

D I P L O M A R B E I T

**EXPERIMENTELLE
VARIATION VON
EINSPRITZDÜSEN-
GEOMETRIEN AM
1-ZYLINDER
FORSCHUNGSMOTOR**

Verfasser

Josef Wasserbauer

**Eingereicht am Institut für Verbrennungskraftmaschinen
und Thermodynamik der Technischen Universität Graz**

Vorstand: Univ.-Prof. DI Dr. Helmut Eichlseder

Betreuer:

Univ.-Prof. DI Dr. Helmut Eichlseder

DI Christof Hepp

Graz, 11.11.2013



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



Eidesstattliche Erklärung

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

Josef Wasserbauer

Graz, 11.11.2013

Vorwort

Neben den immer weiter steigenden Anforderungen an die Effizienz werden auch immer höhere Ansprüche an das Emissionsverhalten von Verbrennungskraftmaschinen gestellt. Um diese Problematik besser bewerkstelligen zu können, sind intensive Forschungen notwendig. Mit dieser Arbeit soll ein kleiner Beitrag zur Verbesserung der Emissionsproblematik des Dieselmotors geleistet werden. Zielsetzung ist die Variation der Einspritzdüsenform und ihre Auswirkungen auf das Emissionsverhalten. Die Untersuchungen werden an einem Forschungsmotor in Nutzfahrzeuggröße durchgeführt.

Mein Dank richtet sich an den Vorstand des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Herrn Univ.-Prof. DI Dr. Helmut Eichlseder, der zum einen diese Diplomarbeit ermöglicht hat, zum anderen anhand seine Lehrtätigkeit schon in den vorangegangenen Studienjahren eine große Hilfe für mich war.

Besonders bedanken möchte ich mich bei meinem Betreuer, Herrn DI Christof Hepp, für die Unterstützung während des gesamten Projekts.

Für die tatkräftige Unterstützung am Prüfstand sei den Mitarbeitern der mechanischen Werkstätte an dieser Stelle gedankt, insbesondere Herrn Markus Schmidl fürs kräftige Anpacken, wenn der Prüfbetrieb nicht ganz reibungslos von statten ging.

Der Firma Liebherr möchte ich für die Ermöglichung des Projektes Danken.

INHALT

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG	III
VORWORT	V
FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN	IX
KURZFASSUNG	1
ABSTRACT	3
1 EINLEITUNG	5
2 THEORETISCHE GRUNDLAGEN	6
2.1 FUNKTIONSPRINZIP DES DIESELMOTORS	6
2.2 ABGASPROBLEMATIK DES DIESELMOTORS [2] [3].....	8
2.3 NO _x	9
2.3.1 <i>Auswirkungen</i>	9
2.3.2 <i>Maßnahmen zur Reduktion</i>	9
2.4 RUB	12
2.4.1 <i>Auswirkungen</i>	12
2.4.2 <i>Maßnahmen zur Reduktion</i>	12
2.5 WEITERE SCHADSTOFFE.....	13
2.5.1 <i>Kohlenmonoxid [2]</i>	13
2.5.2 <i>Kohlenwasserstoff [2]</i>	13
2.6 GRENZWERTE.....	13
2.7 NOMENKLATUR DES MOTORS	14
3 EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN	16
3.1 RELATED WORK [6]	16
3.2 INJEKTOREN	18
3.2.1 <i>Düsenmatrix</i>	18
3.2.2 <i>Injektor Inbetriebnahme</i>	21
3.3 PRÜFSTANDSAUFBAU	23
3.4 METHODIK	29
4 ERGEBNISSE	33
4.1 RUB UND PARTIKEL	33
4.2 NO _x	37
4.3 RUB-NO _x	38
4.4 KOHLENWASSERSTOFFE	41
4.5 KOHLENMONOXIDE	42
4.6 AUSWERTUNG DES DOE MODELLS	44
4.6.1 <i>Betriebsbereiche</i>	48
4.6.2 <i>Betriebsbereich bei Teillast und 0 % AGR</i>	48
4.6.3 <i>Betriebsbereich bei Teillast und 12,5 % AGR</i>	50
4.6.4 <i>Betriebsbereich bei Teillast und 25 % AGR</i>	52
4.6.5 <i>Betriebsbereich bei Volllast und 0 % AGR</i>	54
4.6.6 <i>Betriebsbereich bei Volllast und 9 % AGR</i>	55
4.6.7 <i>Betriebsbereich bei Volllast und 18 % AGR</i>	55
4.7 BRENNDAUER.....	57
4.8 ZÜNDVERZUG.....	58
4.9 WIRKUNGSGRAD UND VERBRAUCH	59
4.10 INDIZIERDATEN	60
4.11 AUSGEWÄHLTE DÜSEN.....	66
4.11.1 <i>Ruß</i>	67
4.11.2 <i>NO_x</i>	69
4.11.3 <i>Ruß-NO_x</i>	70
5 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	72
6 ANHANG	75
6.1 KONSTRUKTIONSZEICHNUNGEN.....	75

6.2	GEGENÜBERSTELLUNG DER INJEKTOREN BEI DEFINIERTEN LASTPUNKTEN	78
7	LITERATURVERZEICHNIS	82

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

A	m^2	Fläche, Oberfläche, Querschnittsfläche
B	mm	Bohrung
c_p, c_v	J/(kg·K)	spezifische isobare; isochore Wärmekapazität
d	m	Durchmesser
H	mm	Hub
H_G	MJ/m ³	Gemischheizwert
H_o	kJ/kg	spezifischer Brennwert, massenbezogener Brennwert (früher: oberer Heizwert)
H_u	kJ/kg	spezifischer Heizwert (früher: unterer Heizwert)
l	-	Liefergrad
L_{st}	kmol L/kmol B oder kg L/kg B	stöchiometrischer Luftbedarf
m	kg oder mol	Masse
M_d	N·m	Drehmoment
n	U/min oder rpm	Laufvariable; Polytropenexponent
p	bar, Pa	Druck
P	W, kW	Leistung
Q	J	Wärme
t	°C	Celsius-Temperatur
T	K	thermodynamische Temperatur
V	m ³	Volumen
V_m	m ³ /kmol	Molvolumen
W	J	Arbeit

Griechische Formelzeichen

η	-	Wirkungsgrad
η_{th}	-	thermodynamischer Wirkungsgrad
κ	-	Isentropenexponent
λ	-	Luftverhältnis
ρ	kg/m ³	Dichte

Indices

B	Brennstoff
c	Kompression
e	effektiv
CGH2	compressed gaseous hydrogen
GuD	Gas- und Dampfprozesskopplung
h	Hubraum (des Zylinders)
H	Hubraum (des Motors)
i	Innere, Laufvariable
m	mittel
r	Reibung
rel	relativ

s Saugrohr
zu zugeführt(e) (Wärme)

Abkürzungen

Weitere Indices und Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
ATL	Abgasturbolader
engl.	englisch
DIN	Deutsches Institut für Normierung
DPF	Diesel Partikel Filter
EGR	Exhaust Gas Recirculation
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure
ISFC	Indicated Specific Fuel Consumption
k	Kilo (10^3); Anzahl der Komponenten
MFB _{xx}	Mass Fraction Burnt (Prozent)
PAH	Polyzyklische Aromate
SCR	Selective Catalytic Reduction
T	Tera (10^{12})

In Anlehnung an DIN 1304-1, DIN 1345, DIN 13 345 und ISO 80 0000-5

Kurzfassung

Die Zielsetzung umfasst den Vergleich mehrerer Einspritzdüsenformen hinsichtlich des Emissionsverhaltens an einem 1-Zylinder Forschungsmotor. Der Forschungsmotor weist einen Hubraum von 1991 cm³ auf und besitzt damit die übliche Größe eines Nutzfahrzeugdieselmotors. Der Motor verfügt über eine moderne Direkteinspritzung per Common Rail mit einem maximalen Einspritzdruck von 2100 bar.

Der Versuch umfasst 13 verschiedene Düsen, welche die derzeitigen Fertigungsmöglichkeiten repräsentieren. Es kommen neben konischen, Flaschenhals-, Venturi- und verkürzten Geometrien auch mehrreihige Düsen zum Einsatz. Der Durchfluss der Injektoren ist für alle Düsen konstant.

Mit Ausnahme der mehrreihigen Düsen werden alle Injektoren bei stationärer Teil- und Volllast verglichen. Beide Lastpunkte werden mit 19 verschiedenen Betriebspunkten realisiert, welche sich hinsichtlich des Einspritzdruckes, des Luftverhältnisses sowie der Abgasrückführrate unterscheiden. Die Ansauglufttemperatur sowie die Temperaturen des Kühlmittels und des Schmieröls werden auf einen konstanten Wert geregelt. Der Schwerpunkt der Verbrennung wurde ebenfalls konstant gehalten. Von besonderer Bedeutung ist der Einfluss der Düsengeometrie auf das Ruß- und Stickoxidemissionsverhalten. Es werden aber bei den Messungen neben Ruß und NO_x auch die Partikelanzahl, Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen ermittelt. Die Messung der Partikelanzahl ermöglicht die Darstellung des Einflusses des Düsenlochdurchmessers auf die Größen der Partikel. Auch ein möglicher Einfluss auf den Wirkungsgrad wird dokumentiert. Um das Verhalten der Düsen über einen möglichst breiten Bereich beurteilen zu können, wird ein Design of Experiment (DoE) Modell erstellt. Dies erlaubt den Vergleich der Injektoren in einem Betriebsfeld, welches durch die Messungen erstellt wird.

Abstract

The goal of this diploma thesis was the comparison of several injector nozzles with respect to the emission behaviour. The research was done on a single-cylinder-research-engine with a displacement of 1991 cc. This is a common size of a heavy duty engine. The engine has a modern common rail injector system with a top injection pressure of 2100 bar.

The experiment includes 13 different nozzles, which represent the current manufacturing capabilities. Some of the injectors have a multi-row nozzle. The flow rate is constant for all nozzles.

With the exception of the multi-row nozzles, all the injectors were compared at two points of load. Both load points can be realized with 19 different operating points which differ in fuel pressure, air-fuel ratio and the exhaust gas recirculation rate. All temperatures were kept constant, so was the MFB50 of the combustion. The main focus was on the influence on soot and nitrogen oxide emissions, but also the number of particles, carbon monoxide and hydrocarbon emissions were measured. A possible influence on the efficiency is also documented. In order to describe the influence of the injector nozzles in a wide area, a DoE Model was created. This allowed the comparison of the injectors in an operating field, which is created by the measurements.

1 Einleitung

Der stetig wachsende Energie- und Transportbedarf in den Industrie- und Schwellenländern erfordert eine immer strengere Abgasgesetzgebung, um der damit einhergehenden Umweltproblematik entgegenzuwirken.

Während im Individualverkehr und im Transportsektor schon seit langem nahezu weltweit Grenzwerte existieren, sind im Non-Road Bereich diese erst seit Ende der 90er Jahre reglementiert [1]. Dies ist auch auf die verminderte Abgasproblematik des Verkehrs zurückzuführen. Durch die konsequente Verschärfung der zulässigen Emissionen im Straßenverkehr bekommen die Fahrzeuge und Arbeitsgeräte im Non-Road Bereich trotz ihrer verhältnismäßig kleinen Stückzahl immer größere Bedeutung. Daher wurden von der EU und der US-EPA Grenzwerte für ebendiese festgelegt. Von besonderer Relevanz sind bei selbstgezündeten Motoren mit innerer Gemischbildung die Ruß- und Stickoxidemissionen.

Um die derzeitigen und kommenden Emissionsvorschriften einhalten zu können, sind aufwendige Abgasnachbehandlungssysteme notwendig, jedoch wird auch das innermotorische Abgasverhalten weiterhin verbessert.

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Untersuchung von Dieseleinspritzdüsen. Ziel ist es, den Einfluss der Düsenform auf das Emissionsverhalten zu ermitteln.

In den Grundlagen wird die Abgasproblematik des Dieselmotors erklärt. Auch sind die derzeitigen Anforderungen durch die Gesetzgebung an die Emissionen aufgelistet.

Die Düsenformen wurden entsprechend der fertigungstechnischen Möglichkeiten ausgewählt und hinsichtlich ihrer geometrischen Eigenschaften einander gegenübergestellt. Darüber hinaus werden der Prüfstandsaufbau sowie das Messprogramm beschrieben.

Die Ergebnisse sind in Kapitel 4 dargestellt. Zu finden sind dort die Auswertungen bezüglich Kohlenwasserstoff, Kohlenmonoxid, Ruß, Partikel und Stickoxide sowie die möglichen Betriebsbereiche, die bei Einhaltung der Grenzwerte realisierbar sind. Des Weiteren sind die Brenndauer und der Zündverzug aller Injektoren dargestellt.

2 Theoretische Grundlagen

2.1 Funktionsprinzip des Dieselmotors

Als Einleitung soll die Definition des Dieselmotors nach DIN 1940 zitiert werden:

[Ein Dieselmotor ist ein (Anm. d. Verf.)] „*Verbrennungsmotor, bei dem der in den Verbrennungsraum eingespritzte flüssige Kraftstoff sich an der Luftladung entzündet, nachdem diese im Wesentlichen durch die Verdichtung auf eine für die Einleitung der Zündung hinreichend hohe Temperatur gebracht worden ist.*“

Der Verbrennungsmotor wird im Folgenden mathematisch beschrieben. Dies soll als Erklärung der in der Arbeit verwendeten Begriffe dienen.

Die abgegebene Leistung setzt sich aus dem Drehmoment (M_d) und der Drehzahl (n) zusammen. Die an der Kurbelwelle abgegebene Leistung wird als effektive Leistung bezeichnet.

$$P_e = M_d * \omega = M_d * 2 * \pi * n$$

Formel 2-1

Um eine Vergleichbarkeit zwischen verschiedenen Motoren zu gewährleisten, wird der effektive Mitteldruck (p_e) verwendet. Dieser entspricht der vom Motor geleisteten Arbeit (W_e) bezogen auf den Hubraum (V_H).

$$p_e = \frac{W_e}{V_H} = \frac{4 * \pi * M_d}{V_H}$$

Formel 2-2

Der Hubraum ergibt sich aus der Bohrung (D) des Zylinders und dessen Hub (H) sowie der Zylinderanzahl (z).

$$V_H = \frac{D^2 * \pi}{4} * H * z$$

Formel 2-3

Neben dem effektiven Mitteldruck (p_e) wird auch der indizierte Mitteldruck (p_{mi}) verwendet. Dieser bezieht sich auf die indizierte Leistung. Diese stellt jene Leistung dar, welche als mechanische Arbeit an den Zylinder abgegeben wird. Der Zusammenhang zwischen indizierter und effektiver Leistung ist in Formel 2-4 dargestellt.

$$P_e = P_i - P_r$$

Formel 2-4

Analog zum effektiven Mitteldruck kann geschrieben werden:

$$p_{mi} = \frac{W_i}{V_H}$$

Formel 2-5

Die indizierte Arbeit W_i ergibt sich aus dem Integral des Zylinderdrucks. Dieser wird am Prüfstand mit Hilfe der Zylinderdruckindizierung ermittelt.

$$W_i = \int p_i dV$$

Formel 2-6

Um eine Vergleichbarkeit für verschiedene Konfigurationen bezüglich ihrer Effizienz zu erhalten, ist es zielführend einen Wirkungsgrad einzuführen. Der Wirkungsgrad ist allgemein definiert als Quotient von Nutzen zu Aufwand.

$$\eta_e = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{W_e}{Q_{zu}} = \frac{W_e}{m_B * H_u}$$

Formel 2-7

Für den thermodynamischen Wirkungsgrad kann weiters geschrieben werden:

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

Formel 2-8

Das Verdichtungsverhältnis (ε) ergibt sich aus dem Hubvolumen (V_h) und dem verbleibenden Kompressionsvolumen (V_c).

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

Formel 2-9

κ wird als Isentropenexponent bezeichnet und ist von den spezifischen Wärmekapazitäten abhängig.

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$$

Formel 2-10

Es zeigt sich also, dass der maximal mögliche Wirkungsgrad einer Verbrennungskraftmaschine durch das Verdichtungsverhältnis und dem Isentropenexponenten begrenzt ist. Mit höherem Verdichtungsverhältnis steigt der Wirkungsgrad. Auch der Isentropenexponent sollte möglichst hoch sein, um eine hohe Effizienz zu ermöglichen. Dies wird durch ein möglichst hohes Luftverhältnis (λ) erreicht. Ein sogenannter magerer Betrieb weist ein $\lambda > 1$ auf. Es liegt Luftüberschuss vor.

$$\lambda = \frac{m_L}{L_{st} * m_B}$$

Formel 2-11

Dieselmotoren weisen immer ein globales $\lambda > 1$ auf. Es können jedoch infolge der inhomogenen Gemischbildung auch fette Zonen auftreten. Der stöchiometrische Luftbedarf ist abhängig vom verwendeten Kraftstoff. Er errechnet sich aus der Sauerstoffkonzentration in der Luft und dem kraftstoffspezifischen Sauerstoffbedarf. Bei 21 % Sauerstoffgehalt in der Luft ergibt sich somit:

$$L_{st} = \frac{1}{0,21} * O_2 = 4,76 * O_2$$

Der Sauerstoffbedarf für eine stöchiometrische Verbrennung wird Kapitel 3.3 unter der Thematik der Kraftstoffversorgung nochmals behandelt. Er bezeichnet den Sauerstoffbedarf, der notwendig ist um bei einer vollständigen Verbrennung den gesamten Kraftstoff zu verbrennen. Die Verbrennungsprodukte der vollständigen Verbrennung sind CO_2 und H_2O . Bei der Verbrennung im Motor treten noch weitere Abgase auf. Diese werden im folgenden Kapitel behandelt.

2.2 Abgasproblematik des Dieselmotors [2] [3]

Beim Dieselmotor handelt es sich um einen Motorprozess mit innerer Verbrennung sowie innerer Gemischbildung. Die Zündung erfolgt durch die Kompression. Aufgrund der daraus resultierenden kurzen Gemischbildungsdauer kommt es zur Entflammung einer inhomogenen Ladung. Dies führt dazu, dass trotz eines global betrachtet mageren Gemisches fette Zonen auftreten, in denen die Verbrennung unter Sauerstoffmangel abläuft. In den fetten Zonen kann Ruß entstehen. In den mageren Zonen können sich aufgrund der hohen Temperaturen Stickoxide bilden. In Abbildung 2-1 sind die Zonen, in denen die jeweiligen Emissionen entstehen, dargestellt.

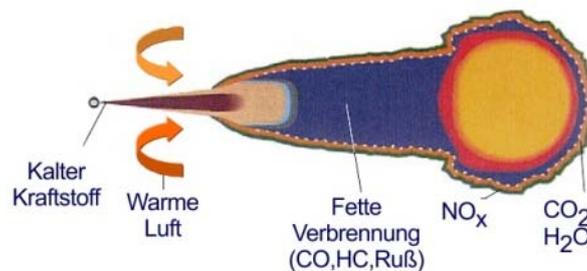


Abbildung 2-1 Verbrennungszonen beim Dieselstrahl [2]

Durch das lokale Luftverhältnis kann sowohl auf die Stickoxidbildung als auch auf die Rußemissionen Einfluss genommen werden. Je fetter das Gemisch, desto niedriger die NO_x Bildung. Umgekehrt gilt für die Rußbildung ein mageres Luftverhältnis emissionsmindernd. Dies führt zum Ruß- NO_x Trade Off. Für die Applikation im Serienfahrzeug gilt es, ein Optimum zu finden.

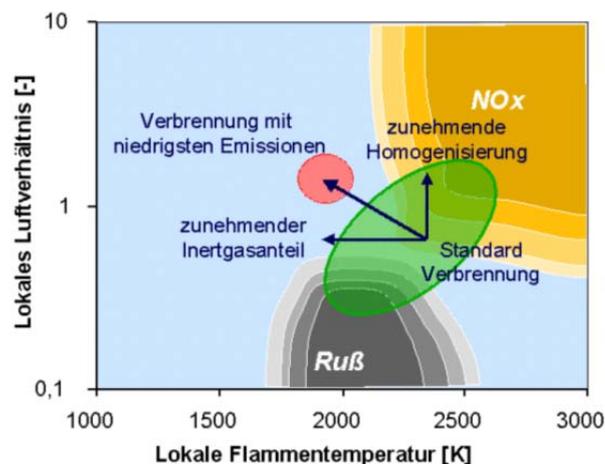


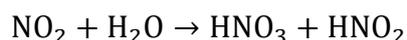
Abbildung 2-2 Einfluss des lokalen Luftverhältnisses auf die Stickoxid- und Rußemissionen [2]

2.3 NO_x

Stickoxide können bei Hochtemperaturprozessen in Verbindung mit Luft entstehen. Dabei kommt es zu einem Oxidationsprozess von Stickstoff und Sauerstoff. In den industrialisierten Ländern überwiegt der anthropogene Anteil der NO_x Emissionen den natürlichen bei weitem [2]. Bei der innermotorischen Verbrennung entstehen fast ausschließlich NO, das in der Atmosphäre bei Sonnenlicht oder aber auch in einem Oxidationskatalysator zu NO₂ oxidiert [3]. Für eine möglichst effektive Regenerierung des Rußpartikelfilters ist eine höhere NO₂ Konzentration wünschenswert, was in einem Interessenskonflikt mit den einzuhaltenden NO_x Emissionen steht.

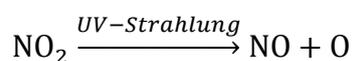
2.3.1 Auswirkungen

Für den Menschen stellt NO₂ eine besondere Gefahr dar, welches ein starkes Atem- und Reizgift ist und zu Asthma und anderen Atemwegserkrankungen führen kann. Auswirkungen auf die Umwelt gehen von Stickoxiden vor allem durch die Übersäuerung und Überdüngung der Böden und Gewässer, die Bildung von Feinstaub und die Erzeugung von Ozon aus [4]. Der so genannte „Saurer Regen“ ist für die Übersäuerung der Böden verantwortlich. Er entsteht durch die Bildung von Salpetersäure nach folgender Reaktionsgleichung:



Formel 2-13

Die Bildung von Ozon aus NO₂ ist aus nachstehender Gleichung ersichtlich [2]:



Formel 2-14



Formel 2-15

M stellt einen beliebigen Stoßpartner dar und ist für die Erfüllung der Energiegleichung notwendig.

2.3.2 Maßnahmen zur Reduktion

Während bei einem $\lambda=1$ Konzept die Herabsetzung der NO_x Emissionen verhältnismäßig einfach in einem 3-Wege Katalysator geschieht, ist die Lösung bei einem Magerkonzept komplexer. Es können sowohl innermotorische Maßnahmen als auch eine geeignete Abgasnachbehandlung zur Verwendung kommen.

2.3.2.1 Abgasrückführung

Da die bei der Verbrennung entstehenden Stickoxidemissionen meist durch thermische Bildung entstehen, ist die Herabsetzung der Verbrennungstemperatur eine wirksame Maßnahme. Ein adäquates Mittel ist die Beimengung von inertem Gas mit Hilfe einer Abgasrückführung (AGR). Der dadurch verursachte Verdünnungseffekt, sowie die leicht erhöhten spezifischen Wärmekapazitäten (H₂O) verringern die Temperaturspitzen im Brennraum bei nahezu unveränderter mittlerer Temperatur. Die Korrelation von AGR, Sauerstoffgehalt, λ und der sich daraus ergebenden NO_x Reduktion wird in Abbildung 2-3

dargestellt [2].

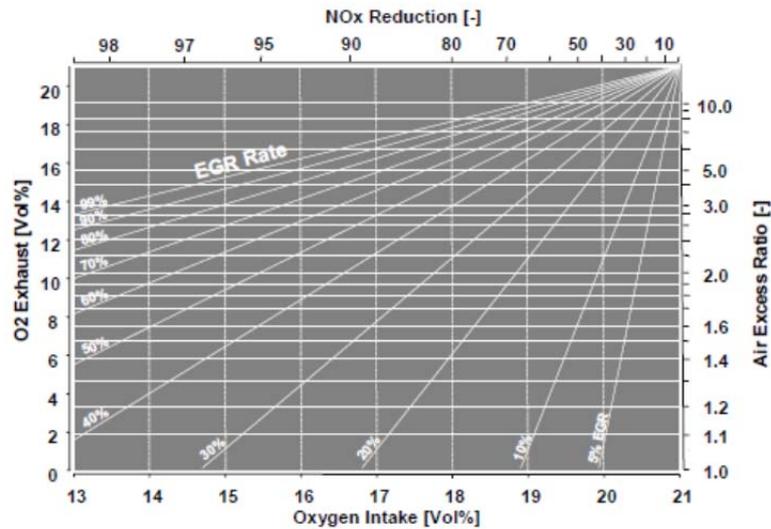


Abbildung 2-3: NO_x Reduktion in Abhängigkeit von EGR und Sauerstoffgehalt [2]

Auf der unteren Abszisse ist der Sauerstoffgehalt in Vol% angegeben, den das angesaugte Gas vor dem Einlassventil aufweist. Auf der rechten Ordinate ist das Luftverhältnis aufgetragen. Die linke Ordinate zeigt den Sauerstoffgehalt des Abgases. In der oberen Abszisse ist die mögliche NO_x Reduktion in % aufgetragen. Die AGR Rate (engl. EGR) ist als ISO-Linie im Diagramm dargestellt. Es lässt sich zum Beispiel die mögliche NO_x Reduktion bei gegebenen λ und gegebener AGR Rate ablesen.

An dieser Stelle ist anzumerken, dass sich der positive Effekt des zurückgeführten Abgases bei höheren Raten immer weiter verringert. Als Beispiel ist in Abbildung 2-4 die Verminderung des Sauerstoffgehalts am Einlassventil um 1.3 % angegeben. Während diese Maßnahme bei einer Ausgangsbasis von 19.3 % eine Reduktion der NO_x-Emissionen um 2 g/kWh zur Folge hat, ist dieselbe Sauerstoffreduktion bei einer Basis von 15.5% nur mehr gering. Bei prozentualer Betrachtung ist das Potential an beiden Stellen gleich.

Der Mechanismus der Abgasrückführung ist nicht von der Motorgröße oder dem Betriebspunkt abhängig und ergibt bei ähnlichen Motorparametern wie Einspritzzeitpunkt, Ansaugtemperatur und Gemischbildung eine strenge Korrelation von NO_x Emissionen und der O₂ Rate [2].

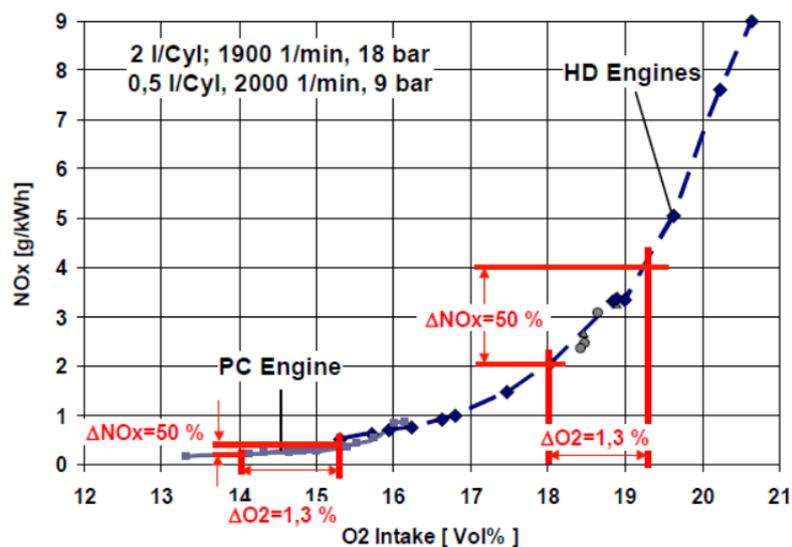
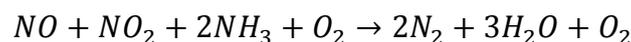


Abbildung 2-4 NO_x Minderung über angesaugte O₂-Konzentration [2]

Der bei TIER IV final geforderte Grenzwert von 0.4 g/kWh wäre nur durch Einsatz sehr hoher AGR Raten einzuhalten, was jedoch zu Problemen bei der Verbrennung und zur Rußbildung führt. Um die Limits für NO_x dennoch nicht zu überschreiten, kann auf ein DeNO_x System zurückgegriffen werden.

2.3.2.2 SCR

Die Selektive Katalytische Reduktion hat sich einstweilen gegen den NO_x Speicherkatalysator durchgesetzt. Die bei der Verbrennung erzeugten Stickoxide sind zwar metastabil, die Aktivierungsenergie für die Rückreaktion ist jedoch sehr hoch. Es sind zurzeit keine katalytischen Stoffen bekannt, die diese weit genug absenken könnte. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit eines zusätzlichen Reaktionspartners. Die bei der Verbrennung entstehenden CO und HC Emissionen sind hierfür geeignet, liegen jedoch im Magerbetrieb kaum vor. In einem SCR System wird daher NH₃ (Ammoniak) als Reduktionsmittel genutzt [2].



Formel 2-16

Da NH₃ aus sicherheitstechnischen Gründen nicht im Fahrzeug mitgeführt werden darf, kommt eine wässrige Harnstofflösung zum Einsatz (Handelsname AdBlue). Ein entscheidender Nachteil des SCR-Systems ist die Notwendigkeit dieses weiteren Betriebsstoffes. Um den Verbrauch von AdBlue und den damit verbundenen Platzbedarf möglichst gering zu halten, sind niedrige Rohemissionen auch bei Verwendung eines SCR-Systems wünschenswert. Die möglichen Konvertierungsraten liegen bei $\geq 95\%$ [5]. Daraus ergibt sich für TIER IV final ein möglicher Rohemissionswert von über 9 g/kWh, bei dem noch die Forderungen der Gesetzgebung von 0,4 g/kWh eingehalten werden können.

2.4 Ruß

Ruß tritt typischerweise in Verbrennungszonen mit fettem Gemisch auf. Da der Dieselmotordieselstrahl einer Diffusionsflamme entspricht, kommt es zur Rußbildung. Auf den Einfluss des Schmieröls auf die Rußemissionen soll hier nicht weiter eingegangen werden.

2.4.1 Auswirkungen

Aus humantoxischer Sicht ist der Ruß als Träger von Polyzyklischen Aromaten (PAH) relevant. Diese lagern sich an die Rußpartikel an und sind aufgrund ihrer kleinen Abmessungen lungengängig. Einige der PAHs stehen im Verdacht, kanzerogene Wirkung zu haben.

2.4.2 Maßnahmen zur Reduktion

2.4.2.1 Innermotorische Maßnahmen

Wie in Kapitel 2.2 bereits erwähnt, wird Ruß in Zonen mit einem niedrigen lokalen Luftverhältnis gebildet. Daher ist es notwendig, fette Zonen zu vermeiden. Dies geschieht durch eine gute Zerstäubung des Diesels sowie durch eine geeignete Wahl des Luftverhältnisses. Entscheidend für die Zerstäubung ist der Druck, mit dem der Kraftstoff eingebracht wird. Der Einspritzdruck ist jedoch im Gegensatz zum Raildruck meist nicht bekannt, da der Druckverlust vom Rail bis zur Düse in der Regel nicht vorliegt. Auch sind Wandanlagerungen von Kraftstoff unbedingt zu vermeiden. Die Ladungsbewegung durch den Drall in der Kolbenmulde hat ebenfalls einen entscheidenden Einfluss auf die Rußbildung. Ein weiterer Aspekt ist der Rußabbrand der bereits gebildeten Partikel im Zylinder. Hierfür sind ausreichend hohe Temperaturen notwendig, die im Expansionstakt lange genug aufrecht gehalten werden müssen. Hohe Temperaturen im Brennraum sind jedoch konträr zu den Anforderungen einer Low-NO_x-Verbrennung.

2.4.2.2 Rußpartikelfilter

In Kraftfahrzeugen sind als Dieselpartikelfilter (DPF) sogenannte „Wall-Flow-Filter“ üblich. Die Funktionsweise ist schematisch in Abbildung 2-5 dargestellt.

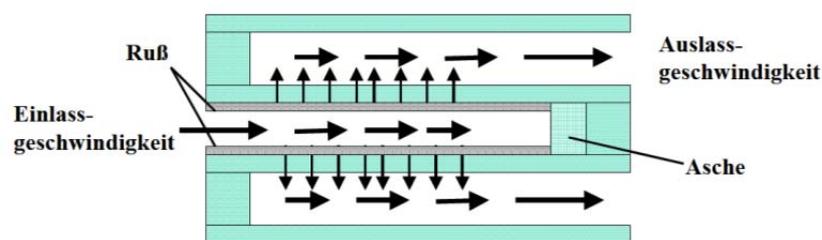


Abbildung 2-5 Ablagerungen beim DPF [3]

Das Abgas strömt durch das Filtermaterial. Die Partikel und Asche bleiben im Filter zurück. Durch die kontinuierliche Anlagerung von Partikeln kommt es zur Verengung des Strömungsquerschnittes. Um einem unzulässig hohen Anstieg des Abgasgedruckes entgegenzuwirken, ist ein Abbrand des Rußes notwendig. Die katalytische Beschichtung des Filters erlaubt eine Absenkung der Abbrand-Temperatur auf 500°C. Da solche hohen Abgastemperaturen im Motorbetrieb selten vorkommen, sind weitere Maßnahmen für den Abbrand im Rußpartikelfilter notwendig. Es besteht die Möglichkeit, die Zündtemperatur mithilfe von NO₂ abzusenken. Kommt es dennoch nicht zum Abbrand, ist eine Zwangsregenerierung notwendig, die durch eine späte Kraftstoffeinspritzung oder eine externe Wärmezufuhr realisiert werden kann. Beide Maßnahmen wirken sich jedoch negativ

auf den Wirkungsgrad aus [3].

2.5 Weitere Schadstoffe

Zu den weiteren Schadstoffen, die der Dieselmotor emittiert, zählen Kohlenmonoxid und verschiedene Formen von Kohlenwasserstoffen. Schwefelverbindungen stellen bei den heute üblichen Kraftstoffen im NFZ Bereich keine wesentliche Problematik mehr dar.

2.5.1 Kohlenmonoxid [2]

Kohlenmonoxid tritt typischerweise bei unvollständiger Verbrennung aufgrund von Luftmangel auf. Obwohl das Gemisch im Brennraum global betrachtet immer mager ist, können fette Zonen aufgrund der inhomogenen Gemischbildung entstehen. In diesen Zonen hat der Kraftstoff zu wenig Sauerstoff zur Verfügung, um vollständig zu oxidieren.

Kohlenmonoxid ist ein hoch toxisches Gas, da es eine höhere Affinität zu Hämoglobin aufweist als Sauerstoff. Da Hämoglobin als Bestandteil der roten Blutkörperchen für den Transport von Sauerstoff im menschlichen Organismus verantwortlich ist, besteht daher bei zu hohen Mengen an CO Erstickungsgefahr. Kohlenmonoxid ist weiters farb- und geruchlos.

