

**Bewertung relevanter Einflussgrößen beim  
Pkw-Dieselmotor auf die Emissionsreduktion  
durch Höchstdruckeinspritzung**

Dissertation

zur

Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik

der Universität Rostock

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Sebastian Fischer

geboren am 23.04.1978 in Offenbach a.M.

aus Stuttgart

Stuttgart, 2011

Gutachter:

**Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf**

Leiter Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren der Universität Rostock

**Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Helmut Tschöke**

Leiter Lehrstuhl für Kolbenmaschinen der Otto-von-Guericke Universität Magdeburg

**Dr.-Ing. Klaus Weyer**

Robert Bosch GmbH

Tag der Verteidigung: 21.10.2011

## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Anstellung als Doktorand in der Abteilung „Entwicklung Fahrzeug- und Motorenprüffeld“ der Robert Bosch GmbH. Mein besonderer Dank gilt dem Lehrstuhlinhaber für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren der Universität Rostock, Herrn Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf, für die wissenschaftliche Betreuung und Förderung dieser Arbeit. Durch seine stets wohlwollende Unterstützung hat er maßgeblich zum zügigen Gelingen der Arbeit beigetragen. Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Helmut Tschöke, Leiter des Lehrstuhls für Kolbenmaschinen der Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, danke ich für sein Interesse an dieser Arbeit und die Übernahme des Koreferats. Dieser Dank gilt ebenso dem zweiten Mitberichter Herrn Dr.-Ing. Klaus Weyer von der Robert Bosch GmbH.

Zudem danke ich meinem Betreuer bei der Robert Bosch GmbH, Herrn Dipl.-Ing. Jens Olaf Stein, der es mir ermöglicht hat, diese interessante Arbeit bei Bosch durchführen zu können und der mich stets sehr gut begleitet, beraten und früh genug vom Prüfstand geholt hat. Für seine insbesondere praxisorientierte Beratung möchte ich meinem Vorgesetzten, Herrn Dipl.-Ing. Marko Schuckert, danken, der bei all der Theorie nie den Nutzen für Bosch aus den Augen verloren hat. Bei meinen Kollegen Herrn Dr.-Ing. Christian Thulfaut und Herrn Dipl.-Ing. Mark-Florian Fellmann möchte ich mich für die große Unterstützung bei der Injektor- und Verbrennungssimulation und bei den Herren Dipl.-Ing. Michael Nuding sowie Dipl.-Ing. Torsten Kunz für die Durchführung der optischen Strahlanalysen der Injektoren bedanken.

Meinen Kollegen und „Mitdoktoranden“, Herrn Dipl.-Ing. Robin Schifferdecker und Herrn Dipl.-Wirtsch.-Ing. Carsten Rollbusch, danke ich für das Korrekturlesen dieser Arbeit und ihre vielen beruhigenden Ratschläge. Für die breite Unterstützung bedanke ich mich bei allen Kollegen des Motorenfelds und der Voraentwicklung, insbesondere auch bei meinen Diplomanden und Praktikanten, den Herren Thomas Port, Nizar Zghani und Jean-Francois Demarest, die ihren Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit geleistet haben.

Meinen Eltern Marianne und Karlheinz Fischer, die mir meine akademische Ausbildung erst ermöglicht haben und mir stets mit Rat und Tat zur Seite standen und meiner Frau Hanne und meiner Tochter Mia, die auch in den zähesten Phasen der Promotion immer wieder ein Lächeln für mich hatten, danke ich von ganzem Herzen.

Stuttgart, im Winter 2011



# Inhalt

<b>Symbolverzeichnis</b> .....	<b>IV</b>
<b>Abkürzungen</b> .....	<b>VII</b>
<b>Kurzfassung</b> .....	<b>IX</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>XI</b>
<b>1 Einführung</b> .....	<b>1</b>
1.1 Zielsetzung der Arbeit .....	3
<b>2 Stand der Technik</b> .....	<b>5</b>
2.1 Gemischbildung.....	6
2.2 Verbrennung .....	12
2.3 Schadstoffbildung.....	16
2.4 Ruß- und NO <sub>x</sub> -Emissionsreduktion.....	19
<b>3 Versuchsaufbau und Ablauf der Untersuchungen</b> .....	<b>23</b>
3.1 Versuchsträger.....	23
3.2 Messtechnik.....	25
3.3 Aufladerandbedingungen .....	30
3.4 Ablauf der experimentellen Untersuchungen.....	31
3.4.1 Einspritzdruck.....	32
3.4.2 Einspritzzeitpunkt .....	35
3.4.3 Zu vergleichende Messwerte .....	37
<b>4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen</b> .....	<b>41</b>
4.1 Verlauf der Emissionen bei Einspritzdruckvariation .....	41
4.2 Verlauf der AGR-Rate und des Luftverhältnisses bei Einspritzdruckvariation .....	44
4.3 Injektorvergleich bei Einspritzdruckvariation.....	46
4.4 Einfluss einer Voreinspritzung auf das Sättigungsverhalten.....	48
4.5 Einfluss des Anteils der diffusiven Verbrennung auf das Sättigungsverhalten .....	50
4.6 Einfluss der Umsatzpunkte auf das Sättigungsverhalten .....	53
<b>5 Arbeitshypothese</b> .....	<b>57</b>

<b>6</b>	<b>Haupteinflussgrößen auf die Einspritzdrucksättigung .....</b>	<b>59</b>
6.1	Interaktion zwischen Flamme und Flüssigphase .....	59
6.1.1	Berechnung des Flame Lift-Offs .....	59
6.1.2	Berechnung der maximalen Flüssigphaseneindringtiefe.....	62
6.1.3	Einfluss der Interaktion zwischen Flamme und Flüssigphase .....	63
6.2	Auftreffanteile des Sprays im Brennraum .....	67
6.2.1	Berechnung der Auftreffanteile des Sprays im Brennraum .....	69
6.2.2	Einfluss der Auftreffanteile des Sprays im Brennraum .....	75
6.3	Lokales Luftverhältnis in der Brennraummulde .....	79
6.3.1	Berechnung des lokalen Luftverhältnisses in der Brennraummulde.....	80
6.3.2	Einfluss des lokalen Luftverhältnisses in der Brennraummulde.....	81
6.4	Luftverhältnis im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs.....	84
6.4.1	Berechnung des Luftverhältnisses im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs	85
6.4.2	Einfluss des Luftverhältnisses im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs.....	86
6.5	Kombination von Haupteinflussgrößen .....	88
<b>7</b>	<b>Validierung der Haupteinflussgrößen.....</b>	<b>91</b>
7.1	Auftreffanteile des Sprays im Brennraum .....	91
7.1.1	Variation des geometrischen Strahlursprungs bei Motorbetrieb ohne AGR.....	91
7.1.2	Variation des geometrischen Strahlursprungs bei Motorbetrieb mit AGR.....	92
7.1.3	Variation der Motordrehzahl .....	94
7.1.4	Variation der Last.....	95
7.1.5	Variation des Düsendurchflusses und des geometrischen Strahlursprungs .....	97
7.2	Lokales Luftverhältnis in der Brennraummulde .....	100
7.2.1	Variation des geometrischen Strahlursprungs.....	100
7.2.2	Variation der Motordrehzahl .....	101
7.2.3	Variation der Last.....	103
7.3	Luftverhältnis im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs.....	106
7.3.1	Variation des geometrischen Strahlursprungs.....	106
7.3.2	Variation der Motordrehzahl .....	107
7.3.3	Variation der Last.....	108
<b>8</b>	<b>Schlussfolgerungen und Zusammenfassung.....</b>	<b>111</b>
<b>9</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>115</b>

---

<b>10 Anhang</b> .....	<b>129</b>
10.1 Berechnung der AGR-Rate.....	129
10.2 Bestimmung des geometrischen Strahlursprungs.....	131
10.3 Vergleich der Einspritzzeitpunkt-Strategien .....	131
10.4 Optische Bestimmung des Spritzbeginns .....	133
10.5 Fehler durch Messpunktinterpolation.....	134
10.6 Einspritzmuster mit einfacher Voreinspritzung.....	135
10.7 Einfluss der Variation des Einspritzdrucks und der Aufladerandbedingungen auf diverse Verbrennungsparameter.....	136
10.8 Einfluss der Variation des geometrischen Strahlursprungs auf diverse Verbrennungsparameter .....	142
10.9 Einfluss der Variation der Motordrehzahl auf diverse Verbrennungsparameter.....	147
10.10 Einfluss der Variation der Last auf diverse Verbrennungsparameter .....	152
10.11 Sensitivitätsanalysen .....	158

## Symbolverzeichnis

$\alpha$	[°]	Spraykegelwinkel im Spraymodell
$\alpha$	[°KW]	Kurbelwinkel
$\alpha_{Kr,Beginn}$	[°KW nOT]	Kurbelwinkel, zu dem die Sprayspitze den Muldenkragenradius erreicht
$\alpha_{Kr,Ende}$	[°KW nOT]	Kurbelwinkel, zu dem der zum Spritzende eingespritzte Kraftstoff den Muldenkragenradius erreicht
$\alpha_w$	[J/s/m <sup>2</sup> /K]	Wandwärmeübergangskoeffizient
$\alpha_X$	[°KW nOT]	Umsatzpunkt X % umgesetzter Kraftstoffmasse
$\beta$	[°]	Winkel zw. Waagrechten und oberer Spraybegrenzung
$\gamma$	[°]	Winkel zw. Waagrechten und unterer Spraybegrenzung
$\delta$	[°]	Höhenwinkel
$\varepsilon$	[-]	Verdichtungsverhältnis
$\theta$	[°]	Spraykegelwinkel des realen Sprays
$\kappa$	[-]	Polytropenexponent
$\lambda$	[-]	Luftverhältnis
$\lambda_l$	[-]	Liefergrad
$\lambda_{lok,Mu}$	[-]	lokales (mittleres) Luftverhältnis in der Kolbenmulde
$\lambda_{Spr}(x)$	[-]	Luftverhältnis im Spray im Abstand $x$ von der Düse
$\rho_f$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Kraftstoffdichte
$\rho_Z$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte der Zylinderladung
$\psi_{O_2,A}$	[%]	Sauerstoffkonzentration im Abgas
$\psi_{O_2,Luft}$	[%]	Sauerstoffkonzentration in der Luft
$\psi_{O_2,Z}$	[%]	Sauerstoffkonzentration im Zylinder
$\Psi$	[-]	Ausflussfunktion
$a$	[-]	Konstante zur Berechnung des Modellspraykegelwinkels
$A$	[m <sup>2</sup> ]	Brennraumfläche
$A$	[m <sup>2</sup> ]	Strömungsquerschnitt
$c$	[-]	Konstante zur Berechnung des realen Spraykegelwinkels
$c_p$	[J/kg/K]	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
$C$	[-]	Konstante zur Berechnung des Flame Lift-Offs
$C_a$	[-]	Flächenkontraktionsbeiwert
$C_d$	[-]	Durchflussbeiwert
$C_v$	[-]	Geschwindigkeitsbeiwert
$d$	[m]	kleiner Ellipsendurchmesser
$d_{eff}$	[m]	effektiver Spritzlochdurchmesser
$d_{SL}$	[m]	Spritzlochdurchmesser
$D$	[m]	großer Ellipsendurchmesser
$F$	[m <sup>2</sup> ]	Ellipsensegmentfläche
$\dot{H}_{AGR}$	[J/s]	Enthalpiestrom des zurückgeführten Abgases



