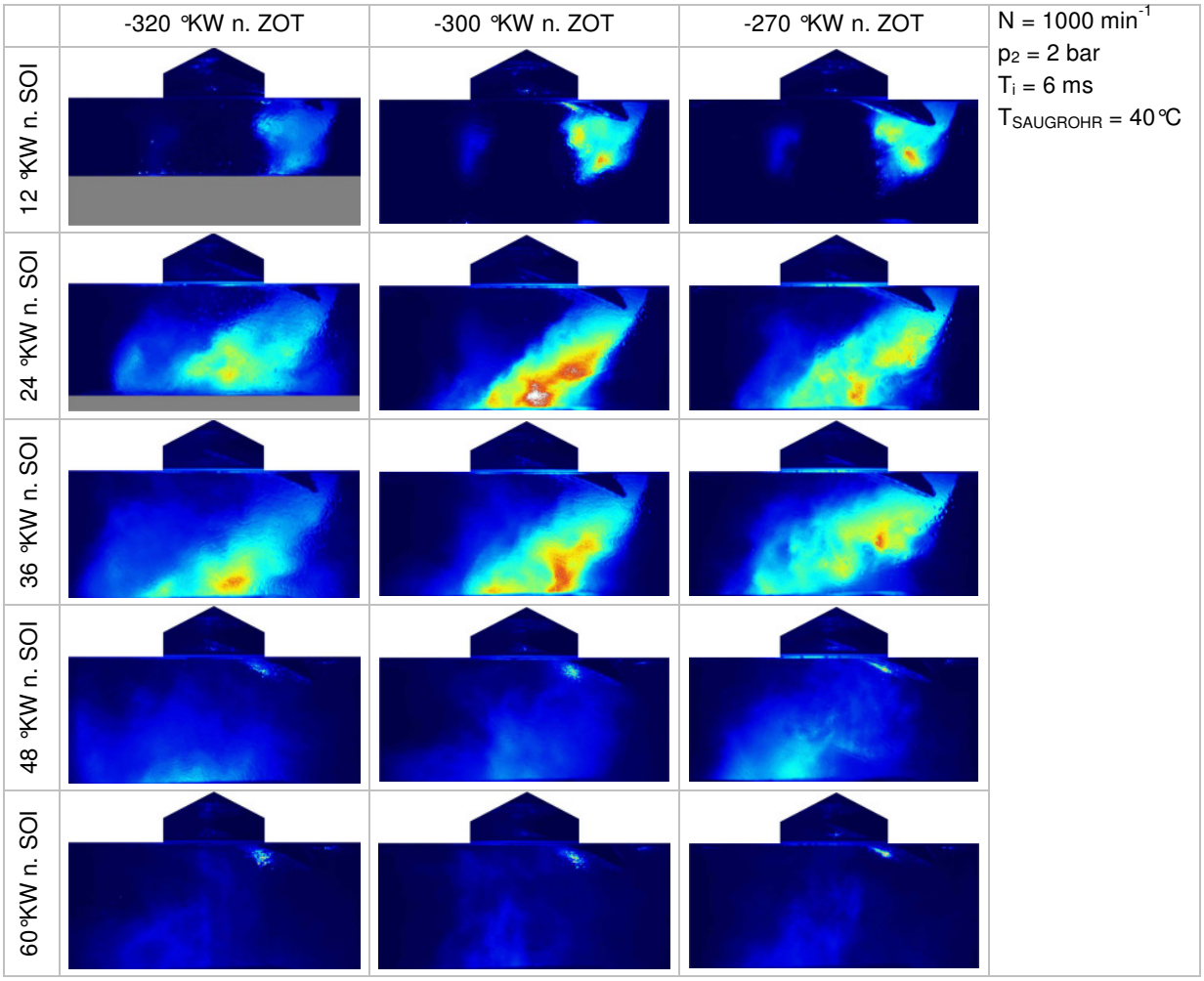


Abbildung 4.58: Einfluß des Ansteuerbeginns im Mie – Lichtschnitt

Fazit- Bei frühen, aber auch für einen Homogen-DE relativ späten Ansteuerbeginn kommt es zu einem Leistungdefizit infolge von Ladungswechsel- und Gemischbildungsvorgängen.
Die Rußemission verhält sich analog – frühe Ansteuerbeginne führen zu Kolbenbenetzung, späte Ansteuerbeginne bewirken unzureichende Gemischbildung und die Anwesenheit von flüssigem Kraftstoff zum Zündzeitpunkt. Beides führt zu Diffusionsverbrennung.

4.2.3.2 Spliteinspritzung

Unter Spliteinspritzung wird eine Aufteilung einer einfachen Einspritzung in zwei Einspritzungen verstanden. Dabei erfolgt die erste Einspritzung im Saughub, sodaß ein gut vorhomogenisiertes Grundgemisch erzeugt wird, die zweite Einspritzung im Kompressionshub. Ziel dieser Einspritzstrategie ist, durch die zweite, späte Einspritzung einerseits einen Innenkühlungseffekt zu erzielen und dadurch die Klopfneigung zu vermindern, andererseits erhofft man sich durch Schichtungseffekte ein fettes Zündgemisch bereitzustellen, um damit die Gemischentflammung zu beschleunigen.

Bei der hier gezeigten Versuchsreihe wurde der Einspritzzeitpunkt der Saughubeinspritzung auf dem leistungsoptimalem Einstellpunkt bei Einfacheinspritzung belassen. Variiert wurde jeweils das Verhältnis von Saughubeinspritzung zu Kompressionshubeinspritzung, sowie der Ansteuerbeginn der Kompressionshubeinspritzung.

Aus Abbildung 4.59 ist ersichtlich, daß mit zunehmendem Anteil der Kompressionshubeinspritzung, sowie mit späterem Ansteuerbeginn der zweiten Einspritzung tatsächlich ein Frühzug der Zündung ermöglicht wird. Die Klopfneigung wird durch eine Absenkung der Temperaturen im Endgas reduziert (Abbildung 4.60, rechtes Diagramm). Der positive Effekt auf das Lastverhalten bleibt jedoch aus. Ebenso zeigt sich, daß sich sowohl Zündverzug, als auch Brenndauern durch höhere KHDE – Anteile und spätere KHDE – Einspritzzeitpunkte verlängern. Weiters verschlechtert sich bei denselben Einstellparametern die Laufruhe.

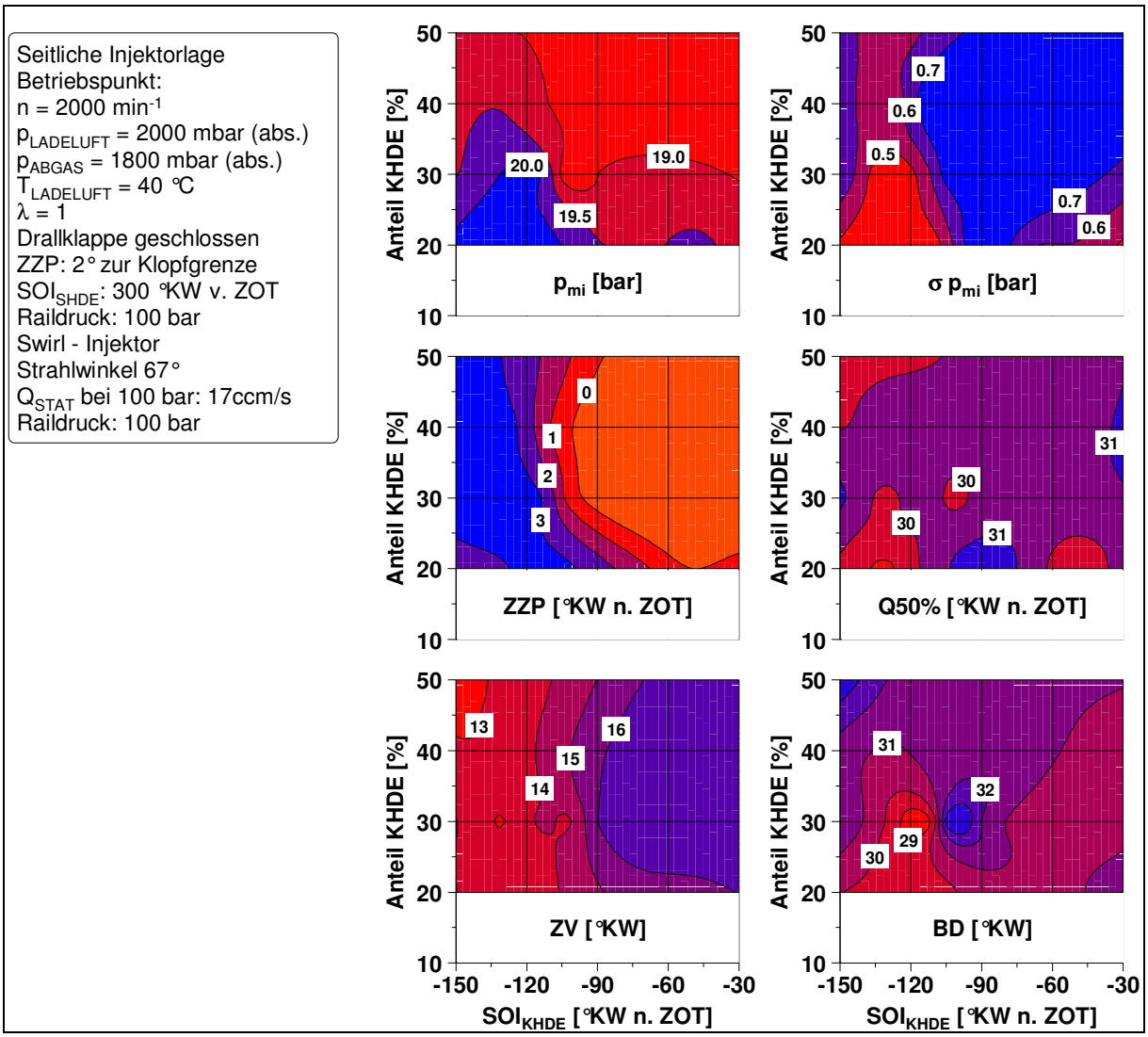


Abbildung 4.59: Einfluß der Spliteinspritzung auf das Brennverhalten

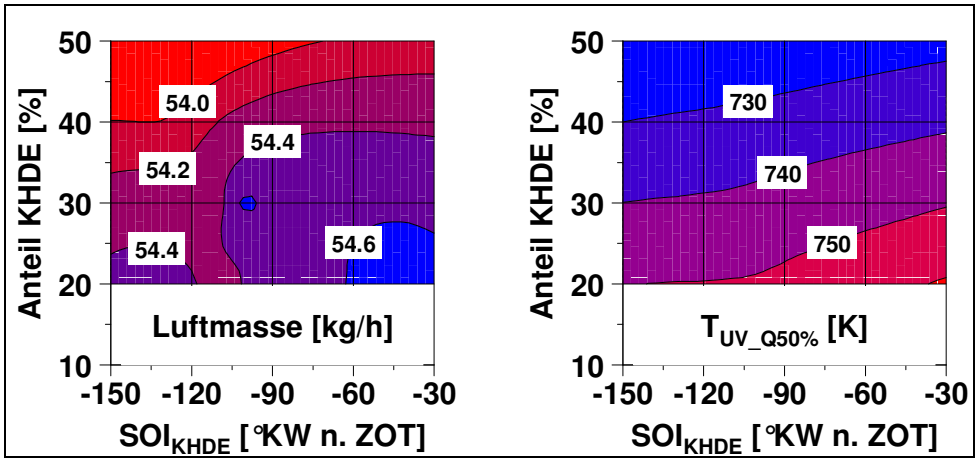


Abbildung 4.60: Einfluß der Spliteinsprtzung auf Luftmssenstrom und Endgastemperatur bei 50% Gemischumsatz

Eine erhoffte Wirkungsgrad- und Laststeigerung durch einen Frühzug der Zündung wird durch folgende Faktoren überkompensiert:

- Abnahme des Luftmassenstromes (Abbildung 4.60, linkes Diagramm)
- Verschleppte Verbrennung durch unzureichende Gemischbildung

Die Abnahme des Luftmassenstroms hat seine Ursache in dem größer werdenden Kraftstoffmassenanteil in der Kompressionshubeinspritzung. Je mehr Kraftstoff in den Kompressionshub (d.h. bei bereits geschlossenen Einlaßventilen) eingespritzt wird, desto weniger Luft kann durch die Ausnutzung von Verdampfungseffekten nachströmen (vgl. Kapitel 4.2.3.1).
Die mangelhafte Gemischbildung ist nicht nur anhand der schlechten Laufruhe, sondern auch an den Abgaswerten erkennbar (Abbildung 4.61). Der Rußertrag steigt mit späterer Lage der Kompressionshubeinspritzung sowie mit größer werdender Menge. Durch den späten Kraftstoffeintrag fehlt die zur Kraftstoffverdampfung und Homogenisierung benötigte Zeit, noch flüssige Kraftstoffanteile und überfettete Zonen brennen unter rußender Diffusionsflamme ab.
Auch die sehr hohen Restsauerstoffgehalte sprechen für eine mangelnde Homogenisierung. Bei höheren Kraftstoffanteilen nimmt der Restsauerstoffgehalt jedoch wieder ab, ebenso zeigen die Kohlenwasserstoffemissionen kein signifikantes Verhalten. Begründet kann diese Beobachtung dadurch werden, daß hier ein Großteil der im Brennraum entstehenden HC-Emissionen nachoxidiert werden kann.

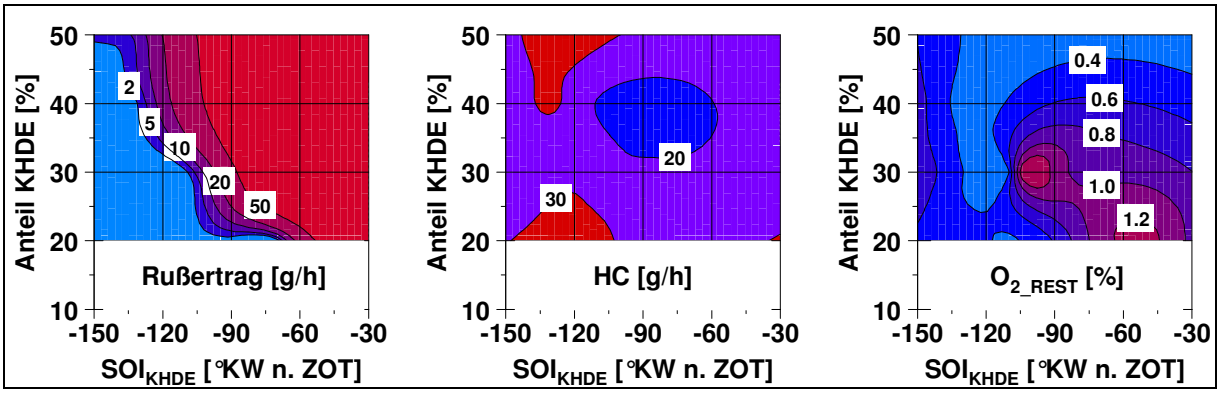


Abbildung 4.61: Einfluß der Spliteinspritzung auf das Emissionsverhalten

Fazit- Durch Spliteinspritzung kann ein Lastvorteil lediglich bis zu einem Einspritzverhältnis von 20:80 dargestellt werden. Bei höheren Einspritzraten in den Kompressionshub kann das Defizit im Luftmassenstrom aufgrund der fehlenden Verdampfungsenthalpie während der Ansaugphase nicht mehr durch besseres Klopfverhalten wettgemacht werden.
Die Rußemission tritt bei leistungsoptimaler Einstellung der Spliteinspritzung nicht auf. Sie steigt mit zunehmender Menge im Kompressionshub sowie später werdenden KHDE – Ansteuerbeginnen aufgrund von Gemischbildungsdefiziten an.