Innermotorisch kann mit ausreichender Sauerstoffzufuhr die unvollständige Verbrennung vermieden werden. Dies hat dementsprechend positive Auswirkungen auf die CO Emissionen. Weiters kann CO sehr gut mit einem Oxidationskatalysator vermindert werden.

2.5.2 Kohlenwasserstoff [2]

Unter HC-Emissionen versteht man alle organischen Verbindungen, die den Motor verlassen. Diese können unterschiedlichste Zusammensetzungen haben. In der Schadstofflimitierung wird jedoch nur zwischen Methan und Non-Methan HC unterschieden.

Kohlenwasserstoffe entstehen durch unverbrannten Kraftstoff. Diese können durch Erlöschen der Flamme in Wandnähe auftreten. Auch ein Betrieb außerhalb der Zündgrenzen verursacht HC-Emissionen.

Die Umweltauswirkungen von Kohlenwasserstoffverbindungen sind sehr stark von ihrer Zusammensetzung abhängig. Methan ist ein sehr starkes Treibhausgas mit einer CO₂ Äquivalenz von bis zu 33. Speziell die Polyzyklischen Aromaten gelten als kanzerogen. In Verbindung mit NO_x kann zudem Smog entstehen.

Kohlenwasserstoffe können sehr wirksam mit einem Oxidationskatalysator reduziert werden.

2.6 Grenzwerte

Im Zuge der stets weiter verschärften Abgasvorschriften ist es notwendig, kontinuierlich neue Technologien und Entwicklungen am Fahrzeug zu betreiben. Um die Grenzwerte einhalten zu können, sind sowohl innermotorische Maßnahmen als auch eine geeignete Abgasnachbehandlung notwendig. Dies trifft nicht nur den PKW und LKW Sektor, sondern auch zunehmend den Non-Road Bereich. Die Grenzwerte liegen bereits auf dem Niveau von Dieselmotoren, die im Straßenverkehr eingesetzt werden. Die zurzeit schärfsten Grenzwerte sind durch die US-EPA vorgeschrieben. Die Einhaltung der EURO IV Abgasnorm erfordert ein weitgehend gleiches Emissionsniveau. Limitiert sind die Kohlenmonoxid- (CO), Kohlenwasserstoff- (HC), Stickoxid- (NO_x) und Rußemissionen (PM). Es werden für die EURO IV Norm und die US EPA TIER 4 final Norm sowohl ein stationärer (NRSC) als auch ein transients (NRTC) Testzyklus angewandt. Die stationäre Messung ist mit einem

betriebswarmen Motor zu absolvieren, während der transiente Prüfzyklus eine Messung sowohl mit Kalt- als auch mit Warmstart vorsieht. Die dabei einzuhaltenen Emissionswerte sind für den Leistungsbereich zwischen 130 kW und 560 kW aus der nachstehenden Tabelle 2-1 ersichtlich.

	CO [g/kWh]	HC [g/kWh]	NO _x [g/kWh]	PM [g/kWh]
EURO IV	3,5	0,19	0,4	0,025
US EPA TIER 4 final	3,5	0,19 ^a	0,4	0,02

^a Non-Methan HC

Tabelle 2-1 Grenzwerte für Non-Road Anwendungen mit einer Leistung zwischen 130 kW und 560 kW [1]

Für die Partikelanzahl (PN) ist noch keine Limitierung vorgesehen. Für Nutzfahrzeuge im Straßenverkehr ist eine Beschränkung der Partikelanzahl jedoch schon in Kraft getreten. In Tabelle 2-2 sind die derzeit in Europa gültigen Emissionsgrenzwerte für LKW mit einem höchstzulässigen Gesamtgewicht von über 3,5 t dargestellt. Es wird sowohl stationär (WHSC) als auch transient (WHTC) gemessen.

	CO [g/kWh]	HC [g/kWh]	NO _x [g/kWh]	PM [g/kWh]	PN [1/kWh]
WHSC	1,5	0,13	0,4	0,01	8x10 ¹¹
WHTC	4	0,5	0,4	0,01	6x10 ¹¹

Tabelle 2-2 EURO VI Grenzwerte für LKW > 3,5 t [1]

Obwohl die Partikelanzahl für den Non-Road Bereich noch nicht limitiert ist, ist eine Untersuchung dahingehend durchaus von Interesse. Es ist davon auszugehen, dass in zukünftigen Abgasvorschriften auch die Partikelanzahl reglementiert wird.

Die Grenzwerte für NO_x und PM sind nach heutigem Stand der Technik mit einem konventionellen Brennverfahren nicht ohne aufwendiger und kostenintensiver Abgasnachbehandlung realisierbar. Dies hat zur Folge, dass sowohl alternative Verbrennungsverfahren als auch die konventionelle Dieselerbrennung intensiv erforscht werden.

2.7 Nomenklatur des Motors

Im Zuge der vorliegenden Arbeit werden Zustandsgrößen, die im Saugrohr oder Abgastrakt liegen, mit einer Ziffer im Index versehen. Beispielsweise wird der Druck im Saugrohr mit p_{22} angegeben. Diese Nomenklatur ist im Motorenbau üblich und soll hier kurz erläutert werden.

Die erste Nummer im Index bezieht sich auf die Lage in der Luftstrecke. Es gibt bei einem Motor mit Abgasturboaufladung 5 mögliche Stellen. Diese sind in Abbildung 2-6 dargestellt.

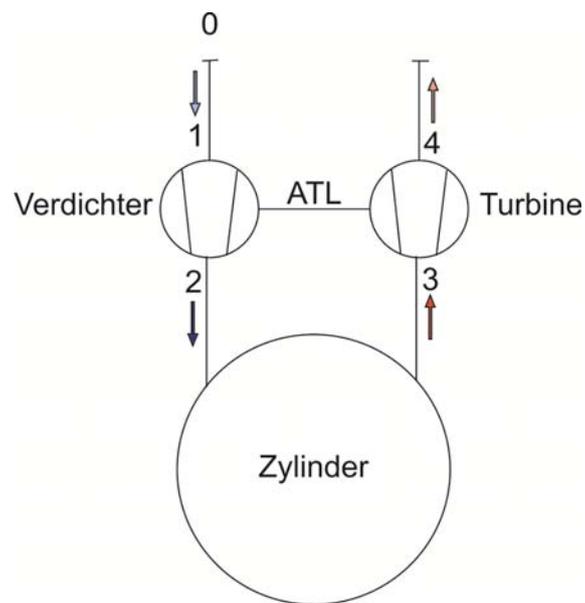


Abbildung 2-6 Messstellen

Die Stelle 0 repräsentiert die Umgebung. Mit 1 werden alle Größen im Ansaugrohr vor dem Verdichter nummeriert. Die 2 liegt nach dem Verdichten und vor dem Zylinder. Die Zustandsgrößen im Zylinder sind nicht mit einem Ziffernindex versehen. Die Stelle 3 befindet sich vor der Turbine, die Nummer 4 danach.

Die zweite Ziffer im Index kommt zu tragen, wenn es mehrere Messstellen in einem Bereich gibt. Im Fall von p_{22} ist der Druck nach dem Verdichter bei der dritten Messstelle beschrieben.

3 Experimentelle Untersuchungen

3.1 Related Work [6]

Eine Veröffentlichung der IAV (Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr) zeigt Möglichkeiten zur Verbesserung der Abgasemission ohne einer weiteren Raildruckanhebung auf. Dabei wurden neben alternativen Einspritzverläufen auch verschiedene Einspritzdüsenformen verglichen. Die Vergleichsmessungen wurden auf einem 1-Zylinder Forschungsmotor in PKW Größe sowie an einem 1-Zylinder Forschungsmotor im NFZ Größe durchgeführt. Als Düsenformen wurden konische Bohrungen mit positivem und negativem k-Faktor (siehe Kapitel 3.2.1), Düsen mit verringertem Durchfluss und als alternative Formen eine Venturidüse sowie zwei Flaschenhalsdüsen ausgewählt.

Am PKW Motor wurden die konischen Düsen gegenübergestellt. Bei Volllast zeigte sich folgendes Bild:

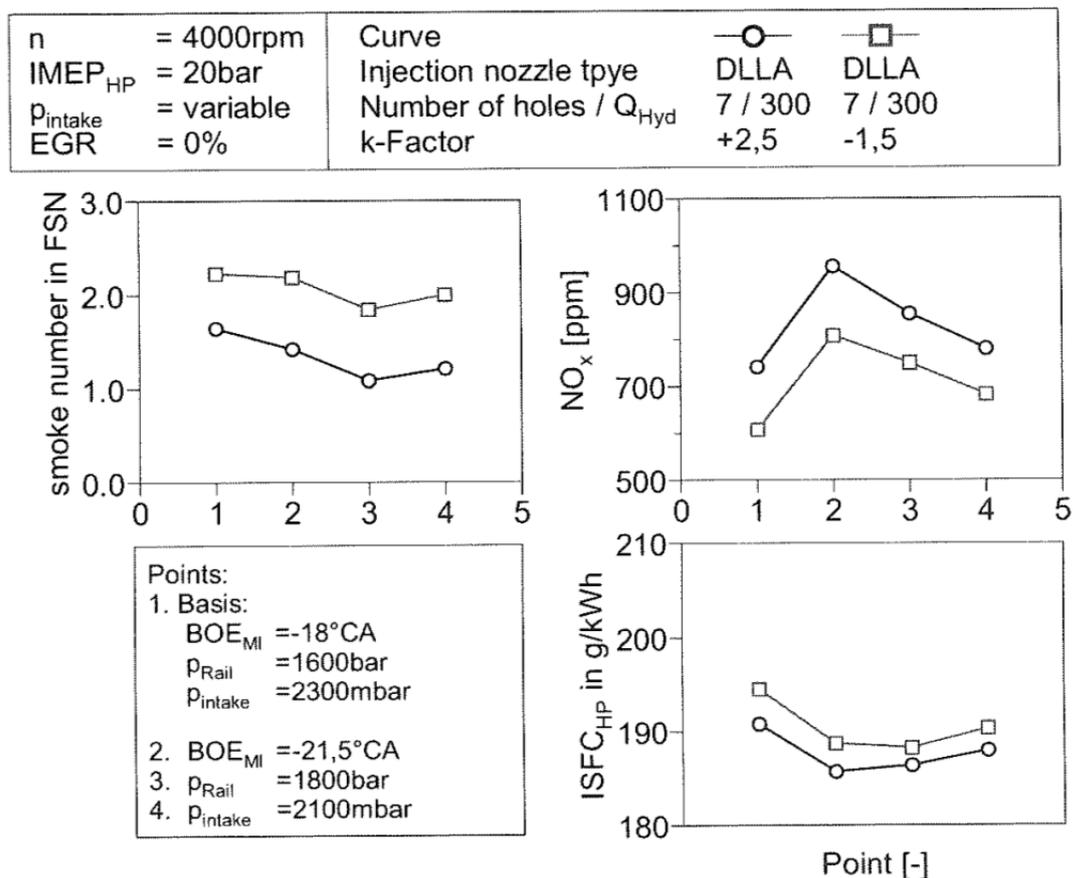


Abbildung 3-1 Einfluss der Düsenkonizität auf das Emissionsverhalten an der PKW-Volllast

Für beide Injektoren wurden vier Messpunkte gewählt. Die jeweiligen Betriebsparameter sind im linken unteren Kästchen ersichtlich. Es zeigt sich bei allen Betriebspunkten, dass der Injektor mit einem positiven k-Faktor (Düsenausgang kleiner als Düseneingang) eine Verbesserung im Rußverhalten aufweist. Ein negativer k-Faktor ist im Hinblick auf die Rußemissionen nicht zielführend.

Am Nutzfahrzeugmotor wurden Düsen mit unterschiedlichem Durchfluss untersucht. In Abbildung 3-2 werden diese verglichen. Es wurden der Referenzdüse mit einem hydraulischen Durchfluss von 1200ml/30s zwei Düsen mit einem auf 900ml/30s verringertem Durchfluss gegenübergestellt. Die Düsen mit geringerem Durchfluss sind einmal zylindrisch und einmal konisch mit einem positiven k-Faktor ausgeführt. Während die Verringerung des Durchflusses ohne Änderung der Geometrie Vorteile bei der NO_x Emission aufgrund der längeren Brenndauer bringt, ist die konische Düse durch einen geringeren Partikelaustritt und einen besseren Wirkungsgrad gekennzeichnet. Die Schwerpunktlage und der indizierte Mitteldruck wurden im Interesse der Vergleichbarkeit für die drei Düsen konstant bei 15° KW nOT gehalten. Die Raildruckvariation reicht von 1600 bar bis 2400 bar.

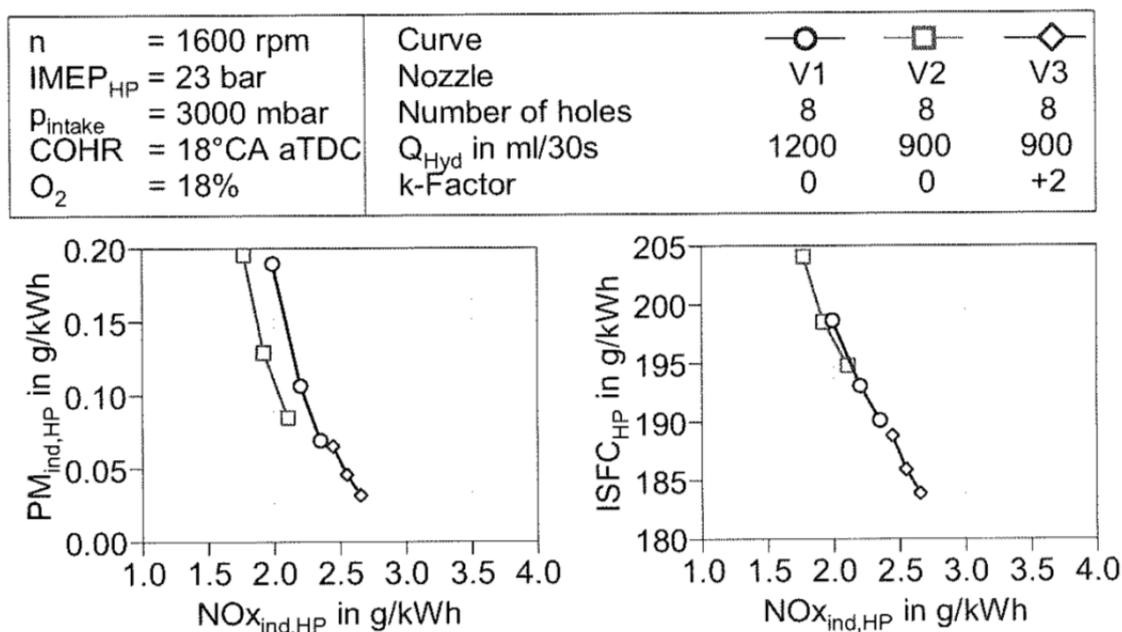


Abbildung 3-2 Einfluss des Düsendurchflusses und der Düsenlochkonizität auf das Emissionsverhalten an einem NFZ-Vollastbetriebspunkt

Die Düse V3 mit konischer Bohrung weist einen geringeren Rußausstoß auf als die Düse V1. Diese Verbesserung kommt einer Erhöhung des Einspritzdruckes gleich.

Besonders hervorgehoben werden sollen die Ergebnisse der alternativen Düsenformen. In Abbildung 3-3 sind die untersuchten Geometrien dargestellt. Es handelt sich um eine Venturidüse und zwei Flaschenhalsdüsen.

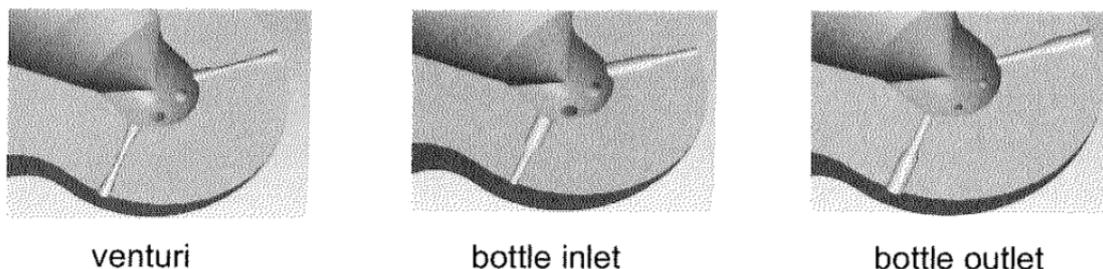


Abbildung 3-3 Düsenformen

Die Versuche wurden mit nicht näher beschriebenen, hohen AGR Raten durchgeführt. Das

Raildruckniveau wurde wieder zwischen 1600 bar und 2400 bar variiert. Bemerkenswert ist die in Abbildung 3-4 ersichtliche Abnahme von NO_x und Ruß bei Anhebung des Raildrucks. Somit wäre der NO_x -Ruß Trade-Off gebrochen.

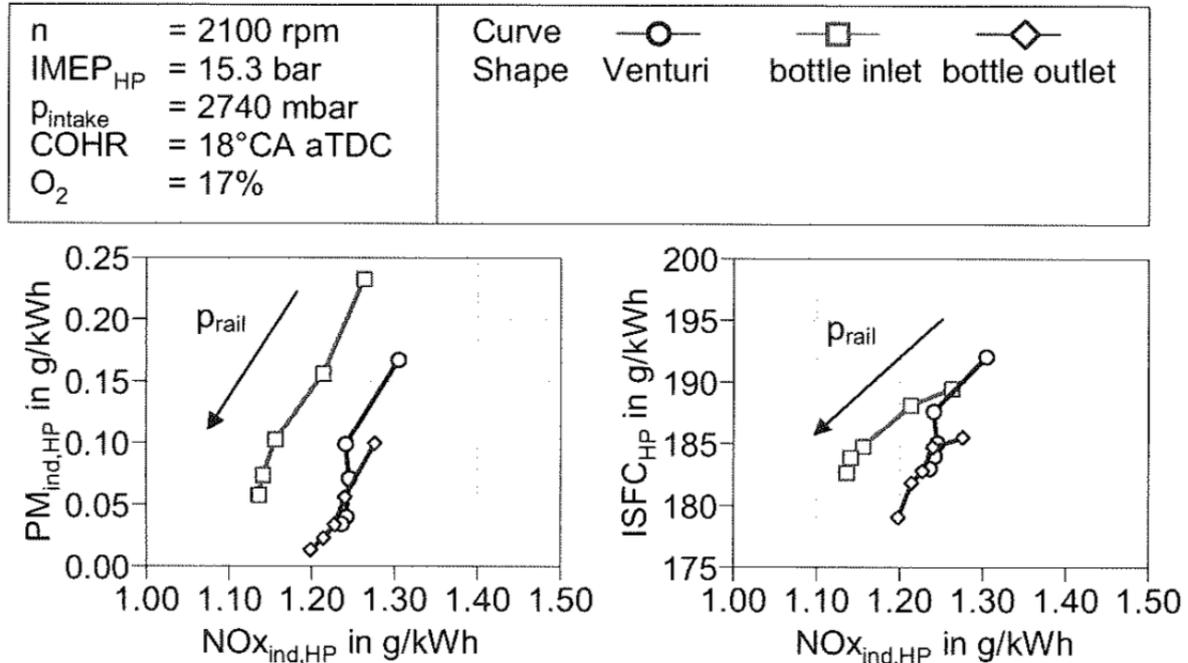


Abbildung 3-4 Einfluss der Spritzlochform auf das Emissionsverhalten an einem NFZ-Volllastpunkt

Diese Ergebnisse dienen als Input für die aufgestellte Düsenmatrix

3.2 Injektoren

3.2.1 Düsenmatrix

Die realisierten Düsenformen sind durch das Fertigungsverfahren begrenzt. Die durchgeführte Versuchsreihe umfasst 13 verschiedene Düsenformen. Von jeder Düsengeometrie wurden drei Injektoren angefertigt, wobei jeweils ein Injektor nur mit einer Düsenbohrung versehen ist. Die verbliebenen zwei haben 8 am Umfang verteilte Düsenlöcher. Eine Ausnahme bilden die mehrreihigen Düsen. Sie weisen bis zu 24 Spritzlöcher auf, die ebenfalls an 8 Stellen am Umfang verteilt werden. Der Durchfluss wurde für die Injektoren mit voller Bohrungsanzahl immer konstant gehalten. Bis auf den Injektor A1 wurde von allen Düsenformen mindestens ein Abdruck vor und nach dem hydroerosiven (HE) Verrunden angefertigt, wobei immer 4 Düsenlöcher bzw. Düsenlochreihen vermessen wurden. Eine Übersicht über die verschiedenen Düsenformprinzipien ist für die einreihigen Ausführungen in Abbildung 3-6 ersichtlich. Der Spritzwinkel ist für alle Düsen gleich.

Alle Düsen wurden bei Liebherr in Deggendorf gefertigt. In Tabelle 3-1 sind die geometrischen Daten der gefertigten Düsen ersichtlich.

Bezeichnung	Geometrie	Lochanzahl	Reihen	k-Faktor nach COB-DEG	Kegelwinkel	Länge der Düse	I/D	Lochebene	HE
		-	-	-	°	µm	-	µm	%
G1	zylindrisch	8	1	0	0,00	900	4,47	590	15
G2	konisch	8	1	3	0,86	900	4,47	590	15
G3	konisch	8	1	5	1,43	900	4,47	590	15
G4	konisch	8	1	10	2,86	900	4,47	590	15
H1	Flaschenhals	8	1	6	1,72	900	4,47	590	10
H2	Flaschenhals	8	1	3	0,86	900	4,47	590	10
E1	Venturi	8	1	6	1,72	900	4,47	590	10
E2	Venturi	8	1	3	0,86	900	4,47	590	10
F1	Kegel innen	8	1	6	1,72	900	4,47	590	10
D1	Vorhof	8	1	0	0,00	650	3,23	590	15
C1	Doppelreihe	16	2	0	0,00	900	6,2	430	15
B1	Doppelreihe Vorhof	16	2	0	0,00	700	4,82	430	15
A1	3-reihig	24	3	0	0,00	900	7,5	430	15

Tabelle 3-1 Düsengeometrien

In Abbildung 3-5 ist ein Auszug aus der Konstruktionszeichnung des Injektortyps G ersichtlich. Die Zeichnungen für alle weiteren Typen befinden sich im Anhang.

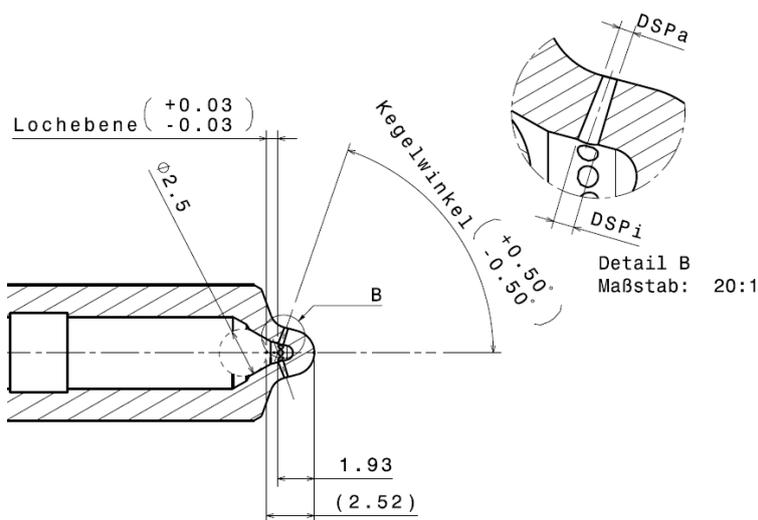


Abbildung 3-5 Form G

In Abbildung 3-6 sind die einreihigen Düsentypen dargestellt. Es ist der arithmetische Mittelwert aus den Messungen der Düsenlöcher aufgetragen. Δ Durchmesser ist auf den

kleinsten Durchmesser der Düse bezogen. Der Abstand bezieht sich auf den Düseneinlauf.

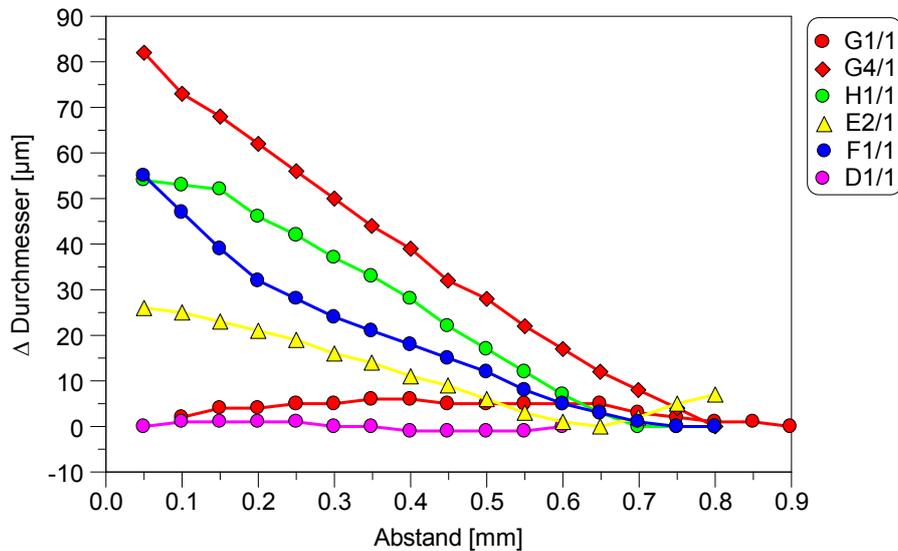


Abbildung 3-6 Gegenüberstellung der wichtigsten einreihigen Düsenformen

Der angegebene k-Faktor ist ein Maß für die Konizität der Bohrung. Eine häufige Definition in der Literatur ist:

$$k = \frac{(\varnothing_{\text{Einlauf}} - \varnothing_{\text{Auslauf}})}{10}$$

Formel 3-1

Hierbei werden die Durchmesser in μm angegeben. Der k-Faktor hat dabei die Einheit μm und kann daher physikalisch nicht richtig sein. Den Kegelwinkel ergibt die Formel 3-2.

$$k = \frac{(\varnothing_{\text{Einlauf}} - \varnothing_{\text{Auslauf}})}{l_{\text{Distanz}}} * 100$$

Formel 3-2

In der Versuchsreihe sind auch k-Faktoren von nicht konischen Düsen angegeben. Die gewählte Definition lautet in diesem Fall:

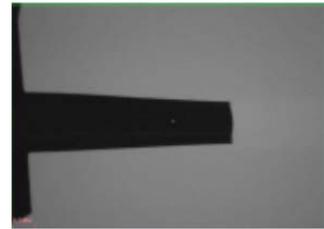
$$k = \frac{(\varnothing_{\text{Einlauf}} - \varnothing_{\text{min}})}{l_{\text{Distanz}}} * 100$$

Formel 3-3

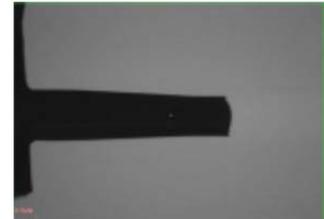
Der in Tabelle 3-1 angegebene k-Faktor nach COB-DEG ist durch die Formel 3-2 bzw. Formel 3-3 definiert.

Von allen Düsenformen wurde ein Spritzlochabdruck erstellt. In Abbildung 3-7 sind Vergrößerungen der Abdrücke dargestellt, die mit Hilfe eines Rasterelektronenmikroskops (REM) erstellt wurden.

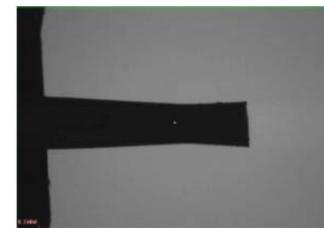
Die **G-Serie** entspricht einer konischen Bohrung. Eine Ausnahme bildet die Düse G1. Sie besitzt einen k-Faktor von 0 und entspricht damit einer zylindrischen Bohrung. Die Düse G1 entspricht weitgehend der von Liebherr in der Serie eingesetzten Düsenform. In Serie sind aber auch Düsen mit einem k-Faktor von bis zu 5 üblich.



Die **H-Serie** hat die Form eines Flaschenhalses. Diese Form verfügt daher über einen zylindrischen Ein- und Auslauf.



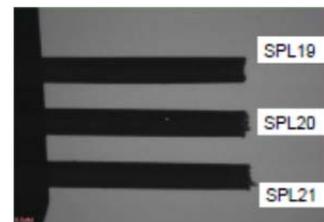
Die **E-Reihe** verfügt über eine Venturigeometrie. Durch die höhere Strömungsgeschwindigkeit in der Düse sind geringere Bohrungsdurchmesser notwendig, um den geforderten Durchfluss von 950 ml/30sec zu gewährleisten. Dies sollte zu geringeren Tröpfchengrößen führen.



Die **F-Düse** verfügt wie die G-Serie über eine konische Bohrung. Jedoch ist der kleinste Durchmesser schon vor Ende der Düse erreicht und geht in eine zylindrische Bohrung über.



Auch die **mehrrheiligen Düsen** zielen auf eine geringere Tröpfchengröße ab. Hier kommen mehrere Düsenlöcher parallel zum Einsatz. (A, B, C)



Anhand der **Düsen mit Vorhof** soll der Einfluss der Düsenlänge eruiert werden. (B, D)



Abbildung 3-7 REM Vergrößerung der Spritzlochabdrücke

3.2.2 Injektor Inbetriebnahme

Um etwaigen Einlaufphänomenen vorzubeugen, werden alle Injektoren vor der Messung eingefahren. Dies geschieht bei 2100 bar Einspritzdruck und ungefähr 10 bar indiziertem Mitteldruck bei 1800 U/min. Als Einlaufdauer sind 60 min vorgesehen.

Um den Einfluss des Einlaufens zu visualisieren, wurde mit einem Injektor ein Dauerlaufprogramm absolviert. Dies wurde bei einem Raildruck von 1300 bar, einem indiziertem Mitteldruck von 11.5 bar und einer Drehzahl von 1500 U/min durchgeführt. Die AGR-Rate wurde auf 12.5 % festgelegt und am Beginn der Messung ein λ von 1.58 gewählt.

Der Motor wurde mit Hilfe der Konditionierungsanlagen auf Betriebstemperatur gebracht. Alle Stellparameter wurden während des Versuches konstant gehalten. Die Messdauer erstreckte sich über ca. 4 h 20 min. In Abbildung 3-8 ist der zeitliche Verlauf des Mitteldruckes und des Luftverhältnis λ ersichtlich. Bereits kurz nach Messbeginn stellte sich ein Druckanstieg ein der nach ca. 35 min sein Maximum erreichte. Die maximale Abweichung beträgt 0.12 bar, was bei diesem Betriebspunkt einer relativen Abweichung von ca. 1.1 % bedeutet.

Einlaufversuch Injektor G2/2				
p_{mi} [bar]	n [U/min]	p_{Rail} [bar]	AGR [%]	λ [%]
11,5	1500	1300	12,5	1,58

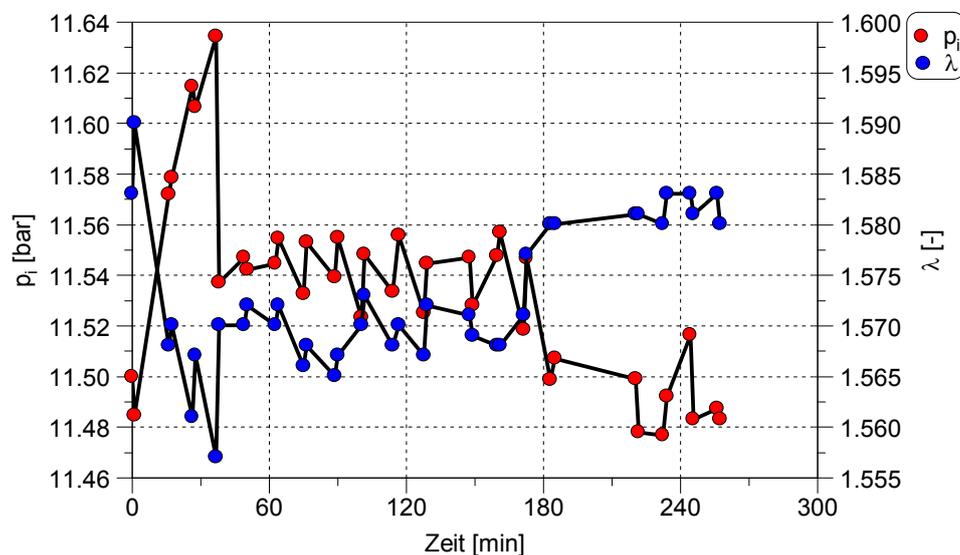


Abbildung 3-8 Zeitlicher Verlauf des Mitteldruckes und λ über die Zeit

Daraus folgt der Schluss, dass der Mitteldruck in Folge zusätzlich eingebrachtem Kraftstoff ansteigt. Da die Bestromungsdauer des Injektors und der Luftmassenstrom konstant gehalten wurden, muss sich der Durchfluss des Injektors geändert haben.

Der Ursprung dieser Durchflussänderung könnte sowohl an einer Änderung der Geometrie des Düsenloches als auch an der Öffnungsgeschwindigkeit der Injektornadel sowie an einer Änderung des Druckverlustes im Injektor und Druckrohrstutzen liegen. Um einer Änderung des Durchflusses entgegenzuwirken, wurden die Bohrungen der Düsenlöcher bei der Fertigung hydroerosiv verrundet. Damit wird auch eine Kavitation im Düseneintritt vermieden. Dennoch könnte eine Änderung der Geometrie durch den Betrieb aufgetreten sein. Die Ursache für die Durchflusserhöhung lässt sich am Motorenprüfstand nicht genau eruieren.

3.3 Prüfstands Aufbau

Motor

In der Tabelle 3-2 sind die Eckdaten des Versuchsmotors aufgelistet:

Hersteller	Liebherr
Zylinderanzahl	1
Hub	150 [mm]
Bohrung	130 [mm]
Hubraum	1991 [cm ³]
Verdichtung	15- 16.5 -18
Ventile	4
max. Zylinderdruck	200 [bar]
max. Drehzahl	2000 [U/min]
max. Einspritzdruck	2400 [bar]
AGR-Rate	0 – 70 [%]
Ladedruck [rel.]	0 – 4 [bar]
Drallniveau	1.2 [-] (n_D/n_{red})

Tabelle 3-2 Motordaten

Der verwendete Versuchsträger leitet sich von einem 6-Zylinder Serienmotor ab. Dies hat zur Folge, dass einige Anpassungen am Motor vorgenommen werden mussten.