$H_l$	[J]	Leckageenthalpie
$\dot{H}_L$	[J/s]	Enthalpiestrom der Frischluft
$\dot{H}_S$	[J/s]	Enthalpiestrom im Saugrohr
$K^*$	[%]	Muldenvolumenverhältnis
$l$	[m]	Ellipsensegmenthöhe
$L_{st}$	[kg/kg]	stöchiometrischer Luftbedarf (in Luft)
$L_{st,O_2}$	[kg/kg]	stöchiometrischer Luftbedarf der Zylinderladung
$\dot{m}_A$	[kg/s]	Abgasmassenstrom
$\dot{m}_{AGR}$	[kg/s]	Abgasrückführmassenstrom
$m_f$	[kg]	Kraftstoffmasse
$m_{f,VE}$	[kg]	Einspritzmasse der Voreinspritzung
$\dot{m}_L$	[kg/s]	Frischlufmassenstrom
$\dot{m}_S$	[kg/s]	Massenstrom im Saugrohr
$\dot{m}_{S,ohneAGR}$	[kg/s]	Massenstrom im Saugrohr ohne Abgasrückführung
$m_{th}$	[kg]	theoretische Zylinderladungsmasse
$m_Z$	[kg]	Zylinderladungsmasse
$n$	[U/min]	Motordrehzahl
$n$	[°KW]	Rechenintervall
$p_A$	[N/m <sup>2</sup> ]	Abgasgegendruck
$p_{Inj}$	[N/m <sup>2</sup> ]	Einspritzdruck
$p_{Inj,m}$	[N/m <sup>2</sup> ]	über der Einspritzdauer gemittelter Einspritzdruck
$p_{mess}$	[N/m <sup>2</sup> ]	Referenzdruck bei Rußmessung
$p_{mi}$	[N/m <sup>2</sup> ]	indizierter Mitteldruck
$p_{norm}$	[N/m <sup>2</sup> ]	Normaldruck (bei Rußmessung)
$p_S$	[N/m <sup>2</sup> ]	Ladedruck (Druck im Saugrohrdruck)
$p_{Sack}$	[N/m <sup>2</sup> ]	Sacklochdruck
$p_{Sack,m}$	[N/m <sup>2</sup> ]	über der Einspritzdauer gemittelter Sacklochdruck
$p_{S,ohneAGR}$	[N/m <sup>2</sup> ]	Druck im Saugrohr ohne Abgasrückführung
$p_Z$	[N/m <sup>2</sup> ]	Zylinderdruck
$Q_b$	[J]	Brennwärme
$Q_h$	[J]	Heizwärme
$Q_w$	[J]	Wandwärme
$r$	[-]	Luftgehalt
$r_{Mu}$	[m]	Muldenkragenradius
$R$	[J/kg/K]	spezielle Gaskonstante
$R_L$	[J/kg/K]	spezielle Gaskonstante von Luft
$t$	[s]	Zeit
$T_{AGR}$	[K]	Temperatur des zurückgeführten Abgases
$T_L$	[K]	Temperatur der Frischluft
$T_{mess}$	[K]	Referenztemperatur bei Rußmessung
$T_{norm}$	[K]	Normaltemperatur (bei Rußmessung)
$T_S$	[K]	Temperatur im Saugrohr
$T_{S,ohneAGR}$	[K]	Temperatur im Saugrohr ohne Abgasrückführung
$T_{uv}$	[K]	Temperatur im unverbrannten Teil der Zylinderladung
$T_Z$	[K]	Temperatur der Zylinderladung (Massenmitteltemperatur)

$U$	[J]	innere Energie
$U_{aus}$	[m/s]	Spraygeschwindigkeit am Spritzlochaustritt
$U_{Inj}$	[V]	Injektorspannung
$V$	[m <sup>3</sup> ]	Brennraumvolumen
$V_c$	[m <sup>3</sup> ]	Kompressionsvolumen
$V_h$	[m <sup>3</sup> ]	Hubvolumen
$V_H$	[m <sup>3</sup> ]	Hubraum
$x$	[m]	Abstand der Einspritzstrahlposition von der Düse
$x_{AGR}$	[%]	Abgasrückführrate
$x_{diff}$	[%]	Anteil der diffusiven Verbrennung
$x_{Hi}$	[%]	Sprayauffreffanteil auf den Hinterschnitt
$x_{Kr}$	[%]	Sprayauffreffanteil auf den Muldenkragen
$x_{Qu}$	[%]	Sprayauffreffanteil auf den Quetschspalt
$X$	[-]	normierter Massenumsatz
$Z_{st}$	[kg/kg]	stöchiometrisches Kraftstoff-Gemischverhältnis

## Abkürzungen

AB	Ansteuerbeginn
ASTM	American Society for Testing and Materials
BB	Brennbeginn
BE	Brennende
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
CRS	Common-Rail-System
FET <sub>max</sub>	maximale Flüssigphaseneindringtiefe
FLO	Flame Lift-Off
FSN	Filter Smoke Number
GSU	geometrischer Strahlursprung
HE	Haupteinspritzung
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
nOT	nach dem oberen Totpunkt
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
NSC	NO <sub>x</sub> Storage Catalyst
OH	Hydroxidradikal
OT	oberer Totpunkt
PAK	polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
RBx	Aufladerandbedingung x
SB	Spritzbeginn
SCR	Selective Catalytic Reduction
SD	Spritzdauer
TDI	Turbo Direct Injection
UIS	Unit-Injector-System
VE	Voreinspritzung
vOT	vor dem oberen Totpunkt
VP	Verteilerpumpe
VW	Volkswagen
ZV	Zündverzug
ZZP	Zündzeitpunkt



## Kurzfassung

Die Steigerung des Einspritzdrucks kann neben weiteren motorischen sowie fahrzeugtechnischen Maßnahmen zu einer signifikanten Reduktion der Schadstoffemissionen bei Diesel-Pkw mit Direkteinspritzung führen. Der aktuelle Trend zu Downsizing-Motoren führt zu einer Betriebspunktverschiebung, die höheren Motorlasten eine immer größere Bedeutung zukommen lässt. In dieser Arbeit wird das Potenzial einer Höchstdruckeinspritzung zur Reduktion der Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionen (im Emissionsverhältnis 1:10) bei höheren Lasten untersucht. Dazu werden Einspritzdruckvariationen bei verschiedenen Ladedruckniveaus im Bereich aktueller ein- bis mehrstufiger Abgasturboladersysteme durchgeführt. Der über die Einspritzdauer gemittelte Sacklochdruck in der Düse wird als Vergleichsbasis für den Einspritzdruck verwendet.

Es wird gezeigt, dass die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen durch eine Einspritzdrucksteigerung nur bis zu einem gewissen Druckniveau reduziert werden können. Dieser Sättigungseinspritzdruck erhöht sich mit zunehmendem Ladedruck. Bei einem konstanten Ladedruckniveau werden der Anteil des in den Quetschspalt eingespritzten Kraftstoffs und das lokale Luftverhältnis in der Kolbenmulde als dominierende Einflussgrößen auf die Einspritzdrucksättigung identifiziert. Bei der Reduktion einer dieser Einflussgrößen werden auch die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen vermindert. Ein sehr geringer Kraftstoffanteil im Quetschspalt und ein konstantes Luftverhältnis in der Mulde über dem Einspritzdruck kennzeichnen den Sättigungsbereich. Bei einer Ladedruckvariation bei konstantem Einspritzdruck sinken die Emissionen mit steigendem Luftverhältnis im Einspritzstrahl an der Stelle des Flame Lift-Offs (Abstand Düse – Diffusionsflamme). Als Indikator für das Emissionspotenzial eines gesteigerten Einspritzdrucks kann auch der Verlauf des Kraftstoffanteils, der auf den Muldenkragen gespritzt wird, über dem Einspritzdruck herangezogen werden. Damit können die Emissionen bei einer Lade- und Einspritzdruckvariation über einen Parameter beschrieben werden, der durch die Verknüpfung dieses Kraftstoffanteils mit dem Luftverhältnis im Einspritzstrahl am Flame Lift-Off entsteht. Mit dem Bezug des lokalen Luftverhältnisses in der Kolbenmulde auf den Ladedruck wird ebenfalls ein Parameter gebildet, der mit den Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen bei einer Lade- und Einspritzdruckvariation korreliert. Durch Variation von Düseneinragtiefe, Motordrehzahl und Last werden die Einflüsse der Sprayverteilung im Brennraum, des lokalen Luftverhältnisses in der Kolbenmulde und des Sprayluftverhältnisses am Flame Lift-Off auf die Emissionen verifiziert. Dabei zeigt sich, dass der Sättigungseinspritzdruck mit zunehmender Drehzahl und Last steigt.



## Abstract

Due to an increase of the injection pressure and further technical measures relating to engine and vehicle design, the exhaust emissions of diesel passenger cars with direct injection can be significantly reduced. The upcoming trend of engine downsizing leads to growing importance of the engine operating points at higher loads. This work examines the potential of very high injection pressures to reduce soot and NO<sub>x</sub> emissions (at an emission ratio of 1:10) at higher loads. Therefore, injection pressure variations are conducted at different boost pressure levels according to the range of modern single- to multi-stage turbocharger systems. Injection pressures are compared on the basis of the injection time-averaged sac hole pressure.

The results show that, by means of an injection pressure increase, soot-NO<sub>x</sub> emissions can only be reduced up to a certain pressure level. This injection pressure saturation is shifted towards higher pressure levels with elevated boost pressure. At a constant boost pressure, the fuel spray portion that is injected into the squish area and the local air/fuel ratio in the piston bowl are the determining parameters of the injection pressure saturation. Soot-NO<sub>x</sub> emissions can be reduced as either of these parameters is lowered. A very low fuel spray portion in the squish area and a constant air/fuel ratio over injection pressure indicate the saturation region. For a boost pressure variation at constant injection pressure, the soot-NO<sub>x</sub> emissions are decreased with increasing air/fuel ratio in the spray plume at the position of the flame lift-off (distance nozzle – diffusion flame). As an indicator for the emission reduction potential of increased injection pressures, the curve of the fuel spray portion that is injected onto the piston bowl lip over injection pressure can also be used. Thus, for a boost and injection pressure variation, soot-NO<sub>x</sub> emissions can be described by a parameter composed of this fuel spray portion and the air/fuel ratio in the spray plume at the flame lift-off. If the local air/fuel ratio in the piston bowl is normalized by the boost pressure, another parameter is created which correlates with the emissions at a boost and injection pressure variation. Through variations of nozzle tip protrusion and engine speed and load, the effects of the fuel spray distribution, the local air/fuel ratio in the piston bowl and the air/fuel ratio in the spray plume at the position of the flame lift-off on the emissions are verified. By increasing either engine speed or load, the injection pressure saturation is shifted towards higher pressure levels.





# 1 Einführung

Die Ergebnisse von laseroptischen Kammeruntersuchungen zur dieselmotorischen Hochdruckeinspritzung in [1] werden mit dem Satz „Aus Sicht der Gemischbildung ist für das Potenzial weiterer [Einspritz-] Drucksteigerung kein Ende zu erkennen.“ zusammengefasst. Zur historischen Entwicklung des stetig ansteigenden maximalen Systemdrucks von Diesel-Einspritzsystemen resümiert man in [2] „... wobei ein Ende dieser Entwicklung – aus thermodynamischer Sicht – nicht erkennbar ist.“ und kommt in [3] zu dem Ergebnis „... [es] liegt der Schluss nahe, dass höhere Einspritzdrücke grundsätzlich immer günstig sind.“. Tatsächlich hat sich der maximale Einspritzsystemdruck bei Pkw-Dieselsystemen innerhalb der vergangenen 20 Jahre mehr als verdoppelt, siehe Abbildung 1-1. Für die indirekt einspritzenden Dieselmotoren, die nach dem Wirbel- oder Vorkammerprinzip arbeiteten, war ein Einspritzdruck von lediglich 350 bar nötig, um die Gemischbildung und Verbrennung sicherzustellen. Mit der Einführung der Dieselmotorengeneration mit Direkteinspritzung Anfang der Neunziger Jahre des vergangenen Jahrhunderts musste der Einspritzdruck auf über 1000 bar angehoben werden. Im Pkw-Bereich hat sich bei den Direkteinspritzsystemen das Common-Rail-System (CRS) mit zentraler Hochdruckerzeugung und -speicherung sowie nadelhubgesteuerter Einspritzung mittels magnetventil- oder piezogesteuerter Injektoren gegen das dezentral arbeitende Unit-Injector-System (UIS) und das Verteilerpumpensystem (VP) durchgesetzt. Die maximalen Systemdrücke liegen in aktuellen Serien-Pkw momentan bei 2000 bar, wobei eine weitere Drucksteigerung bereits angekündigt ist [4], [5], [6].