4.2.3.3 Getaktete Einspritzung

Im Gegensatz zur Spliteinspritzung wird unter getakteter Einspritzung ein Aufteilen der Kraftstoffmenge durch mehrmaliges Einspritzen des Kraftstoffes in ein vorher definiertes Kurbelwinkelintervall verstanden. Zum besseren Verständnis soll Abbildung 4.62 den Sachverhalt veranschaulichen. Gezeigt wird hier ein Einspritzvorgang mit 3 Takten, der Start der ersten Einspritzung erfolgt 300 °KW v. ZOT.
Die maximale Anzahl der Takte, aber auch die Länge des Einspritzintervalls (und damit der Taktabstand) wird durch das Öffnungs- und Schließverhalten des Injektors bestimmt. Bei dem in dieser Versuchsreihe verwendeten Injektor konnte mit einer maximalen Taktzahl von 10 bei einem Einspritzintervall von 120 °KW noch ein reproduzierbarer Betrieb dargestellt werden.

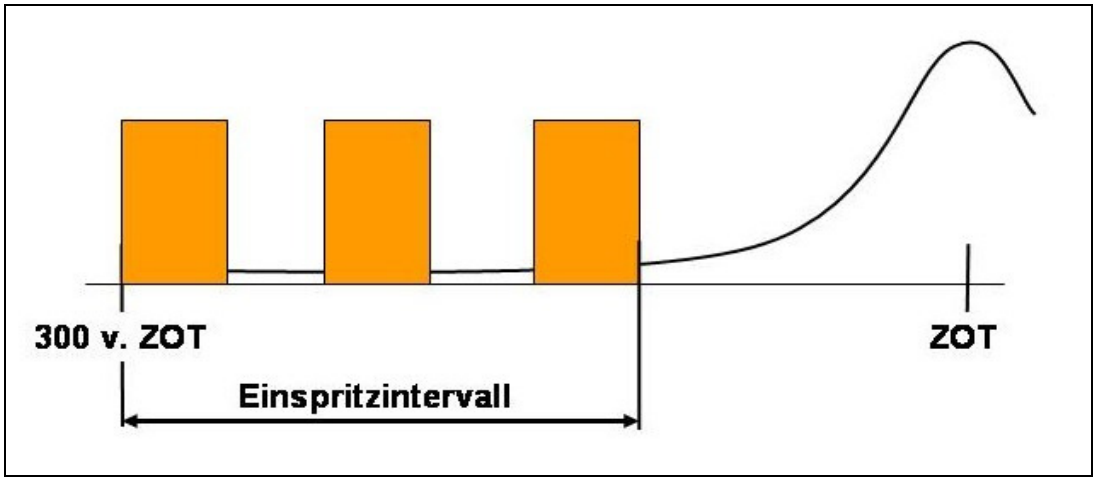


Abbildung 4.62: Getaktete Einspritzung

Ziel der getakteten Einspritzung ist, durch schrittweises Beimengen des Kraftstoffes zur einströmenden Luft die Durchmischung und Homogenisierung zu verbessern. Weiters verringert sich durch Absetzen eines kurzen Einspritzimpulses die Eindringtiefe des Sprays, eine Vermeidung von Kolbenbenetzung ist die Folge [81].

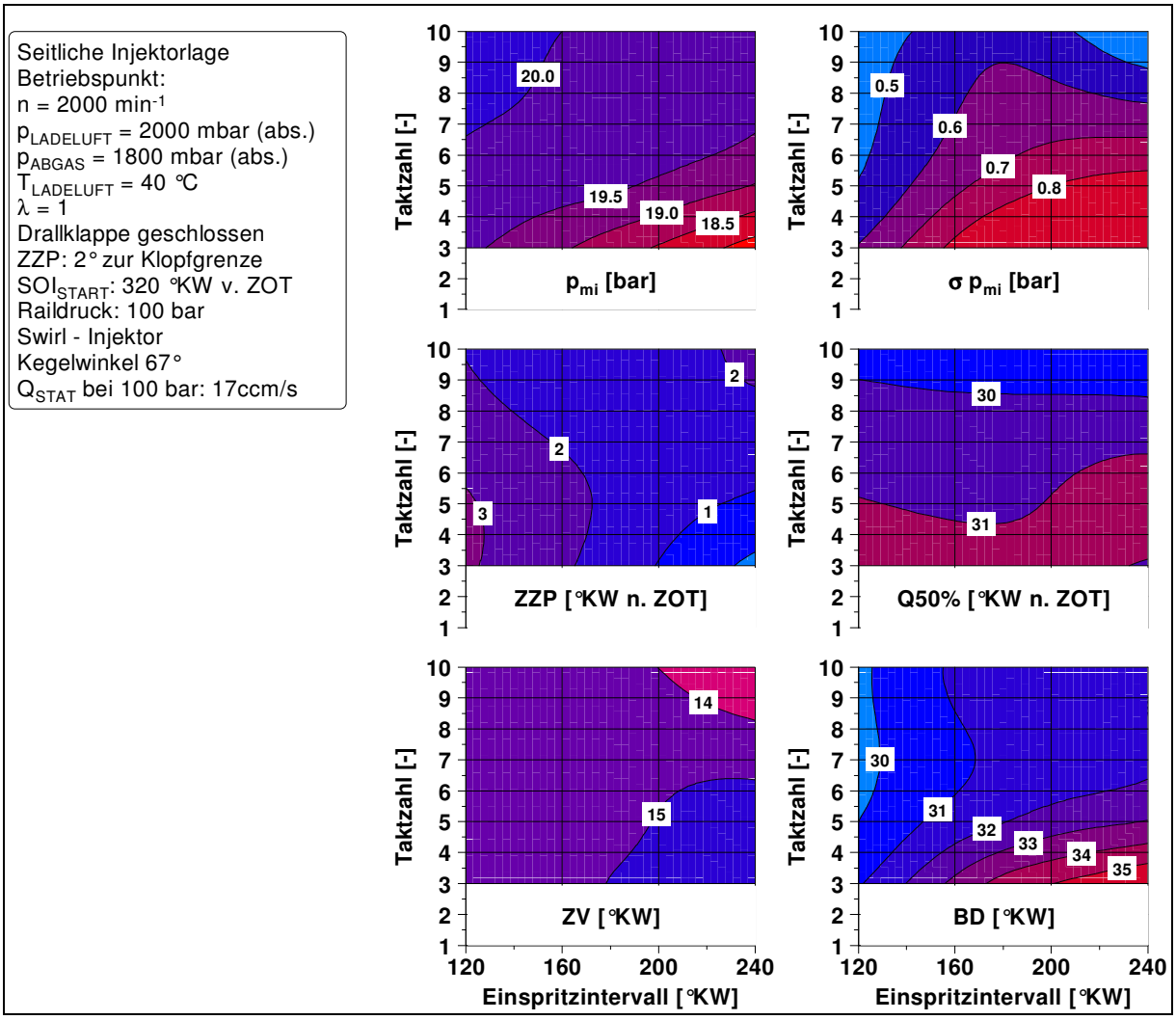


Abbildung 4.63: Einfluß der getakteten Einspritzung auf das Brennverhalten

Mit zunehmender Taktzahl ist eine beschleunigte Verbrennung mit der damit einhergehenden Steigerung der Last erkennbar. Taktung zeigt jedoch keinen signifikanten Einfluß auf das Klopfverhalten. Die früheren Zündzeitpunkte bei niedrigen Taktzahlen und großen Einspritzintervallen haben ihre Ursache in dem dortigen Kennfeldbereich festzustellenden Lastabfall und den damit einhergehenden niedrigeren Prozeßtemperaturen.

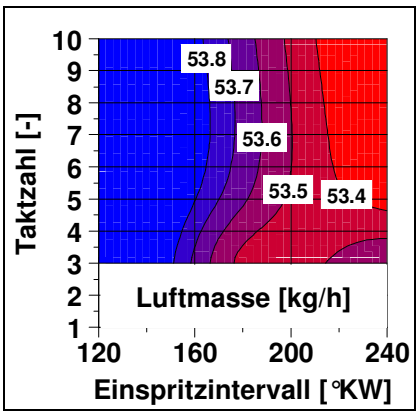


Abbildung 4.64: Einfluß der getakteten Einspritzung auf den Luftmassenstrom

Dieser Lasteinbruch wird durch den mangelnden Luftmassenstrom verursacht (Abbildung 4.64). Durch die länger werdenden Einspritzintervalle wird ein immer größer werdender Kraftstoffanteil in Kurbelwinkelbereiche eingespritzt, in denen die Einlaßventile bereits geschlossen sind. Dadurch werden Nachladeeffekte durch Kraftstoffverdampfung verhindert (siehe Kapitel 4.2.3.1).
Die beschleunigte Verbrennung hat ihre Ursache in der verbesserten Gemischbildung bei hohen Taktzahlen, erkennbar an der besser werdenden Laufruhe sowie an den Abgasemissionen (Abbildung 4.65).
Niedrige Restsauerstoffwerte und Rußemissionen deuten auf eine gute Homogenisierung des Gemisches hin. Allerdings nimmt die Gemischqualität bei langen Einspritzintervallen und hohen Taktzahlen ab. Bei solch einer Einspritzstrategie wird mehr Kraftstoff in den Kompressionstakt eingespritzt und kann bis zum Einsetzen der Verbrennung nicht mehr aufbereitet werden. Lokale Überfettungen und unverdampfter Kraftstoff haben erhöhte Ruß- und HC-Emission zu Folge. Dennoch ist eine Verbesserung der Rußemission bei Erhöhung der Taktzahl zu erkennen. Ab 8 Takten tritt jedoch ein Umkehreffekt auf, der Anteil des spät eingespritzen Kraftstoffes ist für eine akzeptable Gemischaufbereitung zu hoch.
Die niedrigen HC- Werte bei niedriger Taktzahl und langen Einspritzintervallen lassen, im Zusammenhang mit dem Restsauerstoffgehalt gesehen, auf eine Nachoxidation der unverbrannten Kohlenwasserstoffe schließen.

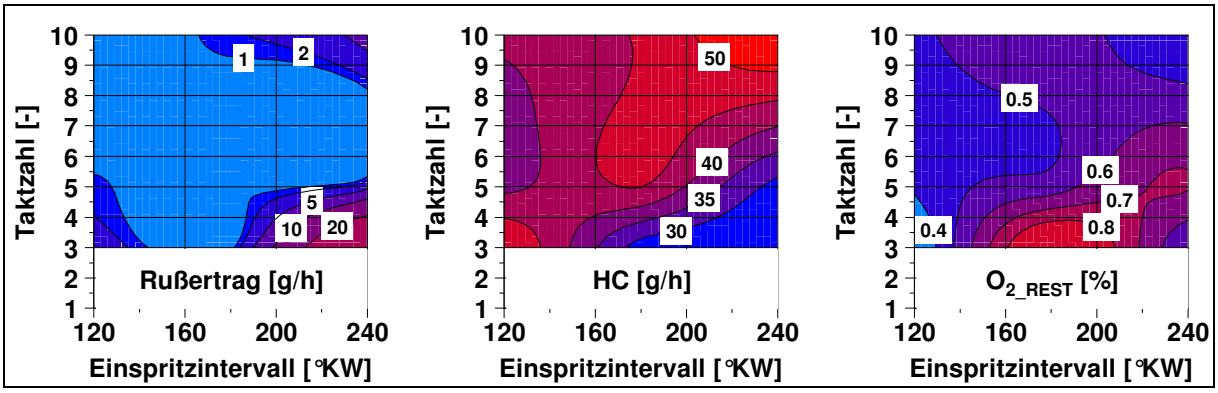


Abbildung 4.65: Einfluß der getakteten Einspritzung auf das Emissionsverhalten

Fazit- Zunehmende Taktzahl und ein nicht zu großes Einspritzfenster wirken sich bei getakteter Einspritzung positiv auf die Last aus. Ursache dafür sind eine verbesserte Gemischbildung gegenüber einer Einfacheinspritzung ohne Defizite auf durch die Kraftstoffverdampfung bewirkte Ladungswechseleffekte hinnehmen zu müssen.
Die Rußemission wird ebenfalls positiv durch Taktung beeinflußt. Allerdings hat eine zu hohe Kraftstoffkonzentration im Kompressionshub (bewirkt durch zu lange Einspritzintervalle und zu niedrigen Taktzahlen) aufgrund mangelnder Gemischhomogenisierung einen Anstieg des Rußertrages zur Folge.

5 Datenbewertung mittels Regressionsanalyse

Zur Wichtung der die Rußbildung begünstigenden Faktoren werden die Messergebnisse mittels Regressionsanalyse (siehe Kapitel 2.3.3) ausgewertet. Analysiert wurden ausschließlich Daten, die mit seitlicher Injektorlage gefahren wurden. Variationen des Gemischbildners bleiben unberücksichtigt.
Die Auswahl der die Rußemission beeinflussenden Parameter erfolgt nach Gesichtspunkten der Reaktionskinetik, insbesondere der Faktoren C/O – Verhältnis, Temperaturen sowie Reaktionszeiten. Als maßgebliche Größen wurden gewählt:

- Globales Lambda [-]
- Ansteuerbeginn SOI [°KW n. ZOT] als ausschlaggebende Größe für die Kolbenbenetzung
- Drallklappenstellung PORT [°] als zusätzliche Homogenisierungsmaßnahme
- Gemischbildungszeit t_{HOM} [ms], definiert durch den Zeitraum zwischen Ansteuerende und Zündzeitpunkt
- Maximale Temperatur im Verbrannten T_{MAX} [K] als reaktionskinetische Größe zur Rußbildung bzw. –nachoxidation
- Rußbildungsdauer t_{RUSS} [ms], definiert als Zeitraum zwischen Zündzeitpunkt und maximaler Temperatur im Verbrannten
- Rußoxidationsdauer t_{OXI} [ms], definiert als Zeitraum zwischen maximaler Temperatur im Verbrannten und Auslaß – Öffnet.
- Sauerstoffgehalt O_{2_REST} [%] im Abgas, ebenso als Maßstab für die Russoxidation

Bei der Definition der Rußbildungs- und Rußoxidationsdauer wird davon ausgegangen, daß die Rußbildung etwa der Brennstoffumsetzung und damit der Temperatur im Verbrannten folgt [82]. Um Wechselwirkungen zu vermeiden, wird der Ansteuerbeginn rechnerisch von der Gemischbildungsdauer entkoppelt.

Im Verlauf der Analyserechnung zeigt sich, daß die Faktoren Rußbildungsdauer und Restsauerstoffgehalt nach statistischen Gesichtspunkten keine signifikanten Koeffizienten ausweisen. Weiters werden für diese beiden Größen die reaktionskinetischen Zusammenhänge nicht richtig abgebildet. Ein Anstieg der Rußbildungsdauer würde eine Verringerung des Rußausstoßes bedeuten (Abbildung 5.1, links Diagramm), erst ab ca. 3,1 ms ist wieder ein Anstieg der Rußemission zu verzeichnen. Beide Sachverhalte (geringe Signifikanz und falsche Abbildung der Reaktionskinetik) zeigen, daß analog zur dieselmotorischen Verbrennung die Rußbildungsdauer auf die Rußemission auch beim homogen betriebenen Ottomotor eine untergeordnete Rolle spielt [79, 50].