Da der Serienmotor über eine Abgasturboaufladung verfügt, sind Änderungen an der Luftstrecke notwendig. Die Aufladung mittels Turbolader ist bei einem 1-Zylinder Motor aufgrund seiner typischen Gasdynamik nur schwer realisierbar. Der Prüfling wird daher mit vorverdichteter und vorkonditionierter Luft versorgt. Der Abgasgegendruck, den der Lader in der Serienkonfiguration leistet, wird durch eine Drosselklappe eingestellt.

Zum Ausgleich der Massenkräfte ist ein voller Lancaster Ausgleich notwendig, da die sonst wirkenden Massenkräfte 1. und 2. Ordnung unzulässig hoch wären. Der Massenausgleich 1. Ordnung ist über der Ölwanne angebracht und wird durch einen Riementrieb angetrieben. Die Ausgleichswellen für die Massenkräfte 2. Ordnung sind im Motorgehäuse integriert und werden über Stirnräder angetrieben. Weiters ist eine Schwungscheibe mit höherem Massenträgheitsmoment angebracht, um ein geglättetes Drehmoment abgeben zu können.

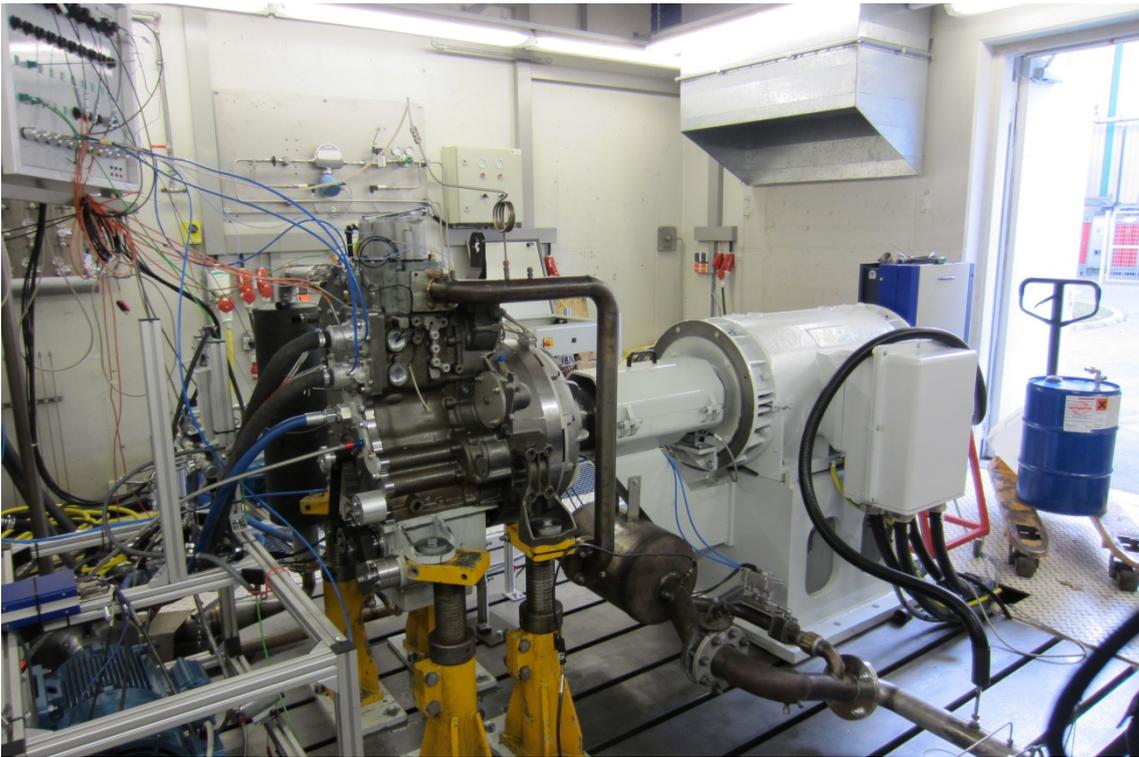


Abbildung 3-9 Versuchsmotor

Elektromaschine

Die bei den Untersuchungen verwendete Elektromaschine weist im Motorbetrieb eine maximale Leistung von 330 kW sowie ein maximales Drehmoment von 815 Nm auf. Im Generatorbetrieb steht eine mögliche Leistung von 345 kW und 840 Nm zur Verfügung. Neben der bei unseren Versuchen gewählten Drehzahlregelung kann mit Hilfe des Frequenzumrichters auch eine Drehmomentenregelung realisiert werden.

Drehmomentaufnehmer

Mit dem Drehmomentaufnehmer HBM T12-2000 wird das Drehmoment an der Abtriebswelle gemessen. Der Aufnehmer verfügt über Dehnmessstreifen (DMS), die die Verformung aufgrund des anliegenden Torsionsmoments messen können.



Abbildung 3-10 Drehmomentaufnehmer [7]

Ansaugluftkonditionierung

Die Ansaugluft wird von einem Verdichter auf 10 bar komprimiert und in einem 10 m³ großen Drucklufttank gespeichert. Durch ein Regelventil kann der Druck im Saugrohr eingestellt werden. Um Druckwellen im Ansaugrohr gegenüber dem Drucklufttank zu dämpfen, sind 2 Ausgleichsbehälter in der Ansaugstrecke vorgesehen. Der erste Behälter in Saugrichtung hat ein Volumen von 240 l und ist ca. 8 m Leitungslänge vom Motor entfernt. Das zweite Volumen fasst 22 l und ist 0,5 m entfernt. Durch die Verdichtung wird die Luft getrocknet. Mit Hilfe von zwei Heizern wird die Temperatur der Ansaugluft geregelt.

AGR Konditionierung

Im Betrieb wird neben der aufgeladenen Luft auch Abgas aus der Abgasrückführung (AGR) angesaugt. Um unabhängig vom Betriebszustand die AGR Temperatur regeln zu können, ist sowohl eine Kühlung als auch eine Heizung für das rückgeführte Inertgas notwendig. Des Weiteren erlaubt eine AGR Konditioniereinrichtung eine möglichst genaue und konstante Beimengung von inertem Abgas. Es ist auch ein Rootsgebläse vorgesehen, das den Betrieb bei hohen AGR-Raten leichter ermöglicht. Die AGR Rate wird mit Hilfe der Abgasanalyse bestimmt.

Kraftstoffversorgung

Die Hochdruckpumpe wird extern mit einem Elektromotor angetrieben. Als Hochdruckpumpe kommt die Serienpumpe des Vollmotors zur Verwendung. In Abbildung 3-11 sind die Komponenten des Serieneinspritzsystems ersichtlich.



Abbildung 3-11 Serieneinspritzsystem [8]

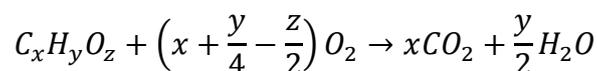
In der Serie wird jeder Injektor über einen Druckrohrstutzen versorgt. Diese sind über Hochdruckleitungen verbunden und verfügen über ein Rückschlagventil mit Drossel, welches das Ausbreiten von Druckwellen minimiert [8]. Durch den Wegfall von 5 Zylindern gegenüber dem Vollmotor ist der verwendete Forschungsmotor mit nur einem Druckrohrstutzen versehen. Um Pulsationen im Hochdrucksystem vorzubeugen, wurden zwei Hochdruckrails integriert. Sie stellen ein Dämpfungsvolumen dar, welches der Volumsverkleinerung des Hochdrucksystems entgegenwirkt. Die Messung des Kraftstoffverbrauchs wird mit einer im Zulauf integrierten Kraftstoffwaage des Typs 730 der Firma AVL realisiert. Bei der Messung wird ein mittlerer Verbrauch für eine definierte Zeitdauer ausgegeben, welcher sich nur für eine stationäre Messung eignet.

Der verwendete Diesel wurde vor der Messung einer Prüfung unterzogen. Ein Auszug aus dem Prüfbericht ist in Tabelle 3-3 ersichtlich.

Prüfparameter	Prüfmethode	Prüfergebnis	Einheit
unterer Heizwert	DIN 51900-2	42800	J/g
Kohlenstoffgehalt	DIN 51732	85,9	% (m)
Wasserstoffgehalt	DIN 51732	13,4	% (m)
Sauerstoffgehalt	DIN 51732mod	0,7	% (m)
Dichte	DIN EN ISO 12185	843,1	kg/m ³

Tabelle 3-3 Dieselanalyse [9]

Auf den stöchiometrischen Luftbedarf kann aufgrund der Reaktionsgleichung für die vollständige Verbrennung geschlossen werden [10].



Formel 3-4

Der stöchiometrische Sauerstoffbedarf ergibt sich mit:

$$O_{2st} = x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \frac{\text{kmol}O_2}{\text{kmol}B}$$

Formel 3-5

Daraus folgt der stöchiometrische Luftbedarf:

$$L_{st} = 4,76 \left(x + \frac{y}{4} - \frac{z}{2} \right) \frac{\text{kmol}L}{\text{kmol}B}$$

Formel 3-6

Daraus ergibt sich wiederum ein stöchiometrisches Luftverhältnis (L_{st}) von = 14.5.

Schmier- und Kühlmittelkonditionierung

Sowohl die Öl als auch die Kühlwasserversorgung des Motors wird extern realisiert. Dies ermöglicht das Erreichen der Betriebstemperatur vor dem Starten des Versuchsmotors. Somit werden sehr schnell konstante Bedingungen am Prüfling erreicht.

Rußmessung

Da in der Versuchsreihe ein besonderes Augenmerk auf den Rußemissionen liegt, kommen zwei Apparaturen zur Rußmessung zur Verwendung. Zum einen wird ein Smoke Meter 4155 verwendet, welches einen Rückschluss auf die ausgestoßene Rußmasse zulässt. Die eigentliche Messgröße des Smoke Meter ist die Schwärzungszahl (FSN-Filter-Smoke-Number). Die Umrechnung der FSN auf eine volumenspezifische Rußmasse folgt nach Formel 3-7 [11].

$$m_{spezRu\beta} = \frac{4,95}{0,405} * FSN * e^{0,38*FSN} \left[\frac{mg}{m^3} \right]$$

Formel 3-7

Die Rußmasse pro Stunde ergibt sich durch die Multiplikation mit dem Abgasmassenstrom. Dieser wird aus der angesaugten Luftmasse sowie der eingespritzten Kraftstoffmasse berechnet [11].

$$\dot{m}_{Ru\beta} = \dot{m}_{Abgas} * \frac{m_{Ru\beta}}{V_{Abgas}} * \frac{0.001}{\rho_{Luft}}$$

Formel 3-8

In Abbildung 3-12 ist der mathematische Zusammenhang aus Formel 3-7 dargestellt.

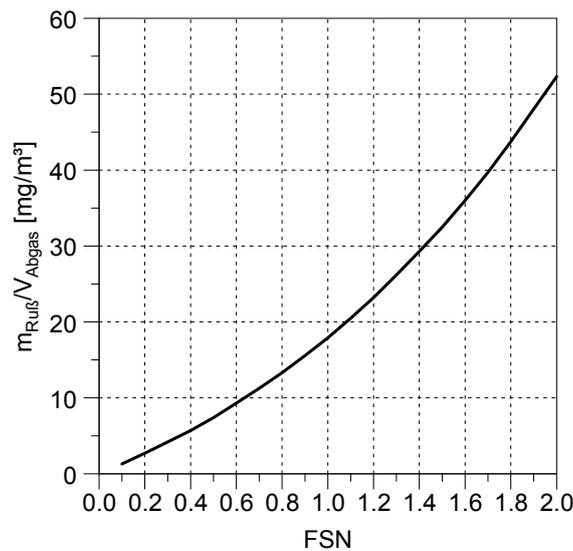


Abbildung 3-12 Rußmasse bezogen auf den Abgasvolumensstrom über FSN

Des Weiteren wurde ein Partikel-Counter des Typs „AVL PC 489 Advanced“ verwendet, um eine Aussage zur emittierten Partikelanzahl zu geben. Für den Partikel-Counter ist eine eigene Entnahmeleitung notwendig. Da die Probe für den Partikel-Counter eine genau definierte Temperatur und Verdünnung aufweisen muss, ist neben einer Beheizung der Leitung auch eine Verdünnungseinheit vorgeschaltet.

NO_x-Messung

Die Stickoxidemissionen werden mit dem Chemoluminiszenzdetektor erfasst. Dieser ist in eine Abgasanalyse des Typs i60 der Firma AVL integriert. Bei der Messung werden die NO und NO₂ Emissionen kumuliert detektiert. Es kann daher nicht zwischen NO und NO₂ unterschieden werden. Die Abgasentnahmestelle teilt sich der NO_x Analysator mit den anderen im Abgasanalysator verbauten Analysatoren.

HC-Messung

Die HC- Messung wurde mit Hilfe zweier Flammenionisationsdetektoren realisiert. Dieser ist ebenfalls in die Abgasanalyse des Typs i60 der Firma AVL integriert. Die Notwendigkeit für zwei FIDen besteht, da einer der Detektoren ausschließlich Methan detektiert, welches sehr stabil ist und daher einer eigenen Untersuchung unterliegt.

CO-Messung

CO wird per Infrarotdetektor gemessen. Dieser ist ebenfalls in der Abgasanalyse eingebunden. Neben dem CO kann damit auch CO₂ gemessen werden. Die beiden Gase können aufgrund ihres charakteristischen Frequenzspektrums getrennt eruiert werden.

Sauerstoff

Die Sauerstoffmesszelle nutzt die paramagnetischen Eigenschaften von Sauerstoff und Stickstoff, um die Sauerstoffkonzentration in einem beliebigen Messgas bestimmen zu können. Der Sauerstoffgehalt der angesaugten Ladung ist vor allem bei AGR Betrieb notwendig, um die eingestellte Abgasrückführrate bestimmen zu können.

Druckindizierung

Es wird neben dem Zylinderdruck auch der Druck im Ansaugrohr und Auslass indiziert. Die

Druckmessung im Ansaug- und Abgasrohr ist hilfreich für die Sicherstellung der Reproduzierbarkeit. Es kommen Druckquarze der Firma AVL zum Einsatz. Die Spezifikationen der Sensoren sind in Tabelle 3-4 ersichtlich.

Einbaulage	Bezeichnung	Seriennummer	Empfindlichkeit
Saugrohr-ND	GU 21C	110055	36.97 pC/bar
Abgasrohr-ND	GU 21C	110056	37.29 pC/bar
Zylinder-HP	QC 43C	110106	19.49 pC/bar

Tabelle 3-4 Verwendete Druckquarze

Die OT-Einpassung wird mithilfe eines kapazitiven Aufnehmers realisiert.

3.4 Methodik

Die Untersuchungen am Motor kann in mehrere Teile gegliedert werden. Zu Beginn der Messphase werden Eingangsmessungen durchgeführt. Die Eingangsmessungen werden mit dem Injektor G1/1 realisiert, welcher weitgehend dem Serieninjektor entspricht. Ziel der Messungen ist das Abgrenzen eines möglichst großen und sinnvollen Betriebsbereiches, in welchem das DoE Modell mit stabilen Betriebspunkten aufgebaut werden kann. Aufgrund der Eingangsmessungen können die notwendigen Stützstellen ermittelt werden. Die für die Erstellung des DoE Modells notwendigen Stützstellen dienen als Vorgabe für die weiteren Messungen, welche mit allen 13 Injektoren absolviert werden. Die Zielgrößen sind in Tabelle 3-5 und Tabelle 3-6 ersichtlich. Es handelt sich dabei um zwei Drehzahl- und Lastpunkte, die die Volllast ($p_i = 20.5$ bar) beziehungsweise Teillast ($p_i = 11.5$ bar) repräsentieren. Der Verbrennungsschwerpunkt (MFB50) wird für den jeweiligen Lastpunkt konstant gehalten. Als variable Parameter werden die Abgasrückführrate, das Luftverhältnis und der Einspritzdruck verwendet. Zur Erfüllung der Zielgrößen stehen am Prüfstand als Stellgrößen die Stromdauer und Strombeginn des Injektors, Kraftstoffdruck im Rail, der Ladedruck sowie Auspuff und AGR Klappen zur Verfügung. Des Weiteren wird sowohl die Temperatur der Ladeluft (T_{22}), als auch die Kühl- und Öltemperatur geregelt. Als Antwortgrößen werden neben den Emissionen wie Ruß, NO_x , HC und CO auch der Wirkungsgrad gewählt.

MP	n[rpm]	p _i [bar]	p _{Rail} [bar]	AGR [%]	λ [-]	MFB50 [°KW]	T22 [K]	p _{miND} [bar]
1	1500	11,5	900	0	1,6	12	40	-0,44
2	1500	11,5	1700	0	1,6	12	40	-0,48
3	1500	11,5	1300	0	2,075	12	40	-0,44
4	1500	11,5	900	0	2,55	12	40	-0,44
5	1500	11,5	1700	0	2,55	12	40	-0,44
6	1500	11,5	1700	8,33	2,55	12	40	-0,53
7	1500	11,5	1300	12,5	1,6	12	40	-0,49
8	1500	11,5	900	12,5	2,075	12	40	-0,53
9	1500	11,5	1300	12,5	2,075	12	40	-0,53
10	1500	11,5	1300	12,5	2,075	12	40	-0,53
11	1500	11,5	1300	12,5	2,075	12	40	-0,53
12	1500	11,5	1700	16,67	2,55	12	40	-0,67
13	1500	11,5	900	25	1,6	12	40	-0,52
14	1500	11,5	1700	25	1,6	12	40	-0,53
15	1500	11,5	1700	25	1,917	12	40	-0,59
16	1500	11,5	1700	25	2,233	12	40	-0,66
17	1500	11,5	900	25	2,55	12	40	-0,75
18	1500	11,5	1166,7	25	2,55	12	40	-0,75
19	1500	11,5	1433,3	25	2,55	12	40	-0,75

Tabelle 3-5 Zielgrößen für die Erstellung des DoE Modells bei Teillast

MP	n[rpm]	p _i [bar]	p _{Rail} [bar]	AGR [%]	λ [-]	MFB50 [°KW]	T22 [K]	p _{minD} [bar]
1	1800	20,5	1500	0	1,4	17	45	-0,72
2	1800	20,5	1700	0	1,4	17	45	-0,76
3	1800	20,5	1900	0	1,4	17	45	-0,76
4	1800	20,5	2100	0	1,55	17	45	-0,76
5	1800	20,5	2100	0	1,7	17	45	-0,73
6	1800	20,5	1500	0	1,85	17	45	-0,84
7	1800	20,5	2100	0	1,85	17	45	-0,84
8	1800	20,5	2100	6	1,4	17	45	-0,92
9	1800	20,5	1500	9	1,625	17	45	-0,91
10	1800	20,5	1800	9	1,625	17	45	-0,92
11	1800	20,5	1800	9	1,625	17	45	-0,92
12	1800	20,5	1800	9	1,625	17	45	-0,92
13	1800	20,5	1800	9	1,85	17	45	-1,04
14	1800	20,5	2100	12	1,4	17	45	-1,02
15	1800	20,5	1500	18	1,4	17	45	-0,94
16	1800	20,5	2100	18	1,4	17	45	-0,97
17	1800	20,5	1800	18	1,625	17	45	-1,06
18	1800	20,5	1500	18	1,85	17	45	-1,2
19	1800	20,5	2100	18	1,85	17	45	-1,22

Tabelle 3-6 Zielgrößen für die Erstellung des DoE Modells bei Volllast

Diese Messprozedere wird mit jedem Injektor mindestens einmal durchlaufen, wobei jeder Messpunkt zweimal gemessen wird und für die Auswertung der daraus entstehende Mittelwert zur Verwendung kommt. Anhand der Messdaten und des DoE Modells wird eine Auswahl an Injektoren getroffen, die das größte Verbesserungspotential aufweist. Mit diesen Injektoren werden weiterführende Untersuchungen durchgeführt.

Die lange Messphase stellt eine besondere Herausforderung an die Reproduzierbarkeit der Messungen. Um die verschiedenen Injektoren miteinander vergleichen zu können, sind die Rahmenbedingungen des Betriebes exakt gleich zu halten. Um dies gewährleisten zu können, kommen Konditionierungsanlagen für die Öl-, Kühlwasser- sowie AGR Versorgung des Motors zum Einsatz. Da diese nicht mit dem Versuchsmotors angetrieben werden, ergibt sich ein gänzlich anderes Reibleistungsverhalten, als bei einem Serientriebwerk zu erwarten wäre. Es ist daher zielführend, alle Messgrößen auf die indizierte Leistung (P_i) zu beziehen. Somit werden auch Änderungen im Reibleistungsverhalten, wie zum Beispiel das Einlaufen von Lagern, ausgeklammert.

Die von der US EPA und der Europäischen Union vorgeschriebenen Grenzwerte beziehen sich jedoch auf die an der Kurbelwelle abgegebene effektive Leistung (P_e). Um eine Aussage über das Einhalten der Grenzwerte zu erhalten, ist es notwendig, eine Reibleistungsanalyse durchzuführen, oder eine plausible Reibleistung (P_r) anzunehmen. Die Formel für die Reibleistung in Abhängigkeit von indizierter und effektiver Leistung lautet:

$$P_r = P_i - P_e$$

Der Injektor G1/1 durchläuft die Messungen für das DoE Modell zweimal und scheint daher in den Auswertungen dementsprechend zweimal auf. Dies dient der Plausibilitätsüberprüfung. Mit den mehrreihigen Düsen wurde auf eine Untersuchung bei Volllast verzichtet.

4 Ergebnisse

4.1 Ruß und Partikel

Von besonderem Interesse für die durchgeführten Untersuchungen ist der Partikelaustritt. Um die Partikelanzahl messen zu können und die Genauigkeit der Rußmessung bei sehr geringem Rußausstoß zu verbessern, wird ein „AVL PC 489 Advanced“ Partikelcounter verwendet. Auch ermöglicht die Messung der Partikelanzahl eine Beurteilung der Rußpartikelmasse. In Abbildung 4-1 ist die Ruß-Partikel-Korrelation dargestellt. Es zeigt sich über weite Bereiche ein linearer Zusammenhang zwischen ausgestoßener Rußmasse, welche mit dem Smokemeter erfasst wird, und der Partikelanzahl, welche mit einem Partikelcounter gemessen wird. Nicht aufgezeichnet sind die Werte für die mehrreihigen Düsen bei Vollast. Die Partikelanzahl wird in der Einheit [T/kWh] angegeben und bezeichnet die Anzahl der Partikel in Billionen ($10^{12} \triangleq T$) pro Kilowattstunde.

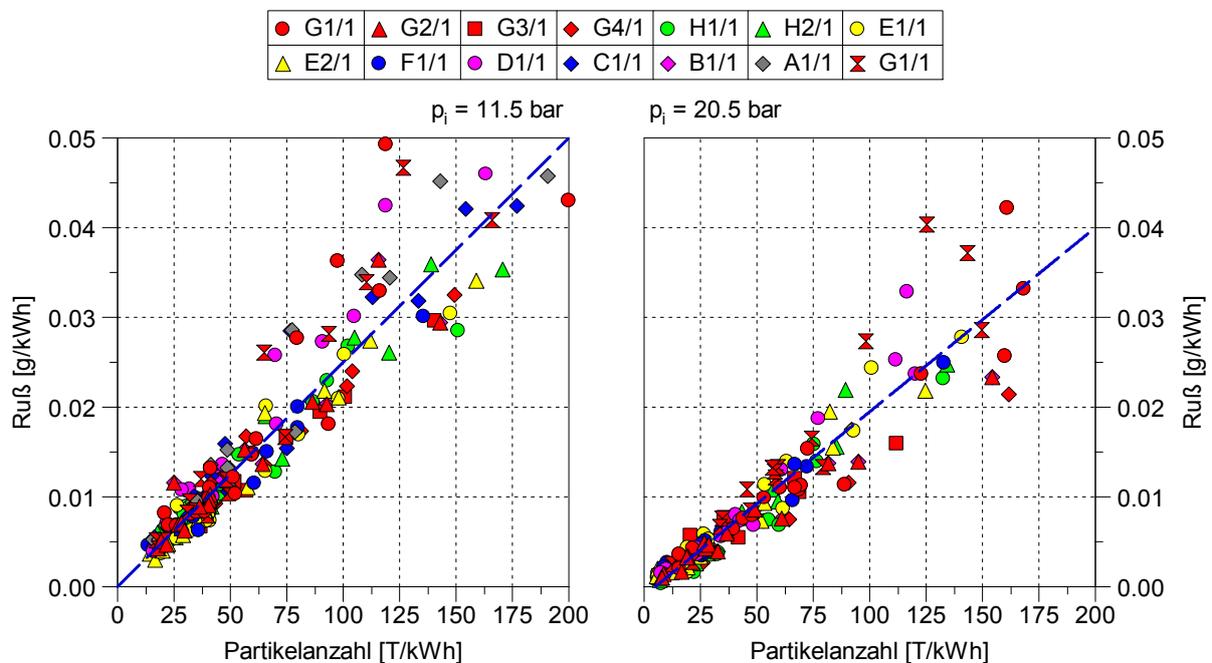


Abbildung 4-1 Ruß-Partikel-Korrelation

Auffallend ist neben der guten Korrelation im niedrigen Rußbereich vor allem die hohe Dichte der Düsenformen zueinander. Daraus ergibt sich eine geringe Änderung der Partikelmasse zwischen den verschiedenen Düsen. In Abbildung 4-2 sind die mehrreihigen Düsen dargestellt. Als Referenz steht der Injektor E2/1 zur Verfügung.

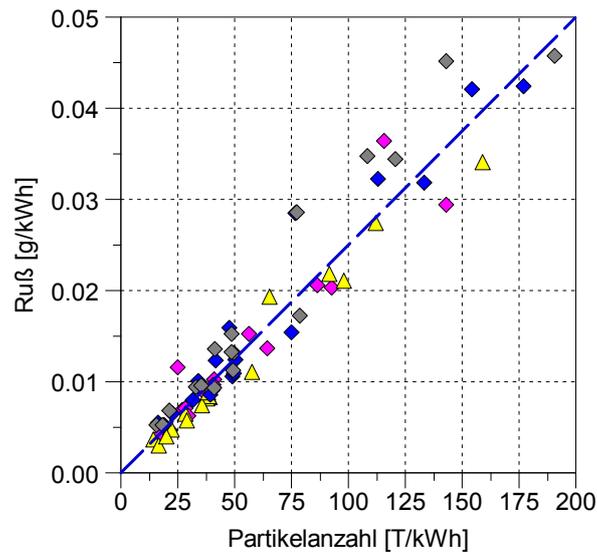


Abbildung 4-2 Ruß-Partikel-Korrelation der mehrreihigen Düsen

Auch bei den mehrreihigen Düsen zeigt sich eine gute Korrelation von Partikelanzahl zur emittierten Rußmasse. Die mehrreihigen Düsen besitzen durch die höhere Lochanzahl kleinere Löcher. Dies ist zwingend notwendig, um den Durchfluss und somit die Vergleichbarkeit zu gewährleisten. Die kleineren Düsenlöcher sollen kleinere Tröpfchen verursachen und somit Einfluss auf die Partikelgröße haben [12]. Eine Verringerung der Partikelmasse ist jedoch nicht zu erkennen.

In Abbildung 4-3 ist der Partikelausstoß aller Düsen aufgetragen. Es zeigt sich wie erwartet eine starke Ähnlichkeit zu den Rußemissionen. Der Partikelwert von MP13 des Injektors G1/1 ist bei der Teillastmessung falsch. Die zweite Messung des Injektors ergibt einen plausiblen Wert. Die mehrreihigen Düsen wurden keiner Vollastuntersuchung unterzogen.

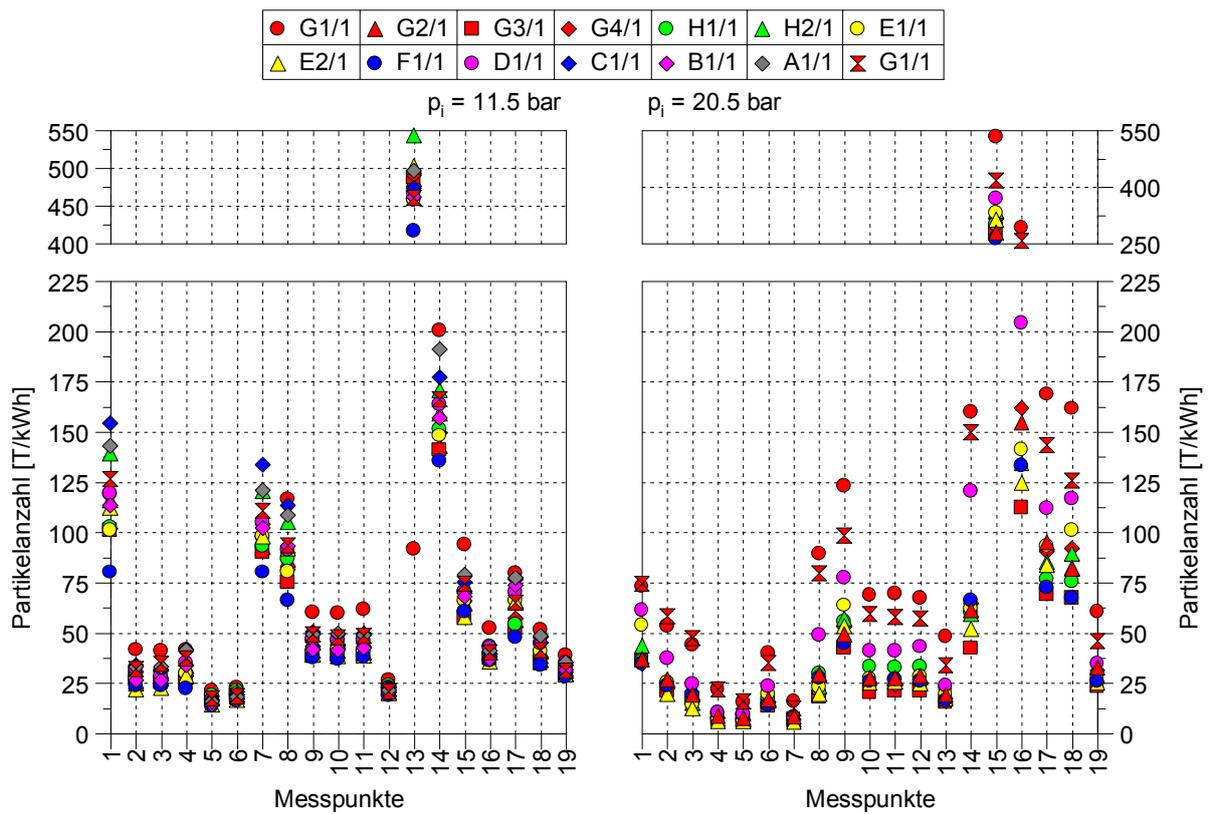


Abbildung 4-3 Spezifische Partikelemission der Düsen über alle Messpunkte

In Abbildung 4-4 sind die Rußemissionen bezogen auf die indizierte Leistung aufgetragen. Die Messpunkte entsprechen den Angaben aus Tabelle 3-5 und Tabelle 3-6.

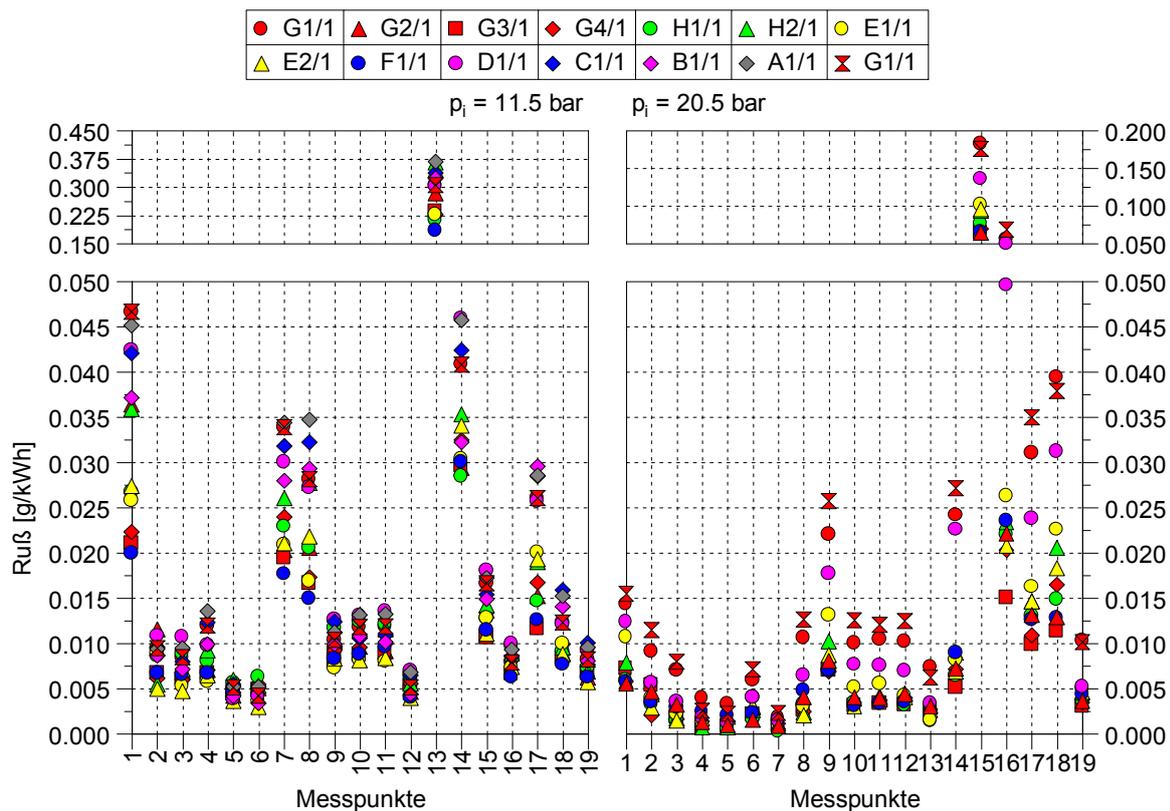


Abbildung 4-4 Spezifische Rußemission der Düsen über alle Messpunkte

Bei Betriebspunkten mit einem hohen Rußniveau ist ein deutliches Verbesserungspotential durch die Verwendung alternativer Düsenformen erkennbar. Es zeigt sich auch, dass bei hohen Rußemissionen der Injektor F1/1 die beste Performance bietet, während bei Messpunkten mit geringerer Rußentwicklung meist die Düse E2/1 die bessere Lösung darstellt.

Bemerkenswert sind auch die mehrreihigen Düsen A1/1, B1/1 und C1/1. Obwohl der Brennraum nicht an das Spritzbild dieser Düsen angepasst ist, zeigen sie ein vergleichbares Emissionsniveau beim Ruß.

Die besten Düsen weisen nur sehr geringe Unterschiede zueinander auf, können sich jedoch von der Seriedüse G1/1, welche die Referenz darstellt, deutlich abheben. Dies gilt sowohl für die Teillast als auch für die Vollast.

Es zeigt sich auch, dass Injektoren mit einem k-Faktor zwischen 3 und 5 (G2 und G3) durchaus mit den sehr viel aufwendigeren Düsenformen konkurrieren können.