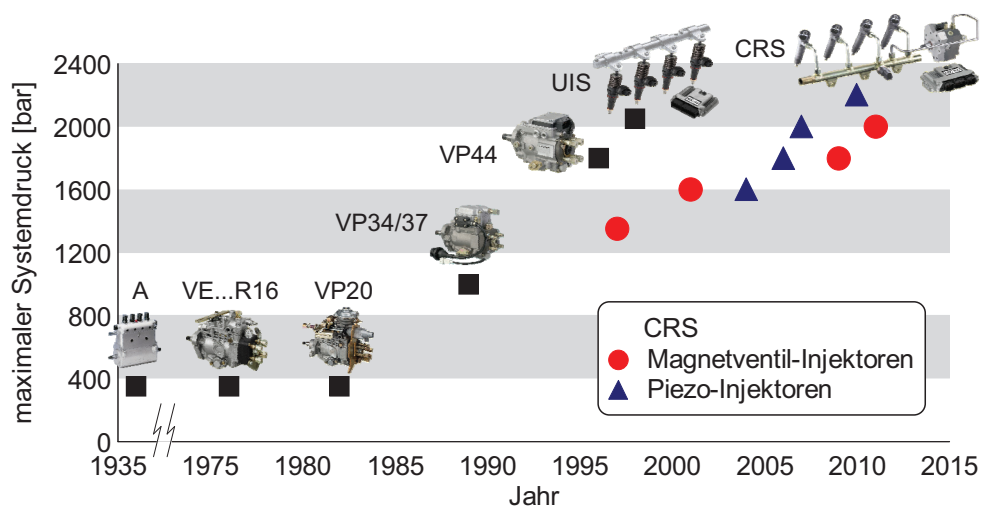


Abbildung 1-1: Entwicklung des maximalen Einspritzsystemdrucks bei Pkw-Dieselsystemen [4], [5], [6]

Abbildung 1-2 verdeutlicht, dass sich die Einspritzdrucksteigerungen der vergangenen zwei Jahrzehnte neben anderen Weiterentwicklungen im Dieselmotor- und Gesamtfahrzeubbereich bei einem typischen Mittelklasse-Pkw in einer Verdoppelung der hubraumspezifischen Leistung, einer Reduktion des Kraftstoffverbrauchs um ca. 25 % und einer Verminderung der Emissionen um rund 95 % widerspiegeln [7]. Auch in Zukunft wird mit einer Fortsetzung dieser Trends gerechnet. Es wird angenommen, dass der Dieselerbrennungsmotor auch noch im Jahr 2030 eine bedeutende Rolle spielen und in etwa 30 bis 40 % der Fahrzeugantriebe (in Deutschland), als reiner Verbrennungsmotor oder in einer Hybridkombination, zu finden sein wird [8], [9]. Die Emissionsgesetzgebungen werden weiterhin verschärft (z.B. EU6) und eine gesetzliche Limitierung des Flottenverbrauchs (CO<sub>2</sub>-Emissionen) tritt ebenfalls in den kommenden Jahren in Kraft. Dies dürfte auch künftig zu sinkenden Fahrzeugemissionen bei einer gleichzeitigen Absenkung des Kraftstoffverbrauchs führen.

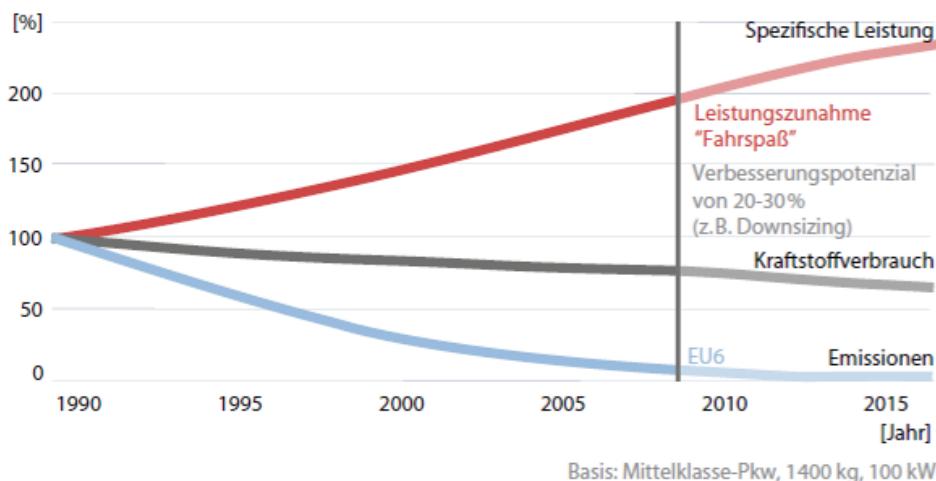


Abbildung 1-2: Entwicklung der spezifischen Leistung, des Kraftstoffverbrauchs und der Emissionen eines typischen Diesel Mittelklasse-Pkw, aus [7]

Um das Ziel niedriger Verbrauchswerte zu erreichen, wird bei modernen Dieselmotoren zunehmend das Prinzip des Downsizings verwendet, bei dem der Hubraum des Motors unter Beibehaltung oder gar Steigerung der Leistungs- und Drehmomentperformance verkleinert wird. Dies bringt eine Betriebspunktverschiebung zu höheren Lasten mit sich, die wiederum zu einer Steigerung des spezifischen Drehmoments und damit der spezifischen Leistung führt. Ein aktuelles Beispiel hierfür ist der neue 1,6 l TDI-Motor von VW, der den Vorgänger mit knapp 20 % größerem Hubraum (1,9 l TDI) ablöst [10]. Darüber hinaus lässt die Europäische Kommission derzeit prüfen, ob der Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ) zur Emissionszertifizierung an den realen Fahrbetrieb angepasst werden sollte, um zu gewährleisten, dass die im Zyklus gemessenen Emissionen denen im praktischen Fahrbetrieb entsprechen. Bei zukünftigen Abgasgesetzgebungen kann es also ebenfalls zu einer

Verschiebung der im Fahrzyklus dominierenden Betriebspunkte hin zu höheren Lasten bzw. zu einer generellen Ausweitung des zu prüfenden Lastkollektivs kommen [11].

Durch die Einführung immer strengerer Emissionsgrenzwerte wächst auch die Komplexität der Abgasnachbehandlungssysteme. Dadurch steigen die Systemkosten und der benötigte Bauraum und durch das zunehmende Systemgewicht vermindert sich insbesondere bei Nkw die Nutzlast [12]. Diese Entwicklung kann teilweise durch die Reduktion der Rohemissionen kompensiert werden, wenn beispielsweise statt einem hocheffizienten SCR-System mit zusätzlicher Betriebsstoffinfrastruktur ein kleineres und leichteres NSC-System zur Stickoxidreduktion eingesetzt werden kann oder eine geringere benötigte Stickstoffkonvertierungsrate die Kosten der Edelmetallbeschichtung des NSC-Systems reduziert. Der Fokus bei der Rohemissionsreduktion liegt auf der Verminderung der Ruß- und Stickoxidemissionen, obwohl durch die innermotorischen Reduktionsmaßnahmen die Herausforderungen bei der Einhaltung der Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffgrenzwerte zunehmend ansteigen. Für die Reduktion der Rohemissionen bedarf es der Optimierung des Brennverfahrens unter Einbeziehung aller Subsysteme, sprich dem Einspritz- und Luftsystem, der Brennraumgeometrie und der Brennverlaufsführung.

## 1.1 Zielsetzung der Arbeit

Den Aussagen vom Anfang dieses Kapitels kann entnommen werden, dass insbesondere dem Einspritzdruck ein hohes Potenzial zur Reduktion der Emissionen zugesprochen wird. Mit dem Downsizing-Entwicklungstrend ergeben sich somit folgende Ziele für diese Arbeit: Durch Motorversuche bei höheren Lasten sollen höchste Einspritzdrücke hinsichtlich deren Potenzial zur gleichzeitigen Reduktion der Ruß- und Stickoxidemissionen bewertet, mögliche Grenzen aufgezeigt und die limitierenden Einflussgrößen identifiziert werden. Dabei sollen Einspritzdruckvariationen bei unterschiedlichen Aufladegraden durchgeführt werden, um den Einfluss des Luftsystems auf das Emissionsreduktionspotenzial zu untersuchen. Für die Einflussgrößen sollen Rechenmodelle erstellt und diese simulativ validiert werden. Durch anschließende Motorversuche und Modellrechnungen mit Variationen der Motordrehzahl, der Last, der Position der Düse im Brennraum (Düseneinragtiefe) und des hydraulischen Düsendurchflusses sollen die limitierenden Einflussgrößen auf das Einspritzdruckpotenzial bzw. deren Rechenmodelle verifiziert werden.



## 2 Stand der Technik

Der Dieselmotor lässt sich als Verbrennungskraftmaschine mit offener Prozessführung, innerer Gemischbildung, Selbstzündung und innerer Verbrennung kategorisieren [13]. Die offene Prozessführung ist durch den Austausch des Arbeitsmediums nach jedem Zyklus bedingt. Das Arbeitsmedium ist hierbei entweder Luft oder ein Gemisch aus Luft und Abgas. Dieses wird in der Regel mithilfe des Verdichters eines Turboladers über die Einlassventile in den Brennraum gepresst. In bestimmten Anwendungsfällen wird das Arbeitsmedium aber auch frei angesaugt. Nach dem Schließen der Einlassventile beginnt die Verdichtung der Luft oder des Luft-Abgasgemischs. Durch ein hohes Verdichtungsverhältnis und einen zündwilligen Kraftstoff werden für eine Kolbenstellung nahe dem oberen Totpunkt thermodynamische Prozessbedingungen geschaffen, die eine Selbstzündung erlauben. Der zu diesem Zeitpunkt bei modernen Dieselmotoren direkt in den Brennraum eingespritzte Kraftstoff muss dabei in einem sehr kurzen Zeitraum zerstäubt und verdampft werden, mit dem Arbeitsmedium ein zündfähiges Gemisch bilden (innere Gemischbildung) und schließlich gezündet und verbrannt (innere Verbrennung) werden. Die im Kraftstoff gespeicherte chemische Energie wird durch die Oxidation mit dem im Arbeitsmedium vorhandenen Sauerstoff in Wärme umgesetzt, die wiederum an das Arbeitsmedium übertragen wird. Dadurch steigt der Druck im Brennraum, der eine Expansion des Arbeitsmediums bewirkt. Diese kann mit einer Kolbenbewegung in mechanische Energie umgewandelt werden. Nach der Expansionsphase wird das Arbeitsmedium (heißes Abgas) über die Auslassventile des Motors ausgeschoben (offene Prozessführung), wo es dann im Falle der Abgasturboaufladung einen Teil seiner Enthalpie an die Turbine des Turboladers abgibt. Damit kann der Prozess erneut gestartet werden.