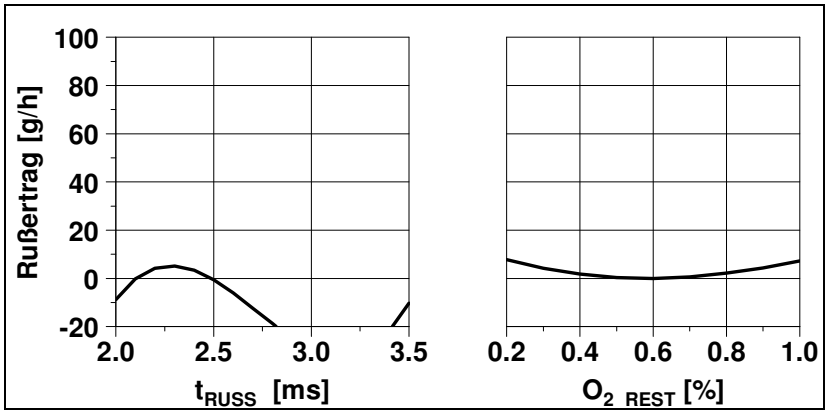


Abbildung 5.1: Vergleich Messung - Regression von Rußbildungsdauer und Restsauerstoffgehalt

Ähnliches gilt für den Restsauerstoffgehalt. Sowohl geringe, als auch hohe Sauerstoffgehalte bewirken – laut Regressionsanalyse – einen Anstieg der Rußemission. Durch die geringe Korrelation des Restsauerstoffgehaltes mit der Rußemission bestätigt sich der Sachverhalt, daß der Einfluß von molekularem Sauerstoff auf die Rußnachoxidation beim stöchiometrisch betriebenen Ottomotor als vernachlässigbar anzusehen ist (vgl. Kapitel 3.4.2.7).
Restsauerstoffgehalt und Rußbildungsdauer werden daher in weiterer Folge nicht mehr in der Regressionsanalyse berücksichtigt.

Das Ergebnis der Regressionsanalyse ist ein Polynom, daß die Rußemission in g/h errechnet. Formel 5-1 zeigt die unter Ausschluß von Rußbildungsdauer und Restsauerstoffgehalt ermittelte Gleichung. Die Koeffizienten wurden aus Gründen der besseren Darstellbarkeit standardisiert.

$$MRUSH =$$
$$-8{,}31\cdot LAMBDA^3 - 10{,}25\cdot LAMBDA^2 - 2{,}31\cdot LAMBDA + 6{,}49\cdot SOI^3 + 10{,}09\cdot SOI^2 - 4{,}55\cdot SOI +$$
$$+ 7{,}49\cdot PORT^3 + 4{,}19\cdot PORT^2 - 0{,}05\cdot PORT + 2{,}22\cdot T_{MAX}^3 + 0{,}41\cdot T_{MAX}^2 - 0{,}16\cdot T_{MAX} -$$
$$- 0{,}12\cdot t_{HOM}^3 - 15{,}64\cdot t_{HOM}^2 - 11{,}02\cdot t_{HOM} - 0{,}18\cdot t_{OXI}^3 - 1{,}54\cdot t_{OXI}^2 - 0{,}42\cdot t_{OXI} + 0{,}56$$

MRUSH…… Rußmassenemission [g/h]
LAMBDA……globales Luftverhältnis [-]
PORT……..Drallklappenstellung [°]
SOI……..Ansteuerbeginn [°KW v.ZOT]
T_{MAX}……..Prozessspitzentemperatur [K]
t_{HOM}……Homogenisierungsdauer [ms]
t_{OXI}……Rußoxidationsdauer [ms]

Formel 5-1: Ergebnispolynom der Regressionsanalyse

Die Regressionsgleichung wurde durch Methoden der Regressionsanalyse und Statistik auf Genauigkeit und Plausibilität überprüft. Die in Kapitel 2.3.3 beschriebenen Faktoren, die die Qualität der Regression beschreiben, sind in Tabelle 5-1 aufgelistet.

Multipler Korrelationskoeffizient	R^2 = 92,3% (Idealwert: 100%)
Vergleich Analyse – Mittelwerte	F-Wert = 38,2 (Idealwert >4)

Koeffizient	**Zufälligkeit des Koeffizienten, P-Wert (Idealwert: 0)**	**Signifikanz des Koeffizienten, T-Wert (Idealwert: Absolutbetrag > 2)**
Konstantterm	0.9605	2.049739
LAMBDA	0.55833	-2.58879
AB	0.30188	3.0419
TMAX	0.74129	2.33176
PORT	0.56462	2.57937
TOXI	0.96469	-2.044469
THOM	0.98568	-5.01803
$LAMBDA^2$	0.27439	-2.1036
AB^2	0.00021488	5.9538
$TMAX^2$	0.94207	2.072995
$PORT^2$	0.84836	2.19209
$TOXI^2$	0.5207	-2.64627
$THOM^2$	0.036332	-7.1438
$LAMBDA^3$	0.094088	-2.7026
AB^3	5.62E-14	-11.8907
$TMAX^3$	0.88443	-2.146
$PORT^3$	0.99289	-2.0089559
$TOXI^3$	0.55903	-2.58774
$THOM^3$	9.45E-06	-8.8639

Tabelle 5-1: Koeffizienten des Rußmodells und Bewertungsfaktoren

Zur Veranschaulichung der Regressionsgüte zeigt Abbildung 5.2 eine Gegenüberstellung der Regressionswerte zu den Meßergebnissen.

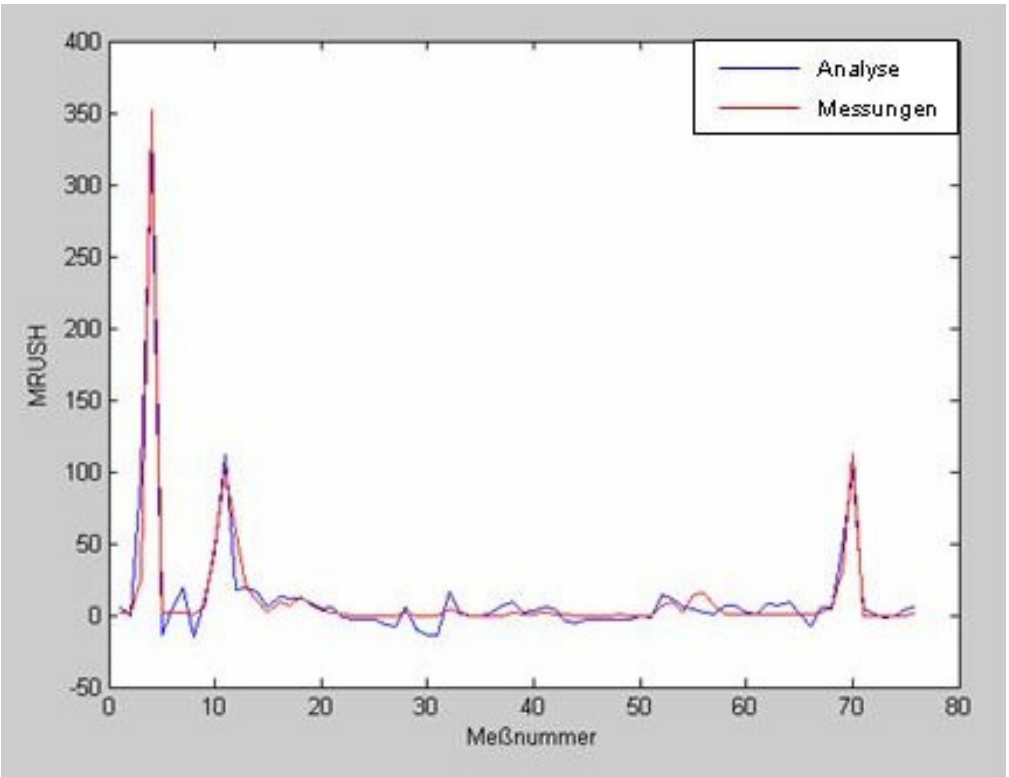


Abbildung 5.2: Vergleich Regressionsanalyse - Messungen

Um einen Eindruck davon zu erhalten, wie die einzelnen Faktoren zu wichten sind, wurde zusätzlich für jeden Faktor für sich die Gleichung aufgelöst und in Abbildung 5.3 graphisch dargestellt. Für die Menge der Variablen wurden Wertebereiche gewählt, die auch in den Messungen aufgetreten sind.

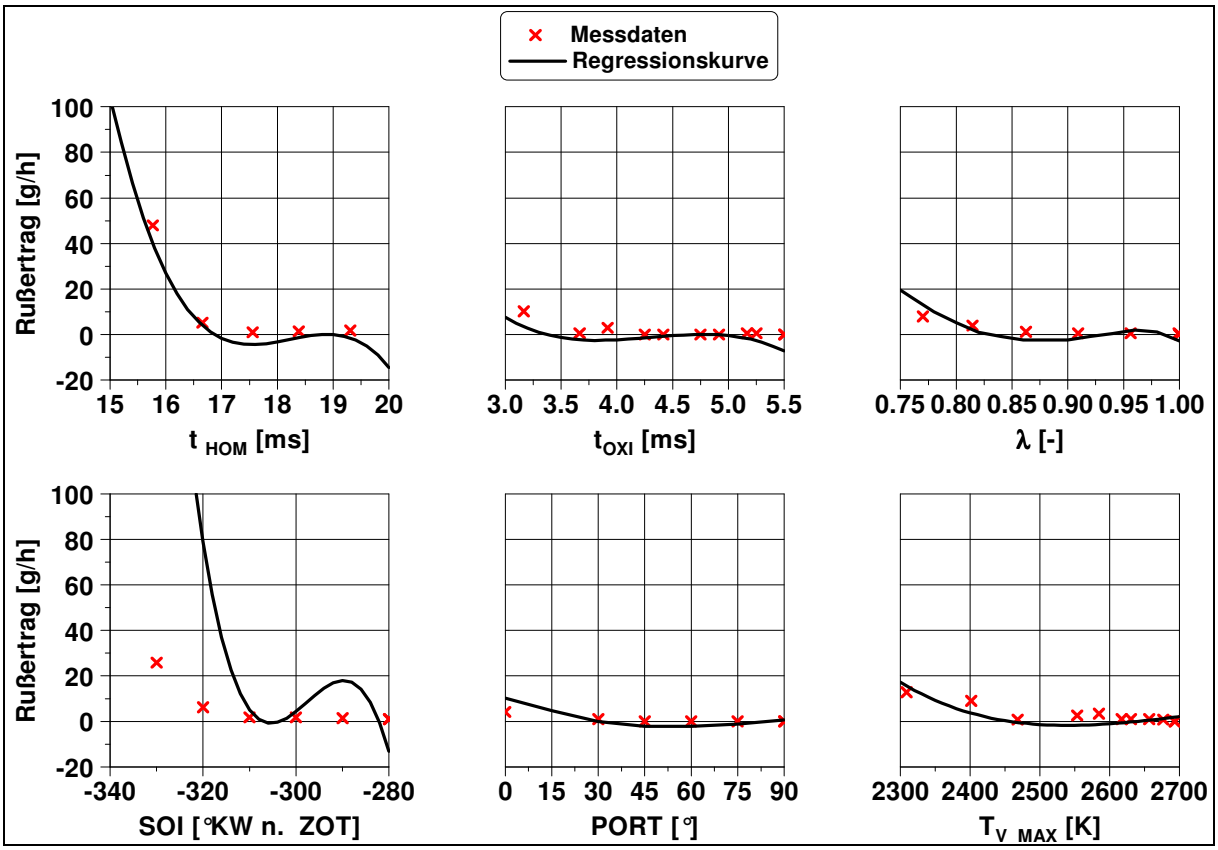


Abbildung 5.3: Auflösung der Einzelfaktoren der Regresssionsanalyse

Ersichtlich ist, daß die Regressionsanalyse alle gewählten Faktoren qualitativ richtig abbildet. Lediglich die Regressionskurve des Ansteuerbeginns zeigt starke Defizite in der Beschreibung der Meßdaten. Durch den plötzlichen, überproportional starken Rußanstieg wird die Ausgleichskurve stark verfälscht.

Dennoch ist sichtbar, daß der Ansteuerbeginn und damit die Brennraumwandbenetzung sowie die Gemischbildungsdauer die maßgebliche Größen für die Rußemission am Ottomotor sind. Erkennbar ist der starke Einfluß der beiden Faktoren auch anhand der starken Signifikanz der beiden Faktoren (vgl. Tabelle 5-1). Der immense Einfluß der beiden Größen auf die Rußemission läßt den Schluß zu, daß vor allem die Diffusionsverbrennung von flüssigem Kraftstoff zur Rußbildung führt.
Degressive Auswirkungen auf die Rußemission hat auch die maximale Temperatur im Verbrannten, hier Repräsentant für das für Rußbildung und -nachoxidation verantwortliche Temperaturniveau. Hier spiegelt sich der Ansatz wieder, daß mit einer sehr heißen, d.h. guten Verbrennung auch niedrige Rußemissionen zu erwarten sind. Das hohe Temperaturniveau verhindert einerseits die Rußentstehung, andererseits wird dadurch bewirkt, daß trotz niedriger Anteile molekularen Sauerstoffs die Rußnachoxidation über das

OH-Radikal begünstigt wird [50]. Weiters läßt sich daraus auch schließen, daß bei höheren Aufladegraden und damit höheren Lasten und Prozeßtemperaturen kein Ansteigen des Rußertrages zu erwarten ist.
Vergleichsweise geringe Auswirkung hat die Nachoxidationszeit auf die endgültige Rußemission. Hier zeigt sich ebenso der Trend, daß bei guter Verbrennung und damit längerem Zeitraum zwischen maximaler Temperatur im Verbrannten und Auslaß-Öffnet, der in diesem Fall die Rußoxidationsdauer darstellt bzw. gemäß Definition einer kürzeren Rußbildungsdauer, kein erhöhter Rußaustoß auftreten sollte.
Die Drallklappe als zusätzliche Maßnahme zur Gemischbildung und Homogenisierung zeigt für sich einen relativ geringen Einfluß auf die Rußemission. Eine Verringerung der Rußemission durch Anhebung des Ladungsbewegungniveaus wird vor allem durch das Zusammenwirken der Faktoren

- Gemischhomogenisierung
- Erhöhung der Prozesstemperaturen und damit Schaffung der für rußarme Verbrennung notwendigen reaktionskinetischer Randbedingungen
- Beschleunigung der Zündeinleitung und Brenndauer, dadurch ergibt sich eine längere Rußnachoxidationsdauer

Erstaunlich erscheint die Tatsache, daß das globale Lambda einen vergleichsweise geringen Einfluß auf die Rußemission hat. Offensichtlich scheint sich dadurch die Theorie zu bestätigen, daß bei idealster Homogenisierung trotz niedriger Luftverhältnisse ein rußfreier Betrieb möglich scheint [8].

6 Diskussion der Ergebnisse

Die Versuche am Einzylinderaggregat zeigen, daß sich gute Gemischbildung im Allgemeinen positiv sowohl auf das Leistungs- als auch auf das Rußemissionsverhalten auswirkt. Abbildung 6.1 zeigt eine Zusammenfassung aller Messdaten hinsichtlich Last und Rußemission unter den angeführten Randbedingungen. Die ebenfalls dargestellte Ausgleichsgerade macht deutlich, daß sich gute Leistungsdaten und niedrige Rußemission nicht ausschließen. Ein Trade-Off ist nur dann festzustellen, wenn Zylinderladungs- und Verbrennungseffekte die Auswirkungen guter Gemischbildung und Homogenisierung überkompensieren.