4.2 NO_x

In Abbildung 4-5 sind die NO_x Emissionen bezogen auf die indizierte Leistung aufgetragen. Die Messpunkte entsprechen den Angaben aus Tabelle 3-5 und stellen die Teillast dar.

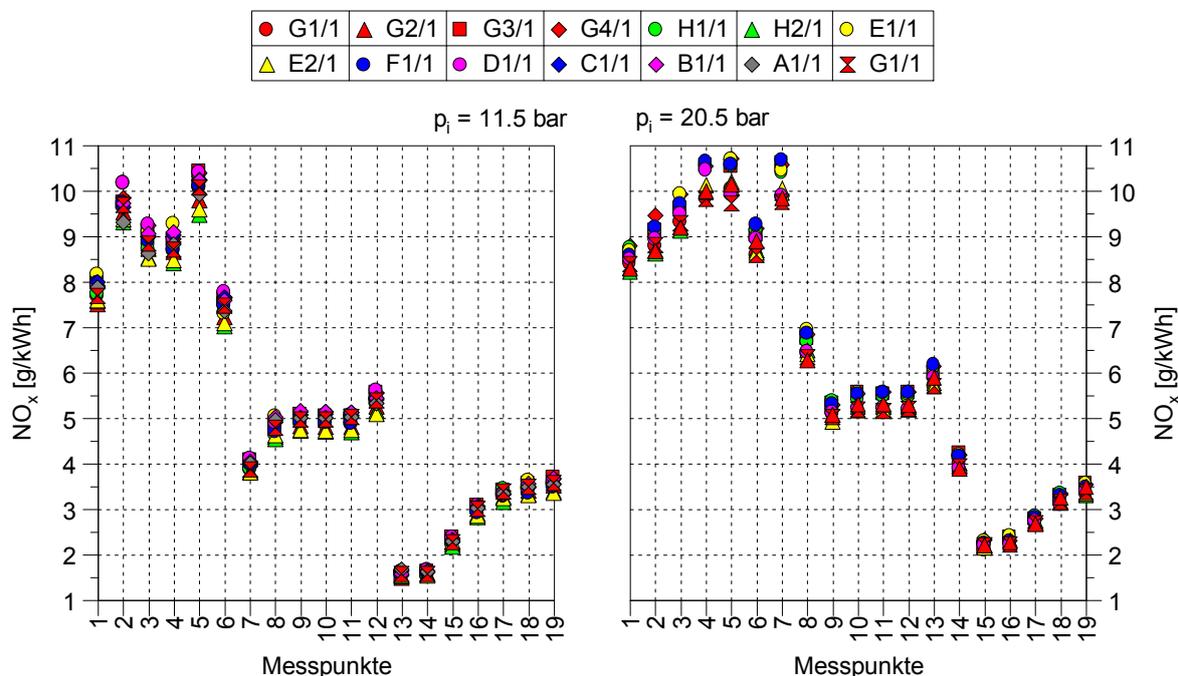


Abbildung 4-5 Spezifische NO_x Emission der Düsen über alle Messpunkte

Die Unterschiede bei den NO_x Emissionen betragen zwischen den verschiedenen Düsen ca. 10 %. Bei den Messpunkten mit hohen AGR-Raten sind die absoluten Unterschiede wegen des generell niedrigen Emissionsniveaus sehr klein. Dennoch sind Trends sichtbar. Injektoren, die sehr hohe Rußemissionen aufweisen, haben erwartungsgemäß einen niedrigeren Stickoxidausstoß. Als Beispiel hierfür sei auf die mehrreihigen Düsen verwiesen. Bemerkenswert ist die Performance der Injektoren E2/1 und G2/1. Sie weisen sowohl niedrige Ruß- als auch niedrige NO_x Emissionen auf. Dies wird in der weiterführenden Betrachtung (Kapitel 4.10) eingehend diskutiert.

4.3 Ruß-NO_x

Das gleichzeitige Einhalten der Ruß- und NO_x Grenzwerte ist beim Dieselmotor eine besondere Herausforderung. Die Schwierigkeit liegt in den widersprüchlichen Anforderungen des jeweiligen Abgases. Neben der Ruß-NO_x Problematik ist auch ein hoher Wirkungsgrad des Motors entscheidend. All diese Einflüsse erfordern einen Kompromiss bei den entsprechenden Stellgrößen.

In Abbildung 4-6 sind die gemessenen NO_x Emissionen über die gemessenen Rußemissionen für alle Düsenformen aufgetragen.

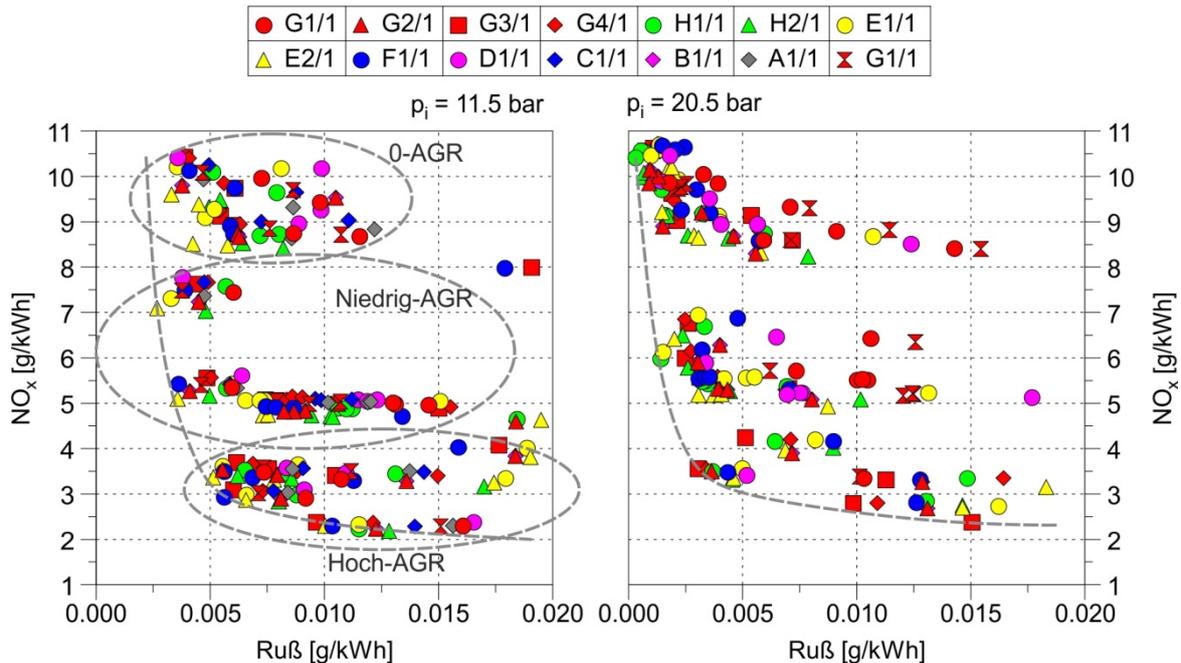
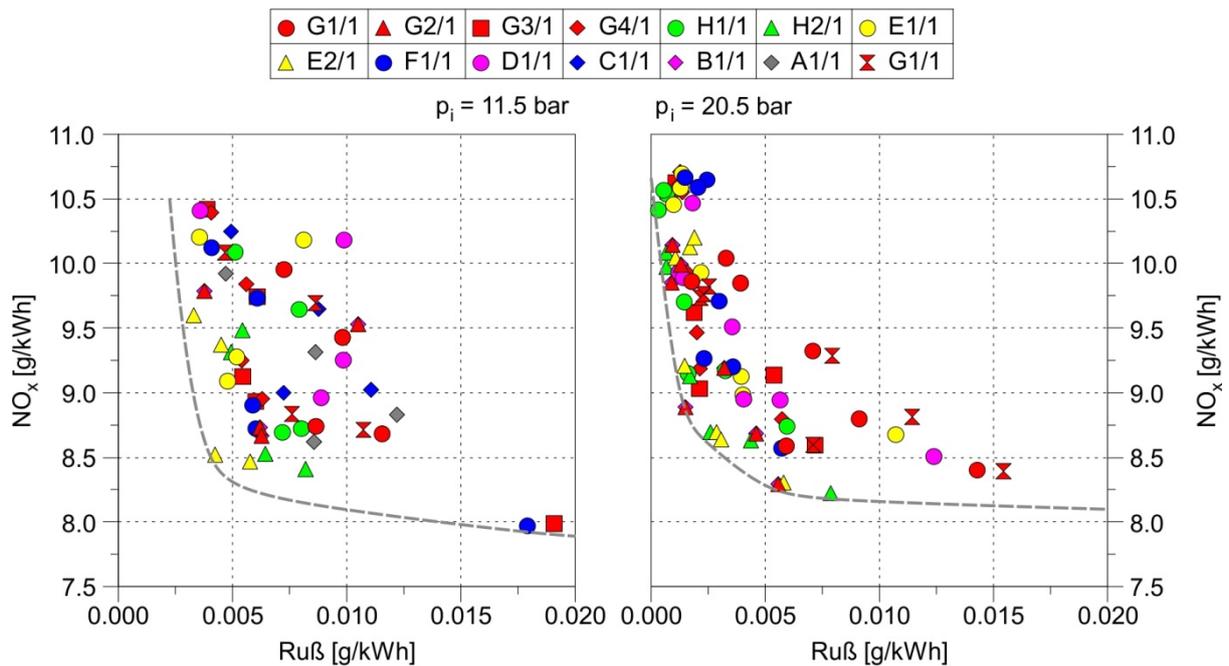
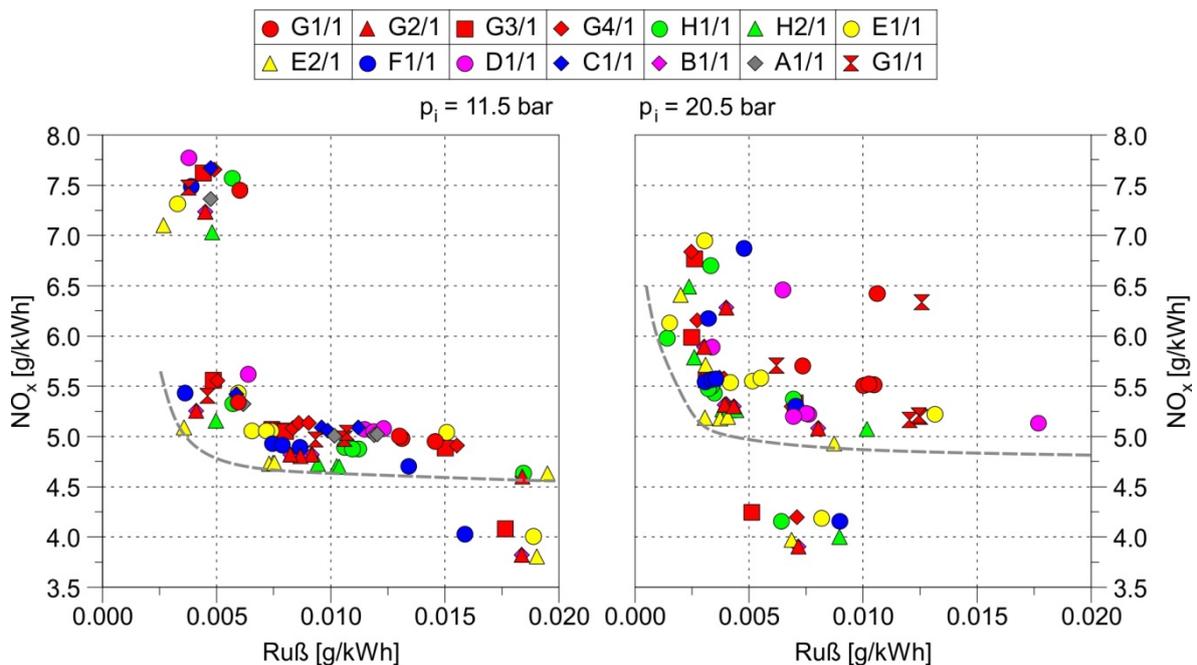


Abbildung 4-6 NO_x Ruß Trade Off

Es zeigt sich, dass eine Grenzkurve existiert, die mit der bestehenden Konfiguration nicht unterschritten werden kann. Bei einer Rußabsenkung kommt es zu einer Stickoxiderhöhung. Das gilt auch für den umgekehrten Fall. Ziel ist es, die Grenze möglichst weit Richtung Koordinatenursprung zu verschieben. Des Weiteren zeichnen sich die AGR Raten ab. Die Einteilung erfolgt nach Tabelle 3-5 bzw. Tabelle 3-6 in einen 0-, Niedrig- und Hoch-AGR Bereich. Es zeigt sich, dass die Verwendung von AGR zu einer starken Abnahme der Stickoxide führt, während die Rußemissionen nur moderat ansteigen. Um den starken Einfluss der AGR Rate auszublenden und die Performance der Düsen bei unterschiedlichen AGR Raten beurteilen zu können, ist eine Betrachtung bei konstanter AGR Rate zielführend. Für die Auswertung in Abbildung 4-7, Abbildung 4-8 und Abbildung 4-9 werden nur Messpunkte mit einem Rußausstoß unter 0,02 g/kWh herangezogen. Von besonderem Interesse sind jene Injektoren, die möglichst nahe der Grenzkurve liegen.

Abbildung 4-7 NO_x Ruß Trade Off bei 0 % AGR

In Abbildung 4-8 sind jeweils 3 verschiedene AGR Raten aufgetragen. Bei der Teillast haben diese einen Wert von 8.33 %, 12.5 % und 16.67 %. Bei der Volllast liegen die AGR Raten bei 6 %, 9 % und 12 %.

Abbildung 4-8 NO_x Ruß Trade Off bei niedrigen AGR Raten

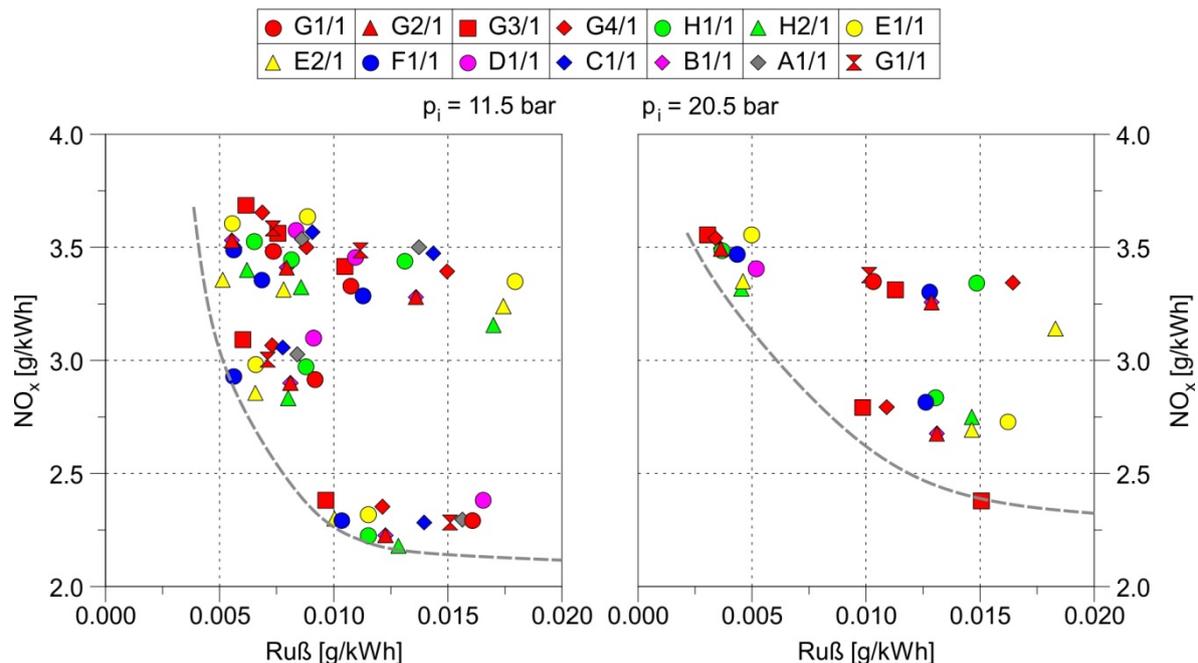


Abbildung 4-9 NO_x Ruß Trade Off bei hohen AGR Raten

Es zeigt sich, dass je nach AGR Bereich die Düsen unterschiedlich abschneiden. Bei keiner oder geringer Abgasrückführung sind die Injektoren E2/1, H2/1 und G2/1 jene mit dem geringsten Schadstoffausstoß in Bezug auf Stickoxide und Ruß. Diese Injektoren weisen alle einen k-Faktor von 3 auf. Bei 25 % bzw. 18 % AGR liegen die Injektoren F1/1 und G3/1 im Spitzenfeld. Diese weisen einen höheren k-Faktor auf. Für die Auswahl einer geeigneten Düsengeometrie ist daher die Betriebsstrategie in der Serienanwendung entscheidend. Eine weitere Analyse ist mit dem DoE Modell möglich

Die Auswirkungen der Raildruckerhöhung und der Erhöhung des Luftverhältnisses sind in Abbildung 4-10 für den Injektor G1/1 dargestellt. Es sind 6 Messpunkte aus dem Messprogramm für die Vollast dargestellt, welche sich nur im Raildruck oder im Luftverhältnis unterscheiden. Auf der Abszisse sind die Messpunktnummern entsprechend Tabelle 3-6 aufgetragen, während auf der Ordinate die Ruß- und Stickoxidemissionen bzw. der Raildruck und das Luftverhältnis dargestellt werden. Die Messpunkte 1-3 unterscheiden sich nur im Raildruck, während bei den Messpunkten 4,5 und 7 das Luftverhältnis erhöht wird und der Einspritzdruck unverändert bleibt.

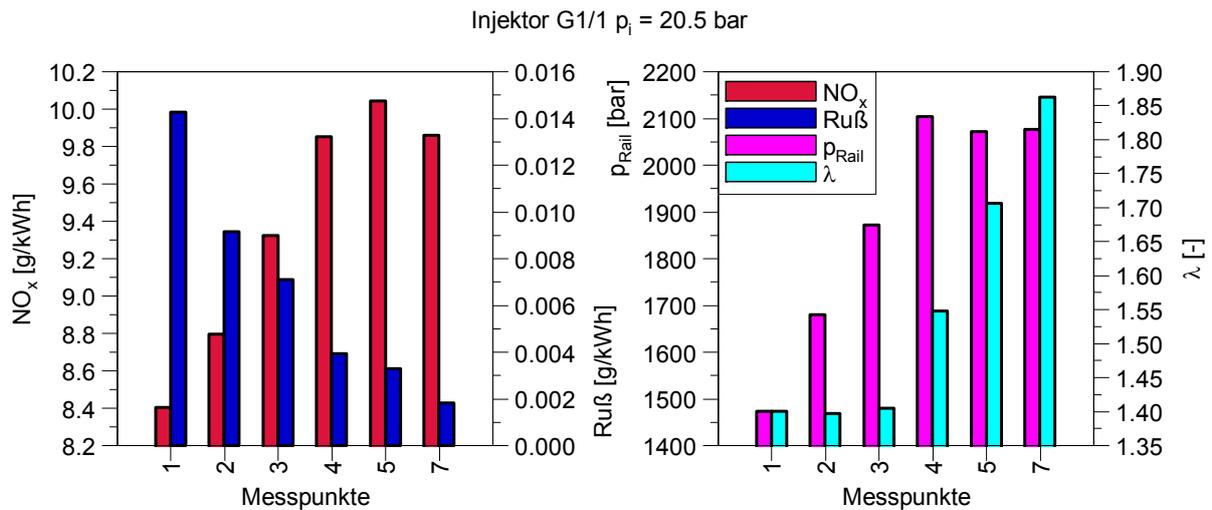


Abbildung 4-10 Einfluss von Einspritzdruck und Luftverhältnis auf Ruß und NO_x

Die geringfügige Absenkung der Stickoxidemissionen ist auf die höhere Luftmasse im Brennraum zurückzuführen. Durch die dadurch gestiegene Wärmekapazität kommt es bei höherem Luftverhältnis zu einer Absenkung der mittleren Brennraumtemperatur. Für die NO_x Emissionen sind jedoch die Spitzentemperaturen entscheidend. Wird die mittlere Temperatur sehr stark abgesenkt, kann dies auch Auswirkungen auf die Spitzentemperaturen haben und somit auch auf die Stickoxidemissionen.

4.4 Kohlenwasserstoffe

Kohlenwasserstoffe (HC) entstehen durch eine unvollständige Verbrennung. Hinderlich für die Verbrennung sind eine Gemischzusammensetzung nahe den Zündgrenzen sowie kalte Zonen, an denen die Flamme erlischt. In Abbildung 4-11 sind die spezifischen HC Emissionen für alle Messpunkte aufgetragen.

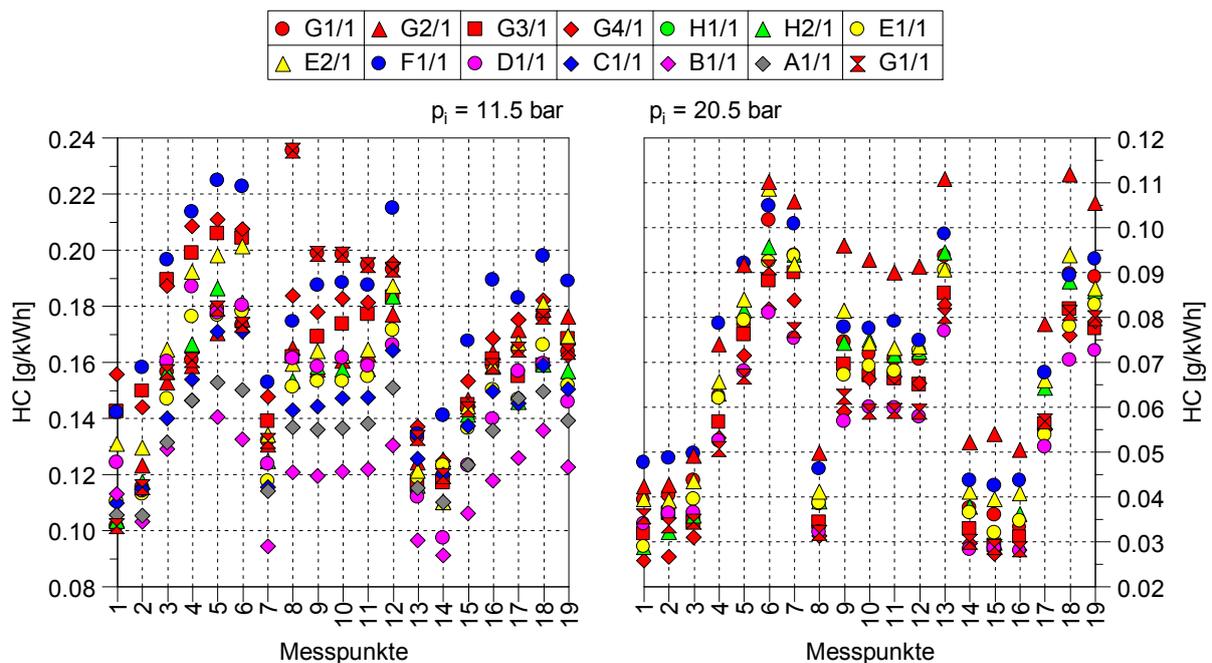


Abbildung 4-11 Spezifische HC Emission der Düsen über alle Messpunkte

Der Injektor H1/1 ist aufgrund einer fehlerhaften HC Messung in beiden Abbildungen nicht dargestellt, da die Null-Punkt-Stabilität nicht gegeben war. Dies äußert sich in einem immer wieder verschobenen HC Niveau, welches keine gültige Messung ermöglicht.

4.5 Kohlenmonoxide

Kohlenmonoxidemissionen (CO) entstehen bei einer Verbrennung unter Sauerstoffmangel. In diesen fetten Zonen ist auch die Rußbildung begünstigt. Es ergibt sich daher eine Korrelation zwischen CO- und Ruß Emissionen. In Abbildung 4-12 sind die spezifischen CO Emissionen für alle Messpunkte aufgetragen.

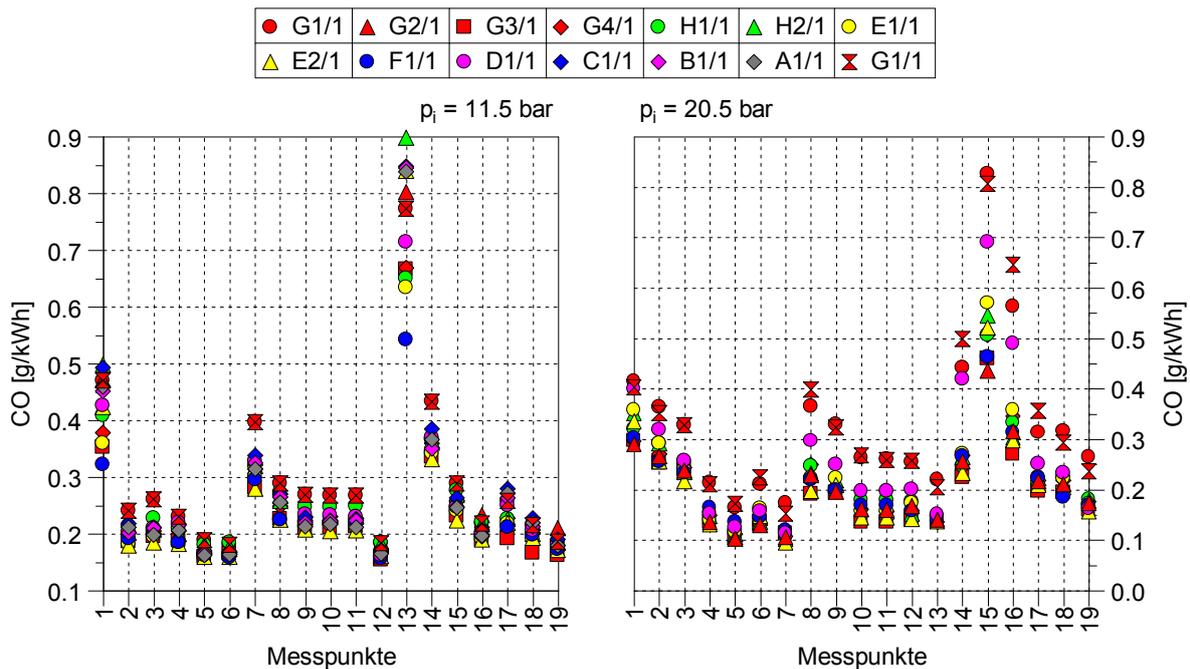


Abbildung 4-12 Spezifische CO Emission der Düsen über alle Messpunkte

In Abbildung 4-13 ist die Korrelation zwischen CO und Partikel bzw. Rußemissionen dargestellt. Bei niedrigen Ruß- und CO Werten zeigt sich ein näherungsweise linearer Zusammenhang. Bei einer schlechten Zerstäubung des eingebrachten Kraftstoffes ergeben sich fette Zonen, in denen sowohl Ruß- als auch CO Emissionen entstehen. Bei einem Injektor mit niedrigem Kohlenmonoxidausstoß kann eine Tendenz zu niedrigen Rußemissionen erwartet werden. Jedoch sei erwähnt, dass dies nicht zwingend der Fall sein muss, da die Bildung von Ruß ein sehr komplexer Vorgang ist, bei dem neben dem Luftverhältnis noch einige andere Faktoren großen Einfluss haben können. Bei hohen Rußemissionen ist die Korrelation nicht mehr gegeben.

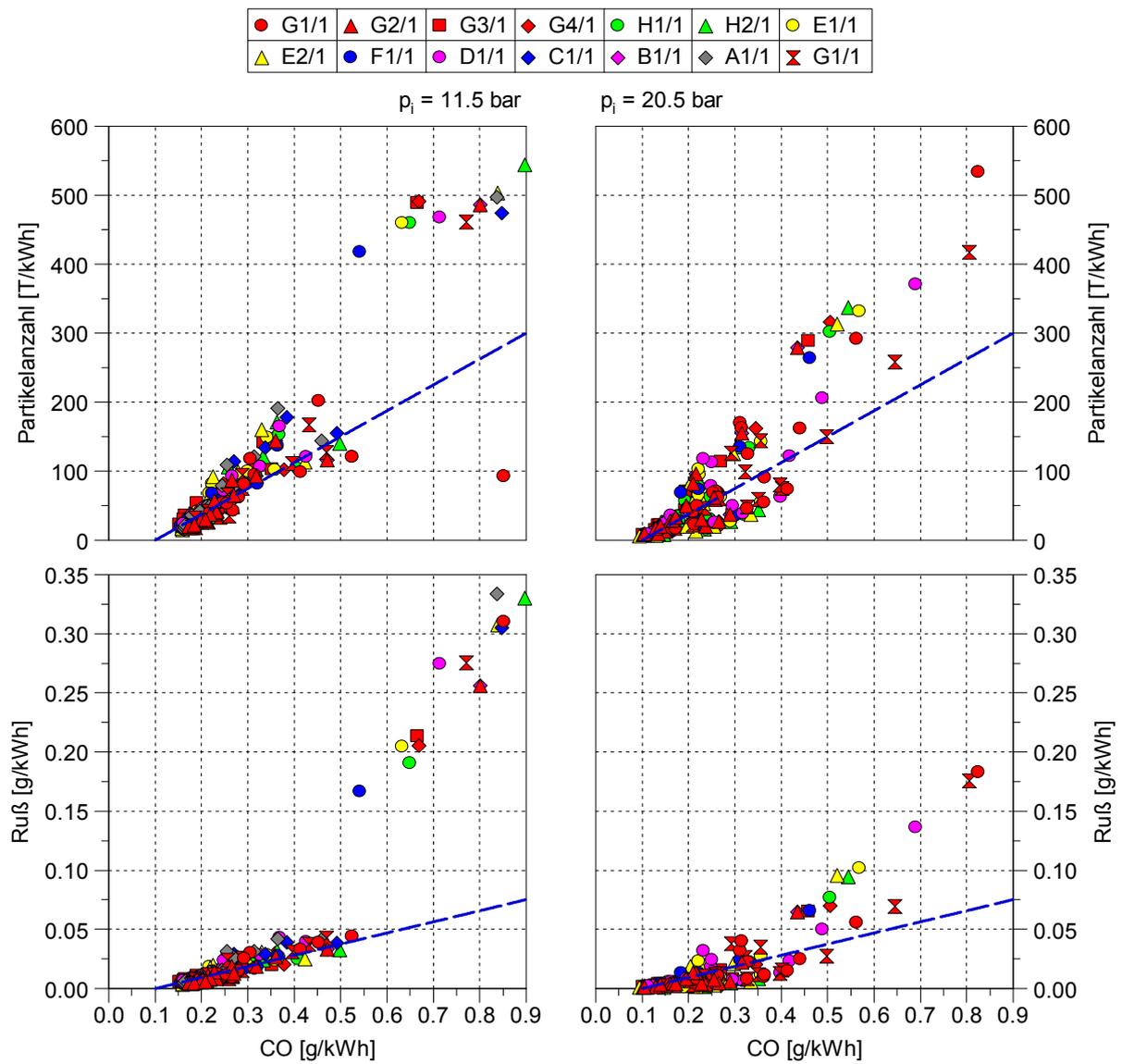


Abbildung 4-13 Korrelation CO und Partikel bzw. Ruß

4.6 Auswertung des DoE Modells

Mit Hilfe eines DoE Modells kann sehr leicht ein Kennfeld erzeugt werden. Das hier verwendete Modell wurde mit „Modde“ erstellt. Mit den durchgeführten Messungen aus Kapitel 3.4 können Kennfelder zu den jeweiligen Lastpunkten erstellt werden. Die Messungen dienen dem Modell als Stützstellen, welches geeignete Polynome durch diese Stützstellen legt. Die Polynome haben in diesem Fall die Ordnung 2.

Das Polynom setzt sich aus folgenden Termen zusammen:

Konstante
AGR
p_{Rail}
Lambda
AGR*AGR
Lambda*Lambda
AGR*p_{Rail}
AGR*Lambda
p_{Rail}*Lambda

Tabelle 4-1 Terme des DoE Modells

Ein weiterer möglicher Term wäre $p_{rail} * p_{rail}$. Dieser führte jedoch zu keiner Verbesserung des Modells und wurde daher aus dem Polynom entnommen.

Zu jedem Term gibt es einen vom DoE-Modell generierten Faktor. Dieser wird mit den jeweiligen Variablen aus Tabelle 4-3 multipliziert. Als Variablen stehen also die AGR-Rate, der Raildruck und das Luftverhältnis zur Verfügung. Die Auswertung des Modells ergibt exemplarisch für den Injektor G1/1 bei Teillast die in den nachstehenden Abbildungen dargestellten Zusammenhänge. Es existieren für jeden Injektor entsprechende Kennfelder für Vollast und Teillast. Der Bereich zwischen den gemessenen Lastpunkten kann nicht abgedeckt werden. Neben den Ruß- und Stickoxidemissionen stehen auch Modelle zu den Partikel-, Kohlenwasserstoff- und Kohlenmonoxidemissionen sowie für den Wirkungsgrad zur Verfügung. In Abbildung 4-14 sind die alle möglichen Antwortgrößen des DoE Modells für einen Injektor dargestellt. Es ergeben sich für alle Größen stabile Modelle, soweit dies die Messungen zulassen.