Da beim Dieselmotor Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung in weiten Teilen zeitlich parallel ablaufen, ergibt sich ein sehr komplexer Gesamtprozess, dessen Teilaspekte sich gegenseitig beeinflussen. Darüber hinaus wirken sich auch die geometrischen Randbedingungen, wie z.B. Kolbenmuldenform, Einlasskanalgeometrie und Hub-Bohrungsverhältnis auf den Verbrennungsprozess aus. Die wechselseitigen Abhängigkeiten können beispielsweise der Übersicht in [14] entnommen werden. Zur Erläuterung der Teilprozesse werden in den folgenden Kapiteln Gemischbildung, Verbrennung, Schadstoffbildung und die Maßnahmen zur Emissionsreduktion detailliert beschrieben. Dabei wird im Wesentlichen auf die Teilaspekte eingegangen, die für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wichtig sind.

## 2.1 Gemischbildung

Die Bildung eines zündfähigen Kraftstoff-Luftgemischs kann in mehrere Teilprozesse unterteilt werden, die zeitlich parallel ablaufen. Die Gemischbildung startet noch in der Injektordüse mit der Ausprägung der Düseninnenströmung und wird danach vom Primär- und Sekundärzerfall des Kraftstoffstrahls beeinflusst. Das Eindringverhalten des Strahls in den Brennraum und die damit verbundene Mischung mit der umgebenden Luft sind weitere Teilprozesse der Gemischbildung. Außerdem umfasst diese die Verdampfung des Kraftstoffs und die Wechselwirkung zwischen dem Spray und der Brennraumwand, die wiederum von der Brennraumgeometrie beeinflusst wird. Die Teilprozesse werden im Folgenden näher erläutert.

### Düseninnenströmung

Ab dem Zeitpunkt des Nadelöffnens beginnt die Einspritzung. Dann wird die Druckenergie des verdichteten Kraftstoffs in der Injektordüse in kinetische Energie und Verluste umgewandelt [1]. Der Kraftstoffstrom wird in der Düse vom Düsenraum oder Sackloch in die Spritzlöcher umgelenkt, wodurch Turbulenzen entstehen, die zur Kavitation in den Spritzlöchern führen können [15]. Dabei bilden sich bei lokalem Erreichen des Sättigungsdampfdrucks Kavitationsblasen aus, die im Weiteren implodieren und die Düse damit mechanisch schädigen oder den Dampfanteil im Kraftstoffstrom erhöhen und Druckschwankungen in den Spritzlöchern erzeugen können [16], [17]. Dadurch wirkt sich die Kavitation auch auf den Strahlzerfall außerhalb der Düse aus, indem sie das Aufspalten des Strahls in Tropfen und Ligamente fördert. Der Strahl wird somit langsamer und breiter, das heißt der Strahlimpuls sinkt und der Impulsaustausch mit der Umgebung steigt an. Der Impuls in Strahlrichtung ist meistens für die Gemischbildung von größerer Bedeutung und deshalb wird die Gemischbildung in der Regel durch Kavitation verschlechtert [16], [18]. Auch wenn nur flüssiger Kraftstoff die Spritzlöcher verlässt, bildet sich fast immer in der Düse bzw. in den Düsenlöchern ein Kavitationsgebiet aus [19], [20]. Beim Nadelöffnen und -schließen kann außerdem ein Kavitationsschlauch vom Nadelsitz (Drosselstelle) bis zu den Spritzlöchern entstehen [18].

Die Kavitationsneigung wird außer durch die hochdynamischen Einströmeffekte in die Düsenlöcher auch durch die Lage der Spritzlöcher in der Düse, die Druckrandbedingungen und vor allem durch die Konizität und die Spritzlocheinlaufgeometrie beeinflusst [16], [21]-[24]. Die Konizität wirkt sich insbesondere auf die Länge und der Spritzlocheinlauf auf die Höhe des Kavitationsgebiets aus [15]. Im Vergleich zu Düsenlöchern, die sich nach außen hin aufweiten haben zylindrische Löcher eine geringere und sich konisch verjüngende Löcher eine nochmals kleinere Kavitationsneigung und bilden damit ein kompakteres Spray aus [25]-

[29]. Eine hydroerosive Verrundung des Spritzlocheinlaufs bewirkt ebenfalls eine homogenere Düseninnenströmung und einen kleineren Spraykegelwinkel bzw. einen größeren Strahlimpuls [27], [30], [31], [32].

### **Primärzerfall**

Mit dem Primärzerfall wird die Abspaltung erster Tropfen und Ligamente vom zusammenhängenden Dieselstrahl beschrieben [33]. Kavitation und Turbulenz in den Spritzlöchern bilden Störungen an der Strahloberfläche aus, die zusammen mit Dichte- und Trägheitsunterschieden zwischen dem Kraftstoff und der Umgebung zur Abspaltung der Tropfen führen [1], [15], [16], [34]. Aufgrund der hohen Tropfendichte unmittelbar nach dem Spritzlochaustritt wird der Primärzerfall auch durch Tropfenkollisionen und -koagulationen beeinflusst [1], [15], [16], [35]. Die resultierenden Tropfengrößen und deren Verteilung kann über das Verhältnis der aerodynamischen zu den Oberflächenkräften (Weberzahl) beschrieben werden [16].

### **Sekundärzerfall**

Die durch den Primärzerfall gebildeten Tropfen werden während des Sekundärzerfalls durch Zerwellung und Zerstäubung in mikrofeine Tropfen zerkleinert. Für den Zerfall sind die aerodynamischen Kräfte in der Grenzschicht zwischen Tropfen und Umgebung entscheidend. Diese werden maßgeblich vom Einspritzdruck, dem Strahlkegelwinkel und der Umgebungsdichte beeinflusst. Die Primärtropfen am Strahlrand werden dabei durch die Trägheit der Umgebung abgebremst und zerfallen dann aufgrund der Zerwellung [16]. Kleinskalige Turbulenzen im Grenzbereich und asymmetrische Druckverteilungen über den Tropfen fördern ebenfalls den Tropfenzerfall [36], [37]. Durch den Impulsaustausch des Sprays mit der Umgebung sinkt der Strahlimpuls mit zunehmendem Abstand von der Düse. Der Ort des Minimums der ersten Ableitung des Impulses über der Strahleindringtiefe beschreibt hierbei den Ort des maximalen Impulsaustauschs bzw. der intensivsten Zerstäubung. Bei der Verwendung von strömungsoptimierten Düsen (konische Spritzlöcher mit Einlaufverrundung) wird dieser Ort erst bei einem größeren Abstand von der Düse erreicht. Dadurch wird die Gemischbildung verbessert [1], [38]. Der statistische, mittlere Tropfendurchmesser nach Sauter, der sich durch den Sekundärzerfall einstellt und einen Einfluss auf die Tropfenverdampfung hat, reduziert sich durch eine Anhebung des Einspritzdrucks, eine Absenkung der Umgebungsdichte oder einen weniger verrundeten Spritzlocheinlauf [16], [32], [39], [40]. Letztere Maßnahmen zeigen beispielhaft die Wechselwirkungen der Teilaspekte mit ihren zum Teil konträren Einflüssen auf die Gemischbildung.

### **Eindringverhalten**

Das Eindringverhalten des Kraftstoffstrahls in den Brennraum hat einen großen Einfluss auf die nachfolgend beschriebenen Gemischbildungsprozesse Luft-Entrainment und Spray-Wandwechselwirkung bzw. die Sprayverteilung im Brennraum. Der zeitliche Verlauf der Eindringtiefe des Sprays wird dabei im Wesentlichen vom Einspritzdruck und der Umgebungsdichte beeinflusst. Weiterhin wirken sich auch der Spritzlochdurchmesser, der Spraykegelwinkel und die Kraftstoffdichte auf das Eindringverhalten des Kraftstoffstrahls aus. Zu Beginn der Einspritzung steigt die Penetrationstiefe des Sprays linear mit der Zeit an und geht dann in eine quadratwurzelförmige Abhängigkeit von der Zeit über [48]. Mit steigendem Einspritzdruck bzw. einem Anstieg der Geschwindigkeit des Sprays am Spritzlochaustritt nimmt die Eindringtiefe für eine konstante Zeitdauer zu [37]-[42], [48]. Ebenfalls wird die Eindringtiefe pro Zeiteinheit durch größere Spritzlöcher und eine niedrigere Umgebungsdichte erhöht [39], [40], [41], [43], [44], [48]. Bei einem breiteren Spraykegelwinkel und einer höheren Kraftstoffdichte reduziert sich die Eindringtiefe für einen konstanten Zeitpunkt nach Spritzbeginn [48].

### **Luft-Entrainment**

Unter dem Luft-Entrainment versteht man das Einsaugen der Umgebungsluft (oder des umgebenden Luft-Abgasgemischs) in den Kraftstoffstrahl. Der eindringende Strahl bildet eine Schlepplwirkung aus, die die umgebende Luft beschleunigt und durch induzierte Turbulenzen und Wirbelstrukturen in das Innere des Strahls transportiert [1], [15]. Das Luft-Entrainment wird maßgeblich von der Strahlbewegung beeinflusst und nur zu einem sehr geringen Teil von der Ladungsbewegung im Brennraum, da deren kinetische Energie um mindestens eine Größenordnung kleiner ist als die des Kraftstoffstrahls [45]. Von der gesamten aufzuwendenden Einspritzleistung beträgt der Anteil, der beim Luft-Entrainment umgesetzt wird, etwa 90 %. Nur 10 % der Leistung geht in die Zerstäubung des Sprays [46]. Die Sprayspitze verdrängt beim Eindringen in den Brennraum die Umgebungsluft, die weiter strahlaufwärts wieder eingesaugt wird. So ergibt sich eine geschlossene Bewegung der Umgebungsluft von der Strahlspitze weg und in Richtung der Düse, in Düsennähe auf den Strahl zu und in unmittelbarer Strahlumgebung entlang des Strahls. Im Bereich unmittelbar hinter der Strahlspitze steigen die Turbulenzen am Strahlrand an und die Richtung der Gasbewegung wechselt zunehmend [47]. Die in Düsennähe auf das Spray gerichtete Radialgeschwindigkeit der Umgebungsluft ist proportional zur Sprayaustrittsgeschwindigkeit und auch die Axialgeschwindigkeit des umgebenden Gases steigt mit zunehmendem Einspritzdruck an [31], [47].

Der Einspritzstrahl wird durch das Einsaugen der Umgebungsluft abgemagert. Mit steigendem Abstand zur Düse nimmt somit das lokale Luftverhältnis im Spray von Null



beginnend am Spritzlochaustritt stetig zu [48], [49]. Anhand des über der Spraylänge nahezu konstanten Spraykegelwinkels lässt sich ableiten, dass die auf einer bestimmten Strecke eingesaugte Luftmasse proportional zur Länge der Strecke ist [48]. Die Intensität des Luft-Entrainments fällt lediglich an der Strahlspitze ab [50]. Das Entrainment kann mit einer Anhebung der Umgebungsdichte gesteigert werden. Dies zeigt sich anhand eines größeren Spraykegelwinkels, der mit der eingesaugten Luftmasse ansteigt, sowohl im Düsennahbereich als auch makroskopisch betrachtet [31], [39], [41], [42], [48], [51]. Insbesondere wird das Luft-Entrainment durch eine Einspritzdrucksteigerung erhöht. Dies geschieht aber nicht über eine Vergrößerung des Spraykegelwinkels, sondern durch eine Steigerung der globalen Mischungsrate von Umgebungsluft mit Kraftstoff [25], [47], [48], [50]. Die lokale Mischungsrate, also die pro eingespritzter Kraftstoffmasseneinheit eingesaugte Luftmasse, bleibt konstant und ist damit keine Funktion des Einspritzdrucks. Aufgrund der höheren Einspritzrate bei gesteigertem Einspritzdruck wird aber eine der Einspritzrate entsprechend größere Luftmassenrate eingesaugt, folglich lässt sich in der gleichen Zeit eine größere Kraftstoffmasse auf dasselbe Luftverhältnis abmagern [50], [52]. Bei einer Verkleinerung der Düsenlöcher nimmt die Axialgeschwindigkeit der den Kraftstoffstrahl umgebenden Luft ab. Diese Reduktion fällt aber geringer aus als die Verminderung der Einspritzrate mit sinkendem Lochdurchmesser und damit erhöht sich die lokale Mischungsrate [47]. Im Gegensatz zur Einspritzdrucksteigerung wird hier also die pro eingespritzter Kraftstoffmasseneinheit eingesaugte Luftmasse angehoben und damit das Luft-Entrainment erhöht [47], [50], [53], [54].