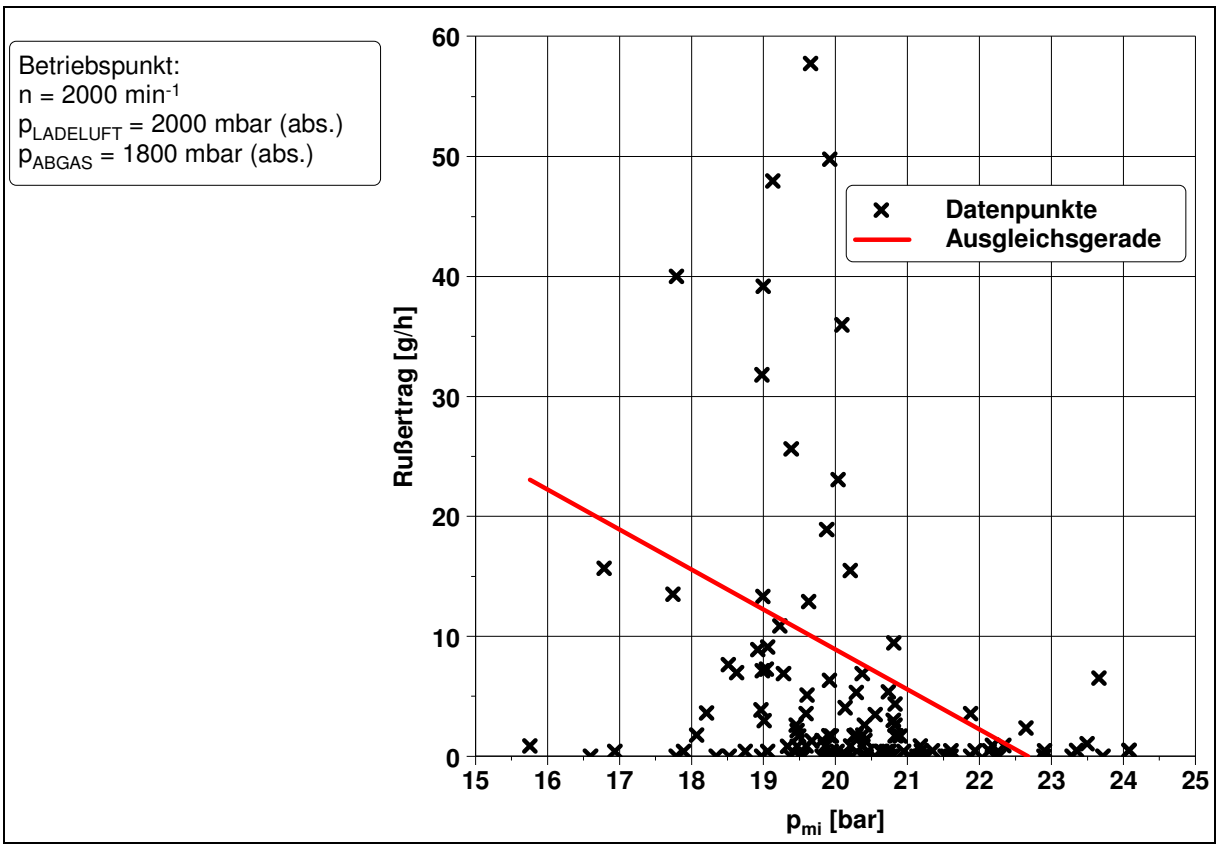


Abbildung 6.1: Zusammenfassung der Meßergebnisse

Der durch die oben beschriebenen Effekte verursachte Trade-Off, das bedeutet ein Abweichen von der Forderung nach möglichst hoher Leistung bei minimaler Rußemission ist bei Variation folgender Parameter festzustellen:

- Ladelufttemperatur
- Kühlmitteltemperatur
- Bendingwinkel bei seitlicher Injektorlage
- Seitliche und zentrale Injektorlage

Eine geringe Ladelufttemperatur wirkt sich durch die dadurch bedingte höhere Luftdichte

positiv auf das Lastverhalten aus. Bei späten Ansteuerbeginnen verschlechtert sich jedoch die Kraftstoffverdampfung bis zum Zündzeitpunkt, hohe Rußemissionswerte sind die Folge.
Analoges gilt für die Kühlmitteltemperatur, allerdings wird hier die Rußemission vor allem durch das schlechter werdende Abdampfverhalten des Kraftstoffes von den Brennraumwänden bestimmt.
Ein flacher Einspritzwinkel wirkt sich, aufgrund der besseren Zündeinleitung durch fette Gemischzonen in Zündkerzennähe, ebenfalls positiv auf die Leistung aus. Durch vermehrte Brennraumwandbenetzung, insbesondere des Brennraumdaches, wird bei der verwendeten Versuchskonfiguration jedoch beim Einsatz flacher Einspritzwinkel ein Anstieg der Rußemission hervorgerufen. Um diesen Trade-Off zu entschärfen scheint der Einsatz eines Flachstrahlinjektors als zielführend.
Bei einem Vergleich der Injektorlagen ist festzustellen, daß sich kurze Brennwege (zentrale Zündkerzenlage) positiv auf das Lastverhalten auswirken. Die zentrale Injektorlage bewirkt hingegen bessere Gemischaufbereitung und damit geringere Rußemissionen.

Ein Übertrag der Resultate der in Kapitel 5 durchgeführten Regressionsanalyse auf andere Versuchsergebnisse ist nur bedingt möglich. Dennoch sind gewisse Rückschlüsse auf andere Versuchsreihen zulässig.
So zeigt Abbildung 6.2 eine Gegenüberstellung der Rußemissionen bei unterschiedlichen Drehzahlen, die bei vergleichbaren Lasteinstellungen gefahren wurden.

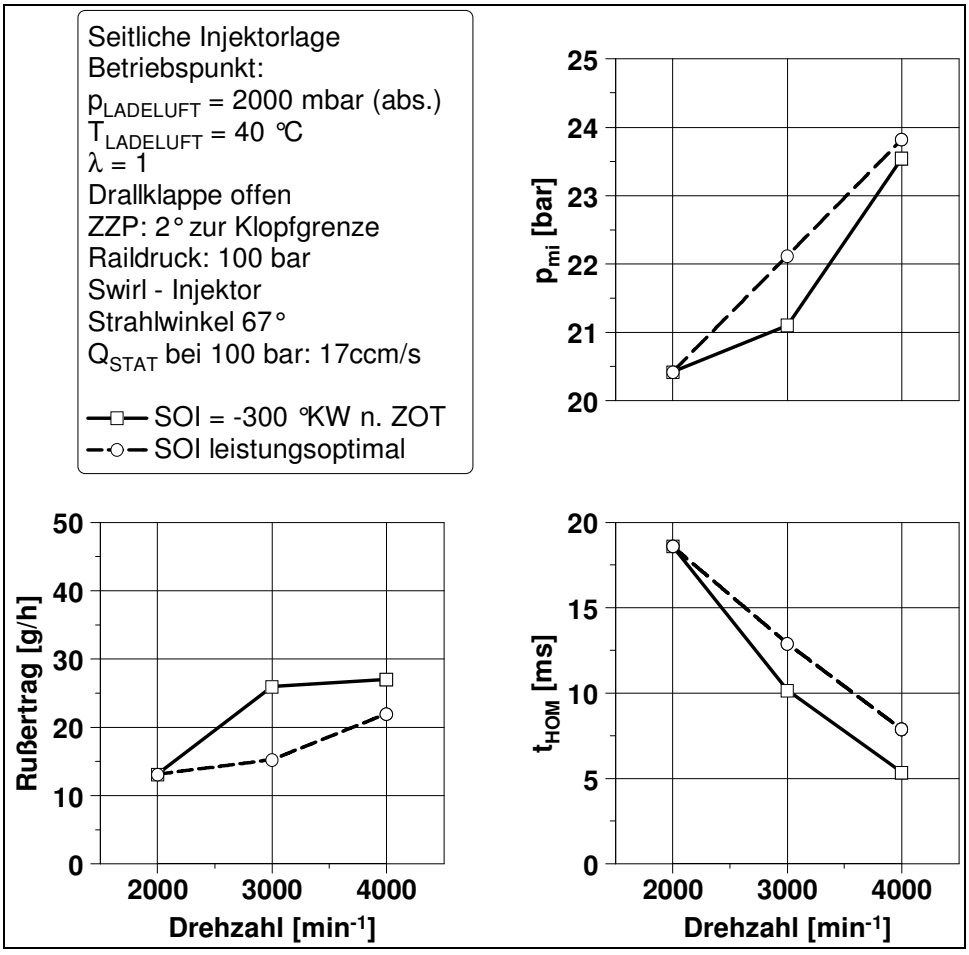


Abbildung 6.2: Einfluß der Drehzahl auf die Rußemission

Selbst bei leistungsoptimaler (und somit auch rußoptimaler) Einstellung ist ein Anstieg der Rußemission bei zunehmender Drehzahl zu erkennen. Die Problematik der Kolbenbenetzung als Rußfaktor wird durch die höheren Kolbengeschwindigkeiten, aber auch durch die höheren Kolbentemperaturen und der damit verbundenen besseren Kraftstoffverdampfung entschärft. Erkennbar ist diese Tatsache, daß sich trotz früherem Ansteuerbeginn die Rußemission bei 4000 min^{-1} nur relativ geringfügig von der Emission bei einem Ansteuerbeginn von -300° KW n. ZOT unterscheidet. Die bei hohen Drehzahlen fahrbaren, früheren Zündzeitpunkte bewirken einerseits höhere Spitzentemperaturen, andererseits längere Rußnachoxidationsdauern, beide Faktoren sollten sich günstig auf die Rußemission auswirken. Ebenso ist aufgrund des mit steigender Drehzahl angehobenen Turbulenzniveaus eine verbesserte Gemischbildung zu erwarten. Dennoch überwiegt der Einfluß der geringer werdenden Gemischbildungsdauer, hervorgerufen einerseits durch die höheren Drehzahlen, andererseits durch den schon oben erwähnten Frühzug der Zündung, der eine Verringerung des zeitlichen Abstandes von Einspritzende bis zum Beginn der Verbrennung bewirkt. Offensichtlich sind die sich ergebenden Kraftstoffaufbereitungszeiten von unter 15 ms nicht ausreichend, um zu verhindern, daß sich zum Zeitpunkt der Entflammung noch flüssige Kraftstofftröpfchen vor der Flammenfront befinden, die in weiterer Folge diffusiv verbrennen.

Hinsichtlich einer ‚rußoptimalen' Auslegung der Injektorparameter läßt sich die Aussage treffen, daß sich höhere Raildrücke aufgrund von Lufterfassungs- und Gemischbildungseffekten positiv auf das Lastverhalten auswirken. Die mit den bei höheren Raildrücken kleiner werdenden Tröpfchendurchmesser wirken sich ebenso positiv auf die Kraftstoffaufbereitung und damit auf die Rußemission aus. Allerdings wird durch den größer werdenden Einspritzimpuls die Kolbenbenetzung verstärkt, der bei der untersuchten Drehzahl einen Anstieg der Rußemission bewirkt. Ob sich eine möglichst hohe Druckspreizung gut eignet, um bei höheren Drehzahlen die Rußproblematik zu entschärfen, sei an dieser Stelle zur Diskussion gestellt. Da sich die durch eine Druckerhöhung bewirkte Durchflußsteigerung ebenso wie die Verkleinerung der Tröpfchendurchmesser lediglich wurzelproportional verhält, macht den Einsatz eines Hochdruckhydrauliksystems letztendlich von den Auswirkungen auf das Gesamtmotorkonzept abhängig. In diesem Zusammenhang als kritisch sind vor allem die notwendige Antriebsleistung der Hochdruckpumpe für Einspritzdrücke > 200 bar und das damit verbundene Defizit beim effektiven Wirkungsgrad sowie die beim Betrieb im gesamten Motorkennfeld notwendige hohe Dynamik des Hydrauliksystems zu betrachten.

Die Versuche zur Variation des Strahlkegelwinkels haben gezeigt, daß eine Verringerung des Strahlkegelwinkels zu einem Leistungs- und Emissionsdefizit führen. Kleinere Strahlkegelwinkel verkleinern das Applikationsfenster des Ansteuerbeginns hinsichtlich Rußemission. Große Eindringtiefen bewirken starke Kolbenbenetzung, ein Spätzug der Einspritzung führt zu geringer Gemischaufbereitungszeit mit den bereits weiter oben erwähnten Nachteilen in Hinblick auf den Rußertrag. Die rußoptimalen Einstellungen liegen bei der untersuchten Drehzahl aufgrund der sich bereits schließenden Einlaßventile zu spät, um einen durch Kraftstoffverdampfung hervorgerufener Nachladeffekt zu nutzen.

Der in diesem Zusammenhang untersuchte Vergleich des Injektorkonzeptes hat ergeben, daß sich bei leistungsoptimaler Einstellung bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} nur

geringfügige Unterschiede zwischen einem Drallinjektor und einem Mehrlochinjektor hinsichtlich Leistung und Rußemission ergeben. Für den Einsatz eines Drallinjektors spricht, daß in Hinblick auf höhere Drehzahlen aufgrund der prinzipbedingten besseren Gemischaufbereitung frühere Ansteuerbeginne gefahren werden können (siehe Kapitel 4.2.2.2). Dadurch wird bei hohen Drehzahlen die Problematik der mangelnden Gemischbildungszeit entschärft.
Dem entgegenzuhalten ist die Tatsache, daß Drallinjektoren bei zunehmenden Gegendrücken (die beim Übergang zu höheren Aufladegraden gegeben sind) die Eigenschaft besitzen zu ‚kollabieren', d.h. aufgrund des Gegendruckes kann der Strahlkegel nicht mehr ausgebildet werden. Die Folge dieses Effektes sind hohe Eindringtiefen und eine zu hohe Kraftstoffkonzentration innerhalb des Einspritzstrahles. Beim Mehrlochinjektor bleibt der Strahlkegel prinzipbedingt auch in hochlastigen Betriebspunkten erhalten. Da der Einsatz größerer Strahlwinkel nicht zielführend ist (siehe Kapitel 4.2.2.2), ist es Aufgabe der Injektorhersteller durch Gestaltung der Einspritzlöcher den Strahlaufbruch und das Eindringverhalten zu optimieren.

Eine Steigerung des Injektordurchflusses führt bei der untersuchten Drehzahl zu einem Leistungsabfall und weiters zu einem Anstieg der Rußemissionen. Beide Effekte haben ihre Ursache in der mangelhaften Gemischaufbereitung. Hohe statische Injektordurchflüsse führen bei einer Einfacheinspritzung zu einer kompakten Gemischwolke im Brennraum, die durch die Ladungsbewegung nur unzureichend homogenisiert wird.
Dennoch ist der Übergang zu höheren Durchflüssen die wesentliche Stellgröße, um bei hohen Drehzahlen die Gemischbildungsdauer zu verlängern und damit die Rußemission abzusenken. Die Gemischbildungsnachteile im unteren Drehzahlbereich können durch getaktete Einspritzung, die eine bessere Zumischung von Kraftstoff zur einströmenden Luft bewirkt, kompensiert werden (vgl. Kapitel 4.2.3.3).
Schwierig gestaltet sich allerdings die Darstellung des Leerlaufs bzw. der Niedrigstlastpunkte (vgl. Kapitel 3.2.5.1). Abgesehen von der Druckspreizung mit den oben genannten Nachteilen bietet sich lediglich die Möglichkeit entweder durch eine Verkürzung der Mindestansteuerdauer oder durch eine Variabilität des Kraftstoffaustrittsquerschnittes die Mengenspreizung zu erhöhen. Eine Verkürzung der Ansteuerdauern scheint hier der sinnvollere Weg zu sein, da dadurch einerseits die erforderliche Niedrigstlastmenge, als auch die getaktete Einspritzung dargestellt werden kann.

Spliteinspritzung bewirkt zwar eine geringere Klopfanfälligkeit, der erhoffte Effekt des Frühzugs der Zündung auf die Leistungsabgabe bleibt jedoch aus (siehe Kapitel 4.2.3.2). Negativ ist hier vor allem die ansteigende Rußemission durch die späte, zweite Einspritzung zu bewerten. Eine Anwendung ist aufgrund der überwiegenden Nachteile, letztendlich aber auch durch die hohen Anforderungen an das Einspritzsystem, nicht sinnvoll.