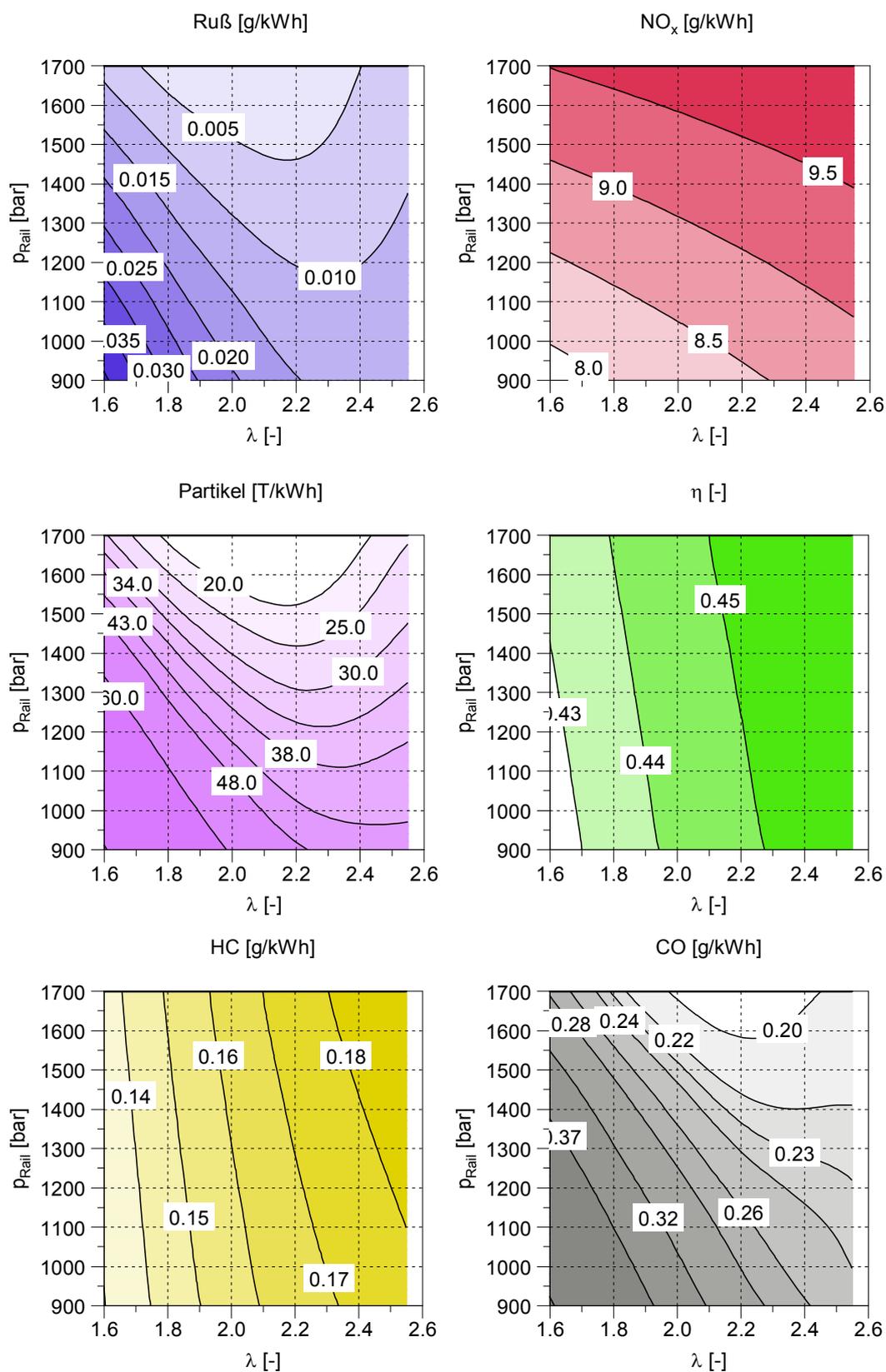


Abbildung 4-14 Mögliche Antwortgrößen des DoE Modells

In der linken Reihe sind blau dargestellt die Rußemissionen in g/kWh aufgetragen. Die roten Kennfelder geben die Stickoxidemissionen in g/kWh wieder. In Abbildung 4-15 sind die Ruß-

und NO_x Emissionen bei 0 % AGR dargestellt. Es sei nochmals darauf hingewiesen, dass die hier dargestellten spezifischen Emissionen auf die indizierte Leistung (P_i) bezogen sind.

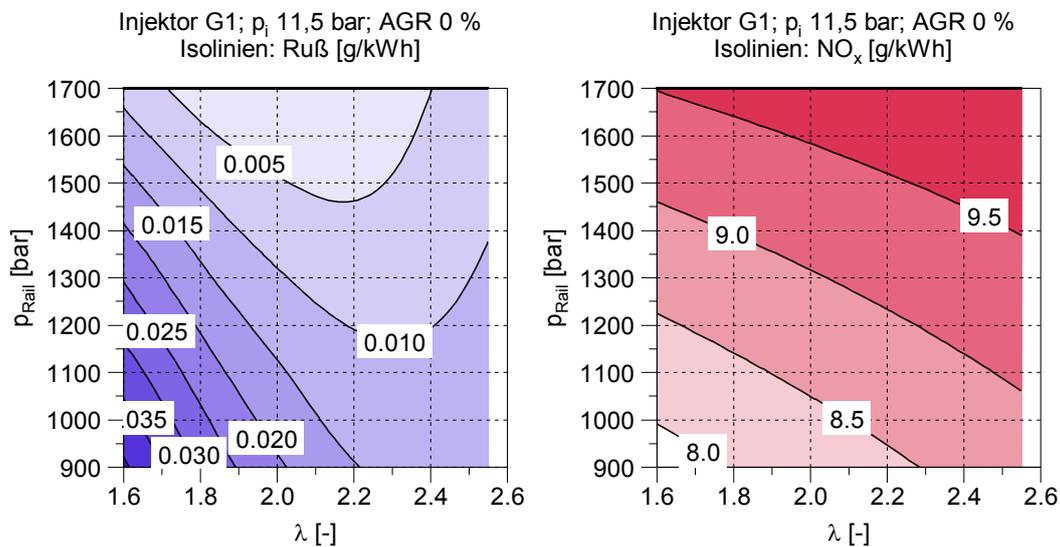


Abbildung 4-15 DoE Kennfelder für Ruß und NO_x bei konstantem AGR

Bei niedrigem Luftverhältnis und Einspritzdruck ergibt sich für die Rußemissionen ein plausibler Verlauf. Jedoch steigen diese bei höherem Luftverhältnis und Einspritzdruck wieder an. Für dieses Phänomen gibt es keine physikalische Erklärung. Vielmehr ist dies mit den Ungenauigkeiten der Rußmessungen bei sehr niedrigem Rußausstoß zu begründen. Bei Betriebspunkten, die ein höheres Rußniveau aufweisen, verbessert sich die Modellqualität zusehends. In Abbildung 4-16 sind die Kennfelder für eine höhere AGR-Rate dargestellt.

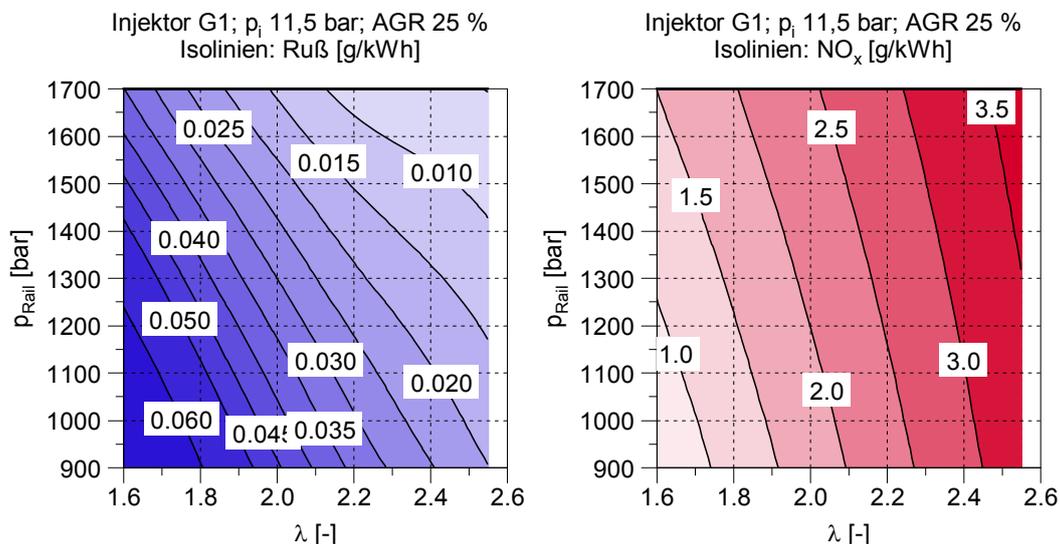


Abbildung 4-16 DoE Kennfelder für Ruß und NO_x bei konstantem AGR

Durch die Beimengung von inertem Gas ergeben sich höhere Rußemissionen. Der Einfluss von Luftverhältnis und Raildruck ist im gesamten Kennfeld plausibel. Die Auswirkungen auf die Stickoxidemissionen durch die Zugabe von AGR bestehen nicht nur in der Absenkung des Emissionsniveaus. Es ergibt sich auch eine Änderung des Einflusses der Stellgrößen. In Abbildung 4-16 ist gegenüber Abbildung 4-15 ein wesentlich steilerer Verlauf der NO_x -

Isolinien feststellbar. Dadurch ergibt sich ein stärkerer Einfluss des Luftverhältnisses auf die Stickoxidemission. Die Verläufe der Isorußlinien bleiben zwischen den beiden Betriebspunkten nahezu unverändert.

In Abbildung 4-17 ist der Einfluss von p_{Rail} und AGR-Rate auf die Stickoxid- und Rußemissionen dargestellt. Das Luftverhältnis liegt dabei konstant bei 1.6.

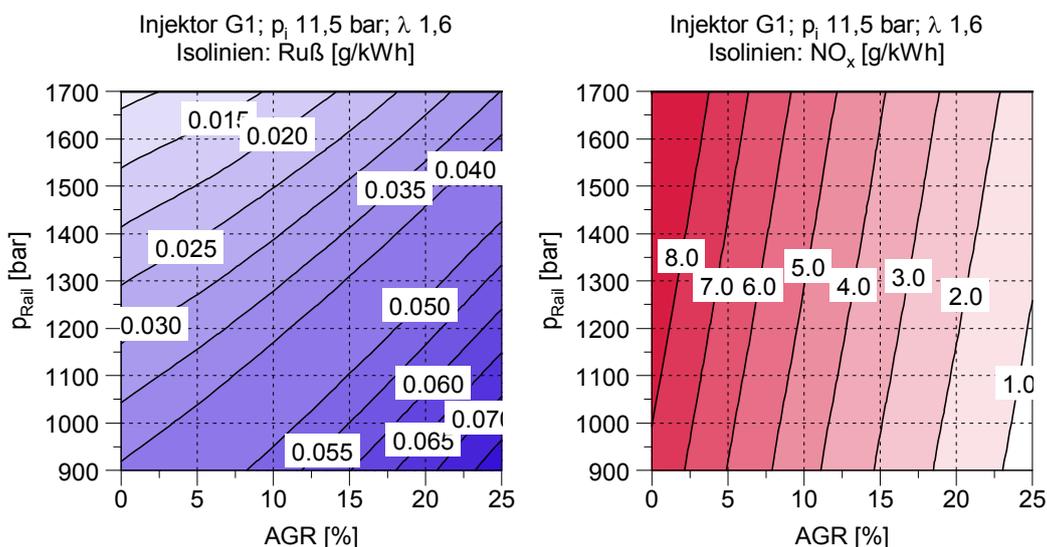


Abbildung 4-17 DoE Kennfelder für Ruß und NO_x bei konstantem λ

Die NO_x Emissionen zeigen eine starke Abhängigkeit von der AGR Rate. Die Rußemissionen zeigen einen flacheren Verlauf der Isolinien.

In Abbildung 4-18 ist der Einfluss von λ und AGR-Rate auf die Stickoxid und Rußemissionen dargestellt. Der Einspritzdruck entspricht dabei konstant 1500 bar.

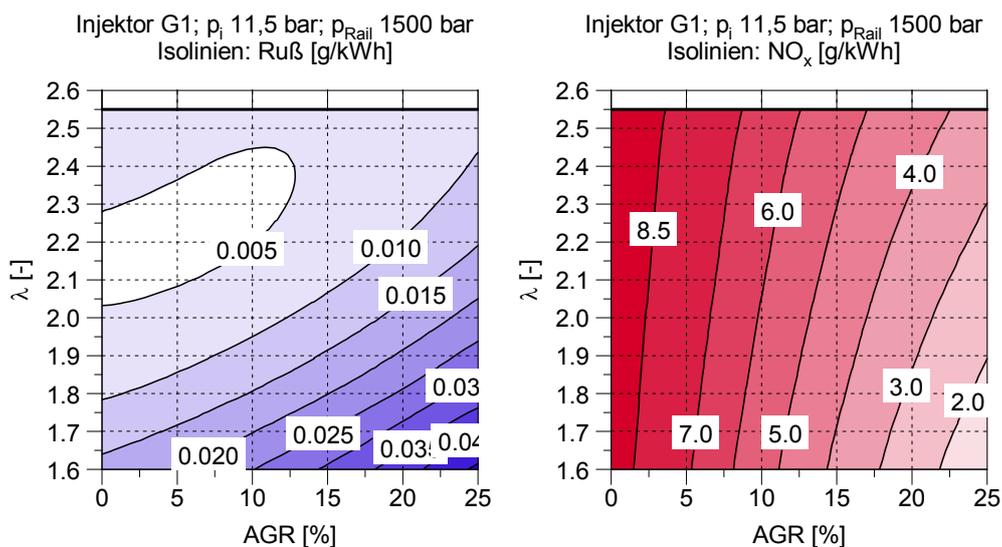


Abbildung 4-18 DoE Kennfelder für Ruß und NO_x bei konstantem p_{Rail}

Die Rußemissionen sind bei steigendem Luftverhältnis sehr gering. Wie schon in Abbildung 4-15 ersichtlich ergibt das DoE Modell keine plausiblen Verläufe für ein Rußniveau unter 0.01 g/kWh. Bei den NO_x Emissionen ergibt sich eine steigende Abhängigkeit vom

Luftverhältnis mit steigender AGR-Rate (siehe auch Abbildung 4-15 und Abbildung 4-16).

4.6.1 Betriebsbereiche

Mit Hilfe des Modells können die möglichen Betriebsbereiche erstellt werden, in denen die Abgasgrenzwerte dargestellt werden können. Dies ermöglicht die Bewertung der Düsenformen auch in Betriebspunkten, die nicht von der Messung erfasst werden. Durch die Festlegung auf einen Betriebsbereich, können sehr einfach jene Düsen ermittelt werden, die einen guten NO_x -Ruß Trade Off bieten. Diese sind durch einen möglichst großen Betriebsbereich erkennbar. Die Grenzwerte spiegeln die Rohemissionen wider. Bei den jeweiligen AGR-Bereichen sind die notwendigen Konvertierungsraten des SCR-Systems für einen Betrieb innerhalb der TIER IV final Grenzwerte angegeben. Es sei nochmals darauf hingewiesen, dass die hier dargestellten spezifischen Emissionen auf die indizierte Leistung (P_i) bezogen sind. Für die Abgasgesetzgebung sind die Emissionen jedoch auf die effektive Leistung zu beziehen (P_e). Für eine Serienapplikation ergeben sich daher kleinere Bereichskennfelder als hier dargestellt. Da die Verbrennungslage in einer Serienkonfiguration von der in dieser Untersuchung konstant gehalten Schwerpunktslage abweichen kann, ergeben sich in der Serie auch andere Betriebskennfelder. Die Vergleichbarkeit der Düsen zueinander ist jedoch immer noch gegeben. Der Vergleich der Betriebsbereiche zielt auf den NO_x -Ruß Trade Off ab. Alle weiteren Emissionen werden in dieser Gegenüberstellung nicht berücksichtigt.

Der Modellbereich ist jedoch durch die Messungen begrenzt. Die Werte für p_{rail} , λ und AGR Rate sollten den bei den Messungen eingeschlossenen Bereich nicht über- oder unterschreiten. Eine Extrapolation mit dem Polynommodell führt zu keinen verlässlichen Werten. Die Betriebsbereiche werden also durch den Raildruck, λ sowie die maximal zulässigen Ruß- und Stickoxidemissionen eingegrenzt. Bei zu hohem λ oder Einspritzdruck werden die zulässigen NO_x Emissionen überschritten, während die Rußemissionen bei zu kleinem Einspritzdruck bzw. λ den gültigen Bereich verlassen.

4.6.2 Betriebsbereich bei Teillast und 0 % AGR

In Abbildung 4-19 sind für ausgewählte Injektoren die möglichen Betriebsbereiche laut DoE-Modell ersichtlich. Als höchstzulässigen Rußgrenzwert wurden $0,02 \text{ g/kWh}$ gewählt. Die NO_x Werte sind mit 8 g/kWh begrenzt. Um den bei TIER IV final geforderten Grenzwert für Stickoxide einzuhalten, ist eine Konvertierungsrate des SCR Systems von über 95 % notwendig.

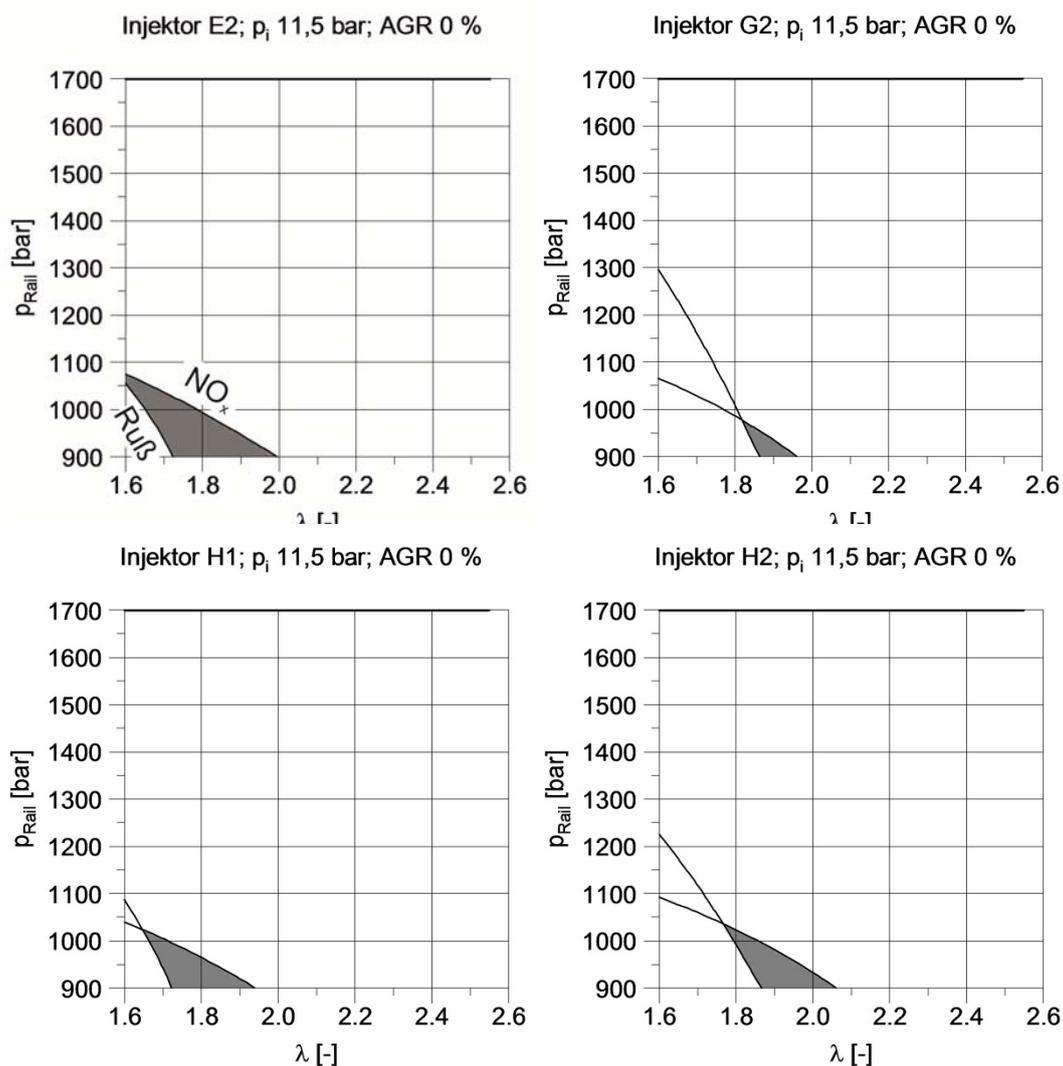


Abbildung 4-19 Betriebsbereiche bei p_{mi} 11,5 bar und 0 % AGR

Wegen seiner besonderen Stärke bei der Rußemission wird auch der Injektor F1 weiters untersucht. Bei 0 % AGR sind jedoch die geforderten Stickoxidemissionen von 8 g/kWh nicht mehr einzuhalten. Der in Abbildung 4-20 gezeigte Betriebsbereich weist einen Grenzwert von 8,5 g/kWh auf. Die Rußwerte hingegen können selbst bei 900 bar und λ 1,6 eingehalten werden.

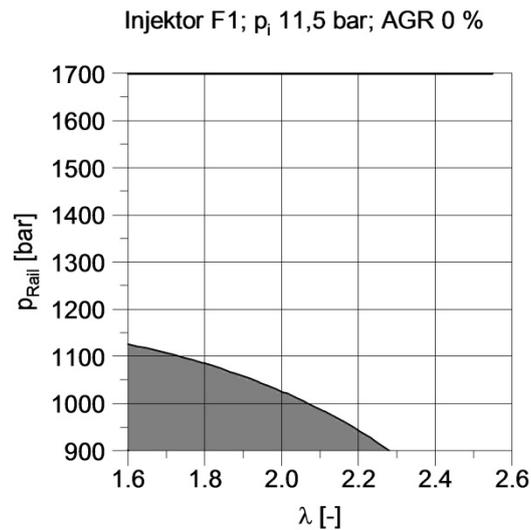
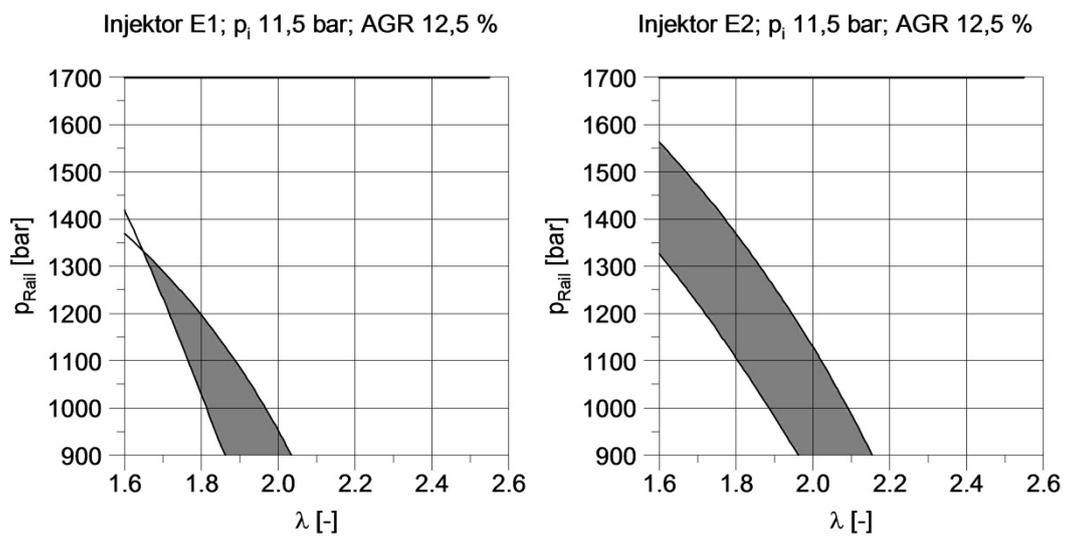
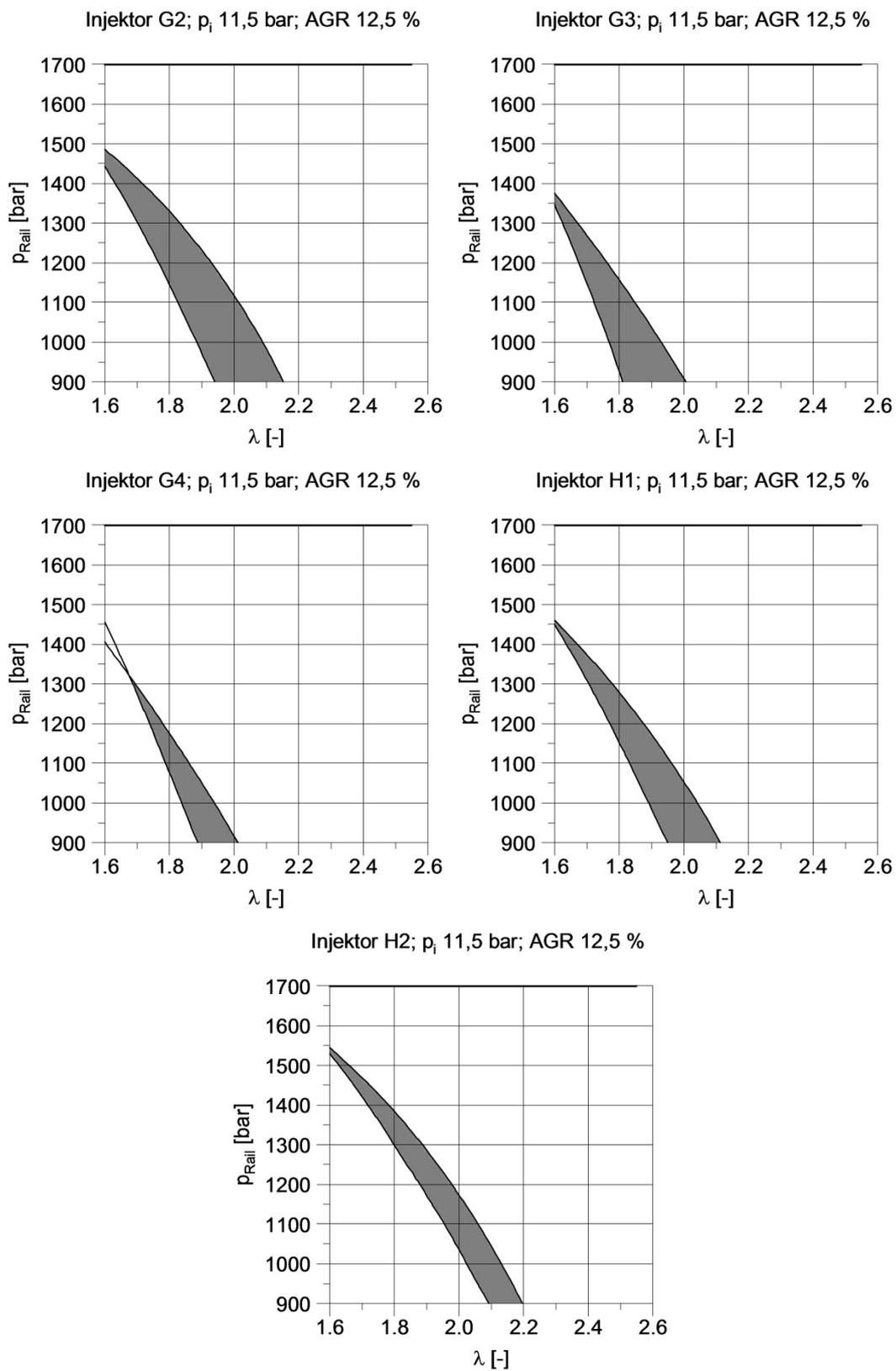


Abbildung 4-20 Betriebsbereiche bei p_{mi} 11,5 bar und 0 % AGR des Injektor F1

4.6.3 Betriebsbereich bei Teillast und 12,5 % AGR

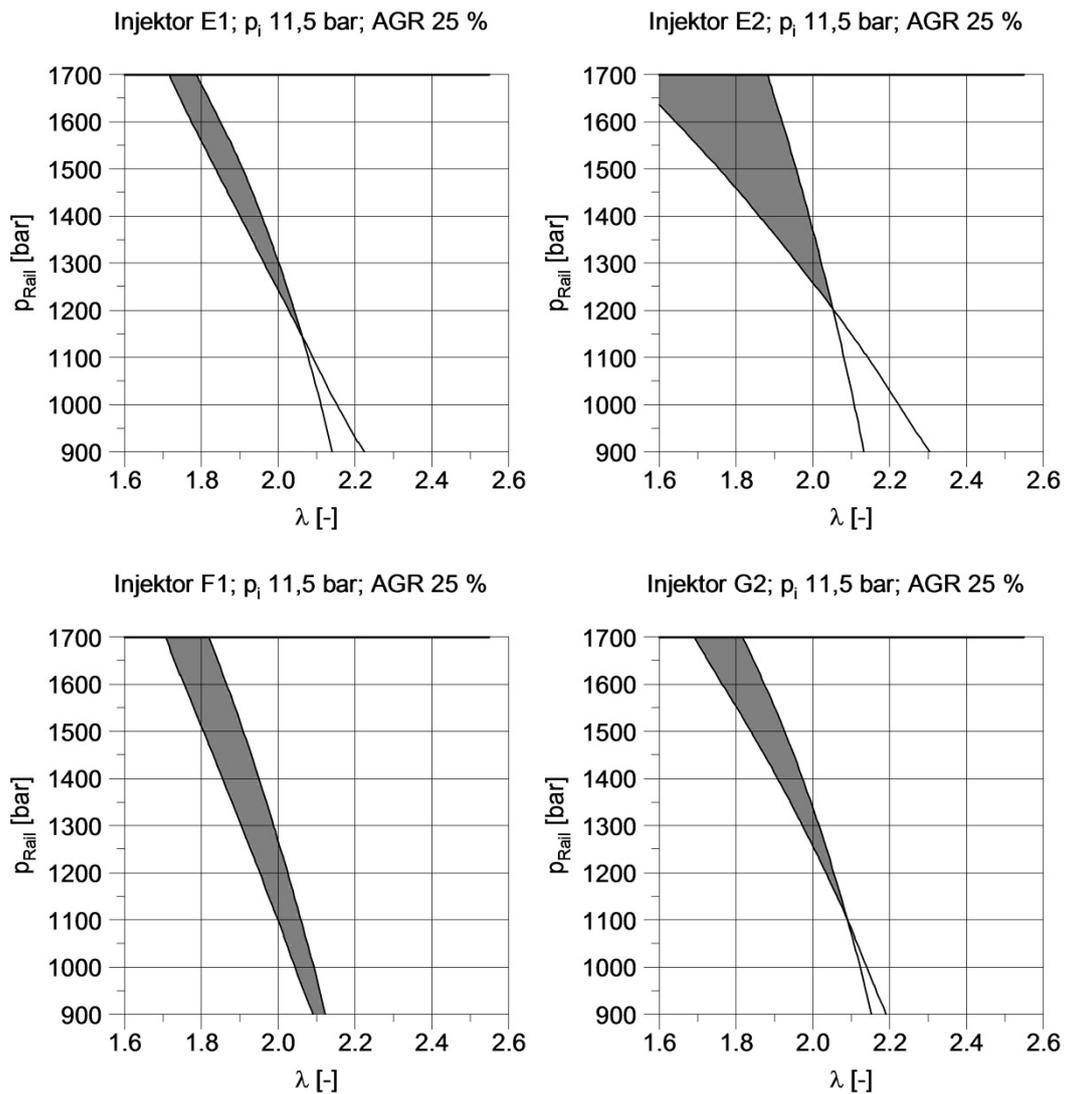
In Abbildung 4-21 sind für ausgewählte Injektoren die möglichen Betriebsbereiche laut DoE-Modell ersichtlich. Als höchstzulässigen Rußgrenzwert wurden 0,02 g/kWh gewählt. Die NO_x Werte sind mit 4,5 g/kWh begrenzt. Um den bei TIER IV final geforderten Grenzwert für Stickoxide einzuhalten, ist eine Konvertierungsrate des SCR Systems von über 91 % notwendig.



Abbildung 4-21 Betriebsbereiche bei p_{mi} 11,5 bar und 12,5 % AGR

4.6.4 Betriebsbereich bei Teillast und 25 % AGR

In Abbildung 4-22 sind für ausgewählte Injektoren die möglichen Betriebsbereiche laut DoE-Modell ersichtlich. Als höchstzulässigen Rußgrenzwert wurden 0,02 g/kWh gewählt. Die NO_x Werte sind mit 2 g/kWh begrenzt. Dies entspricht dem Grenzwert für Stickoxide der US EPA TIER III Gesetzgebung. Jedoch gilt auch hier, dass die gezeigten Betriebsbereiche auf die indizierte Leistung bezogen sind. Um den bei TIER IV final geforderten Grenzwert für Stickoxide einzuhalten, ist eine Konvertierungsrate des SCR Systems von über 80 % notwendig.



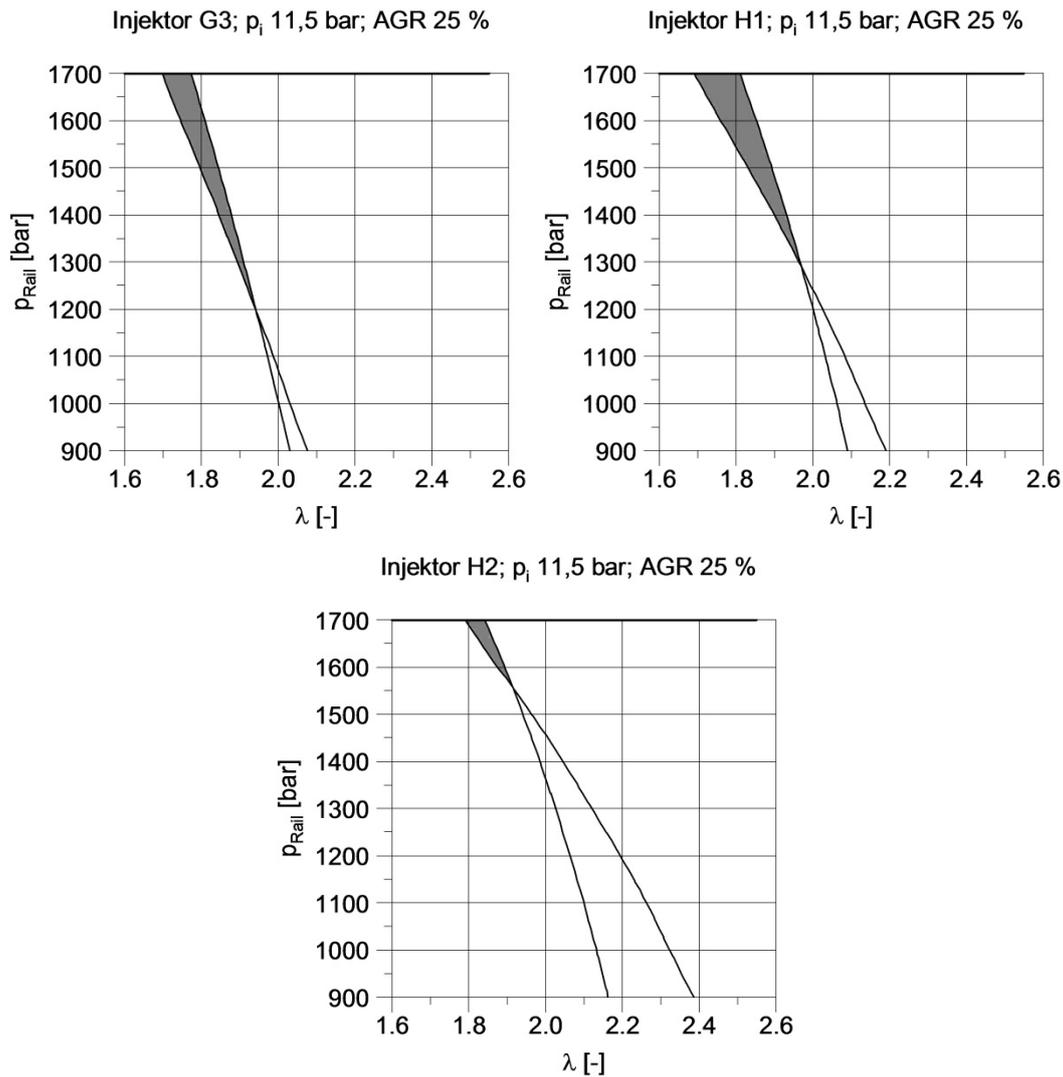


Abbildung 4-22 Betriebsbereiche bei p_{mi} 11,5 bar und 25 % AGR

Einen besonders breiten Betriebsbereich weist der Injektor E2 auf. In Abbildung 4-23 sind die Grenzwerte nochmals verschärft dargestellt. Der dunkle Bereich markiert den bereits zuvor gezeigten möglichen Betriebsbereich. Für die hell eingefärbte Zone sind die Grenzwerte von NO_x auf 1,8 g/kWh und Ruß auf 0,018 g/kWh begrenzt. Diese sind also um 10 % geringer als die ursprünglichen zulässigen Emissionswerte. In diesem Bereich ist ein Einhalten der TIER III Grenzwerte bei einem angenommenen mechanischen Wirkungsgrad von 90 % möglich. Auffallend bei der Düse E2 ist der im Gegensatz zu den anderen Injektoren flachere Verlauf der Rußgrenze. Damit ergibt sich eine höhere Abhängigkeit zwischen Rußemission und Raildruck.