### **Verdampfung**

Durch das Luft-Entrainment wird die Verdampfung der Kraftstofftropfen forciert. Vor allem der konvektive Wärmeübergang der heißen Umgebungsluft an die Tropfen, aber auch die Wärmestrahlung der Brennraumwände und die Strahlung des verbrennenden Rußes, können zur Verdampfung beitragen [1]. Die Verdampfungsrate wird durch die Umgebungstemperatur und die Diffusion des Kraftstoffs von der Tropfenoberfläche in die Umgebung bestimmt [45]. Zu einem konstanten Zeitpunkt nach Spritzbeginn lässt sich beispielsweise für eine höhere Umgebungstemperatur ein größerer Dampfphasenanteil im Spray detektieren [55]. Der Brennraumdruck spielt gegenüber der Umgebungstemperatur nur eine untergeordnete Rolle [56]. Der Einspritzdruck beeinflusst die Verdampfung über die mit steigendem Druck sinkende mittlere Tropfengröße bzw. ansteigende Gesamtoberfläche der Tropfen und die größere Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Umgebung [16]. Die Verdampfung findet vornehmlich am Strahlrand statt. Dort ergibt sich eine rasche Verdampfung, die zu einem großen Gefälle des Luftverhältnisses von der Umgebung (hoch, mager) zum Strahlkern (niedrig, fett) führt, wodurch sich immer ein Bereich mit günstigen Selbstzündungsbedingungen ergibt [57]. Mit zunehmender Eindringzeit sinkt der Anteil hoher

Kraftstoffdampfkonzentrationen im Spray und der Anteil niedriger steigt an. Die Verteilung der Kraftstoffdampfkonzentration ändert sich aufgrund der Sprayausbreitung und des damit verbundenen Zuwachses an Sprayvolumina mit niedrigen Dampfkonzentrationen [50]. Die Verdampfungsrate ist an der Strahlspitze im Vergleich zu der Rate im oberen, ausgeprägten Spraybereich wesentlich niedriger. Eine Anhebung des Einspritzdrucks kann insbesondere die Verdampfungsrate an der Strahlspitze über die gesteigerte Luft-Kraftstoffmischungsrate erhöhen und insgesamt den Anteil hoher Kraftstoffdampfkonzentrationen senken. Damit lässt sich bei einer Einspritzdrucksteigerung gemäß dem erhöhten Luft-Entrainment mehr Kraftstoff in der gleichen Zeit auf ein vergleichbares Kraftstoffdampfniveau bringen [50]. Des Weiteren kann durch eine Reduzierung des Spritzlochdurchmessers in einem konstanten Zeitintervall ein größerer Kraftstoffmassenanteil im Bezug auf die eingespritzte Kraftstoffmasse verdampft werden [53], [54]. Dies ergibt sich aus der höheren lokalen Luft-Entrainmentrate bei einer Verkleinerung des Spritzlochdurchmessers.

Es bildet sich ein Ort im Einspritzstrahl aus, an dem die Einspritzrate gleich der Verdampfungsrate ist [58], [59]. Dieser Ort beschreibt die maximale Eindringtiefe der Flüssigphase. Während die Flüssigphase des Sprays also eine maximale Penetrationstiefe aufweist, dringt die Dampfphase bei der Einspritzung weiter ein [43], [44], [55], [58], [59], [60]. Die maximale Flüssigphaseneindringtiefe wird durch das Luft-Entrainment bestimmt, da sich diese Strecke bereits vor der Zündung und damit einer signifikanten Temperaturerhöhung im Brennraum einstellt und sie sich während der Verbrennung gar nicht oder nur geringfügig verkürzt [44], [52], [61]. Die Flüssigphaseneindringtiefe ist dabei unabhängig vom Einspritzdruck [52], [58]. Durch die Verkleinerung des Spritzlochdurchmessers lässt sich die maximale Eindringtiefe proportional verkürzen [52], [58]. Darüber hinaus reduziert die Umgebungstemperatur und insbesondere die Umgebungsdichte diese Strecke [43], [44], [52], [58]. Dabei erhöht sich zwar mit steigender Temperatur und Dichte die nötige Verdampfungsenergie, aber der Anstieg der durch das Luft-Entrainment in den Strahl eingebrachten Energie überkompensiert diesen Effekt und führt letztlich zu einer Reduktion der maximalen Flüssigphaseneindringtiefe. Bei einer Einspritzung in reines Abgas verkürzt sich die Eindringtiefe aufgrund der höheren Wärmekapazität gegenüber Luft nur geringfügig [52].

### **Spray-Wandwechselwirkung**

In Pkw-Dieselmotoren mit ihren relativ kleinen Einzelzylinderhubvolumen kann es bei einer niedrigen Temperatur und Dichte im Brennraum zur Wandbenetzung mit flüssigem Kraftstoff kommen [62]. In diesem Fall ergibt sich eine Sekundärzerstäubung der Kraftstofftropfen durch den Wandkontakt. Diese ist intensiver, wenn der Strahl möglichst senkrecht und mit einem hohen Strahlimpuls auf die Brennraumwand trifft [63]. Bei einem Kontakt der

Dampfphase des Sprays mit der Wand führt dieser zu einer Vergrößerung des Sprayvolumens [63], [64]. Dies geschieht durch die Umlenkung des Sprays im Kolbenmuldenhinterschnitt in Richtung Brennraumzentrum oder die radiale Ausbreitung um den Auftreffpunkt des Sprays am Muldenkragen. Dabei begünstigt beim Auftreffen des Sprays im Hinterschnitt ein großer Radius der Hinterschnittkontur und bei einer Spray-Muldenkrageninteraktion ein möglichst senkrechter Auftreffwinkel die Volumenvergrößerung [63], [65]. Die Drallströmung erfasst insbesondere bei hohen Einspritzdrücken die Dampfphase erst nach dem Wandkontakt, wenn deren axialer Impuls weitgehend abgebaut ist [55]. Im Vergleich zu einem Freistrahл können höhere Luftverhältnisse in einem Spray mit Wandkontakt (Wall-Jet) detektiert werden [49]. Das dafür verantwortliche Luft-Entrainment wird dabei vor allem durch den beim Wandkontakt entstehenden Wirbel in der Strahlspitze intensiviert. Dieser Effekt überwiegt die niedrigeren Mischungsraten direkt vor dem Wandkontakt [64]. Bei einer Reduzierung des Spritzlochdurchmessers wird zwar das Luft-Entrainment verbessert, aber der Strahlimpuls an der Wand, der zur Volumenvergrößerung genutzt werden kann, wird reduziert. Als Resultat ergeben sich trotzdem insgesamt höhere Luftverhältnisse im Wall-Jet mit reduziertem Spritzlochdurchmesser [66]. Außerdem steigt in einem Wall-Jet im Vergleich zu einem Freistrahл der Anteil niedriger Kraftstoffdampfkonzentrationen und der Anteil hoher Konzentrationen sinkt [64]. Diese Effekte reduzieren die Rußemissionen eines Wall-Jets gegenüber denen eines Freistrahls. Als Wirkmechanismen hierfür werden die eben genannte Erhöhung der Rate des Luft-Entrainments und die Reduktion der Rußbildung aufgrund einer niedrigeren Flammentemperatur in einer Flamme mit Wandkontakt angeführt [67], [68].

### **Brennraumgeometrie**

Die Spray-Wandinteraktion hat zusammen mit der Brennraumgeometrie einen entscheidenden Einfluss auf die Sprayverteilung im Brennraum. Bei einer niedrigeren Muldenkragenhöhe wird beispielsweise ein größerer Anteil des Sprays nach dem Wandkontakt in den Muldenhinterschnitt gelenkt. Bei einer wenig ausgeprägten Hinterschnittkontur hingegen kann der Einspritzstrahl durch die Ausbreitung nach dem Spray-Wandkontakt vermehrt aus der Mulde nach oben austreten. Simulationen in [69] haben ergeben, dass sich die Kraftstoffkonzentration unmittelbar unterhalb des Zylinderkopfs bzw. vor dem Quetschspalt dadurch erhöht und gleichzeitig der dort vorhandene Sauerstoff vom Einspritzstrahl verdrängt wird. Dies führt zu einer erhöhten Rußbildung. Wenn sich der Kolben dann während der Expansionsphase abwärts bewegt und sich ein Gasstrom aus der Mulde in den Quetschspalt ausbildet, wird der Sauerstoffstrom von der Gemischwolke vor dem Quetschspalt beim Einströmen in den Spalt behindert. Eine vollständige Oxidation des im Quetschspalt befindlichen Rußes wird mit dem Ergebnis höherer Rußemissionen unterbunden. Bei einer nahe um den oberen Totpunkt ablaufenden Verbrennung ist zu beachten, dass nur der Anteil des Muldenvolumens vom gesamten Kompressionsvolumen an der Gemischbildung und

Verbrennung teilnimmt. Damit ergibt sich ein reduziertes Luftverhältnis (lokales Luftverhältnis in der Mulde) für die Verbrennung. Das Verhältnis aus Mulden- zu Kompressionsvolumen, der sogenannte K-Faktor, sollte also möglichst groß sein [70]. Wie bereits erwähnt, begünstigen kleine Muldendurchmesser darüber hinaus eine Benetzung der Muldenwand durch den noch flüssigen Teil des Kraftstoffstrahls. Also sollte auch der Muldendurchmesser möglichst weit dimensioniert werden. Die Ausführungen in [71] und [72] bestätigen durch einen Vergleich einer weiten und flachen Kolbenmulde die niedrigsten Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen. Die Maximierung des Muldenvolumens bzw. des Muldendurchmessers wird durch konstruktive Mindestabstände der Muldenkontur von den Kolbenringnuten oder etwaigen Kühlkanälen im Kolben und letztlich auch vom gewünschten Verdichtungsverhältnis limitiert.

## 2.2 Verbrennung

Die dieselmotorische Verbrennung wird im Allgemeinen in drei Phasen eingeteilt: Die vorgemischte Verbrennung, die Diffusionsverbrennung und der Ausbrand. Hierbei beinhaltet die Phase der vorgemischten Verbrennung auch den Zündverzug und die Zünd- und Entflammungsprozesse. Im Folgenden wird der Ablauf einer Verbrennung anhand der einzelnen Phasen erläutert.