Modifikationen am Ladungswechsel zeigen keinen signifikanten Einfluß auf die Rußemission. Bei der Gewährleistung eines ausreichenden Spülgefälles lassen sich durch Ausnutzung von Scavenging – Effekten (Ausspülen von Restgas, fettes Brennraumlambda) hohe Mitteldrücke darstellen.

Zur Beurteilung der in dieser Arbeit verwendeten Tools ist zu sagen, daß durch deren Anwendung sehr gute Aussagen zum Leistungs- und Rußemissionsverhalten möglich sind.

Anhand der hier gewonnenen Erkenntnisse sind dem Entwicklungsingenieur allein durch die Kenntnis von Abgaswerten, Zylinderdruckverlauf und Injektordaten Aussagen über das Rußemissionsverhalten möglich.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassend lassen sich folgende Aussagen bezüglich Leistungs- und Rußverhalten direkteinspritzender, aufgeladener Ottomotoren treffen:

- Im Allgemeinen gibt es keinen Widerspruch zwischen Leistung und Rußemission
- Ein Trade-Off-Verhalten tritt lediglich dann auf, wenn erhöhte Zylinderladung, Ladungsschichtungseffekte und bessere Brennbedingungen die Leistungsnachteile infolge mangelnder Gemischbildung überkompensieren.
- Die wesentliche Einflußgröße auf die Rußemission beim hochaufgeladenen DE-Ottomotor ist die Diffusionsverbrennung von unzureichend aufbereitetem Kraftstoff, verursacht durch Brennraumwandbenetzung und mangelnder Gemischbildungsdauer.
- Zu höheren Drehzahlen hin entschärft sich das Problem der Rußenstehung durch Kolbenbenetzung, dennoch steigt die Rußemission infolge mangelnder Gemischbildungsdauer an.
- Ladungsbewegungsmaßnahmen zeigen positiven Einfluß auf Brennverhalten (Zündeinleitung und Brenngeschwindigkeit) und Rußemission, letztendlich durch die vorteilhafte Auswirkung auf Gemischqualität, Temperaturniveau und Rußoxidationsdauer.
- Rußbildungsdauer und Restsauerstoffgehalt sind hinsichtlich Rußemission vernachlässigbare Größen.
- Der Einfluß niedriger Luftzahlen auf die Rußemission ist als gering anzusehen.
- Hohe Injektordurchflüsse kombiniert mit getakteter Einspritzung bieten das größte Potential, um eine rußfreien Betrieb im gesamten Motorkennfeld zu ermöglichen.

Heutige Hochaufladungskonzepte werden mit effektiven Mitteldrücken bis etwa 20 bar betrieben. Der Wunsch der Automobilhersteller, durch möglichst entdrosselten Betrieb den Kraftstoffverbrauch noch weiter abzusenken, läßt bereits jetzt den Trend erkennen, daß zukünftige aufgeladene Motoren mit noch höheren Aufladegraden auf den Markt kommen werden. Fahrzeuge, die sich heutzutage im Entwicklungsstadium befinden, zeigen, daß effektive Mitteldrücke bis etwa 25 bar sowohl aus Fahrbarkeits- als auch aus Kostensicht denkbar sind. Für die Konzeption eines DE-Hochaufladungskonzeptes mit dem solche Mitteldrücke erreicht werden sollen sind daher aus den in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnissen für einen ruß- und leistungsoptimalen Betrieb folgende brennverfahrensseitigen Maßnahmen zu treffen:

- **Brennraumgestaltung:** Eine zentrale Zündkerzenlage mit kurzen Brennwegen ist einem anderen Konzept vorzuziehen. Emissionnachteile können durch geeignete Gemischbildungstrategien bzw. Injektorkonzepte abgefangen werden.
- **Ladungsbewegung:** Durch entsprechende Kanalgestaltung ist ein möglichst hohes Turbulenzniveau anzustreben. Ladungsbewegungsmaßnahmen, die noch im Expansionshub wirksam sind, wie Drall oder Quetschflächen, versprechen einen besseren Wirkungsgrad bei niedrigen Drehzahlen, eine Entschärfung der

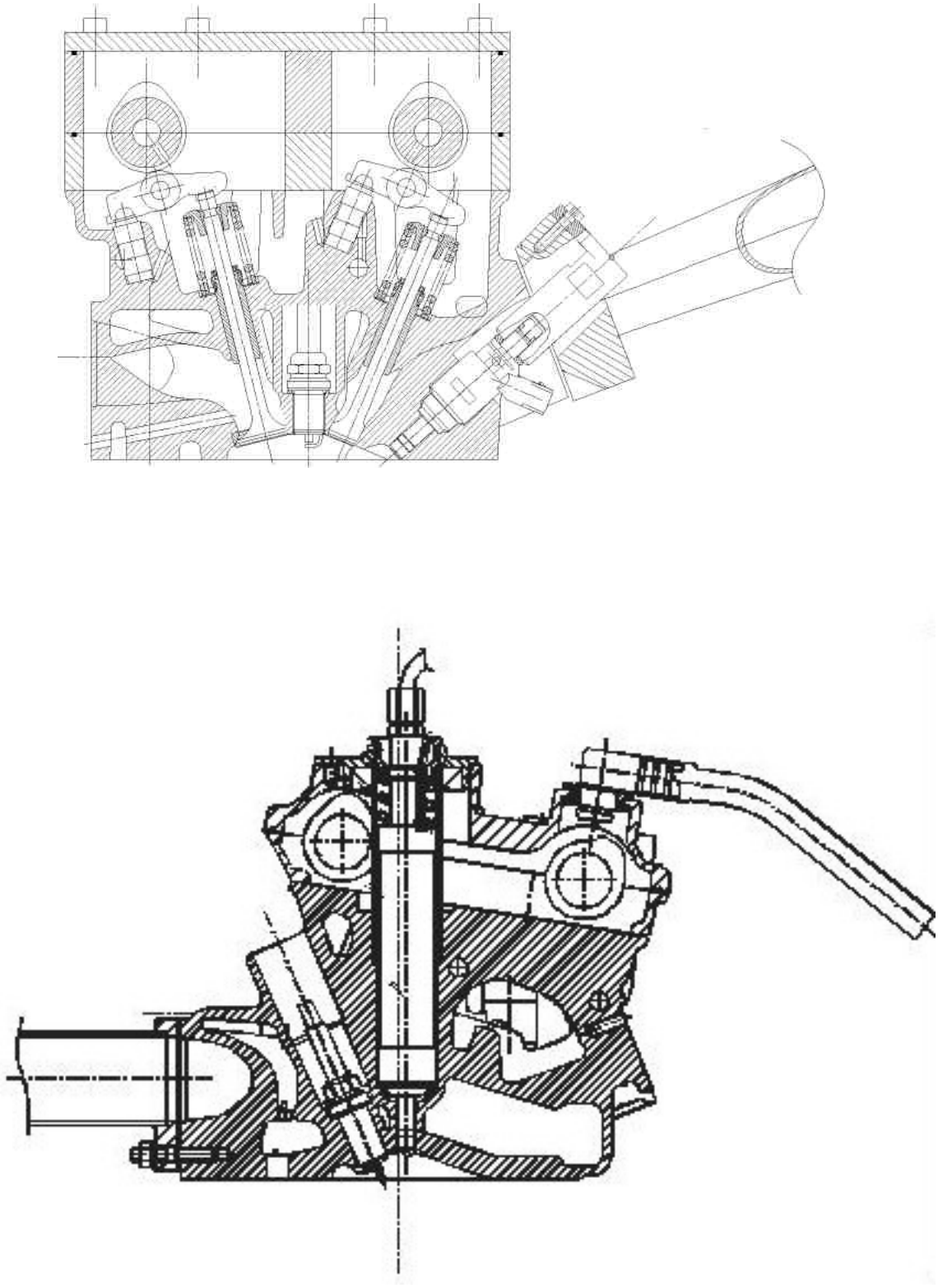
Problematik der Bauteilschutzanfettung, aber auch eine trotz niedriger Sauerstoffgehalte verbesserte Rußnachoxidation.

- **Ladungswechsel:** Anzustreben ist ein möglichst geringer Abgasgegendruck durch eine Verbesserung des Wirkungsgrades der Abgasturbine. Einerseits wird dadurch die Ladungswechselarbeit vemindert, andererseits das notwendige positive Spülgefälle zur Ausnutzung von Scavenging – Effekten realisiert. Scavenging erfordert zu dem die Darstellbarkeit von großen Ventilüberschneidungen.

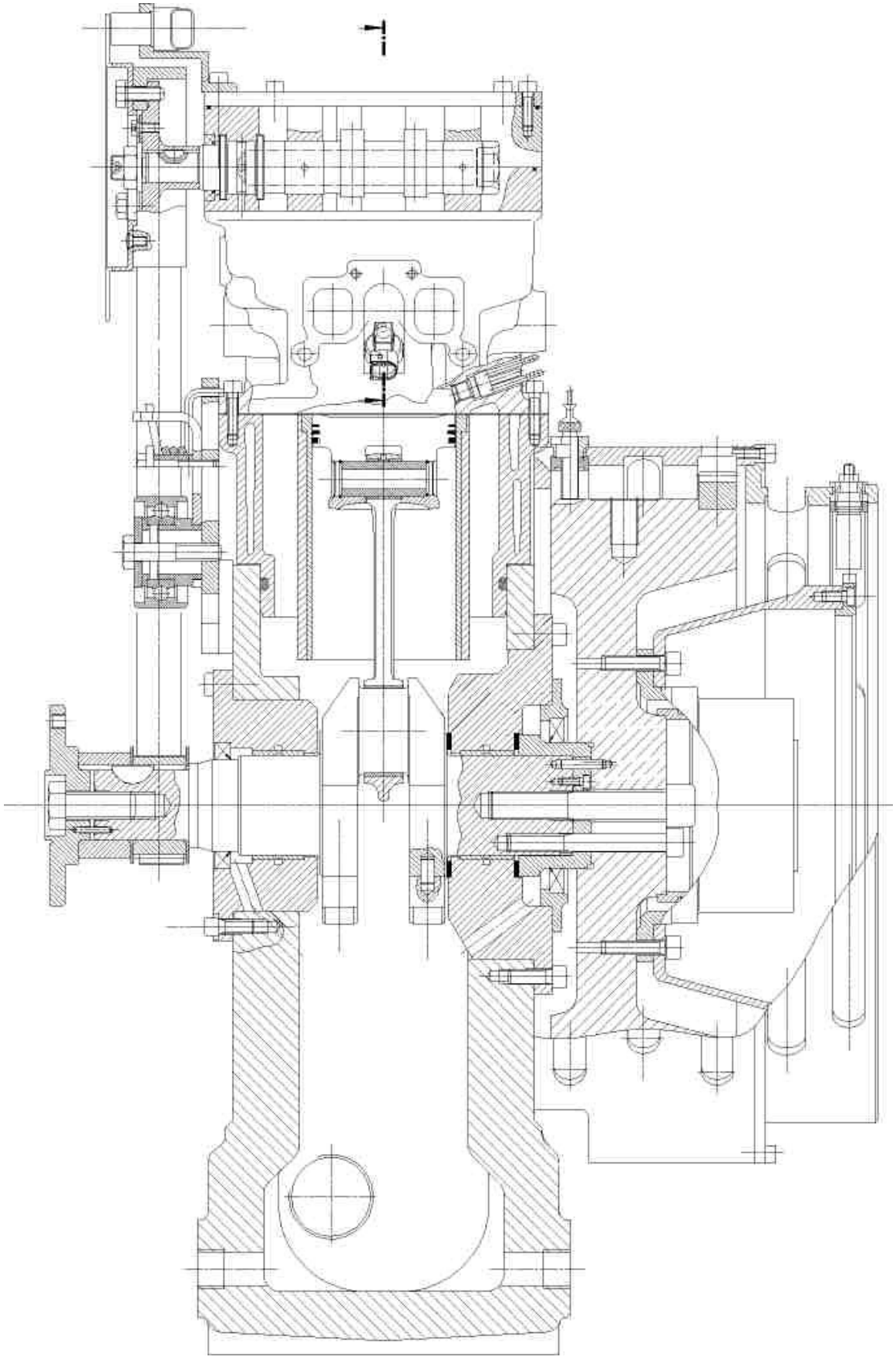
- **Injektor:** Ein Mehrlochkonzept ist einem Swirlinjektor vorzuziehen, um eine gute Gemischbildung auch bei hohen Ladedrücken zu gewährleisten. Zur Verminderung der hohen Eindringtiefe ist allerdings noch Entwicklungsarbeit notwendig. Mehrlochinjektoren bieten den Vorteil, daß sie durch nahezu beliebige Anordnung der Bohrung die Möglichkeit bieten, die Kraftstoffverteilung dem Brennraum anzupassen. Dies ist vor allem bei seitlicher Injektorlage von Bedeutung. Weiters ist der Einsatz eines Fächerstrahlinjektors zu prüfen. Der Einsatz eines Injektors mit hohem statischem Durchfluß macht die Entwicklung von Aktoriksystemen mit schnellen Reaktionszeiten notwendig, um Leerlauf, Niedrigstlasten und, im unteren Drehzahlbereich, getaktete Einspritzung darzustellen. Der Einsatz solcher Systeme (Doppelspulensysteme, Piezo-Aktorik) ist jedoch aus Packagegründen, aber auch aus Kostensicht abzuwägen.

Neben den im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen sowie der oben genannten Entwicklungsumfänge sind noch weitere Untersuchungen zum Verständnis des Vollastverhaltens hochaufgeladener Ottomotoren mit Direkteinspritzung erforderlich. Vor allem sind noch Arbeiten am Vollmotor notwendig, an dem die Problematik der Zylindergleichverteilung sowie der unterschiedlichen thermischen Verhältnisse am Mehrzylinderkopf zu betrachten sind. Weitere Untersuchungsfelder bieten die Analyse des Zusammenspiels von Aufladeaggregat und Verbrennung sowie der dynamische Motorbetrieb.