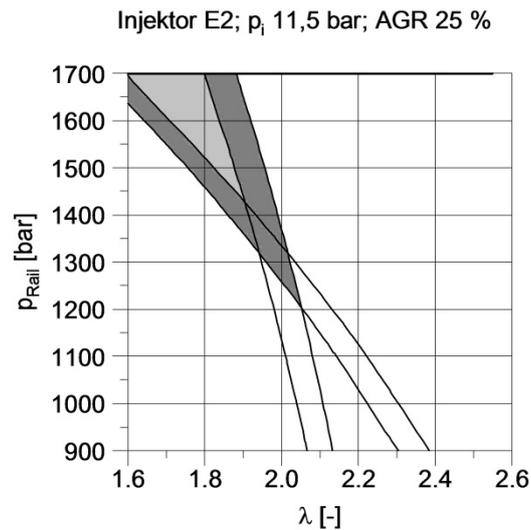
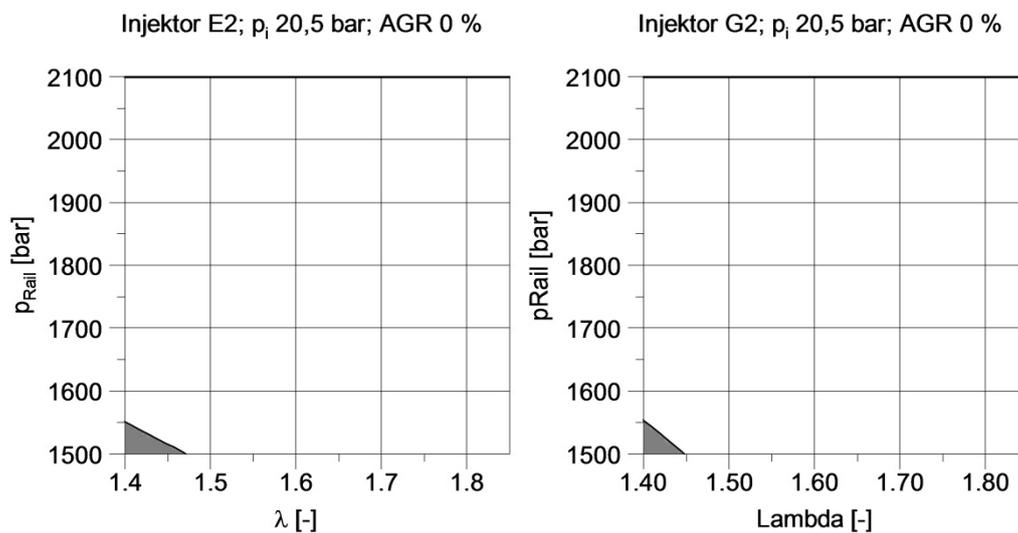


Abbildung 4-23 Betriebsbereich bei p_{mi} 11,5 bar und 25 % AGR für Injektor E2

4.6.5 Betriebsbereich bei Vollast und 0 % AGR

In Abbildung 4-24 sind für ausgewählte Injektoren die möglichen Betriebsbereiche laut DoE-Modell ersichtlich. Als höchstzulässigen Rußgrenzwert wurden 0,02 g/kWh gewählt. Die NO_x Werte sind mit 8,5 g/kWh begrenzt. Um den bei TIER IV final geforderten Grenzwert für Stickoxide einzuhalten, ist eine Konvertierungsrate des SCR Systems von über 95 % notwendig.



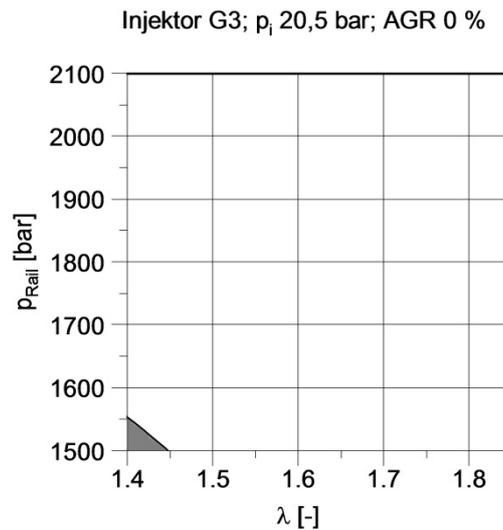


Abbildung 4-24 Betriebsbereiche bei p_{mi} 20,5 bar und 0 % AGR

4.6.6 Betriebsbereich bei Vollast und 9 % AGR

In Abbildung 4-25 sind für ausgewählte Injektoren die möglichen Betriebsbereiche laut DoE-Modell ersichtlich. Als höchstzulässigen Rußgrenzwert wurden 0,02 g/kWh gewählt. Die NO_x Werte sind mit 4,5 g/kWh begrenzt. Um den bei TIER IV final geforderten Grenzwert für Stickoxide einzuhalten, ist eine Konvertierungsrate des SCR Systems von über 91 % notwendig.

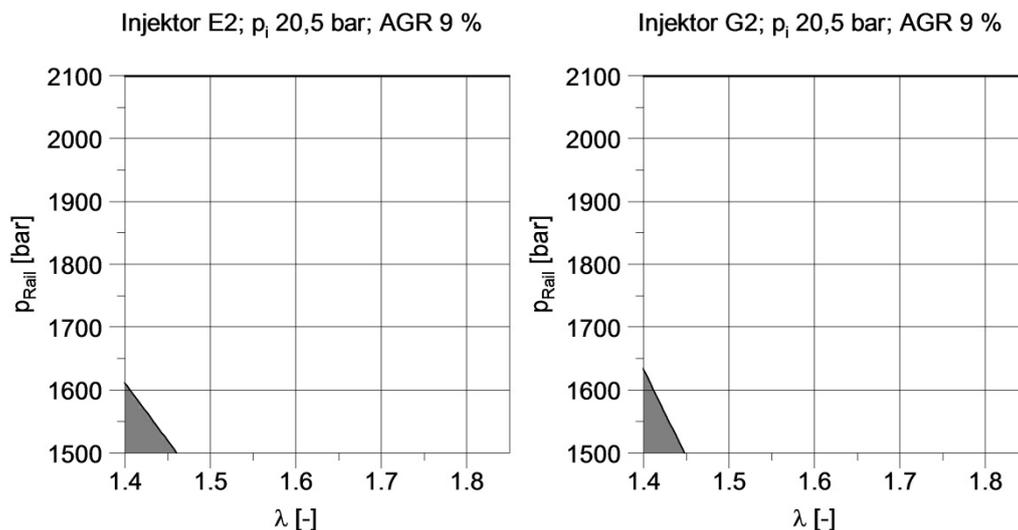


Abbildung 4-25 Betriebsbereiche bei p_{mi} 20,5 bar und 9 % AGR

4.6.7 Betriebsbereich bei Vollast und 18 % AGR

In Abbildung 4-21 sind für ausgewählte Injektoren die möglichen Betriebsbereiche laut DoE-Modell ersichtlich. Als höchstzulässigen Rußgrenzwert wurden 0,02 g/kWh gewählt. Die NO_x Werte sind mit 2,5 g/kWh begrenzt. Um den bei TIER IV final geforderten Grenzwert für Stickoxide einzuhalten, ist eine Konvertierungsrate des SCR Systems von über 84 %

notwendig.

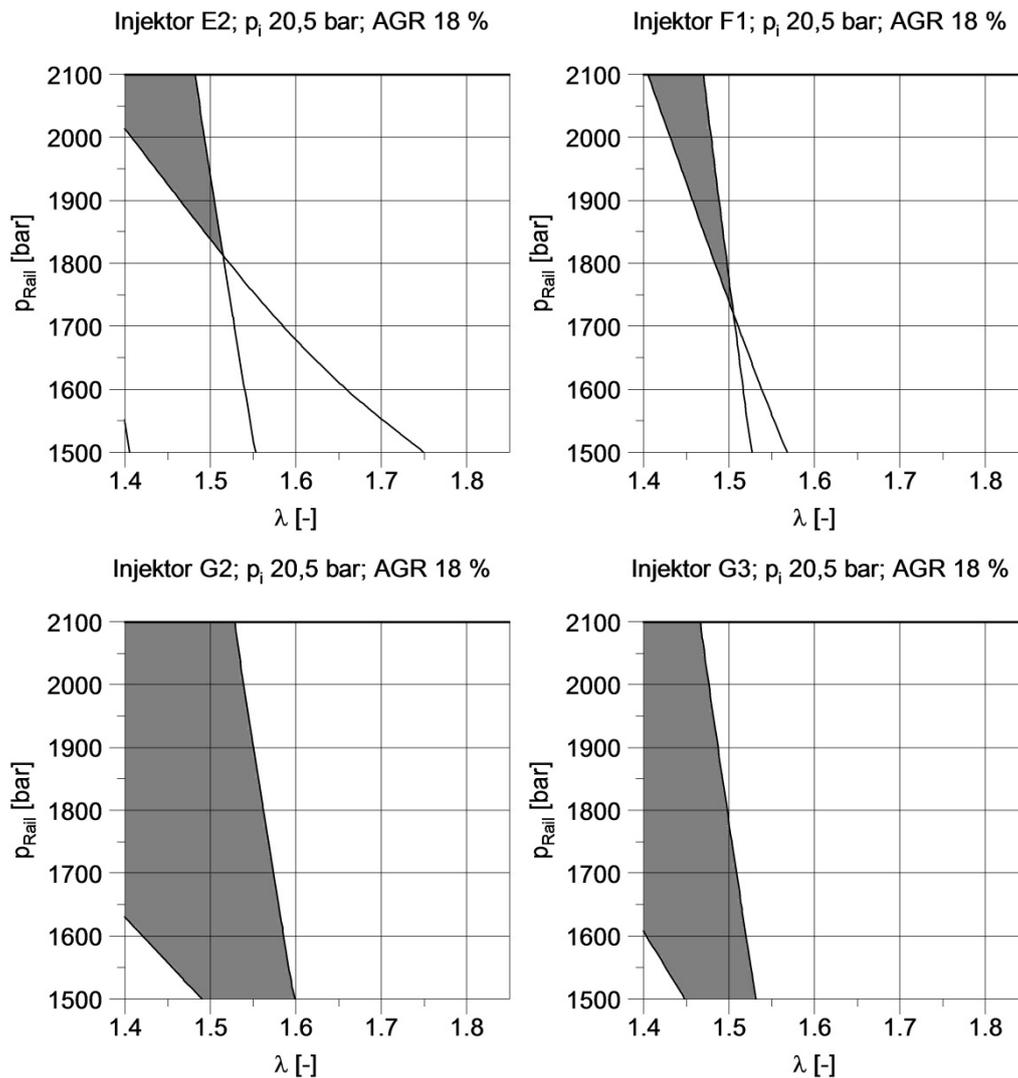


Abbildung 4-26 Betriebsbereiche bei p_{mi} 20,5 bar und 18 % AGR

Einen besonders breiten Betriebsbereich weist der Injektor G2 auf. In Abbildung 4-27 sind die Grenzwerte nochmals verschärft dargestellt. Der dunkle Bereich markiert den bereits zuvor gezeigten möglichen Betriebsbereich. Für die hell eingefärbte Zone sind die Grenzwerte von NO_x auf 1,8 g/kWh und Ruß auf 0,018 g/kWh begrenzt. Diese sind also um 10 % geringer als die ursprünglichen zulässigen Emissionswerte. In diesem Bereich ist ein einhalten der Tier III Grenzwerte bei einem angenommenen mechanischen Wirkungsgrad von 90% möglich.

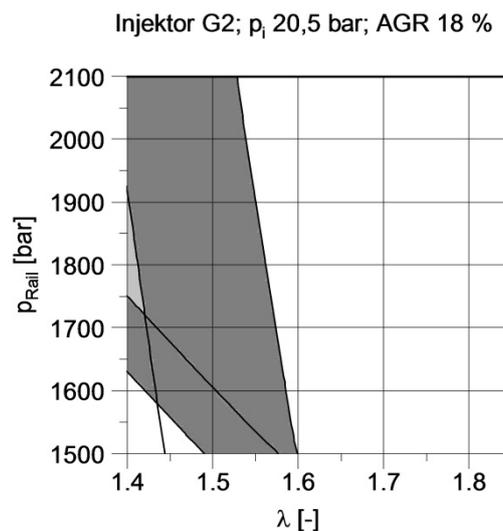


Abbildung 4-27 Betriebsbereich bei p_{mi} 20,5 bar und 18 % AGR für den Injektor G2

4.7 Brenndauer

Die Brenndauer ist die zeitliche Differenz zwischen Brennbeginn und Brennende.

Die genaue Brenndauer kann nicht bestimmt werden, da sowohl der Verbrennungsbeginn als auch das Verbrennungsende nicht genau bestimmt werden kann. Daher wird jene Kurbelwinkelstellung, bei der 10 % des Kraftstoffes umgesetzt sind, als Verbrennungsbeginn definiert (MFB₁₀). Das Verbrennungsende wird bei 90 % Umsetzungsrate des Kraftstoffes festgelegt (MFB₉₀). Diese Punkte werden anhand der Druckindizierung bestimmt.

Die Definition der Brenndauer ist durch Formel 4-1 gegeben.

$$MFB_{90} - MFB_{10}$$

Formel 4-1

In Abbildung 4-28 ist eine Gegenüberstellung der Brenndauer aller Düsen ersichtlich. Als Vergleichspunkt wurde der MP1 aus dem Messprogramm für das DoE Modell verwendet. Der Mitteldruck beträgt 11,5 bar, die Drehzahl wird auf 1500 U/min gehalten. Der Einspritzdruck ist mit 900 bar sehr niedrig gewählt. Der Motor wird ohne AGR und bei einem λ von 1,6 betrieben. Dieser Betriebspunkt ist identisch mit dem ersten Messpunkt der Raildruckvariation, die in Kapitel 4.10 behandelt wird.

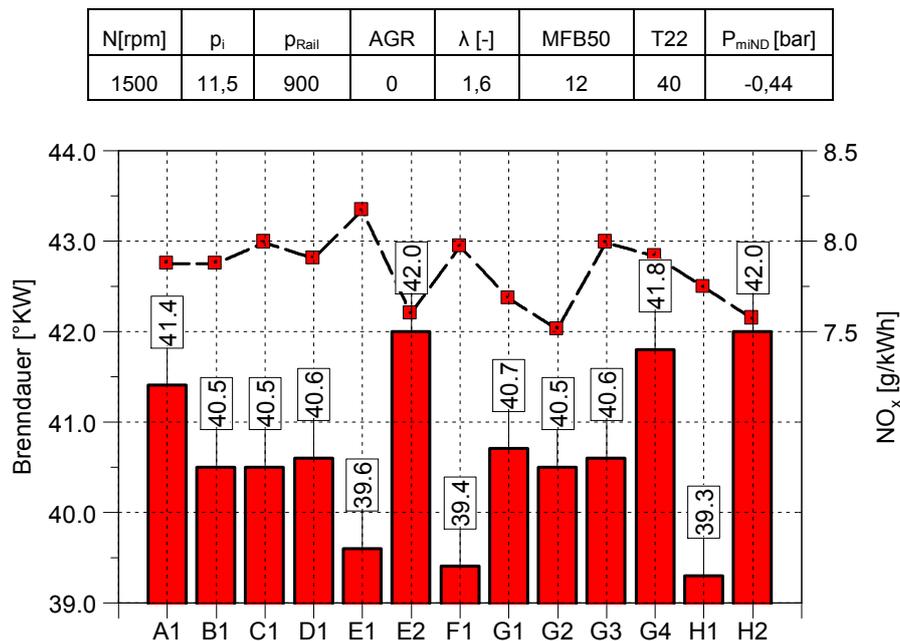


Abbildung 4-28 Gegenüberstellung aller Düsen bei Teillast

Die Injektoren mit den Düsenformen E1, F1 und H1 weisen eine deutlich kürzere Brenndauer auf. Dies zeigt sich auch durch ein höheres NO_x Niveau, das diese Düsen aufweisen. Im Gegenzug hat eine kurze Brenndauer positive Auswirkungen auf das Ruß-Verhalten. Beide Effekte decken sich mit den Beobachtungen in Kapitel 4.1 und Kapitel 4.2. Die Düsen H2 und E2 haben eine lange Brenndauer. Hier treten dieselben Mechanismen in umgekehrter Richtung auf. Auch hier stellen sich die zu erwartenden Tendenzen bei Ruß und NO_x Emissionen ein.

Durch die kürzere Brenndauer wird mehr Kraftstoff in einem günstigen Kurbelwellenwinkelbereich umgesetzt. Bei gleichem MFB50 ist ein besserer Wirkungsgrad zu erwarten.

Eine Gegenüberstellung von drei weiteren Betriebspunkten ist im Anhang zu finden.

4.8 Zündverzug

Der Zündverzug ist die zeitliche Differenz zwischen Einspritzbeginn und dem Brennbeginn. Er ist neben Druck und Temperatur auch von der Gemischzusammensetzung und der Zerstäubung des Diesels abhängig.

Analog zur Brenndauer ist auch der Zündverzug nicht exakt bestimmbar. Neben dem Brennbeginn ist auch der genaue Förderbeginn nicht bekannt. Für die Berechnung des Zündverzuges wird stattdessen der MFB10 für den Verbrennungsbeginn gewählt, während für den Einspritzbeginn der Bestromungsbeginn des Injektors herangezogen wird.

In Abbildung 4-28 ist eine Gegenüberstellung des Zündverzuges aller Düsen ersichtlich. Als Vergleichspunkt wurde der MP1 aus dem Messprogramm für das DoE Modell verwendet. Der Mitteldruck beträgt 11,5 bar, die Drehzahl wird auf 1500 U/min gehalten. Der Einspritzdruck ist mit 900 bar sehr niedrig gewählt. Der Motor wird ohne AGR und bei einem λ von 1,6

betrieben. Dieser Betriebspunkt ist identisch mit dem ersten Messpunkt der Raildruckvariation, die in Kapitel 4.10 behandelt wird.

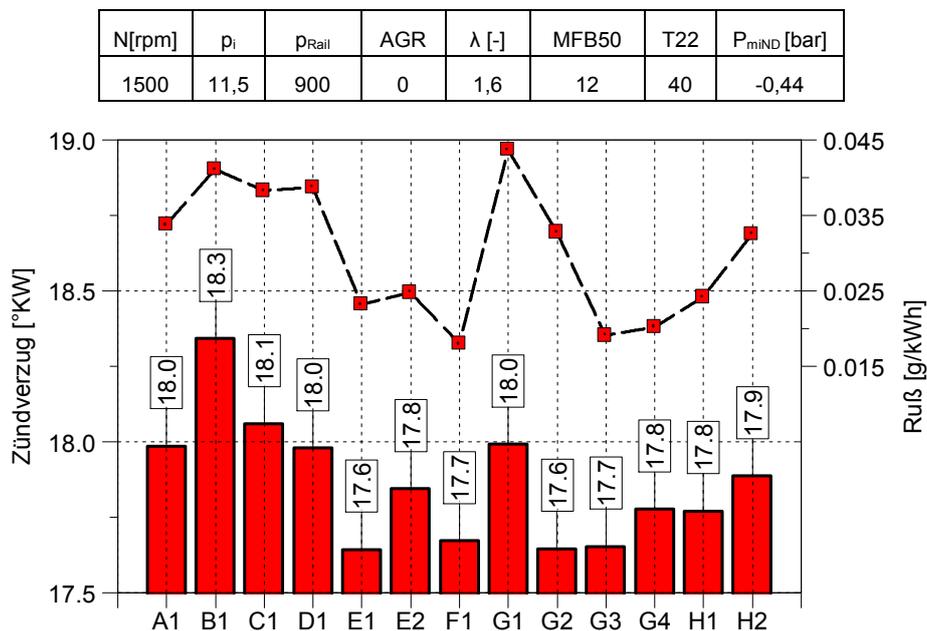


Abbildung 4-29 Gegenüberstellung aller Düsen bei Teillast

Die Düsen E1, F1, G2 und G3 weisen einen kurzen Zündverzug auf. Dies ist auf die bessere Zerstäubung dieser Düsen zurückzuführen. Eine gute Zerstäubung ist auch für die Rußvermeidung essentiell. Dies deckt sich in weiten Bereichen mit den Beobachtungen in Kapitel 4.1 und der darübergelegten Rußemissionen.

Eine Gegenüberstellung von drei weiteren Lastpunkten ist im Anhang zu finden.

4.9 Wirkungsgrad und Verbrauch

In Abbildung 4-30 ist eine Gegenüberstellung des spezifischen Verbrauchs aller Düsen ersichtlich. Als Vergleichspunkt wurde der MP1 aus dem Messprogramm für das DoE Modell verwendet. Der Mitteldruck beträgt 11,5 bar, die Drehzahl wird auf 1500 U/min gehalten. Der Einspritzdruck ist mit 900 bar sehr niedrig gewählt. Der Motor wird ohne AGR und bei einem λ von 1,6 betrieben. Dieser Betriebspunkt ist identisch mit dem ersten Messpunkt der Raildruckvariation, die in Kapitel 4.10 behandelt wird.

N[rpm]	p_i	p_{Rail}	AGR	λ [-]	MFB50	T22	P_{miND} [bar]
1500	11,5	900	0	1,6	12	40	-0,44

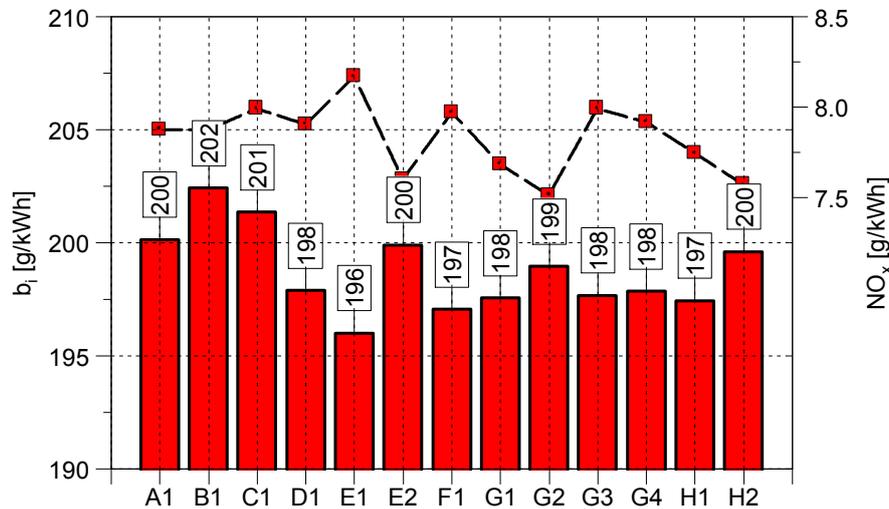


Abbildung 4-30 Gegenüberstellung aller Düsen bei Teillast

Die Unterschiede der Düsen hinsichtlich des spezifischen Verbrauchs sind sehr gering. Die Anforderung an die Genauigkeit ist für die verwendete Kraftstoffmessung eine Herausforderung. Dennoch weisen die Düsen mit der kürzesten Brenndauer auch den geringsten Verbrauch auf.

Eine Gegenüberstellung von drei weiteren Lastpunkten ist im Anhang zu finden.

4.10 Indizierdaten

Bei den Versuchen wird der Zylinderdruck mitgemessen. Dabei wird pro Grad Kurbelwellenwinkel der Druck im Zylinder gemessen. Der sich dadurch ergebende Zylinderdruckverlauf ist in Abbildung 4-31 für alle Injektoren bei MP1 der Teillast aus Tabelle 3-5 ersichtlich. Aus dem Zylinderdruckverlauf kann auch auf den Heizverlauf (dQ) und den integrierten Heizverlauf (Int) geschlossen werden. Ebenso ist die Berechnung der Brennraumtemperatur (Temp) möglich.

Der Heizrate ist wie folgt definiert [13]:

$$Q_i = \frac{K}{\kappa - 1} * V_{i+n} * \left[p_{i+n} - p_{i-n} * \left(\frac{V_{i-n}}{V_{i+n}} \right)^{\kappa_i} \right] * (X_i + 1)$$

Formel 4-2

Der notwendige Polytropenexponent κ_i ergibt sich aus [13]:

$$\kappa_i = \frac{0,2888}{c_{v_i}} + 1$$

Formel 4-3

Die spezifische Wärmekapazität c_{v_i} ist wiederum abhängig von der Temperatur.

$$c_{v_i} = 0,7 + T_i * (0,155 + A_i) * 10^{-3}$$

Formel 4-4

Die Temperatur ist definiert als [13]:

$$T_i = \frac{p_i * V_i}{m * R}$$

Formel 4-5

Letztendlich muss für die Temperatur noch die Masse an Gas im Zylinder bestimmt werden. Sie ergibt sich mit dem Druck und der Temperatur im Saugrohr nach Formel 4-6 [13].

$$m = l * V_H * \frac{p_s}{R * T_s}$$

Formel 4-6

Der Liefergrad (l) wurde konstant mit 0,9 angenommen.

Es ergeben sich für alle Injektoren sehr ähnliche Verläufe. Die größten Abweichungen sind bei der Temperatur zu bemerken, jedoch ist auch hier die Streuung eher gering ($\approx 100^\circ\text{C}$). Für eine nähere Untersuchung werden nur noch ausgewählte Injektoren gegenübergestellt. Dies deutet auf ein beschränktes Potential in Bezug auf den Wirkungsgrad hin, da für diesen der Heizverlauf von großer Bedeutung ist. Die Temperatur ist entscheidend für die Stickoxidbildung. Jedoch wird hier die gemittelte Brennraumtemperatur betrachtet, während für die NO_x Bildung vor allem die Spitzentemperaturen im Brennraum entscheidend sind. Auf diese kann anhand der mittleren Brennraumtemperatur nur sehr eingeschränkt zurückgeschlossen werden. Es zeigt sich jedoch eine hohe Reproduzierbarkeit der Betriebspunkte. Dies ist entscheidend für die Vergleichbarkeit der Injektoren zueinander.

Neben dem Druckverlauf im Zylinder ist auch der Druckverlauf im Ansaug- und Auspuffrohr entscheidend für eine Gegenüberstellung. Diese sind in Abbildung 4-32 dargestellt.

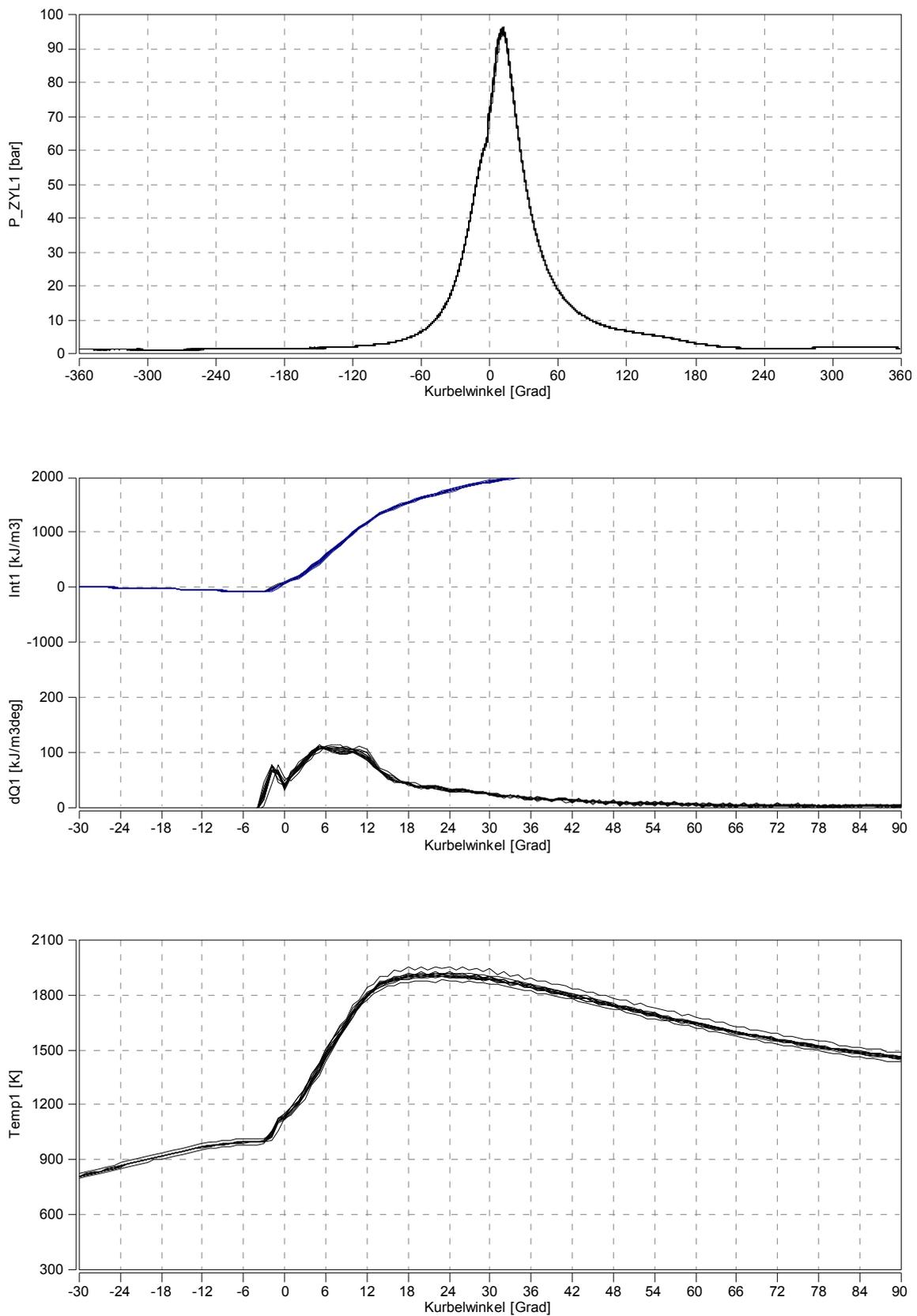


Abbildung 4-31 Auswertung der Indizierungsdaten aller Injektoren für den MP1 bei Teillast

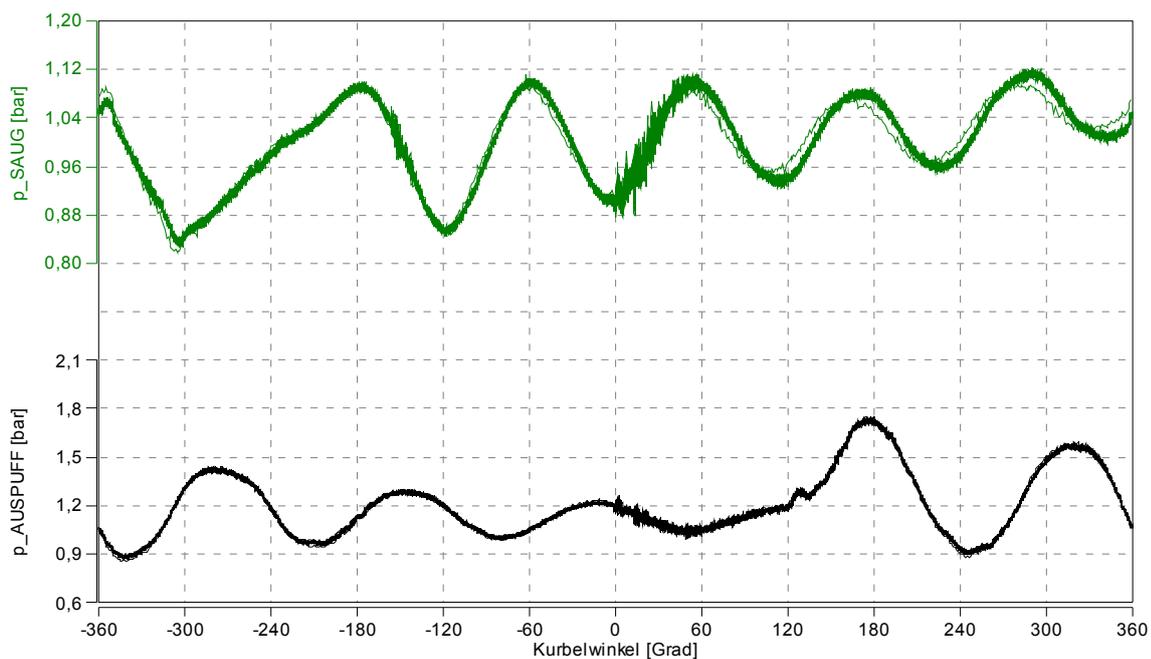


Abbildung 4-32 Indizierung im Ansaug- und Auspuffrohr

Die Druckverläufe von allen 13 Düsen beim MP1 sind übereinandergelegt. Es zeigt sich eine gute Reproduzierbarkeit. Daraus folgt, dass der Ladungswechselverlust jedes Mal gleich bleibt. Dadurch ergibt sich ein immer gleicher indizierter Mitteldruck bei gleichem Brennverlauf. Dies ist entscheidend für die Vergleichbarkeit der Messungen. Der indizierte Mitteldruck ergibt sich wie folgt:

$$p_{mi} = p_{mi_{HD}} + p_{mi_{ND}}$$

Formel 4-7

An dieser Stelle sei angemerkt, dass $p_{mi_{ND}}$ bei den durchgeführten Messungen stets negative Werte aufweist.

In Abbildung 4-33 sind die Heizverläufe des Injektors G1/1 für 4 Betriebspunkte gegenübergestellt. Die Betriebspunkte sind aus dem Messprogramm des DoE Modells entnommen.