### Zündung und Entflammung

In der Zeit zwischen Spritzbeginn und Zündung, dem Zündverzug, laufen sowohl physikalische Gemischbildungsvorgänge als auch chemische Vorreaktionen ab. Deshalb wird der Zündverzug oft in eine physikalische und eine chemische Verzugszeit aufgeteilt, wobei die Grenze zwischen den beiden Phasen aufgrund der parallel ablaufenden Vorgänge im Einspritzstrahl nicht exakt gezogen werden kann. Während des physikalischen Zündverzugs wird der Kraftstoff zerstäubt, verdampft und mit der Umgebungsluft vermischt [16], [45], [73]. In der Zeit des chemischen Zündverzugs laufen Vorreaktionen zur Radikalenbildung und die Aufspaltung der langkettigen Kohlenwasserstoffmoleküle des Kraftstoffs ab [74]. Für eine (Selbst-) Zündung bedarf es einer ausreichend hohen Brennraumtemperatur bei einer Gemischzusammensetzung innerhalb der Zündgrenzen und turbulente Strömungen, damit die Zündreaktionen nicht erliegen [75], [76]. Für die Zündgrenzen (minimales und maximales lokales Luftverhältnis  $\lambda$ ) wird beispielsweise in [16]  $0,3 \leq \lambda \leq 1,5$  angegeben, während das genaue Luftverhältnis am Ort der Zündung nach [77]-[80] Werte zwischen 0,6 und 0,8 annehmen soll. Das Zündverhalten hängt im Wesentlichen von der Reaktionsgeschwindigkeit zur Bildung von Zündradikalen ab und wird durch Druck und Temperatur im Brennraum, Kraftstoffdampfkonzentration und den Kraftstoff selbst (Cetanzahl) beeinflusst [16]. Der

dominierende Zündmechanismus ist die Kettenzündung. Reaktionen zur Kettenverzweigung bilden hierbei reaktive Spezies, die in ihrer Konzentration exponentiell ansteigen. Sie generieren wiederum neue Ketten. Dadurch wird mehr Wärme produziert als abgegeben werden kann und der Prozess erfährt eine thermische Beschleunigung. Die Reaktionsgeschwindigkeiten steigen weiter an und es kommt zur Zündung [73]. Es ergeben sich praktisch zeitgleich mehrere Zündorte im Einspritzstrahl, vornehmlich im Strahlrand, wobei der äußerste Strahlrand bereits zu weit abgemagert ist [16], [70]. Allgemein gibt es für die Zündverzugszeit unterschiedliche Definitionen, die entweder auf einem Temperatur- oder Druckanstieg im Brennraum, der Lichtemission einer bestimmten Wellenlänge oder dem Anstieg der Konzentration freier Radikale basieren [74].

Die Entflammung läuft ebenfalls in mehreren Phasen ab, die nicht eindeutig voneinander zu trennen sind. Zunächst kommt es zur Peroxidbildung, dann zu den exothermen Reaktionen der sogenannten kalten Flamme, die als Produkt Formaldehyd bildet und noch vor dem Anstieg des Brennraumdrucks entsteht [73], [81]. Über das Formaldehyd bildet sich die blaue Flamme, die insbesondere Kohlenmonoxid produziert und schließlich in die heiße Flamme übergeht, in der der Kraftstoffumsatz schlagartig ansteigt [79].

### **Vorgemischte Verbrennung**

In der Phase der vorgemischten Verbrennung wird der während des Zündverzugs eingespritzte Kraftstoff umgesetzt. Dieser ist weitgehend homogenisiert (vorgemischt), weist hohe Luftverhältnisse und niedrige Gradienten dieses Verhältnisses auf [16]. Die Umsetzung erfolgt aufgrund des hohen Homogenisierungsgrades sehr schnell, damit bildet sich eine Spitze im differentiellen Heizverlauf (hohe Wärmefreisetzungsrates), die in einem steilen Druckanstieg resultiert. Gleichermaßen steigen auch die lokalen Spitzentemperaturen im Brennraum und es kommt zur vermehrten Stickoxidbildung [16], [82], [83]. Durch eine Erhöhung des Vormischanteils, also eine größere Masse eingespritzten Kraftstoffs während der Zündverzugszeit, wird bei einer konventionellen (nicht-homogenen) Dieselverbrennung die Stickoxidbildung forciert [82]. Die Verbrennung breitet sich in alle Richtungen aus, die ein Gemisch vorhalten, das innerhalb der Flammbarkeitsgrenzen liegt, also sowohl in magere als auch in fette Bereiche. Dabei kann es trotz der Homogenisierung bereits zur Rußbildung kommen, wenn die Verbrennung in einen Bereich mit  $\lambda < 0,6$  expandiert [70], [83].

### **Diffusionsverbrennung**

Die Diffusionsverbrennungsphase ist durch die Verbrennung eines Luft-Kraftstoff-Verbrennungsgasgemischs bei niedrigeren Luftverhältnissen gekennzeichnet [16], [83]. Die Geschwindigkeit der Verbrennung ist durch die Diffusion des Sauerstoffs in die Dampfhülle der Kraftstofftröpfchen limitiert. Die chemischen Reaktionen dazu laufen schneller ab. Die

Verbrennung ist demnach mischungskontrolliert und wird insbesondere von der Einspritzrate beeinflusst [45], [83]. Die Stickoxidbildung geht in dieser Phase aufgrund der niedrigeren Temperaturen zurück und die Rußbildung steigt demgegenüber an [16]. Während der Diffusionsverbrennung bildet sich eine quasistationäre Einheit aus Einspritzstrahl und Flamme aus. Für den Ablauf der Verbrennung eines Freistrahls während dieses Zeitraums wird in [84] eine detaillierte Modellvorstellung entwickelt, die in Abbildung 2-1 bildhaft dargestellt ist. Zu erkennen ist die maximale Eindringtiefe der Flüssigphase (violett), die von einem Luft-Kraftstoffdampfgemisch (rosé) umschlossen ist. Das unterstöchiometrische Gemisch verbrennt im Strahlkern zunächst unvollständig in einer dünnen Zone (hellblau). Als Produkt dieser Verbrennung wird ein Kraftstoff-Abgasgemisch in Richtung Strahlrand transportiert und hier in einer dünnen stöchiometrischen Diffusionsflammenzone (orange) mit dem Sauerstoff, der die Flamme umgibt, weiter verbrannt.

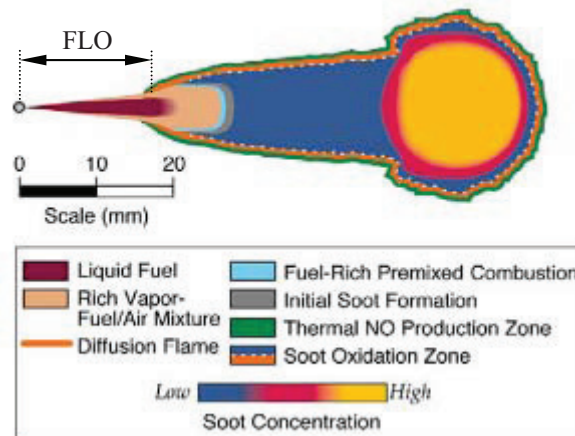


Abbildung 2-1: Modellvorstellung einer konventionellen Diesel-Diffusionsverbrennung nach [84], aus [85]

Die Diffusionsflamme ist quasistationär und bildet demnach einen für die Einspritzdauer nahezu konstanten Abstand zur Düse aus. Dieser Abstand zwischen Düse und (Diffusions-) Flamme wird Flame Lift-Off (FLO) genannt [86]-[92]. Er kann durch die Chemilumineszenz der in der Diffusionsflamme gebildeten Hydroxidradikale detektiert werden. Der Flame Lift-Off stabilisiert sich dabei unmittelbar nachdem die ersten Hydroxidradikale in einem etwas größeren Abstand zur Düse als dem FLO detektiert werden können. Die Diffusionsflamme wächst also kurzzeitig entgegen der Strahlrichtung bis zur Position des stationären Flame Lift-Offs [92]. Die eben erwähnte unvollständige Verbrennung im Strahlzentrum (hellblaue Zone) findet in geringem Abstand zum Flame Lift-Off statt. Die Umgebungstemperatur hat den größten Einfluss auf den FLO. Mit steigender Temperatur sinkt dieser. Die Spritzlochaustrittsgeschwindigkeit des Sprays und der stöchiometrische Luftbedarf der

Zylinderladung haben ebenfalls einen bedeutenden Einfluss auf den Flame Lift-Off. Dieser steigt jeweils bei der Erhöhung der Parameter an. Wird der Spritzlochdurchmesser erhöht oder die Umgebungsdichte abgesenkt, so verlängert sich der Flame Lift-Off, die Veränderungen sind aber lediglich unterproportional [86], [87], [90], [91], [92].

Der Flame Lift-Off gilt als ein entscheidender Parameter bei der Rußentstehung während der Diffusionsverbrennung. In [90] wird gezeigt, dass die Rußemissionen eines Einspritzstrahls mit zunehmendem FLO (Einspritzdruck und Umgebungsdichte konstant, Umgebungstemperatur steigend) sinken. Der Grund hierfür ist das mit der Länge des Flame Lift-Offs steigende mittlere Luftverhältnis im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs, das die Abmagerung des Sprays bis zur Flammenwurzel charakterisiert. Bei einem steigenden Luftverhältnis im Spray am Flame Lift-Off sinken die Rußemissionen und ab einem Luftverhältniswert von etwa 0,5 kann schließlich kein Ruß mehr detektiert werden. Dies wird in [93]-[96] bestätigt. Die Abgasrückführung hat keinen Einfluss auf das Luftverhältnis am Flame Lift-Off. Beim Motorbetrieb mit Abgasrückführung steigt zwar der stöchiometrische Luftbedarf und folglich der Flame Lift-Off an. Durch die geringere Sauerstoffkonzentration in dem vom Strahl bis zum FLO eingesaugten Luft-Abgasgemisch bleibt aber das Luftverhältnis im Einspritzstrahl an dieser Stelle konstant [91], [97], [98]. Bei Verwendung einer Mehrlochdüse kann es aufgrund der nahe beieinander liegenden Einspritzstrahlen bzw. Flammen zu einer Verkürzung des Flame Lift-Offs gegenüber der entsprechenden Länge bei einem Einzelstrahl kommen [88], [98]. Prinzipiell kann der Flame Lift-Off länger oder kürzer als die maximale Flüssigphaseneindringtiefe sein. Es kann also zu einer Überlappung von Flüssigphase und Flamme während der Verbrennung kommen, dabei ist eine wechselseitige Beeinflussung nicht auszuschließen [90], [91]. Ein Einfluss der Verbrennung (Flamme) auf die Verdampfung, der sich in einer Verkürzung der maximalen Flüssigphaseneindringtiefe niederschlägt, wird in [99] nachgewiesen.

### **Ausbrand**

Während der Ausbrandphase zerfallen die Flammenvolumen, die aus den Einspritzstrahlen entstanden sind, in kleinere Einzelvolumina [100]. Die Verbrennung ist in dieser Phase reaktionskinetisch kontrolliert, da aufgrund der niedrigen Temperatur im Brennraum die Reaktionsgeschwindigkeiten stärker absinken als die Mischungsrate von Luft und Kraftstoff [45]. In den heißen Verbrennungsgasen kann es weiterhin zur Stickoxidbildung kommen [70], [101]. Außerdem findet in dieser Phase ein Großteil der Rußoxidation statt. Dabei greifen insbesondere die reaktiven Hydroxidradikale die Rußpartikeloberflächen an. Während der Expansionsphase sinkt die Temperatur im Brennraum auf einen Wert ab, bei dem es zu einer plötzlichen Rekombination der freien Radikale kommt und damit zum Einfrieren aller Reaktionen [70].

## 2.3 Schadstoffbildung

Bei der dieselmotorischen Verbrennung entstehen, neben den Reaktionsendprodukten Kohlendioxid und Wasser, Schadstoffe wie Ruß bzw. Partikel und Stickoxide ( $\text{NO}_x$ ). Daneben werden bei einer unvollständigen Oxidation des Kraftstoffs auch Kohlenmonoxid und unverbrannte Kohlenwasserstoffe gebildet. Die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit konzentrieren sich auf die Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Daher wird im Folgenden nur auf die Bildung bzw. Oxidation dieser Schadstoffe und entsprechende Reduktionsmaßnahmen eingegangen.