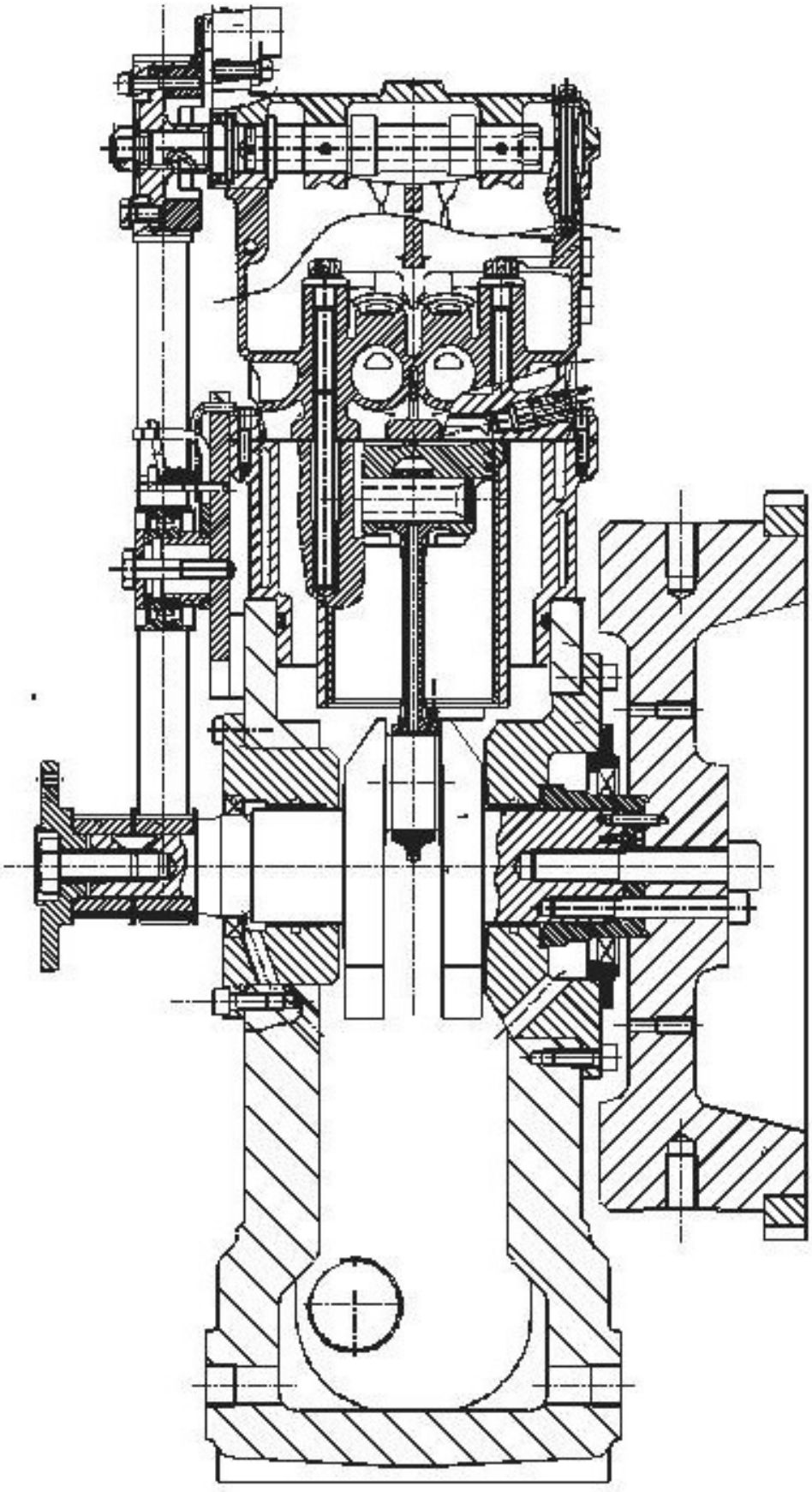
Anhang



Anhang I: Schnittdarstellungen der Zylinderköpfe; Seitliche - Zentrale Injektorlage

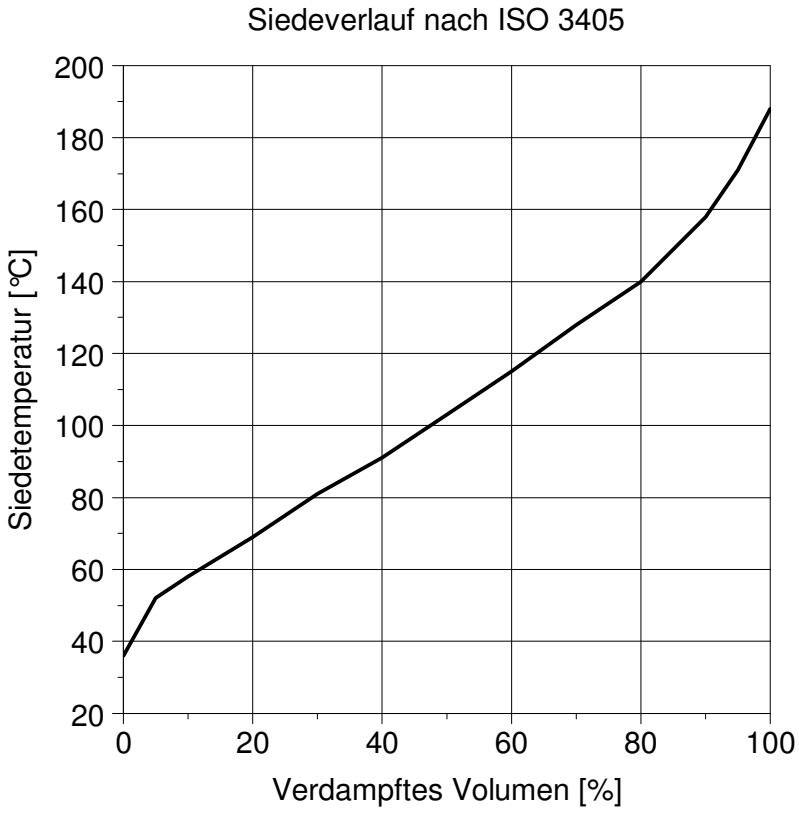


Anhang II: Schnittdarstellung des Einzylinderaggregat mit seitlicher Injektorlage

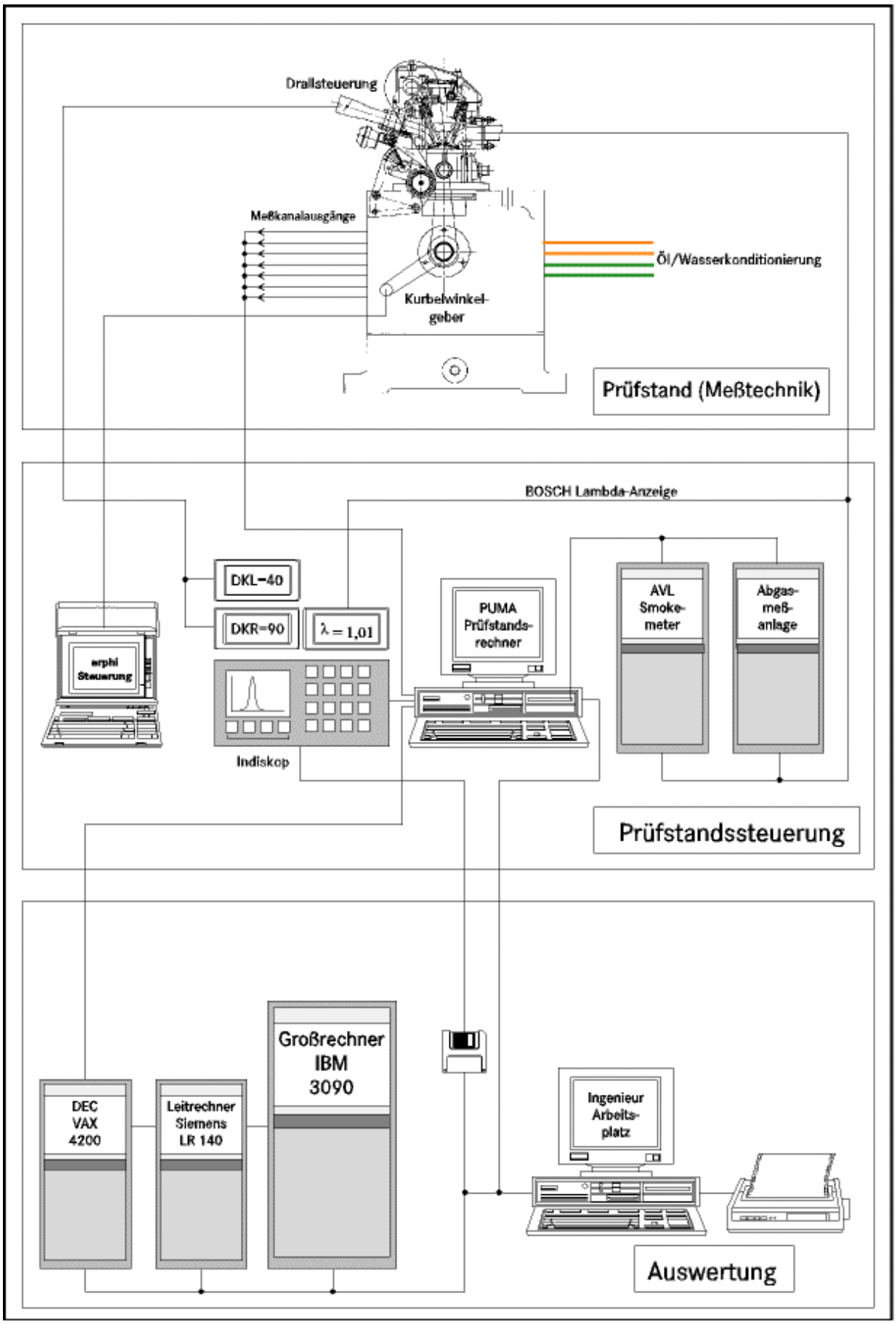


Anhang III: Schnittdarstellung des Einzylinderaggregates mit zentraler Injektorlage

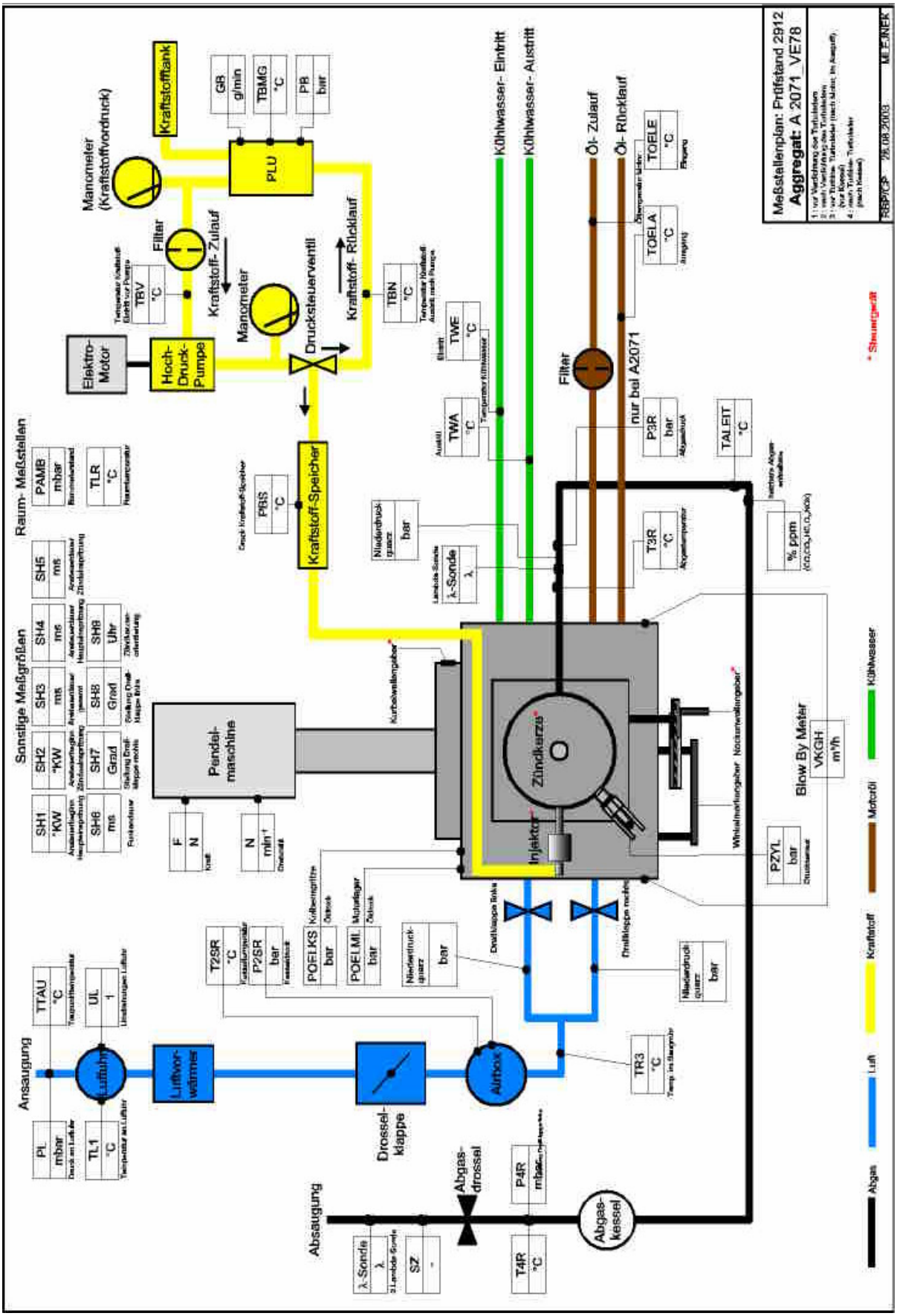
Bestimmung/Prüfung	Prüfvorschrift	Einheit	Ergebnis
Dichte bei 15°C	ISO 3675	kg/m^3	758,4
Bleigehalt	DIN 51769	mg/l	< 3
Schwefelgehalt	ISO 8754	g/100g	<0,0005
Aromatengehalt	ASTM D1319	Vol.-%	40
Parafingehalt	ASTM D1319	Vol.-%	60
Gaschromatogramm			
MTBF		g/100g	12,3
Sauerstoffgehalt		g/100g	2,2
Gesamtaromaten		g/100g	42,5
Kohlenstoffgehalt		g/100g	85,2
Wasserstoffgehalt		g/100g	12,6
C/H Verhältnis			6,8
Heizwert		MJ/kg	41,9
ROZ			99,8
MOZ			89,3
Dampfdruck (naß)		bar	0,66
Dampfdruck ASVP	prEN 13016-1	kPa	77,5
Dapmfdruck DVPE	prEN 13016-1	kPa	71,1



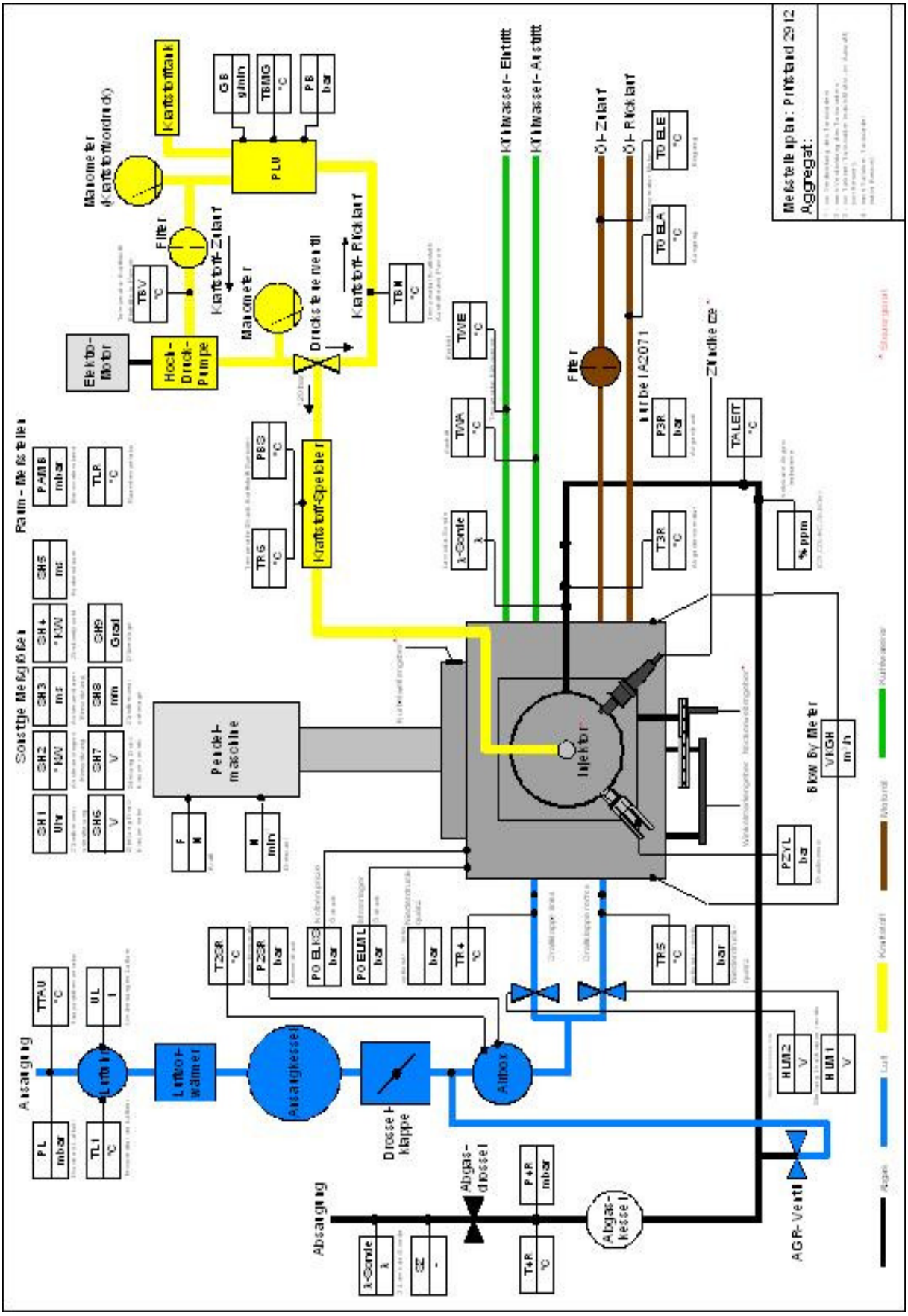
Anhang IV: Kraftstoffzusammensetzung Shell Optimax