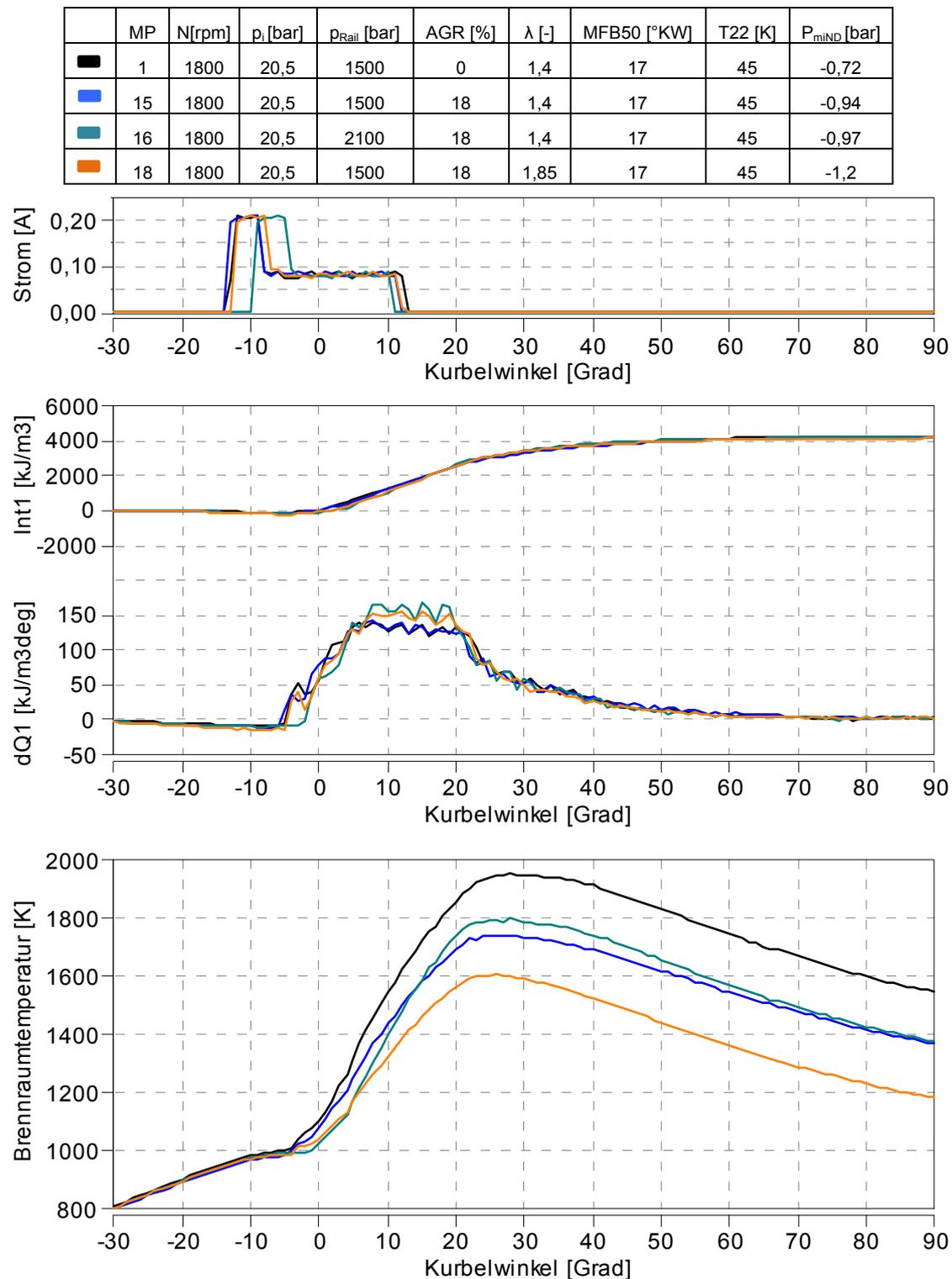


Abbildung 4-33 Auswertung der Indizierungsdaten ausgewählter Injektoren für drei Betriebspunkte bei Teillast

Die Auswahl der dargestellten Messpunkte wurde in Hinsicht auf die Vergleichbarkeit gewählt und unterscheidet sich jeweils nur in einem Einstellparameter. Der Unterschied von MP1 und MP15 liegt in der AGR Rate. Dies zeichnet sich durch eine geringere

Brennraumtemperatur ab. Von MP15 auf MP16 wird lediglich der Einspritzdruck erhöht. Durch den höheren Druck muss die Bestromungsdauer kürzer gewählt werden, um eine vergleichbare Menge Kraftstoff einzubringen. Auch der Heizverlauf wird durch den höheren Einspritzdruck verändert und weist höhere Umsetzungsraten auf. Der MP18 unterscheidet sich von MP15 wiederum nur im Luftverhältnis.

Durch Anheben des Luftverhältnisses wird mehr Luftmasse in den Zylinder gebracht, was zu einer Erhöhung der Wärmekapazität führt. Bei gleichbleibender Wärmemenge ergeben sich somit eine geringere mittlere Brennraumtemperatur. Dies führt nicht automatisch zu niedrigeren Stickoxidemissionen, wie in Abbildung 4-34 ersichtlich ist. Wie bereits erwähnt ist für die NO_x Bildung die Spitztemperatur relevant.

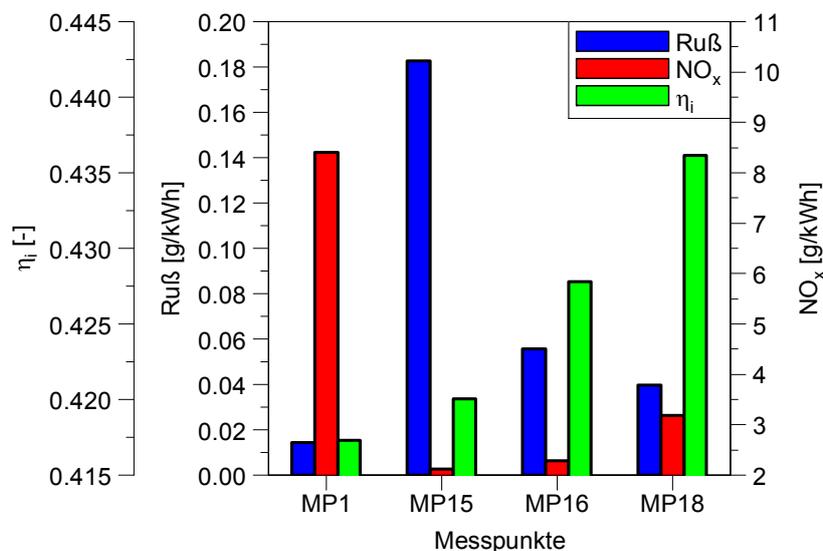


Abbildung 4-34 Emissionen und Wirkungsgrad der Messpunkte

Die Spitztemperaturen sind stark abhängig von der AGR-Rate sowie dem Luftverhältnis. Trotz einer niedrigeren mittleren Brennraumtemperatur in MP18 sind die Stickoxidemissionen höher als beim vergleichbaren MP16. Dieser weist ein geringeres λ auf und emittiert daher weniger NO_x .

Zu beachten ist, dass der angegebene Wirkungsgrad auf die indizierte Leistung bezogen ist und somit den indizierten Wirkungsgrad η_i darstellt. Dieser berücksichtigt keine Pumpenleistung, die im Falle einer Druckerhöhung aufzubringen ist. Durch die kürzere Brenndauer kann ein erheblicher Anstieg des indizierten Wirkungsgrades beobachtet werden.

Maßgeblich für die Rußemissionen ist neben dem Einspritzdruck das lokale Luftverhältnis. Dieses sinkt bei steigender AGR-Rate und führt zu einem höheren Rußniveau. Die Daten der Indizierung lassen kaum Rückschlüsse auf die Rußemissionen zu.

4.11 Ausgewählte Düsen

Folgende Injektoren werden einer weiterführenden Betrachtung unterzogen.

Bezeichnung	Geometrie	Lochanzahl	Reihen	k-Faktor nach COB-DEG	Kegelwinkel	Länge der Düse	I/D	HE
		-	-	-	°	Mm	-	%
G1	zylindrisch	8	1	0	0,00	900	4,478	15
G2	konisch	8	1	3	0,86	900	4,478	15
G3	konisch	8	1	5	1,43	900	4,478	15
H2	Flaschenhals	8	1	3	0,86	900	4,478	10
E2	Venturi	8	1	3	0,86	900	4,478	10
F1	Kegel innen	8	1	6	1,72	900	4,478	10

Tabelle 4-2 Injektorauswahl für weiterführende Betrachtung

Die in den kommenden Abbildungen dargestellte Raildruckvariation umfasst die in Tabelle 4-3 dargestellten Messpunkte.

MP	n	Pi	prail	AGR	λ	MFB50	T22	Δp
1	1500	11,5	900	0	1,6	12	40	0,1
2	1500	11,5	1100	0	1,6	12	40	0,1
3	1500	11,5	1300	0	1,6	12	40	0,1
4	1500	11,5	1500	0	1,6	12	40	0,1
5	1500	11,5	1700	0	1,6	12	40	0,1
6	1500	11,5	900	12	1,6	12	40	0,1
7	1500	11,5	1100	12	1,6	12	40	0,1
8	1500	11,5	1300	12	1,6	12	40	0,1
9	1500	11,5	1500	12	1,6	12	40	0,1
10	1500	11,5	1700	12	1,6	12	40	0,1
11	1500	11,5	900	25	1,6	12	40	0,1
12	1500	11,5	1100	25	1,6	12	40	0,1
13	1500	11,5	1300	25	1,6	12	40	0,1
14	1500	11,5	1500	25	1,6	12	40	0,1
15	1500	11,5	1700	25	1,6	12	40	0,1
16	1800	20,5	1500	0	1,4	17	45	0,1
17	1800	20,5	1700	0	1,4	17	45	0,1
18	1800	20,5	1700	0	1,4	17	45	0,1
19	1800	20,5	1900	0	1,4	17	45	0,1
20	1800	20,5	2100	0	1,4	17	45	0,1

Tabelle 4-3 Messpunkte für Raildruckvariation

Die Messreihe wird bei konstantem λ durchgeführt. Die AGR-Rate ist in 3 Gruppen gestaffelt. Zusätzlich wird auch eine Variation bei Volllast gemessen. Diese weist eine andere Verbrennungslage sowie ein anderes Luftverhältnis auf. Der Abgasgegendruck wurde 0.1 bar höher eingestellt als der notwendige Ladedruck (Δp). So wird sichergestellt, dass die Ladungswechselerbeit vergleichbar bleibt.

4.11.1 Ruß

Der Einfluss des Raildrucks auf die Rußemission ist in Abbildung 4-35 dargestellt. Als p_{Rail} wird der im Rail gemessene Druck herangezogen. Die Auswirkungen des Raildruckes auf das Rußverhalten sind durch die bessere Zerstäubung des eingebrachten Kraftstoffes zu erklären. Es zeigt sich jedoch, dass der Einfluss des Raildrucks abhängig von der verwendeten Düsenform ist. Besonders auffällig ist dieses Phänomen bei der Düse E2 zu bemerken. Während der Injektor bei höheren Einspritzdrücken ein sehr geringes Rußverhalten aufweist, emittiert dieser bei 900 bar ungleich mehr.

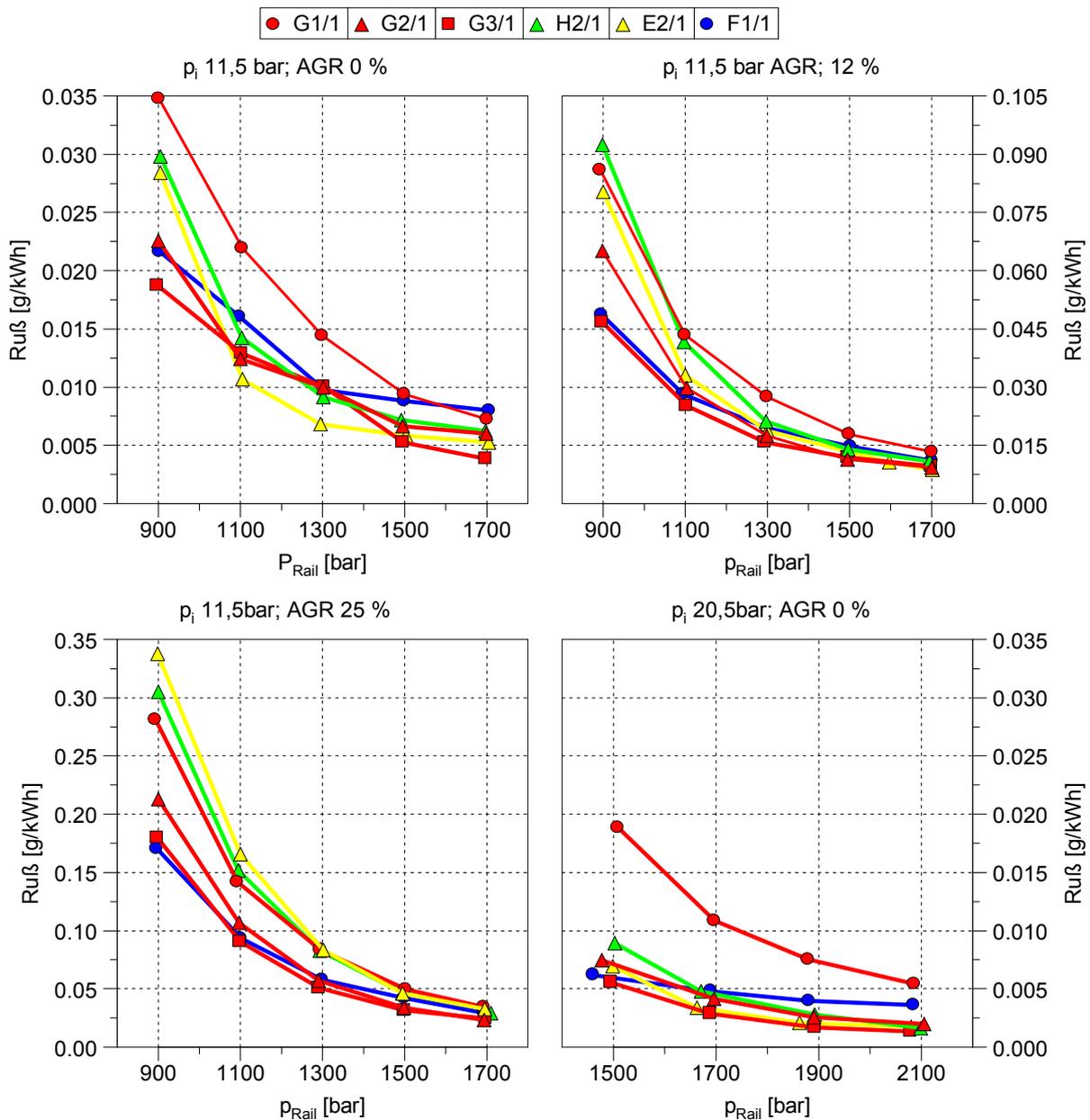


Abbildung 4-35 Raildruckvariation Ruß

Nicht nur der Einspritzdruck hat Auswirkungen auf die Rußbildung. Entscheidend ist neben dem Luftverhältnis auch die AGR-Rate. Dieser Effekt verstärkt sich durch eine höhere AGR-Rate.

Es zeigt sich, dass die AGR-Verträglichkeit der Düsen verschieden ist. Während bei 0 % AGR der Injektor E2/1 über weite Bereiche das niedrigste Rußniveau aufweist, ist dieser bei 25 % AGR der schlechteste Injektor in diesem Vergleich. Bei hohen AGR-Raten weist neben den konischen Düsen G2 und G3 die Düse F1 ein niedriges Emissionsniveau auf. Auch die Düse F1 weist einen Kegel auf, der jedoch in eine zylindrische Bohrung übergeht. Es zeigt sich, dass bei einem höheren Rußniveau die Düsen mit größerem k-Faktor bessere Ergebnisse liefern als jene mit kleinerem.

Die Vollast unterscheidet sich neben der eingestellten Last auch in der Lage und dem Luftverhältnis. Daher sind die Kurven bei 0 % AGR und 1500 bar bzw. 1700 bar nicht mit

jenen in der Teillast vergleichbar. Die Unterschiede der Düsen zueinander sinken mit steigendem Raildruckniveau. Dieses Verhalten ist sowohl in der Teillast als auch an der Volllast zu beobachten.

4.11.2 NO_x

Die Stickoxidemissionen in Abhängigkeit des Raildruckes sind in Abbildung 4-36 wieder für 3 verschiedene AGR Raten sowie für die Volllast ersichtlich.

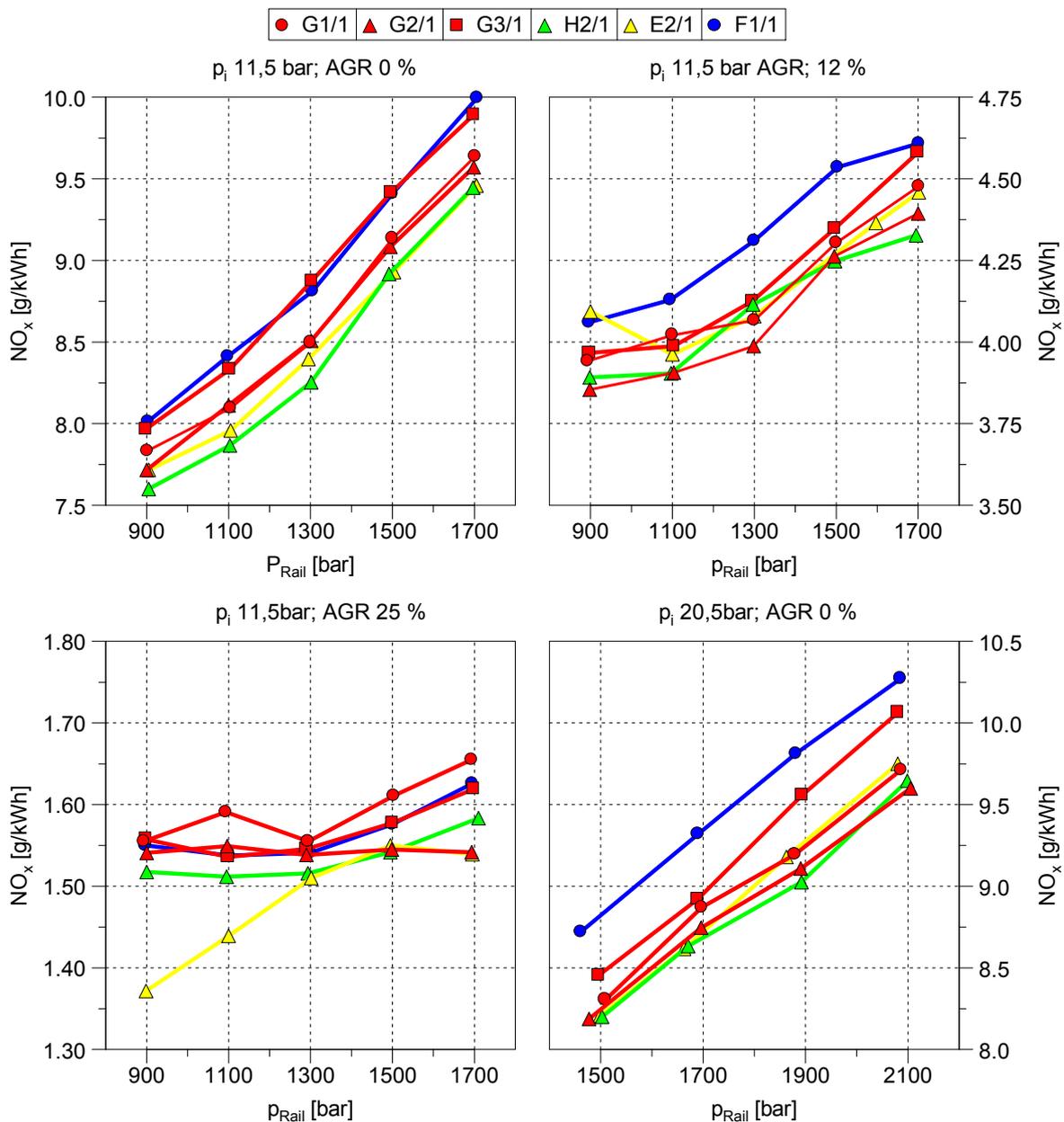


Abbildung 4-36 Raildruckvariation NO_x

Die Abhängigkeit der Stickoxidemissionen vom gewählten Einspritzdruck nimmt mit steigender AGR Rate immer weiter ab. Bei 25 % AGR ergeben sich teils waagerechte Verläufe. Die Injektoren mit geringeren Stickoxidemissionen sind H2/1, E2/1 und G2/1. Diese Düsen eint der gleiche k-Faktor 3. Die Düsen mit höheren k-Faktoren weisen ein höheres Stickoxidniveau auf. Auch die Düse G1 mit dem k-Faktor 0 weist einen höheren

Stickoxidausstoß auf.

4.11.3 Ruß-NO_x

In Abbildung 4-37 ist der Ruß-NO_x Trade Off der ausgewählten Injektoren ersichtlich.

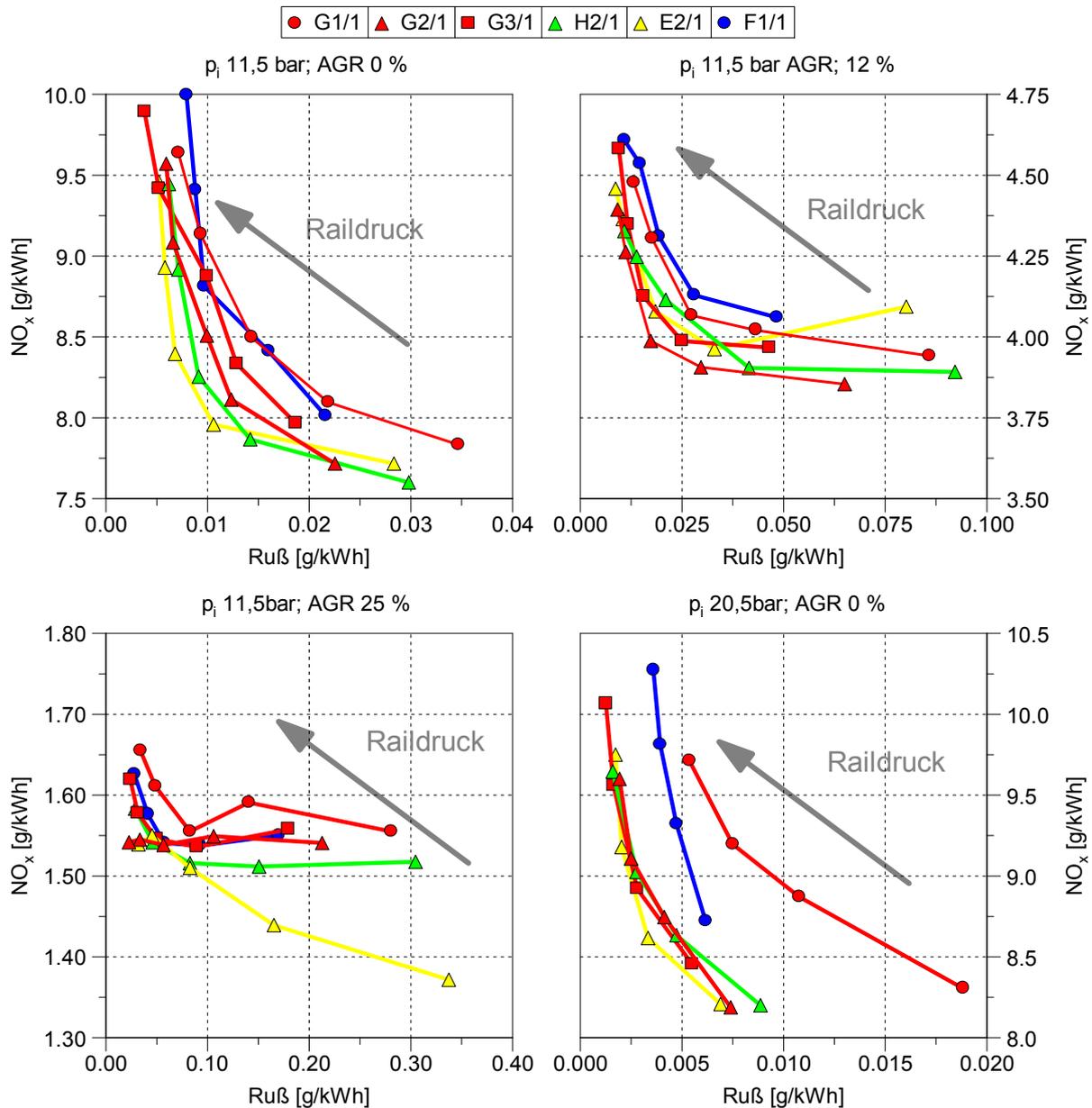


Abbildung 4-37 Raildruckvariation Ruß-NO_x Trade Off

Bei 0 % AGR Rate erweist sich der Injektor E2/1 über weite Bereiche als beste Lösung. Bis auf die Referenzdüse G1 und der Düse mit innenliegendem Kegel F1 liegen alle Probanden sehr nahe beieinander.

Bei 12 % AGR Rate erweist sich der Injektor G2/1 über weite Bereiche als beste Lösung. Auffallend ist die Düse E2, welche eine ausgeprägte NO_x Emission bei einem Einspritzdruck von 900 bar aufweist. Die Düsen F1 und G3 haben eine positive Auswirkung auf die Rußemissionen von Betriebspunkten mit niedrigem Einspritzdruck.

Bei 25 % AGR ergibt sich ein sehr flacher Verlauf. Besonders stark tritt dieses Phänomen

beim Injektor G2/1 auf. Dieser weist über die gesamte Raildruckvariation einen fast konstanten Stickoxidausstoß auf. Der zu erwartende Ruß-NO_x Trade Off tritt nicht ein. Die Erhöhung des Einspritzdruckes hat nur eine Verbesserung der Rußemissionen zu Folge. Auch der Injektor E2/1 scheint diesem Trend bei hohen Einspritzdrücken zu folgen. Der letzte Messpunkt hat mit 1700 bar Einspritzdruck ein geringfügig niedrigeres NO_x Niveau als der Messpunkt zuvor mit 1500 bar Druck im Rail.

Die Düsen E2, H2 und G2 weisen bei diesem Volllastpunkt nahezu identische Ruß- und Stickoxidemissionen auf. Bemerkenswert ist jedoch die eklatante Verbesserung gegenüber dem Referenzinjektor G1/1. Hier kann eine Verminderung der Rußemissionen von bis zu 63 % erreicht werden.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde eine Untersuchung von verschiedenen Düsenformen in einem Forschungsmotor in Nutzfahrzeuggröße durchgeführt. Ziel war es, den Einfluss verschiedener Formen auf das Emissionsverhalten zu eruieren. Die Injektormatrix wurde unter Berücksichtigung einer bereits von der IAV durchgeführten Untersuchung aufgestellt. Die Düsen durchliefen ein Testprogramm bei zwei Lastpunkten, wobei einer mit 11,5 bar bei 1500 U/min die Teillast repräsentierte, der zweite bei 20,5 bar und 1800 U/min die Volllast. Ein besonderes Augenmerk wurde auf die Rußemissionen gelegt, da hier das größte Einsparungspotential vermutet wurde. Es wurden aber auch die HC, CO und NO_x Emissionen sowie die Brenndauer, der Zündverzug und der spezifische Kraftstoffverbrauch verifiziert. Anhand der Messdaten wurde ein DoE Modell erstellt, welches Auskunft über weite Bereiche im möglichen Betriebskennfeld gab. Mit Hilfe des DoE Modells wurden auch mögliche Betriebsbereiche für die jeweiligen Injektoren gefunden, in denen der Motor mit Hilfe eines DeNO_x Systems die Grenzwerte von TIER IV final für Non Road Fahrzeuge einhalten kann. Anhand dieser Daten wurden die besten Düsen eruiert und in einer Raildruckvariation nochmals gegenüber gestellt. Die Indizierung war neben der thermodynamischen Analysemöglichkeit notwendig, um am Forschungsmotor vergleichbare Betriebspunkte darstellen zu können. Um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten, wurde neben der Zylinderdruckindizierung auch der Druck im Ansaugrohr sowie im Abgasrohr aufgezeichnet. Es konnte eine gute Reproduzierbarkeit der Messpunkte gezeigt werden und somit die Rahmenbedingungen für eine gute Vergleichbarkeit der Düsenformen ermöglicht werden.

Folgende Düsen weisen das größte Potential auf:

Bezeichnung	Geometrie	Lochanzahl	Reihen	k-Faktor nach COB-DEG	Kegelwinkel	Länge der Düse	I/D	Lochebene	HE
		-	-	-	°	µm	-	µm	%
G2	konisch	8	1	3	0,86	900	4,47	590	15
G3	konisch	8	1	5	1,43	900	4,47	590	15
E2	Venturi	8	1	3	0,86	900	4,47	590	10
F1	Kegel innen	8	1	6	1,72	900	4,47	590	10

Tabelle 5-1 Geometrien der Düsen mit größtem Potential

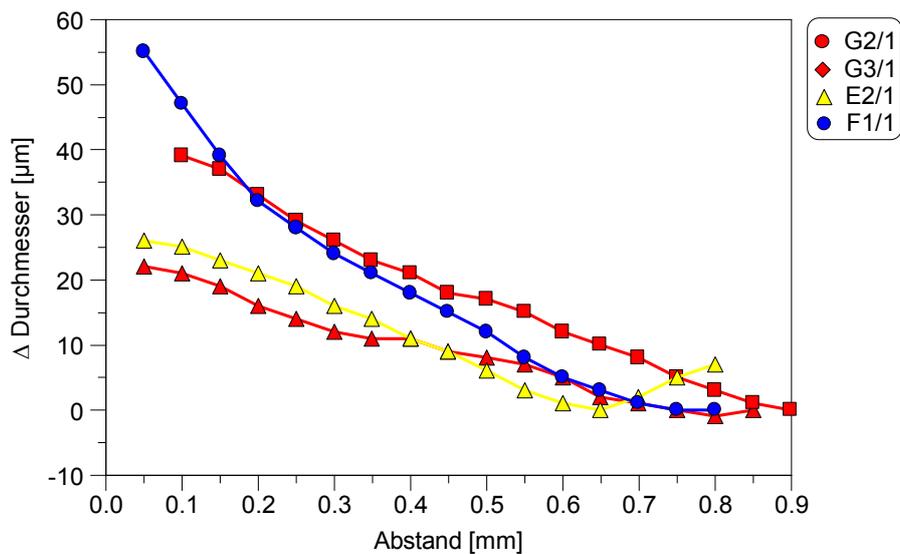


Abbildung 5-1 Düsenkonturen mit dem größtem Potential

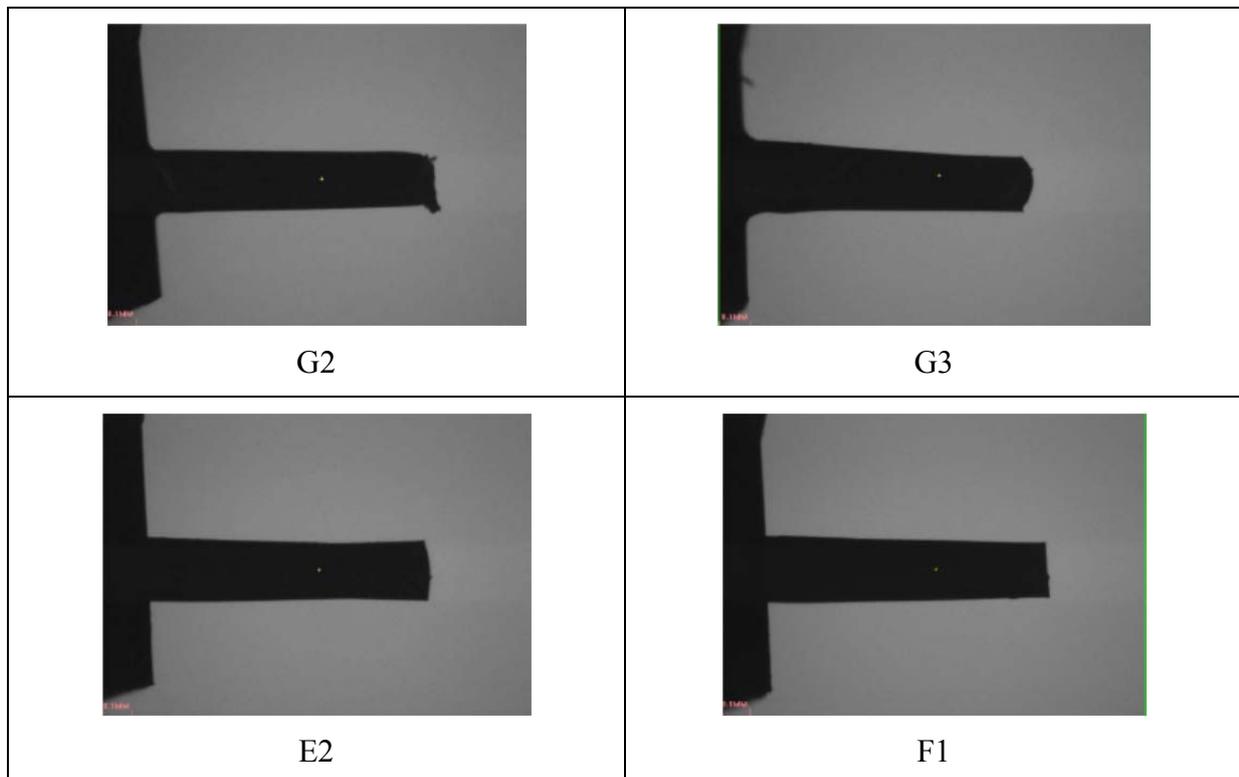


Abbildung 5-2 REM Aufnahmen der Düsenkonturen mit dem größtem Potential

Die Verwendung von alternativen Düsenformen bietet durchaus Potential. Insbesondere die Rußemissionen können im Vergleich zu der Seriendüse mit zylindrischer Bohrung abgesenkt werden. Bei geeigneter Wahl kann eine Verbesserung im Ruß-NO_x Trade Off erreicht werden. Die beste Geometrie ist jedoch vom Einsatzgebiet abhängig. Die Düsenform E2 erzielt bei den meisten Messpunkten das beste Ergebnis. Die Düsen G2 und G3 können mit ihren verhältnismäßig einfachen Geometrien konkurrieren. Sie bieten kaum schlechtere Ergebnisse, sind jedoch viel einfacher zu fertigen. Ein mögliches Optimum könnte zwischen diesen Düsen liegen, und somit einen k-Faktor zwischen 3 und 5 aufweisen. Die Düse F1 ist

vor allem bei hohen AGR-Raten eine mögliche Alternative. Sie weist ein sehr geringes Rußniveau auf, hat jedoch Schwächen bei der NO_x Emission. Dies ist auf die hohe Brenngeschwindigkeit zurückzuführen, die diese Düse aufweist. Die Unterschiede zwischen den Düsen sind vor allem bei niedrigen Einspritzdrücken merklich.