### Stickoxide

Die bedeutendsten Stickoxide, die bei der Verbrennung in einem Dieselmotor entstehen und unter der Bezeichnung  $\text{NO}_x$  zusammengefasst werden sind Stickstoffmonoxid  $\text{NO}$ , Stickstoffdioxid  $\text{NO}_2$  und Distickstoffoxid  $\text{N}_2\text{O}$ . Hierbei entfällt der größte Anteil auf  $\text{NO}$ , das nach der Verbrennung und insbesondere auch noch im Abgasstrang zu  $\text{NO}_2$  oxidiert werden kann [96], [102], [103]. Stickoxide entstehen vornehmlich unter mageren Bedingungen bei Temperaturen oberhalb von 2000 K, wie sie vor allem in der Phase der vorgemischten Verbrennung zu finden sind. Die Reduktion von  $\text{NO}$  während der Verbrennung durch elementaren Wasserstoff oder Kohlenmonoxid kann vernachlässigt werden [16]. Es gibt mehrere Entstehungsmechanismen für  $\text{NO}$ . Bei einem Stickstoffanteil im Dieselmotorkraftstoff von weniger als 0,1 %, spielt das sogenannte Brennstoff- $\text{NO}$  bei der Stickoxidbildung keine Rolle mehr [63], [96], [104]. Ebenso stellen die durch den Lachgasmechanismus gebildeten Stickoxide nur einen geringfügigen Anteil am Gesamt- $\text{NO}$  dar [104]. Der Mechanismus, durch den das sogenannte prompte  $\text{NO}$  entsteht, läuft vor allem direkt in der brennstoffreichen Flammenzone bei Temperaturen bis maximal 2800 K ab [105]. Promptes  $\text{NO}$  entsteht durch die Reaktion von Stickstoff mit  $\text{CH}$ -Radikalen, die zuvor aus Acetylen in der Hauptreaktionszone gebildet wurden [63]. Bei einem Luftverhältnis  $\lambda > 1,4$  ist der Beitrag des prompten  $\text{NO}$  zu den Gesamtstickoxidemissionen gering [102], [106]. Liegt das Luftverhältnis unterhalb dieses Werts, so ist promptes  $\text{NO}$  für einen Anteil von etwa 5-10 % an den  $\text{NO}_x$ -Emissionen verantwortlich [107].

Der Mechanismus der thermischen  $\text{NO}$ -Bildung nach Zeldovich dominiert die Entstehung von Stickoxiden. Danach wird die  $\text{NO}$ -Bildungsrate hauptsächlich vom Luftverhältnis, der Verweilzeit der Reaktionspartner in der Reaktionszone und vor allem der Temperatur beeinflusst [16], [108], [109]. Da die Verbrennung sehr schnell abläuft, sich somit kein chemisches Gleichgewicht einstellen kann und die Temperatur exponentiell in die Reaktionsgleichung eingeht, überwiegt der Einfluss der Temperatur auf die  $\text{NO}$ -Bildungsrate. Bezüglich des Luftverhältnisses stellt sich eine maximale  $\text{NO}$ -Bildungsrate bei  $\lambda = 1,1$  ein.



Dies ist das Resultat aus einer maximalen adiabaten Flammentemperatur bei  $\lambda = 0,95$  und größeren Reaktionsgeschwindigkeiten bei höheren Luftverhältnissen [105]. Reaktionsfördernde Umgebungsbedingungen finden sich insbesondere auf der Luft zugewandten Außenseite der Diffusionsflamme (vgl. Abbildung 2-1, grüne Linie) und in den Verbrennungsgasen [84], [101], [110], [111]. An der Diffusionsflamme werden etwa zwei Drittel der gesamten Stickoxide gebildet, in den Verbrennungsgasen der Rest. Auch nach dem Ende der Einspritzung kann thermisches NO noch in den Verbrennungsgasen entstehen [70], [101]. Bei der unvollständigen Verbrennung des fetten Luft-Kraftstoffdampfgemischs im Strahlkern (vgl. Abbildung 2-1, hellblaue Zone) entsteht aufgrund des zu niedrigen Luftverhältnisses kein NO [101]. Durch die Absenkung der Flammentemperaturen bzw. des Sauerstoffgehalts der Zylinderladung (Luftverhältnis) können die NO<sub>x</sub>-Emissionen signifikant gesenkt werden [61], [112]. Dabei nehmen die Emissionen exponentiell mit der sinkenden Sauerstoffkonzentration ab [112], [113], [114].

### **Ruß**

Ruß stellt einen Massenanteil von etwa 75 % der gesamten Partikelemissionen und ist der Träger weiterer Massenanteile, die hauptsächlich aus Kohlenwasserstoffverbindungen bestehen [115]. Ruß entsteht bei der unvollständigen Verbrennung von Kraftstoffdampf, weshalb die Kraftstofftropfengrößen keinen Einfluss auf die Rußpartikelgrößen haben [16]. Für die molekulare Rußbildung bestehen zahlreiche Hypothesen. Die bekanntesten sind der Ionenmechanismus, die Elementarkohlenstoffhypothese (auch Radikalhypothese) und die Polyzyklenhypothese (auch Acetylenhypothese) [116]. Letztere Hypothese wird bevorzugt verwendet [83], [116]. Sie ist in [117] und [118] detailliert beschrieben. Die Hypothese geht von einer Pyrolyse des Kraftstoffs und Wasserstoffabspaltung bei Luftmangel aus. Dadurch entstehen über das namensgebende Acetylen ungesättigte Kohlenwasserstoffverbindungen, die durch Anlagerung wachsen und zyklische Ketten bilden. Aus diesen Ketten entstehen wiederum durch Zusammenschluss polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK), die in der Ebene weiter anwachsen und als Vorgänger für die Bildung räumlicher Rußkeime dienen. Die Rußkeime besitzen eine sehr reaktive Oberfläche, die sich durch die Reaktion mit dem Umgebungsgas vergrößert. Mit dem Oberflächenwachstum wird über 90 % der gesamten Rußmasse produziert. Weiterhin nimmt die Größe der Rußkeime auch durch Koagulation zu. Durch das Oberflächenwachstum und die Koagulation mehrerer Rußkeime bilden sich quasisphärische Primärpartikel mit einem Durchmesser von 10-50 nm. Diese können im weiteren Verlauf der Rußbildung durch erneute Koagulation und Anlagerung von Kohlenwasserstoffverbindungen auf über 100 nm anwachsen [102], [117], [118].

Für die Rußbildung bedarf es einer unterstöchiometrischen Umgebung mit einem Luftverhältnis von  $\lambda < 0,6$  und Temperaturen über 1500 K [104]. Eine solche Umgebung

findet sich primär im fetten Luft-Kraftstoffdampfgemisch im Einspritzstrahlkern [16], [60], [92], [119], [120], [121]. Die unvollständige Verbrennung dieses Gemischs, die nahe am Flame Lift-Off stattfindet (vgl. Abbildung 2-1, hellblaue Zone), produziert sehr kleine Rußpartikel (vgl. Abbildung 2-1, graue Zone), die beim Transport Richtung Strahlspitze bzw. Diffusionsflamme an Größe zunehmen und bis kurz vor der Strahlspitze die Rußkonzentration im Strahl anwachsen lassen (vgl. Abbildung 2-1, blaue bis rote Zone) [84], [120]. Die kleinen Rußpartikel aus der unvollständigen Verbrennung entstehen dabei bereits vor Beginn der Diffusionsverbrennungsphase [120]. Bei Temperaturen oberhalb von 1300-1400 K (ausreichende Sauerstoff- und Hydroxidradikalen-Konzentration) und einem Luftverhältnis von  $\lambda > 1$  wird der gebildete Ruß wieder oxidiert [122]. In der Regel laufen die Prozesse der Rußbildung und -oxidation parallel ab. Die Rußoxidation findet maßgeblich am Strahlrand in der Diffusionsflammenzone statt [84], [120]. Eine hohe Turbulenz sowie die Existenz kleiner, wenig koagulierter Rußpartikel mit einer verhältnismäßig großen Oberfläche fördern hierbei die Rußoxidation durch eine kleinere zur Oxidation benötigte Zeitdauer [16].

In [123] wird für den Motorbetrieb ohne Abgasrückführung eine Reduzierung der im Abgas messbaren Rußemissionen durch die motorinterne Rußoxidation von 96 % angegeben. Bei einer Abgasrückführtrate von 55 % wird immer noch 85 % des gebildeten Rußes wieder oxidiert bevor er den Brennraum verläßt. Rußkonzentrationsmessungen in einem freien Einspritzstrahl haben ergeben, dass die Rußkonzentration mit dem Abstand zur Düse zunächst anwächst und dann teilweise wieder abfällt [91], [93]. An der Stelle des Rußkonzentrationsmaximums gleichen sich die Rußbildungs- und Rußoxidationsrate gegenseitig aus. Strahlaufwärts dominiert die Bildungs-, strahlabwärts die Oxidationsrate. Bei verschiedenen Sauerstoffkonzentrationen im Brennraum wird dieser Punkt immer bei dem gleichen Luftverhältnis im Einspritzstrahl erreicht. Damit zeigt sich, dass das Luftverhältnis im Strahl eine entscheidende Rolle bei der Rußbildung bzw. -oxidation spielt. Durch eine Erhöhung der Abgasrückführtrate und die damit verbundene Temperaturabsenkung sinkt zwar die Rußbildungsrate und die maximale Rußkonzentration geht ebenfalls zurück, aufgrund der niedrigeren Oxidationsrate resultieren aber letztlich höhere Rußemissionen [97], [124]. Durch eine Steigerung des Einspritzdrucks oder die Reduzierung des Spritzlochdurchmessers können ferner die Rußkonzentrationen im Einspritzstrahl (Freistrah) gesenkt werden [97], [125]. Als Grund hierfür wird das höhere Luftverhältnis im Einspritzstrahl an der Stelle des Flame Lift-Offs angegeben und ein Einfluss der verringerten Verweilzeit des Luft-Kraftstoffgemischs in der Flammenzone vermutet [93], [94], [95].

## 2.4 Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionsreduktion

Aufgrund des Untersuchungsschwerpunkts in dieser Arbeit behandelt dieses Kapitel lediglich die dem Stand der Technik entsprechenden innermotorischen Möglichkeiten zur Emissionsreduktion. Abgasnachbehandlungssysteme werden nicht näher erläutert. Anhand obiger Ausführungen zur Entstehung von Ruß- und Stickoxidemissionen wird deutlich, dass gegensätzliche Strategien erforderlich sind, um diese Schadstoffe zu minimieren. Um die NO<sub>x</sub>-Bildung zu reduzieren, bedarf es niedriger Temperaturen und Sauerstoffkonzentrationen im Brennraum. Die Reduktion der Rußemissionen profitiert hingegen von hohen Temperaturen und Luftverhältnissen, da hierdurch der bedeutende Rußoxidationsprozess unterstützt wird.

In der Vergangenheit wurde die Spätverstellung des Spritzbeginns zur Reduzierung der Temperaturen im Brennraum und somit der NO<sub>x</sub>-Emissionen eingesetzt. Die wirksamste innermotorische Maßnahme zur Verminderung der Stickoxidemissionen ohne deutliche Verbrauchsverschlechterung ist die Abgasrückführung (AGR). Der Temperatur senkende Effekt der Abgasrückführung ist wesentlich größer als der der Spätverstellung [2], [110], [126], [127]. Das zurückgeführte Abgas mit einer niedrigen Sauerstoffkonzentration ersetzt bei AGR-Betrieb einen Teil der Frischluftladung und senkt so den Sauerstoffpartialdruck im Gemisch der Zylinderladung. Im Vergleich zum Betrieb ohne AGR muss demnach eine höhere Masse der Zylinderladung durch die Flammenfront transportiert werden, damit die der Verbrennung zugeführte Sauerstoffmasse konstant bleibt. Die Wärmeenergie der Flamme wird somit auf eine größere Masse im Bereich nach der Flamme übertragen, wodurch sich niedrigere Spitzentemperaturen ergeben. Darüber hinaus ist Abgas verglichen mit Luft durch eine größere spezifische Wärmekapazität charakterisiert. Dies trägt ebenfalls zu einer Reduktion der Flammen- bzw. Massenmitteltemperatur bei, aber der Beitrag ist wesentlich geringer [113], [124], [128], [129], [130]. Die vom thermischen NO dominierte NO<sub>x</sub>-Bildungsrate wird durch die niedrigeren Temperaturen reduziert, was letztlich die NO<sub>x</sub>-Emissionen verringert [124], [129], [130].