Anhang V: Messdatenerfassung



Anhang VI: Meßstellenplan - seitliche Injektorlage



Anhang VII: Meßstellenplan zentrale Injektorlage

Messgröße	**Einheit**	**Messprinzip**	**Messgerät, Hersteller**
Partikel	FSN	Optisch (Reflektometer),	smoke meter, AVL
λ	-	Galvanische Sauerstoffkonzentration	lambda meter, ETAS
NO_x	ppm	**C**hemo**l**umineszenz**d**etektor (CLD)	AMA 2000, Pierburg
HC	ppm	**F**lammen-**I**onisation**d**etektor (FID)	AMA 2000, Pierburg
CO, CO_2	%	**N**icht**d**ispersiv **I**nfra**r**ot (NDIR)	AMA 2000, Pierburg
O_2	%	ParamagnetischerWechseldruck	Oxymat
Blowby	[l/min]	Differenzdruckmessung	blowbymeter 442, AVL
Temperatur	[°C]	Thermoelektrisch, Widerstand	NiCr-Ni / PT100
Druck (hochauflösend)	[bar]	Piezoelektrisch	4045 / 6061, Kistler
Druck (statisch)	[bar]	**D**ehn**m**ess**s**treifen (DMS)	BHL, Transinstruments

Anhang VIII: Übersicht der Prüfstandsmeßgerät

Literaturverzeichnis

[1] Glück K-H.; Göbel U.; Hahn H.; Höhne J.; Krebs R.; Kreuzer T.; Pott E.
Die Abgasreinigung der FSI – Motoren von Volkswagen
MTZ Ausgabe 6/ 2000 Franckh-Kosmos Verlag Stuttgart

[2] Frey J.; Heil B.; Panten D.; Weining H.-K.
Ottomotorenkonzepte im Spannungsfeld zwischen Kundenwünschen und Ökologiefragen
DaimlerChrysler AG
TAE-Symposium 2002

[3] Krämer L.
Partikelemission beim Ottomotor
Vortrag DaimlerChrysler AG
2004

[4] Christian R., Knopf F., Jaschek A., Schindler W.
Eine neue Messmethodik der Bosch-Zahl mit erhöhter Empfindlichkeit
MTZ 54, 1993

[5] Bittner I.
http://www.zvw.de/homepages/wb5768ib/Schule/Physik/Optik/Streuung.html
Internetseite; 2003

[6] Mauser W.
Einführung in die Klimatologie
Internetvorlesung; Ludwig-Maximilians-Universität München; 2004
http://141.84.50.121/iggf/Multimedia/Klimatologie/Nebenseiten/
Absorption_Streuung.htm#Mie-Streuung

[7] Marxen O.
Untersuchung von Direkteinspritzsystemen
FH Hamburg
DaimlerChrysler AG
Studienarbeit, 1999

[8] Pischinger R., Klell M., Sams Th.
Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine
Springer Wien New York, 2.Auflage
2002

[9] Köhler U., Bargende M., Schwarz F., Spicher U.
Entwicklung eines allgemein gültigen Restgasmodells für Verbrennungsmotoren
Universität Stuttgart
Forschungvereinigung für Verbrennungskraftmaschinen
Vorhaben Nr. 740
Abschlussbericht, 2002

[10] Lattuada A.
Modifikation und Validierung eines Modells für die einfache Berechnung des internen Restgasgehaltes von Otto- und Dieselmotoren
Politecnico di Milano
DaimlerChrysler AG
Diplomarbeit 2004

[11] Kleppmann W.
Taschenbuch Versuchsplanung
3., überarbeitete Auflage
2003

[12] Wember T.
Technische Statistik und statistische Versuchsplanung
Bericht, Waltrop
1986

[13] Haase D., Mowl D., Scheikl J.,
DaimlerChrysler Toolbox
Zur computerunterstützten Motoroptimierung
Anleitung
2003

[14] Kemmler R.; Krämer M.; Abthoff J.; Kühn M.; Lehmann H.
Chancen und Risiken der Hochaufladung am Ottomotor
Daimler-Benz AG, Stuttgart
6. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 1997

[15] Friedrich J.
Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten von ATL Ottomotoren
TU Dresden
Dissertation 2003

[16] Herweg R.
Zündung
DaimlerChrysler AG, Stuttgart
Vortrag ‚Erfahrungsaustausch Erdgasmotoren'
2004

[17] Bauer H.; et al
Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, 22.Auflage
Robert Bosch GmbH, Stuttgart
1995

[18] Bertsch U.
Untersuchungen zur Konzeptentwicklung eines kleinvolumigen PKW-Ottomotors mit Direkteinspritzung
TH Karlsruhe
Dissertation 2001

[19] Stiebels B.
Flammenausbreitung bei klopfender Verbrennung
RWTH Aachen
Dissertation 1996

[20] Japanese Patent application Laid-Open (Kokai) No. HEI 7 – 189767

[21] Breitbach H.
Experimentelle Untersuchung zu den Ursachen von Materialschäden bei klopfender Verbrennung
RWTH Aachen
Dissertation 1996

[22] Warantz J., Maas U., Dibble R.W.
Verbrennung
Springer-Verlag, 3. Auflage
2001

[23] Merker G.P., Schwarz C.
Technische Verbrennung
Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse
Teubner – Verlag
2000

[24] Pan J., Sheppard C.G.W.
A Theoretical and Experimental Study of the Modes of End-Gas Autoignition Leading to Knock in a SI – Engine
SAE – Paper 942060, 1994

[25] Fieweger K., Pfahl U., Blumenthal R., Adomeit G.
Selbstzündung von Kohlenwasserstoff/Luft-Gemischen unter motornahen Rand-bedingungen
Kolloquium des AFB 224 Motorische Verbrennung
Aachen 1996

[26] König G., Maly R.R., Bradley D., Lau A.K.C., Sheppard C.G.
Role of Exothermic Centres on Knock Initiation and Knock Damage
SAE Paper 902136, 1990

[27] König G., Sheppard C.G.W.
End-Gas Autoignition and Knock Damage,
SAE Paper 902135, 1990

[28] Bollig Ch., Habermann K., Schwaderlapp M., Imren K.
Variable Verdichtung – Ein Weg zur effizienten Hochaufladung
FEV Motorentechnik GmbH
Motortechnische Zeitschrift 12/2001

[29] Kehn U.
Rücker GmbH
Bargende M.,
FKFS Universität Stuttgart
Variables Epsilon – Mittel zur Wirkungsgraderhöhung bei hochaufgeladenen Ottomotoren

[30] Pischinger S., Habermann K., Imren K., Baumgarten H., Kemper H.
Der Weg zum konsequenten Downsizing
MTZ 5/2003 , 2003

[31] Friedrich C., Krebs W., Quarg J.
Opel Powertrain GmbH
Kapus P.
AVL – List GmbH
Downsizing – ein geeigneter Ansatz zur Wirkungsgradsteigerung von Ottomotoren?
23. Wiener Motorensymposium
2002

[32] Habermann K.
Untersuchungen zum Brennverfahren hochaufgeladener Ottomotoren
RWTH Aachen
Dissertation 1999

[33] Rößler K.
Wirkungsgrade und Brennverläufe beim Ottomotor in Abhängigkeit von Last, Drehzahl, Luft- und Verdichtungsverhältnis
Daimler-Benz AG
Diplomarbeit 1983

[34] Hiereth H.
Der Mercedes-Benz Gruppe C-Motor für die Sportwagen-Prototypen-Weltmeisterschaften 1989/1990
Daimler-Benz AG, Stuttgart
VDI Bericht Nr. 910, 1991

[35] Pollack S.
Untersuchung zur Gemischbildung eines Ottomotors mit Hochdruck-Saugrohr-einspritzung
FH Lausitz / Senftenberg
DaimlerChrysler AG, Stuttgart
Diplomarbeit 2001

[36] Pill J.
Untersuchungen zur Verbesserung des Instationärverhaltens und der Rußemissionen von Ottomotoren mit Abgasturboaufladung
FH Konstanz
DaimlerChrysler AG
Diplomarbeit 2002

[37] Lenz H.P, u.a.
List H., Pischinger A., (Hrsg.)
Die Verbrennungskraftmaschine Band 6
Gemischbildung bei Ottomotoren
Springer Verlag Wien, New York, 1990

[38] Merker G.P., Stiesch G.
Technische Verbrennung
Motorische Verbrennung
B.G. Teubner Stuttgart, Leipzig 1999

[39] Spicher U., Weimar H. J.
Direkteinspritzung bei Ottomotoren: Hintergrund und theoretische Grundlagen
Tagung „Direkteinspritzung im Ottomotor“
Haus der Technik e.V., Essen, 1997

[40] Pfalzgraf B., Brahner T., Wurms R., Maly C., Fitzen M., Erdmann H.-D.
Das Audi SULEV – Turboconcept
Audi AG, Ingolstadt
Emission Control Dresden 2002

[41] Simon V., Oberholz G., Mayer M.
Abgastemperatur 1050°C. Eine konstruktive Herausforderung
3K Warner Turbosystems GmbH
7.Aufladetechnische Konferenz, Dresden
2000

[42] Klawatsch D., Entzmann G., Lenz H.P.
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau, TU Wien
Zhang H., Bayerle K., Haft G.,
Siemens VDO Automotive AG, Regensburg
Verbesserung des Betriebsverhaltens von Otto-DI-Motoren mit Hilfe der Doppeleinspritzung
8. Tagung ‚Der Arbeitsprozeß des Verbrennungsmotors' , TU Graz
2001

[43] Schwarz H., Günther D., Grözinger W., Dieter W., Decker H., Rhode S., Felger G., Lembke M., Wild E.
Motorsteuerung für Ottomotoren – Abgastechnik
Robert Bosch GmbH, Stuttgart
Technische Unterrichtung 1994

[44] Ruß G., Flierl R., Kairies D.
Katalysatorvergiftung von Ottomotoren durch Motorenöl
Motortechnische Zeitschrift,
Juni 2005

[45] Fraidl G.K., Mayerhofer U., Piock W.F., Unger E.
Aufladung bei Benzin-Direkteinspritzung
Symposium Technische Akademie Esslingen ‚Enticklungstendenzen beim Ottomotor'
Dezember 2000

[46] Fröhlich K., Meyer R., Miersch J., Reulein C., Schwarz C.
Downsizing: CO_2 Potentiale – Technische Realisierbarkeit
BMW Group, München
9. Aachnener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik
2000

[47] Trapp C., Wundling C., Bargende M.
FKFS Universität Stuttgart
Lenz I., Limbach S., Walder K.
Ford Werke AG Köln
Potential eines direkteinspritzenden Ottomotors mit Abgasturboaufladung

[48] Wirth M., Mayerhofer U., Piock W.F., Fraidl G.K.
Turbocharging der DI Gasoline Engine
SAE-Paper 2000-01-0251; 2000

[49] Bockhorn H.,
Soot Formation in Combustion
Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York
Februar 1994

[50] Wiartalla A.P.
Untersuchungen der Rußbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung in einer Modellbrennkammer
RWTH Aachen
Dissertation 1995

[51] Smoluchowski M.V.
Versuch einer mathematischen Theorie der Koagulationskinetik kolloider Lösungen
Zeitschrift Physikalische Chemie 92
1917

[52] Öing H., Koyanagi K., Maly R.R., Renner G., Stotz M.
Einfluß von Einspritzverlauf und Düsenauslegung auf das Brennverhalten bei PKW Common Rail Einspritzungen
DaimlerChrysler AG
Haus der Technik Essen
1999

[54] Becker M., Greis A., Rohs H., Wieske P., Pischinger S., Grünefeld G.
Reduktionspotential für Ruß und Kohlenmonoxid zur Vermeidung des CO – Emissions-anstiegs bei modernen PKW-DI-Dieselmotoren mit flexibler Hochdruckeinspritzung
Abschlußbericht FVV – Vorhaben Nr. 791
2004

[55] Hopp M.
Untersuchung der Rußoxidation unter dieselmotorischen Randbedingungen
Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen
Dissertation 2001

[56] Bockhorn H., Schön A., Streibel Th.;Universität Karlsruhe
Peters N., Born C, Antoni C.;Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen
Mayr B: Winzer R., Halfmann J.; IAV GmbH Berlin
Häntsche J., Pittermann R., Krümmling N.; WTZ GmbH Rosslau
Kinetik der Russentstehung und –oxidation in DI – Dieselmotoren bei Abgas-rückführung
8. Aachener Kolloquium Fahrezeug- und Motorentechnik
1999

[57] Zillmer M.
Stickoxid- und Rußbildung bei dieselmotorischer Verbrennung
Technische Universität Braunschweig
Dissertation 1998

[58] Stevens E., Steeper R.
Piston Wetting in an Optical DISI Engine: Fuel Films, Pool Fires and Soot Generation
Sandia National Laboratories
SAE-Paper 2001-01-1203
2001

[59] Han Z., Yi J., Trigui N.
Stratified Mixture Formation and Piston Surface Wetting in a DISI Engine
Ford Motor Company
SAE-Paper 2001-01-2655
2001

[60] Thiemann J.
Laserdiagnostische Untersuchungen der Rußbildung in einem direkteinspritzenden Ottomotor
Universität Hannover
Dissertation 2001

[61] Schänzlin K.
Experimenteller Beitrag zur Charakterisierung der Gemischbildung und Verbrennung in einem direkteinspritzenden, strahlgeführtem Ottomotor
Fortschritt – Berichte VDI Reihe 12, Nr. 548
2003

[62] Iwamoto Y., Noma K., Nakayama O., Yamauchi T., Ando H.
Development of Gasoline Direct Injection Engine
SAE Paper 970541
1997

[63] Hiereth H., Prenninger P.
Aufladung der Verbrennungskraftmaschine
Springer Verlag
Wien 2003

[64] Spicher U.,
Untersuchung über die räumliche Ausbreitung und das Erläschen der Flamme bei der ottomotorischen Verbrennung
Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen
Dissertation 1982

[65] Heywood J.B.
Internal Combusion Engine Fundamentals
McGraw-Hill Book Company, 1988

[66] Ganser J.
Untersuchung zum Einfluss der Brennraumströmung auf die klopfende Verbrennung
Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen
Dissertation 1994

[67] Herweg R.
Die Entflammung brennbarer, turbulenter Gemische durch elektrische Zündanlagen
Bildung von Flammenkernen
Universität Stuttgart
Dissertation 1992