6 Anhang

6.1 Konstruktionszeichnungen

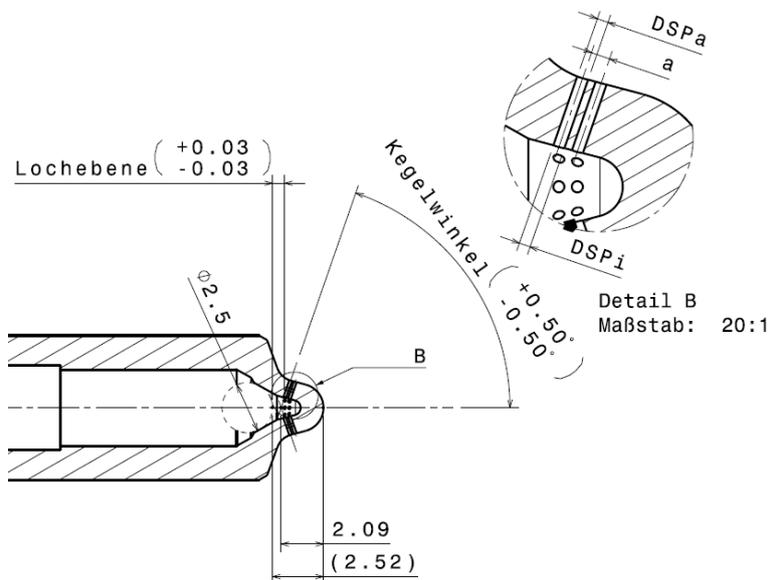


Abbildung 6-1 Form C

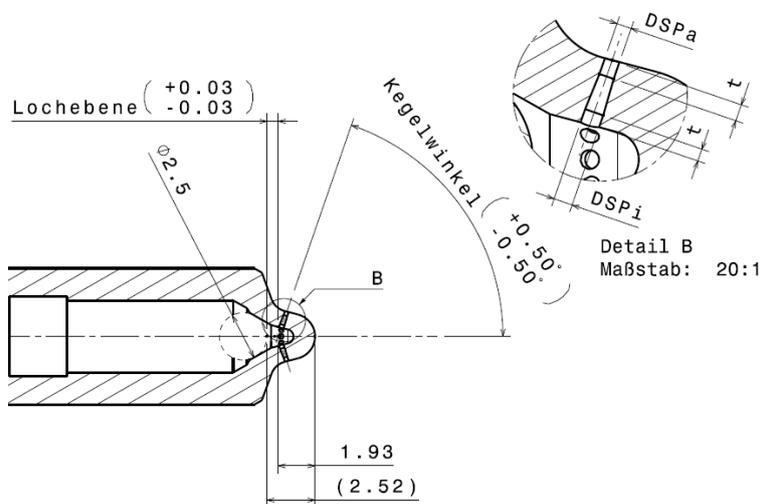


Abbildung 6-2 Form H

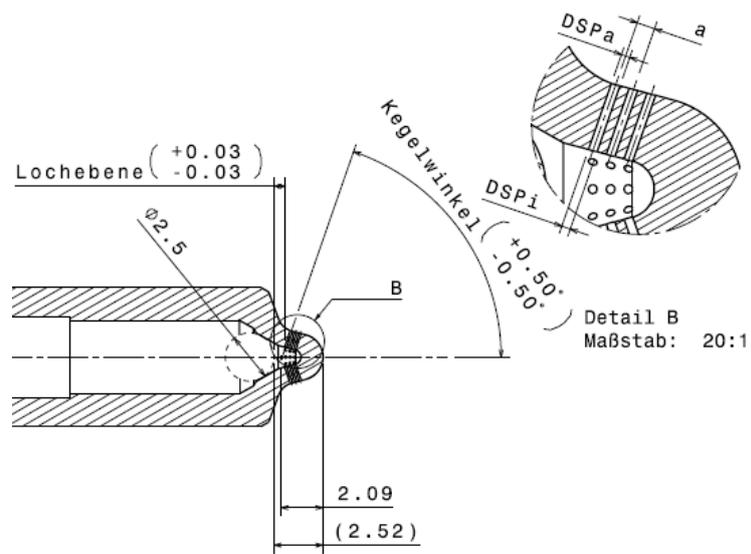


Abbildung 6-3 Form A

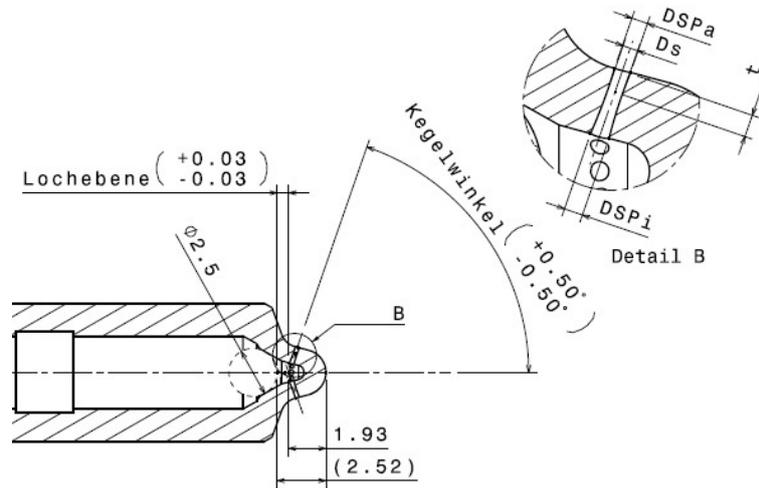


Abbildung 6-4 Form E

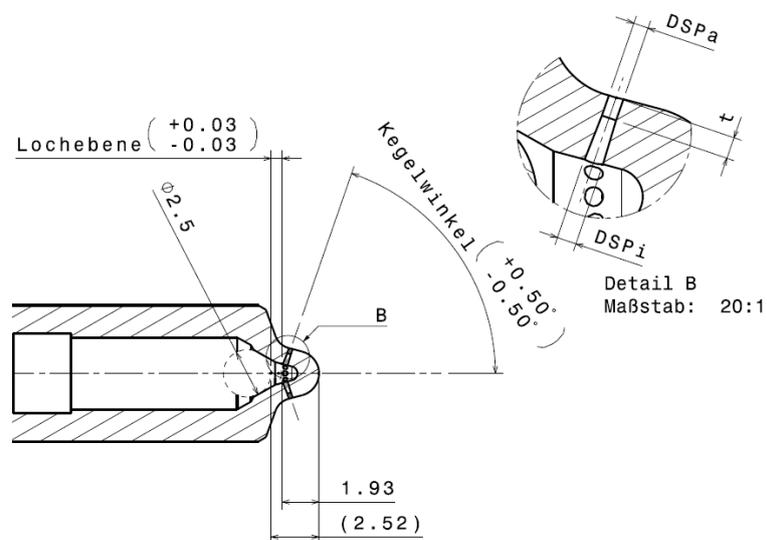


Abbildung 6-5 Form F

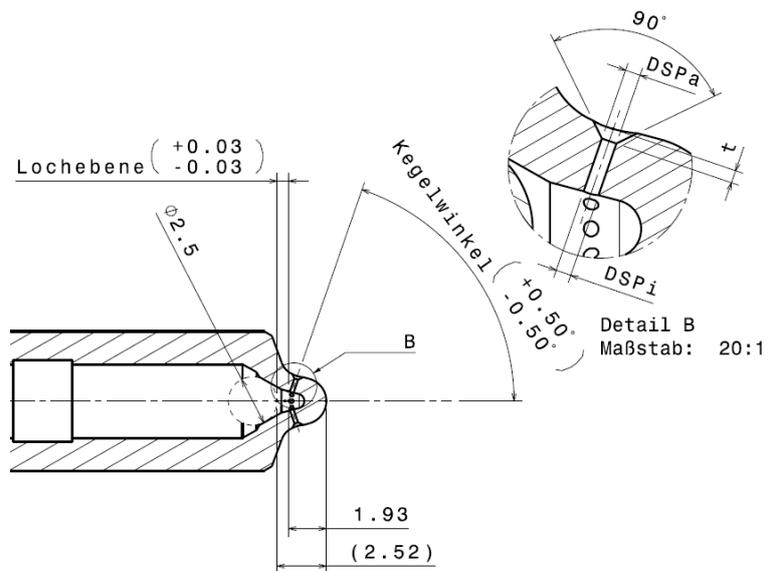


Abbildung 6-6 Form D

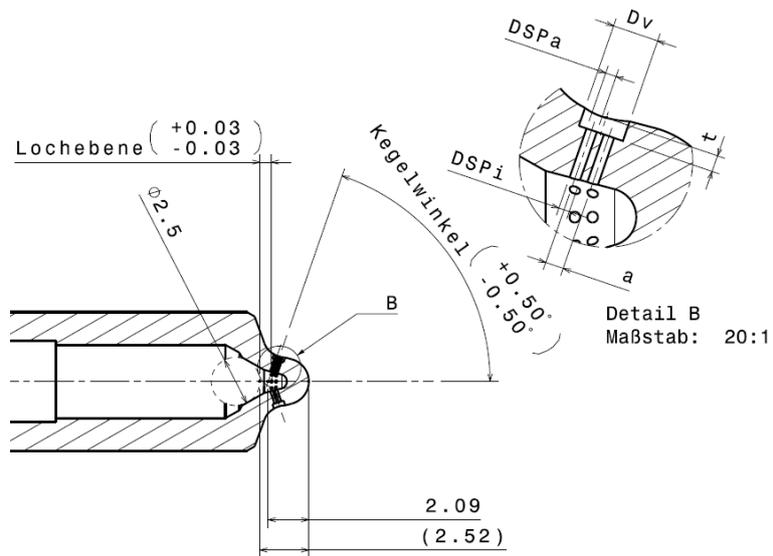


Abbildung 6-7 Form B

6.2 Gegenüberstellung der Injektoren bei definierten Lastpunkten

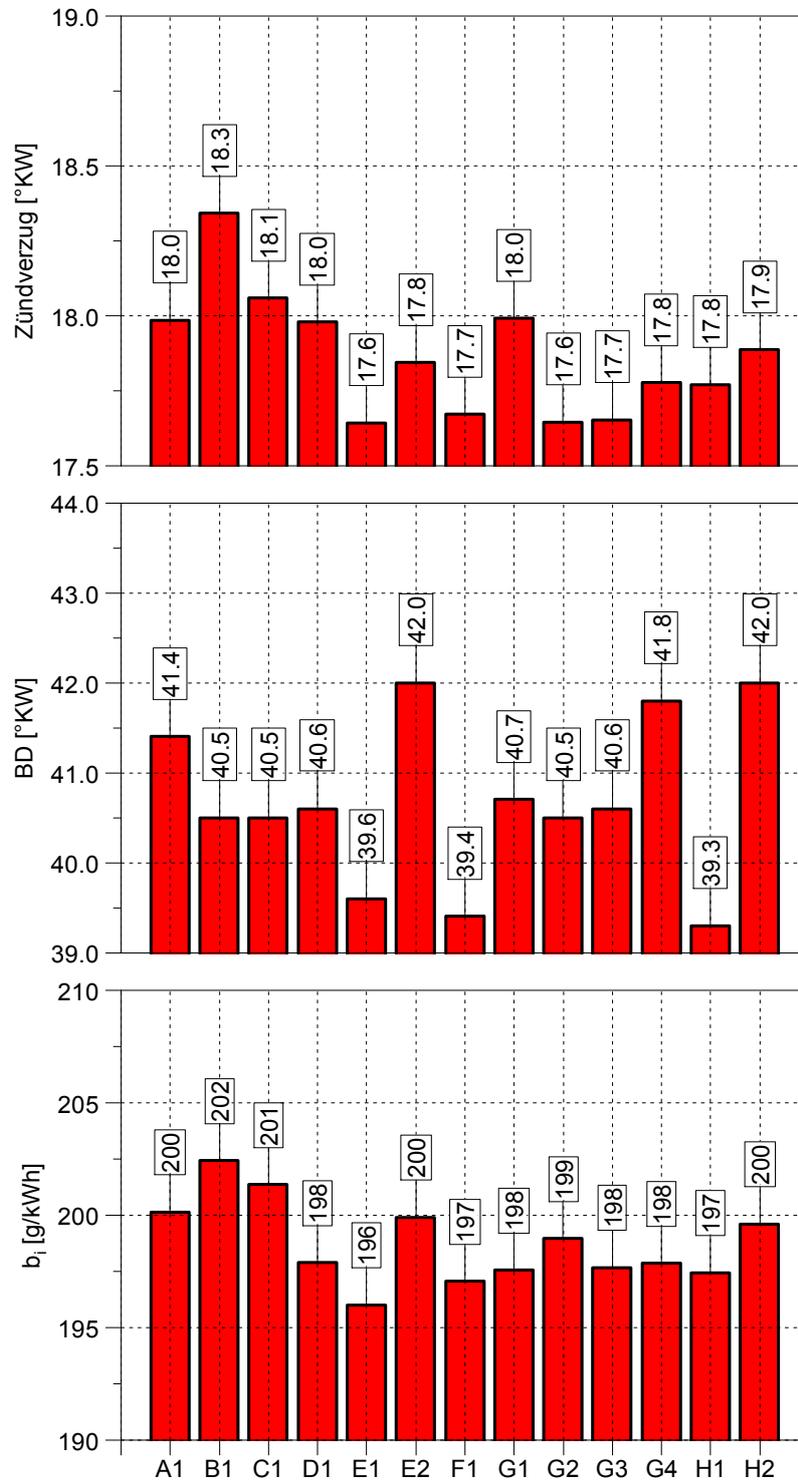


Abbildung 6-8 Gegenüberstellung der Injektoren bezüglich Zündverzug, Brenndauer und spezifischer Verbrauch bei p_i 11,5 bar, p_{Rail} 900 bar, AGR 0 %, λ 1,6

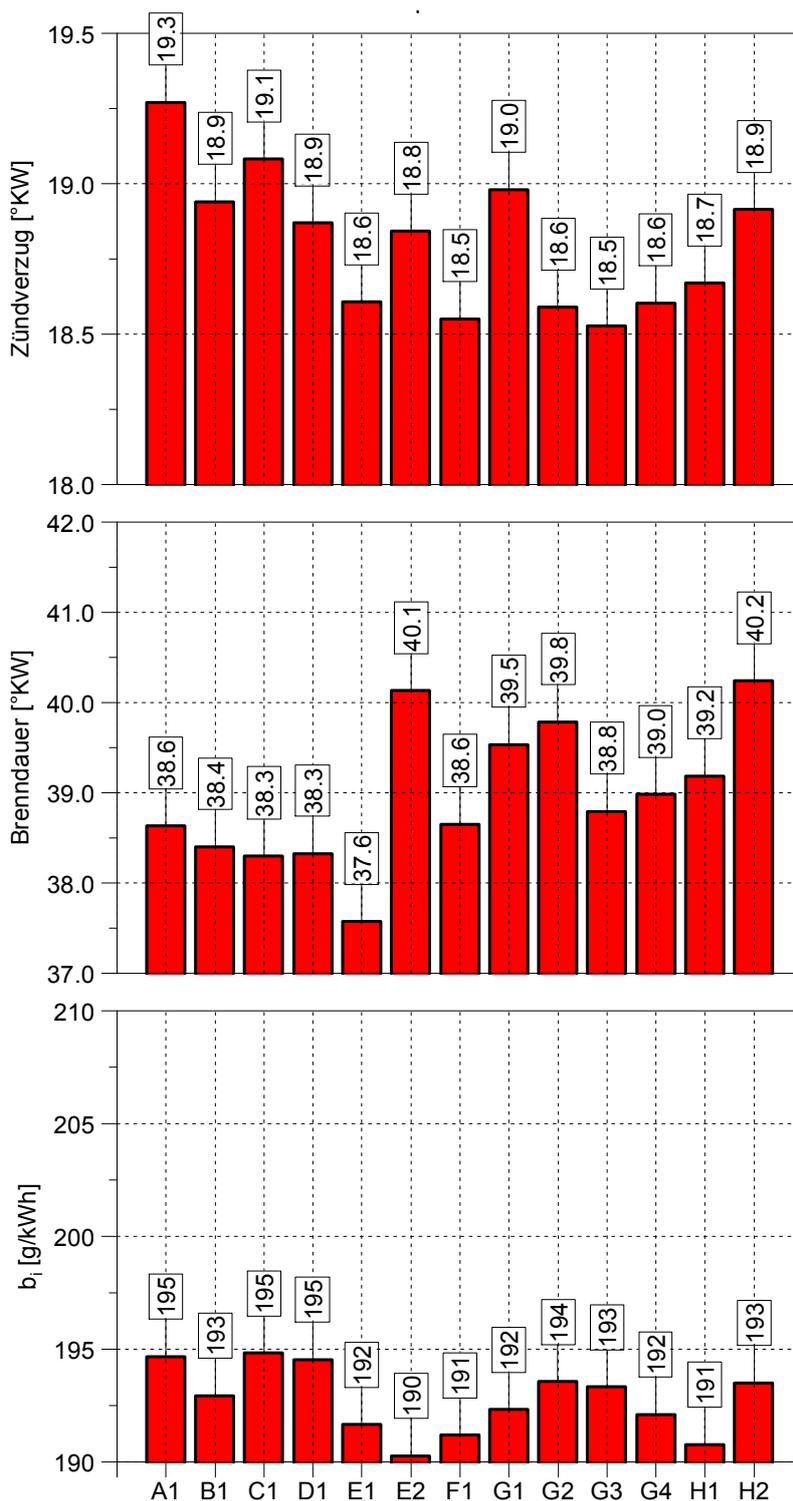


Abbildung 6-9 Gegenüberstellung der Injektoren bezüglich Zündverzug, Brenndauer und spezifischer Verbrauch bei p_i 11,5 bar, p_{Rail} 900 bar, AGR 25 %, λ 1,6

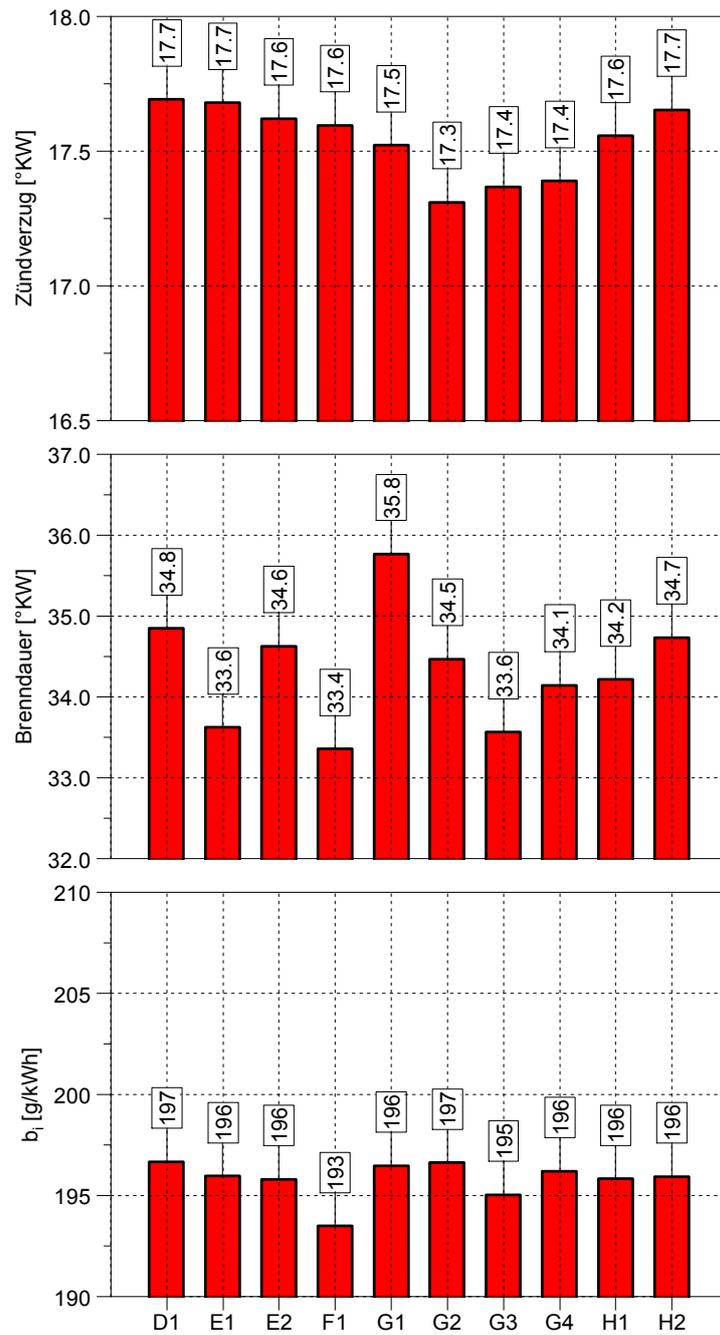


Abbildung 6-10 Gegenüberstellung der Injektoren bezüglich Zündverzugszeit, Brenndauer und spezifischer Verbrauch bei p_i 20,5 bar, p_{Rail} 2100 bar, AGR 18 %, λ 1,4

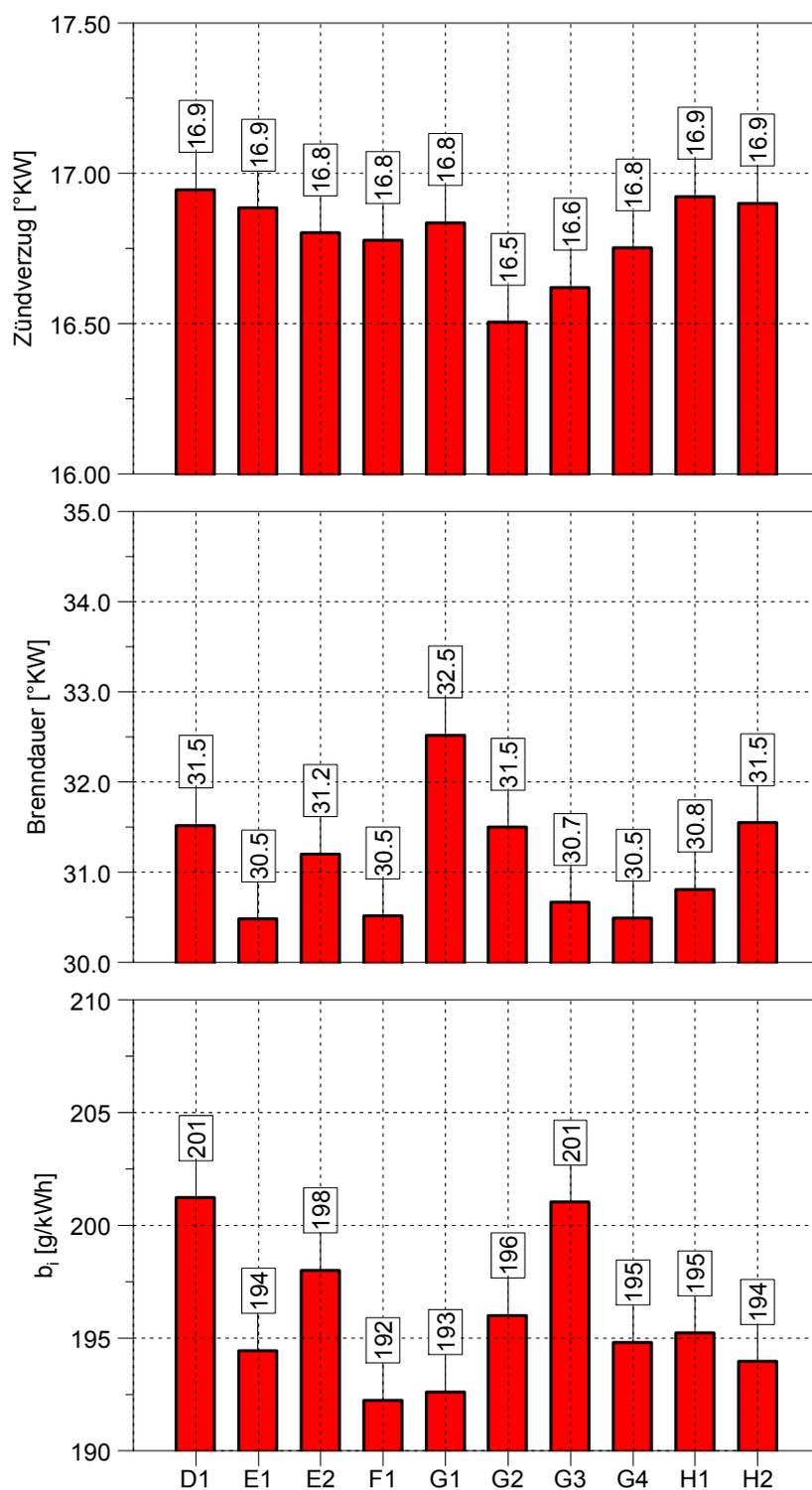


Abbildung 6-11 Gegenüberstellung der Injektoren bezüglich Zündverzug, Brenndauer und spezifischer Verbrauch bei p_i 20,5 bar, p_{Rail} 2100 bar, AGR 0 %, λ 1,55

7 Literaturverzeichnis

- [1] Delphi, „delphi.com/emissions-hd,“ [Online]. [Zugriff am 19 09 2013].
- [2] T. Sams und S. Hausberger, Schadstoffbildung und Emissionsminimierung bei Kfz. Vorlesungsskriptum. Technische Universität Graz, 2010.
- [3] S. Hausberger, Umweltauswirkungen des Verkehrs. Vorlesungsskriptum Technische Universität Graz, 2011.
- [4] U. Bundesamt, August 2013. [Online]. Available: <http://www.umweltbundesamt.at/umweltsituation/luft/luftschaedstoffe/nox/>. [Zugriff am August 2013].
- [5] A. Pfeifer, „Hochleistungs-Industriedieselmotoren - Vergleich der Lösungen,“ 14. Tagung DER ARBEITSPROZESS DES VERBRENNUNGSMOTORS Graz, 2013.
- [6] IAV, „Einspritzdruckbedarf für zukünftige dieselmotorische PKW und NKW Brennverfahren“.
- [7] HBM, [Online]. Available: <http://www.hbm.com/de/menu/produkte/aufnehmer-sensoren/drehmoment/t12/>. [Zugriff am 29 10 2013].
- [8] Liebherr-Components AG, [Online]. Available: http://www.liebherr.com/CP/de-DE/default_cp.wfw/tab-131726. [Zugriff am 25 10 2013].
- [9] ASG Analytik Service GmbH, „Prüfbericht 212743,“ 29.04.2013.
- [10] A. Wimmer, Thermodynamik des Verbrennungsmotors, Vorlesungsskriptum, Graz, 2012.
- [11] AVL GmbH, *Produktdatenblatt AVL Smoke Meter 415S*.
- [12] C. Menne, S. Pischinger, M. Jakob, H. Rohs, P. Adomeint, M. Lamping und T. Körfer, „Advanced Two Row Nozzle Concepts with Interacting Fuel Sprays,“ 2010.
- [13] *Dokumentation CalcGraf Version: V2R/072/03*.

Abbildung 2-1 Verbrennungszonen beim Dieselstrahl [2]	8
Abbildung 2-2 Einfluss des lokalen Luftverhältnisses auf die Stickoxid- und Rußemissionen [2]	8
Abbildung 2-3: NO _x Reduktion in Abhängigkeit von EGR und Sauerstoffgehalt [2]	10
Abbildung 2-4 NO _x Minderung über angesaugte O ₂ –Konzentration [2].....	11
Abbildung 2-5 Ablagerungen beim DPF [3].....	12
Abbildung 2-6 Messstellen.....	15
Abbildung 3-1 Einfluss der Düsenkonizität auf das Emissionsverhalten an der PKW-Volllast	16
Abbildung 3-2 Einfluss des Düsendurchflusses und der Düsenlochkonizität auf das Emissionsverhalten an einem NFZ-Volllastbetriebspunkt.....	17
Abbildung 3-3 Düsenformen.....	17
Abbildung 3-4 Einfluss der Spritzlochform auf das Emissionsverhalten an einem NFZ-Volllastpunkt	18
Abbildung 3-5 Form G	19
Abbildung 3-6 Gegenüberstellung der wichtigsten einreihigen Düsenformen.....	20
Abbildung 3-7 REM Vergrößerung der Spritzlochabdrücke	21
Abbildung 3-8 Zeitlicher Verlauf des Mitteldruckes und λ über die Zeit.....	22
Abbildung 3-9 Versuchsmotor	24
Abbildung 3-10 Drehmomentaufnehmer [7].....	25
Abbildung 3-11 Serieneinspritzsystem [8].....	26
Abbildung 3-12 Rußmasse bezogen auf den Abgasvolumensstrom über FSN	28
Abbildung 4-1 Ruß-Partikel-Korrelation	33
Abbildung 4-2 Ruß-Partikel-Korrelation der mehrreihigen Düsen.....	34
Abbildung 4-3 Spezifische Partikelemission der Düsen über alle Messpunkte.....	35
Abbildung 4-4 Spezifische Rußemission der Düsen über alle Messpunkte.....	36
Abbildung 4-5 Spezifische NO _x Emission der Düsen über alle Messpunkte	37
Abbildung 4-6 NO _x Ruß Trade Off	38
Abbildung 4-7 NO _x Ruß Trade Off bei 0 % AGR	39
Abbildung 4-8 NO _x Ruß Trade Off bei niedrigen AGR Raten	39
Abbildung 4-9 NO _x Ruß Trade Off bei hohen AGR Raten	40
Abbildung 4-10 Einfluss von Einspritzdruck und Luftverhältnis auf Ruß und NO _x	41
Abbildung 4-11 Spezifische HC Emission der Düsen über alle Messpunkte	41
Abbildung 4-12 Spezifische CO Emission der Düsen über alle Messpunkte	42
Abbildung 4-13 Korrelation CO und Partikel bzw. Ruß.....	43

Abbildung 4-14 Mögliche Antwortgrößen des DoE Modells.....	45
Abbildung 4-15 DoE Kennfelder für Ruß und NO _x bei konstantem AGR	46
Abbildung 4-16 DoE Kennfelder für Ruß und NO _x bei konstantem AGR	46
Abbildung 4-17 DoE Kennfelder für Ruß und NO _x bei konstantem λ	47
Abbildung 4-18 DoE Kennfelder für Ruß und NO _x bei konstantem p _{Rail}	47
Abbildung 4-19 Betriebsbereiche bei p _{mi} 11,5 bar und 0 % AGR.....	49
Abbildung 4-20 Betriebsbereiche bei p _{mi} 11,5 bar und 0 % AGR des Injektor F1	50
Abbildung 4-21 Betriebsbereiche bei p _{mi} 11,5 bar und 12,5 % AGR.....	51
Abbildung 4-22 Betriebsbereiche bei p _{mi} 11,5 bar und 25 % AGR.....	53
Abbildung 4-23 Betriebsbereich bei p _{mi} 11,5 bar und 25 % AGR für Injektor E2	54
Abbildung 4-24 Betriebsbereiche bei p _{mi} 20,5 bar und 0 % AGR.....	55
Abbildung 4-25 Betriebsbereiche bei p _{mi} 20,5 bar und 9 % AGR.....	55
Abbildung 4-26 Betriebsbereiche bei p _{mi} 20,5 bar und 18 % AGR.....	56
Abbildung 4-27 Betriebsbereich bei p _{mi} 20,5 bar und 18 % AGR für den Injektor G2.....	57
Abbildung 4-28 Gegenüberstellung aller Düsen bei Teillast.....	58
Abbildung 4-29 Gegenüberstellung aller Düsen bei Teillast.....	59
Abbildung 4-30 Gegenüberstellung aller Düsen bei Teillast.....	60
Abbildung 4-31 Auswertung der Indizierungsdaten aller Injektoren für den MP1 bei Teillast	62
Abbildung 4-32 Indizierung im Ansaug- und Auspuffrohr	63
Abbildung 4-33 Auswertung der Indizierungsdaten ausgewählter Injektoren für drei Betriebspunkte bei Teillast.....	64
Abbildung 4-34 Emissionen und Wirkungsgrad der Messpunkte	65
Abbildung 4-35 Raildruckvariation Ruß.....	68
Abbildung 4-36 Raildruckvariation NO _x	69
Abbildung 4-37 Raildruckvariation Ruß-NO _x Trade Off	70
Abbildung 5-1 Düsenkonturen mit dem größtem Potential	73
Abbildung 5-2 REM Aufnahmen der Düsenkonturen mit dem größtem Potential.....	73
Abbildung 6-1 Form C	75
Abbildung 6-2 Form H.....	75
Abbildung 6-3 Form A.....	76
Abbildung 6-4 Form E	76
Abbildung 6-5 Form F.....	76
Abbildung 6-6 Form D.....	77
Abbildung 6-7 Form B	77

Abbildung 6-8 Gegenüberstellung der Injektoren bezüglich Zündverzug, Brenndauer und spezifischer Verbrauch bei p_i 11,5 bar, p_{Rail} 900 bar, AGR 0 %, λ 1,6	78
Abbildung 6-9 Gegenüberstellung der Injektoren bezüglich Zündverzug, Brenndauer und spezifischer Verbrauch bei p_i 11,5 bar, p_{Rail} 900 bar, AGR 25 %, λ 1,6	79
Abbildung 6-10 Gegenüberstellung der Injektoren bezüglich Zündverzug, Brenndauer und spezifischer Verbrauch bei p_i 20,5 bar, p_{Rail} 2100 bar, AGR 18 %, λ 1,4	80
Abbildung 6-11 Gegenüberstellung der Injektoren bezüglich Zündverzug, Brenndauer und spezifischer Verbrauch bei p_i 20,5 bar, p_{Rail} 2100 bar, AGR 0 %, λ 1,55	81
Tabelle 2-1 Grenzwerte für Non-Road Anwendungen mit einer Leistung zwischen 130 kW und 560 kW [1]	14
Tabelle 2-2 EURO VI Grenzwerte für LKW > 3,5 t [1]	14
Tabelle 3-1 Düsengeometrien	19
Tabelle 3-2 Motordaten	23
Tabelle 3-3 Dieselanalyse [9]	26
Tabelle 3-4 Verwendete Druckquarze	29
Tabelle 3-5 Zielgrößen für die Erstellung des DoE Modells bei Teillast	30
Tabelle 3-6 Zielgrößen für die Erstellung des DoE Modells bei Volllast	31
Tabelle 4-1 Terme des DoE Modells	44
Tabelle 4-2 Injektorauswahl für weiterführende Betrachtung	66
Tabelle 4-3 Messpunkte für Raildruckvariation	67
Tabelle 5-1 Geometrien der Düsen mit größtem Potential	72