[68] Lindemann B.
Zündeinleitung und Entflammung bei hohen Abgasrückführraten
Universität Hannover
Daimler-Benz AG
Diplomarbeit 1995

[69] Klenk R.
Untersuchung der motorischen Eigenschaften unterschiedlicher Brennverfahren der Benzin-Direkteinspritzung
Universität Karlsruhe
DaimlerChrysler AG
Dissertation 1999

[70] Ernst J.
Untersuchungen zur Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe beim Ottomotor mit Direkteinspritzung und strahgeführtem Brennverfahren
Universität Karlsruhe
DaimlerChrysler AG
Dissertation 2001

[71] Schäflein J.
Beitrag zur Steuerung der Kompressionszündung in Ottomotoren
Universtiät Rostock
DaimlerChrysler AG
Dissertation 2004

[72] Beer J., Koch A.
Einspritz- und IVVT-Strategie zur Verbesserung des Betriebsverhaltens eines Motors mit Benzindirekteinspritzung und Abgasturboaufladung
Siemens VDO Automotive AG, Regensburg
9. Tagung ‚Der Arbeitsprozeß des Verbrennungsmotors' , TU Graz
September 2003

[73] Overington M.
The Lean Boost System – A Step Change in Gasoline CO_2 Emissions
Ricardo Ltd.
2001

[74] Preussner C., Kampmann S.
Benzin-Direkteinspritzung, eine neue Heurausforderung für zukünftige Motorsteuerungssysteme
Teil II: Einspritzventil und Gemischbildung, MTZ 58 (1997) 10

[75] Banek R.
Ottomotor – Strahldiagnostik: Einflussparameter auf das Einspritz- und Zerstäubungsverhalten verschiedener Injektorsysteme für Ottomotoren mit innererer Gemischbildung
Universität Karlsruhe
Diplomarbeit 1998

[76] Herrmann L.
Untersuchung von Tröpfchengrößen bei Injektoren für Ottomotoren mit Direkteinspritzung
Universität Bayreuth
DaimlerChrysler AG
Dissertation 2003

[77] Neuner H.
Optische Untersuchungen zur Gemischbildung eines aufgeladenen Otttomotors mit Hochdruck- Saugrohreinspritzung
FH Aachen
DaimlerChrysler AG
Diplomarbeit, 2002

[78] Schifferdecker R.
Diagnostische Untersuchungen zur Gemischbildung am aufgeladenen Ottomotor mit Hochdruck-Kanaleinspritzung
Universität Karlsruhe
DaimlerChrysler AG
Studienarbeit, 2003

[79] Hütten H.
Schnelle Motoren – seziert und frisiert
Motorbuch Verlag Stuttgart, 10. Auflage
1994

[80] Indra F., Hack G.
Formel 1 Motoren
Motorbuch Verlag Stuttgart, 2. Auflage
1997

[81] Werner M.
Kaltstartstrategien am M271 DE
Vortrag
DaimlerChrysler AG
2003

[82] Hühn W., Bäcker H.
Rußoxidation
Technische Hochschule Aachen
2. Dresdner Motorekolloquium
1997

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Verbrauchseinsparpotenziale [] 5
Abbildung 1.2: Partikelemissionen verschiedener Antriebskonzepte [] 6
Abbildung 2.1: Schematische Darstellung des Einspritzsystems 9
Abbildung 2.2: Vergleich der Russmessverfahren 12
Abbildung 2.3: Einkopplung des Laserlichtschnitts 13
Abbildung 2.4: Zylinderkopf mit Quarzglasfenstern 13
Abbildung 2.5: Aufnahme eines Einspritzvorganges (SOI = 320 °KW v.ZOT) 13
Abbildung 2.6: Meßaufbau der Schattenrißmeßtechnik 15
Abbildung 2.7: Meßaufbau der Laserbeugungsspektrometrie 16
Abbildung 3.1: Verbrauchskennfeld mit unterschiedlichen Übersetzungen [6] 18
Abbildung 3.2: Kennfelder unterschiedlicher Motorenkonzepte 20
Abbildung 3.3: Kraftstoffverbrauch über Fahrgeschwindigkeit 21
Abbildung 3.4: Zugkraftreserve in der höchsten Fahrstufe 23
Abbildung 3.5: Vergleich einer Lastaufschaltung zwischen einem ATL- und Saugmotor [4] 25
Abbildung 3.6: Zündspannungsverläufe einiger Gase nach dem Paschen-Gesetz [16] 27
Abbildung 3.7: Stromumlenkung durch Elektrodenanordnung 28
Abbildung 3.8: Einfluß von Verdichtung und Ansauglufttemperatur auf die Endgastemperatur bei 8° SPL (=Q50%); $\lambda = 1$; $p_{mi} = 20$ bar 31
Abbildung 3.9: Brennverhalten über der Last bei n = 2000; ZZP = const. 32
Abbildung 3.10: Vergleich Kanaleinspritzung - Direkteinspritzung 35
Abbildung 3.11 : Tropfen-Zerfallmechanismen [] 37
Abbildung 3.12: Tröpfchengrößen bei verschiedenen Gemischbildungskonzepten [] 38
Abbildung 3.13: Prinzipskizze der Rußentstehung in Vormischflammen nach Bockhorn [22] 41
Abbildung 3.14: Rußertrag als Funktion von Luftverhältnis und Temperatur [38] 44
Abbildung 3.15: Berechneter Einfluß der Verbrennungstemperatur auf Rußbildung und -oxidation [52] 45
Abbildung 4.1: Auswirkung der Ladelufttemperatur auf das Brennverhalten 47
Abbildung 4.2: Temperaturen im Verbrannten/Unverbrannten bei unterschiedlichen Ladelufttemperaturen; SOI = 270 °KW v. ZOT 48
Abbildung 4.3: Einfluß der Ladelufttemperatur auf Ruß- und HC-Emissionen 48
Abbildung 4.4: Einfluß der Ladelufttemperatur im Mie – Lichtschnitt 49
Abbildung 4.5: Einfluß des Abgasgegendrucks auf das Brennverhalten 50
Abbildung 4.6: Abgasgegendruckverhalten auf Luftmasse, Restgas, Leistung 51
Abbildung 4.7: Arbeitsgastemperaturen bei unterschiedlichen Abgasgegendrücken 51
Abbildung 4.8: Emissionsverhalten bei Variation des Gegendrucks 52
Abbildung 4.9: Einfluß der Drallklappe auf das Brennverhalten 53
Abbildung 4.10: Einfluß der Drallklappe auf den Luftmassenstrom 53
Abbildung 4.11: Einfluß der Ladungsbewegung auf das Emissionsverhalten 54
Abbildung 4.12: Einfluß der Ladungsbewegung auf die Arbeitsgastemperaturen 55
Abbildung 4.13: Einfluß der Ladungsbewegung im Mie-Lichtschnitt 56

Abbildung 4.14: Extremlagen der Steuerzeitenvariation 57
Abbildung 4.15: Einfluß der Steuerzeiten auf das Brennverhalten 58
Abbildung 4.16: Luftmasse und Restgasanteile bei Variation der Steuerzeiten 58
Abbildung 4.17: Einfluß der Steuerzeiten auf das Emissionsverhalten 59
Abbildung 4.18: Einfluß von Abgasgegendruck und Steuerzeiten auf das Brennverhalten ...60
Abbildung 4.19: Einfluß von Abgasgegendruck und Steuerzeiten auf den Ladungwechsel .61
Abbildung 4.20: Einfluß von Abgasgegendruck und Steuerzeiten auf Emissionen und Ladungswechsel.....61
Abbildung 4.21: Einfluß des Zündzeitpunktes auf das Brennverhalten 62
Abbildung 4.22: Arbeitsgastemperaturen bei Variation des Zündzeitpunktes (links: ohne Ladungsbewegung; rechts: 8°KW zur Klopfgrenze).....63
Abbildung 4.23: Emissionsverhalten bei Zündzeitpunktvariation.....63
Abbildung 4.24: Einfluß der Kühlmitteltemperatur auf das Brennverhalten 64
Abbildung 4.25: Einfluß der Kühlmitteltemperatur auf Luftmassenstrom und Arbeitsgastemperatur 65
Abbildung 4.26: Einfluß der Kühlmitteltemperatur auf das Emissionsverhalten.....66
Abbildung 4.27: Einfluß des Luftverhältnisses auf das Brennverhalten.....67
Abbildung 4.28: Einfluß des Luftverhältnisses auf das Emissionsverhalten 68
Abbildung 4.29: Relativer Rußertrag in Abhängigkeit von Luftzahl und Spitzentemperatur...68
Abbildung 4.30: Gemischaufbereitungskonzepte: A-Injektor; I-Injektor; Mehrlochinjektor; p_{RAIL}=120bar, Kammerdruck 1bar, Aufnahmen 0,8 ms nach AB 69
Abbildung 4.31: Definition von Strahlwinkel α_{10} und Bendingwinkel γ.....70
Abbildung 4.32: Einfluß des Raildrucks auf Sauterdurchmesser und Eindringtiefe 71
Abbildung 4.33: Einfluß des Raildrucks auf das Brennverhalten.....72
Abbildung 4.34: Einfluß des Raildrucks auf den Luftmassendurchsatz 72
Abbildung 4.35: Einfluß des Raildrucks auf das Emissionsverhalten 73
Abbildung 4.36: Verdampfungsverhalten von n-Heptan bei unterschiedlichen Sauterdurchmessern; n = 2000 min; EOI: 240°KW v. ZOT 74
Abbildung 4.37: Einfluß des Raildrucks im Mie - Lichtschnitt 75
Abbildung 4.38: Einfluß des Strahlwinkels auf das Brennverhalten.....76
Abbildung 4.39: Einfluß des Strahlwinkels auf Luftmassendurchsatz und Ansteuerbeginn ...77
Abbildung 4.40: Penetrationsverhalten von DE – Injektoren; Einspritzverlauf bis 2,5 ms n. SOI.....77
Abbildung 4.41: Einfluß des Strahlwinkels auf das Emissionsverhalten.....78
Abbildung 4.42: Einfluß des Bendingwinkels auf das Brennverhalten.....79
Abbildung 4.43: Einfluß des Bendingwinkels auf den Luftmassenstrom 80
Abbildung 4.44: Einfluß des Bendingwinkels auf das Emissionsverhalten 80
Abbildung 4.45: Einspritzstrahl mit 20° Bendingwinkel; Aufnahme 1 ms nach SOI 81
Abbildung 4.46: Einfluß des statischen Injektordurchflusses auf das Brennverhalten 82
Abbildung 4.47: Einfluß des Injektordurchflusses auf den Luftmassenstrom.....82
Abbildung 4.48: Einfluß des Injektordurchflusses auf das Emissionsverhalten 83
Abbildung 4.49: Einfluß der Injektorlage auf das Brennverhalten.....84
Abbildung 4.50: Einfluß der Injektorlage auf den Luftmassenstrom 84
Abbildung 4.51: Einfluß der Injektorlage auf die Rohemissionen 85

Abbildung 4.52: Injektorlage und Kolbenbenetzung; Einspritzverlauf bis 2,5 ms n. SOI.....86
Abbildung 4.53: CFD - Simulation der Injektorlage 86
Abbildung 4.54: Einfluß des Ansteuerbeginns auf das Brennverhalten.....87
Abbildung 4.55: Einfluß des Ansteuerbeginns auf den Luftmassenstrom.....88
Abbildung 4.56: Einfluß des Ansteuerbeginns auf das Emissionsverhalten 88
Abbildung 4.57: Ansteuerbeginn und Kolbenbenetzung; Einspritzverlauf bis 2,5 ms nach SOI 89
Abbildung 4.58: Einfluß des Ansteuerbeginns im Mie – Lichtschnitt 90
Abbildung 4.59: Einfluß der Spliteinspritzung auf das Brennverhalten 91
Abbildung 4.60: Einfluß der Spliteinsprtzung auf Luftmssenstrom und Endgastemperatur bei 50% Gemischumsatz 92
Abbildung 4.61: Einfluß der Spliteinspritzung auf das Emissionsverhalten 92
Abbildung 4.62: Getaktete Einspritzung.....93
Abbildung 4.63: Einfluß der getakteten Einspritzung auf das Brennverhalten 94
Abbildung 4.64: Einfluß der getakteten Einspritzung auf den Luftmassenstrom.....94
Abbildung 4.65: Einfluß der getakteten Einspritzung auf das Emissionsverhalten 95
Abbildung 5.1: Vergleich Messung - Regression von Rußbildungsdauer und Restsauerstoffgehalt 97
Abbildung 5.2: Vergleich Regressionsanalyse - Messungen.....98
Abbildung 5.3: Auflösung der Einzelfaktoren der Regresssionsanalyse.....99
Abbildung 6.1: Zusammenfassung der Meßergebnisse 101
Abbildung 6.2: Einfluß der Drehzahl auf die Rußemission 102

Formelverzeichnis

Formel 2-1: Berechnung der Filter Smoke Number 11
Formel 2-2: Berechnung des gravimetrischen Rußertrags.....11
Formel 3-1: Fahrwiderstandsgleichung.....19
Formel 3-2: Berechnung der Einspritzmenge 33
Formel 3-3: Durchflußquerschnitt 33
Formel 3-4: Weber-Zahl 36
Formel 3-5: Sauterdurchmesser.....37
Formel 3-6: Russvolumenkonzentration 41
Formel 3-7: Oberflächenwachstum.....42
Formel 3-8: Abnahme der Teilchenzahldichte 43
Formel 3-9: Russoxidation.....43
Formel 4-1: Turboladerhauptgleichung.....50
Formel 5-1: Ergebnispolynom der Regressionsanalyse.....97

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Motordaten 8
Tabelle 2-2 : Konditionierung 10
Tabelle 3-1: Fahrzeugdaten 19
Tabelle 3-2: Motor- und Triebstrangdaten 19
Tabelle 3-3: Konzeptvergleich bei 10 kW Motorleistung 20
Tabelle 3-4: Verbrauchsaufteilung der Antriebskonzepte 21
Tabelle 3-5: Kraftstoffverbrauch in den Fahrzyklen 22
Tabelle 3-6: Steigfähigkeit bei 120 km/h 22
Tabelle 3-7: Vergleich der Beschleungigungswerte 23
Tabelle 3-8: Schaltzeiten und Kraftstoffdrücke von Einspritzinjektoren 34
Tabelle 4-1: Klassifizierung von DE- Injektoren 69
Tabelle 5-1: Koeffizienten des Rußmodells und Bewertungsfaktoren 98

Lebenslauf

Name:	Andreas Mlejnek
Geboren am:	29.11.1972 in Wien
Familienstand:	ledig
Staatsbürgerschaft:	Österreich

Schulbildung

09/79 – 06/83	Volksschule Wien XIII, Auhofstraße
09/83 – 06/91	Bundesgymnasium Wien XIV, Astgasse Abschluß: Allgemeine Hochschulreife

Studium

09/91-10/00	Maschinenbaustudium an der Technischen Universität Wien Abschluß: Diplomingenieur
02/01-dato	Doktoratsstudium an der Technischen Universität Wien

Berufsweg

07/00 – 12/01	DaimlerChrysler AG; Stuttgart – Untertürkheim Forschung und Technologie Abteilung PKW Motorenversuch (FT1/MP) Versuchsingenieur
01/02 – 12/04	DaimlerChrysler AG; Stuttgart – Untertürkheim Research and Technology Abteilung Combustion Systems Passenger Cars (RBP/CP) Doktorand
seit 03/05	DaimlerChrysler AG; Fellbach IMH – Institut für Motorenbau Huber Gmbh Entwicklungsingenieur im Leistungfeld Verbrennung/Ottomotor