Ein Anstieg der AGR-Rate bewirkt weiterhin, dass Anzahl und Größe der lokal fetten Bereiche anwachsen und die Rußbildung dadurch gefördert wird. Die Verbrennung wird außerdem verlangsamt und ein zunehmender Anteil läuft damit in der Expansionsphase bei niedrigeren Zylinderdrücken und -temperaturen ab. Die kälteren und sauerstoffärmeren Brennraumbedingungen lassen die zum Rußabbrand benötigte Zeit ansteigen und reduzieren so die Rußoxidation [96], [130]. Es ergibt sich also bei einer Anhebung der AGR-Rate (AGR-Variation) ein gegenläufiges Verhalten der Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionen, der sogenannte Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Off. Während die NO<sub>x</sub>-Emissionen mit steigender AGR-Rate kontinuierlich

sinken (exponentiell mit der Sauerstoffkonzentration, vgl. Kapitel 2.3), verbleiben die Rußemissionen zunächst auf einem niedrigen Niveau bevor sie dann ab einer gewissen AGR-Rate rasch ansteigen. Mit der AGR-Verträglichkeit wird das Potenzial eines Brennverfahrens bezeichnet, die AGR-Rate möglichst weit steigern und die  $\text{NO}_x$ -Emissionen senken zu können, bevor die Rußemissionen signifikant ansteigen [131].

Die AGR-Verträglichkeit kann durch eine Steigerung des Einspritzstrahlimpulses, also durch eine Anhebung des Einspritzdrucks oder eine strömungsgünstigere Geometrie der Spritzlöcher, verbessert werden [132]. Weiterhin wird die AGR-Verträglichkeit bei einer Anhebung des Ladedrucks gesteigert [133]. In beiden Fällen, der Einspritz- und Ladedrucksteigerung, steigen die  $\text{NO}_x$ -Emissionen an. Die Erhöhung des Einspritzdrucks vergrößert den Vormischanteil. Die Ladedrucksteigerung erhöht das Temperaturniveau im Brennraum. Beides forciert die thermische NO-Bildung, vgl. Kapitel 2.2. Aufgrund der besseren Gemischbildung bzw. der günstigeren Oxidationsrandbedingungen bei einer Steigerung des Einspritz- bzw. Ladedrucks (vgl. Kapitel 2.1 und 2.3) wird die AGR-Verträglichkeit aber erhöht und der  $\text{NO}_x$ -Nachteil kann überkompensiert werden. Damit können gleichzeitig verminderte Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen erreicht werden. Die Kombination von hohem Lade- und Einspritzdruck sowie die daraus resultierende sehr gute AGR-Verträglichkeit führen somit zu niedrigsten Ruß- $\text{NO}_x$ -Emissionen. Dabei muss jedoch die Kühlung des Abgasrückführsystems angepasst werden, denn bei steigenden AGR-Raten nimmt der Einfluss der AGR-Kühlung auf die Verbrennung und Emissionen zu. Für eine konstante AGR-Rate steigt die Temperatur des Frischluft-Abgasgemischs im Saugrohr mit abnehmender AGR-Kühlung (höheren AGR-Temperaturen) an. Dies führt aufgrund der thermischen Drosselung der Frischluft zu niedrigeren Luftverhältniswerten, die in höheren Rußemissionen resultieren. Das höhere Temperaturniveau zu Beginn des Verbrennungsprozesses kann ebenso zu einem Anstieg der  $\text{NO}_x$ -Emissionen führen [134], [135].

Die Verkleinerung der Spritzlochdurchmesser bewirkt (in der Teillast) gleichfalls eine Reduktion der Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Hier wirken sich die geringere Einspritz- und Umsatzrate und die verbesserte Gemischbildung aus. In der Literatur finden sich zahlreiche Nachweise zu Emissionsreduktionsmaßnahmen. Die oben genannten und für diese Arbeit wichtigsten Möglichkeiten und ihre Auswirkungen auf die Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen sind zusammen mit den entsprechenden Quellennachweisen in Tabelle 2-1 aufgeführt.

Tabelle 2-1: Maßnahmen zur Beeinflussung der Ruß- und/oder NO<sub>x</sub>-Emissionen in der Teillast; Zahlen in Klammern sind entsprechende Quellenachweise

Maßnahme(n)	Ruß	NO <sub>x</sub>
AGR-Rate ↑	↑ [112], [121], [130]	↓ [51], [121], [130]
Einspritzdruck ↑	↓ [39], [71], [121], [136]	↑ [39], [110], [121], [136]
Ladedruck ↑	↓ [71], [121], [126], [137]	↑ [71], [121], [126], [137]
Spritzlochdurchmesser ↓ (bei konst. Lochanzahl)	↓ [2], [71], [72], [94], [138]-[141]	↓ [2], [71], [72], [94], [138]-[141]
<b>Ruß <u>und</u> NO<sub>x</sub></b>		
Spritzlochdurchmesser ↓ & AGR-Rate ↑	↓ [142], [143]	
Einspritzdruck & AGR-Rate ↑	↓ [39], [51], [141], [142], [144], [145]	
Ladedruck & AGR-Rate ↑	↓ [2], [51], [72], [110], [145], [146], [147]	
Einspritzdruck, Ladedruck & AGR-Rate ↑	↓ [12], [46], [89], [129], [133], [139], [140], [148], [149]	

Beim Einsatz von Downsizing-Motoren mit kleineren Hubräumen bei vergleichbarer Leistungs- und Drehmomentperformance ergibt sich eine Lastpunktverschiebung zu höheren Lasten bzw. längeren Spritzdauern. Durch den Wegfall eines oder mehrerer Zylinder beim Downsizing steigt die Spritzdauer bei konstanter Last und unverändertem Düsendurchfluss ebenfalls an. Die gesteigerte Dauer der Einspritzung, die vornehmlich die Rußemissionen ansteigen lässt, kann durch höhere Einspritzdrücke teilweise kompensiert werden [147]. Bei modernen Dieselmotoren werden vermehrt Einspritzmuster mit mehreren Vor- bzw. Nacheinspritzungen verwendet, die sehr präzise und flexibel auf die jeweiligen Randbedingungen und Anforderungen eingestellt werden können. Es wird vermutet, dass sich hierbei die Anzahl der Teileinspritzungen noch weiter erhöhen wird bei gleichfalls abnehmenden Einzeleinspritzmassen [2], [72]. Der Luftpfad des Dieselmotors mit seiner Regelung des Frischluft- und AGR-Massenstroms birgt großes Potenzial zur Emissionsreduktion im transienten Motorbetrieb und gewinnt deshalb in jüngster Zeit an Bedeutung [150]. Der Grund hierfür ist die hohe Abhängigkeit der Emissionen vom Sauerstoffgehalt im Brennraum. Bei einer Variation der Sauerstoffkonzentration um lediglich ±0,2 Prozentpunkte können die NO<sub>x</sub>-Emissionen um 10-15 Prozentpunkte steigen bzw. sinken [72], [110]. Die Regelgenauigkeit des Frischluft- und AGR-Massenstroms ist demnach besonders wichtig. Mit im Steuergerät hinterlegten Massenstrommodellen, die mit NO<sub>x</sub>-Sensoren im Abgasstrang und schnellen NO<sub>x</sub>-Regelungsalgorithmen kombiniert werden, wird versucht, die Regelgenauigkeit zu erhöhen [151].



### 3 Versuchsaufbau und Ablauf der Untersuchungen

Im Folgenden werden die Randbedingungen, unter denen die experimentellen Untersuchungen stattfinden, erläutert. Dies beinhaltet die Vorstellung des Versuchsträgers mit Kolbenmulde, Injektoren und Düsen, des verwendeten Kraftstoffs und der applizierten Messtechnik. Ferner werden die Berechnung der Abgasrückführrate und des Heizverlaufs beschrieben und die Aufladerandbedingungen definiert. In diesem Kapitel wird außerdem der Versuchsablauf, sowie die Aufbereitung der Messdaten zu den Ergebnisgrößen erläutert.

#### 3.1 Versuchsträger

Für die Untersuchungen wird ein Einzylindermotor, bestehend aus Serienzylinderkopf und Einzylinder-Forschungsmotorblock, verwendet. Das Aggregat wird prüfstandsseitig mit sämtlichen Arbeitsmedien versorgt. Die Versorgung regelt die Öl- und Kühlwassertemperatur auf 80 °C und die der trockenen Verbrennungsluft auf 50 °C. Die Temperatur der Verbrennungsluft wird vor der Zumischung von zurückgeführtem Abgas eingeregelt. Tabelle 3-1 zeigt die wichtigsten Spezifikationen des Versuchsmotors.

Tabelle 3-1: Spezifikationen des Versuchsträgers

Zylinderkopf	4-Zylinder (Serie)
Motortyp	Einzylinder
Ventile pro Zylinder	2 Einlass, 2 Auslass
Hubraum	499 cm <sup>3</sup>
Bohrung x Hub	84 x 90 mm
Pleuellänge	136 mm
Verdichtungsverhältnis	16 : 1
Drall bei max. Ventilhub	2,1

Der eingesetzte Kolben weist eine moderne Omegamuldengeometrie auf. Diese ist insbesondere durch einen ausgeprägten Muldenkragen und Hinterschnitt gekennzeichnet. Muldenform und -geometriedaten sind aus Abbildung 3-1 ersichtlich. Das Verhältnis aus maximalem Mulden- zu Bohrungsdurchmesser beträgt 0,63 und das Verhältnis aus Muldentiefe zu maximalem Muldendurchmesser liegt bei 0,29. Damit entspricht die Muldenform nach [152] und [153] der tendenziellen Entwicklung zu flacheren und weiteren Mulden in modernen Pkw-Dieselmotorkolben.

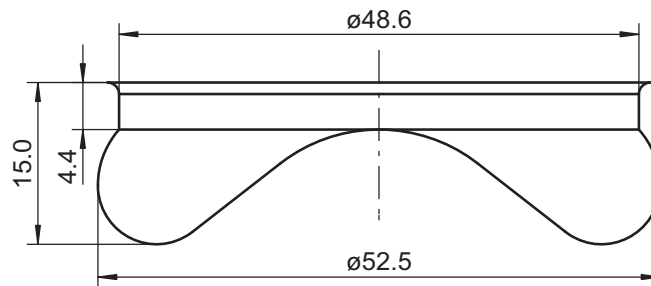


Abbildung 3-1: Kolbenmuldengeometrie und -maße (in mm)

Für die Versuche werden drei verschiedene Common-Rail-Injektoren verwendet. Alle Injektoren haben servohydraulische Piezo-Schaltventile. Ein Injektor ist darüber hinaus mit einem internen hydraulischen Druckverstärker ausgerüstet, der den Druck an der Düse während der Einspritzung auf ein Mehrfaches des Raildrucks anhebt. Die beiden anderen Injektoren besitzen konventionelle Common-Rail-Technik und unterscheiden sich in ihrem maximal zulässigen Systemdruck und der Abstimmung der Zu- und Ablaufdrosseln zum Düsenraum hin. Der Injektor mit höherem maximal zulässigem Systemdruck weist größere Drosselbohrungen auf, was zu etwas niedrigeren Strömungsverlusten vor den Spritzlöchern bei gegebenem Raildruck führt. Folgende Nomenklatur für die Injektoren findet in dieser Arbeit Verwendung:

- Injektor 1: Basisinjektor
- Injektor 2: Injektor entdrosselt, Maximalsystemdruck erhöht
- Injektor 3: Injektor mit internem hydraulischen Verstärker

Neben der Düse 1 mit einem hydraulischen Durchfluss von  $310 \text{ cm}^3/30 \text{ s}/100 \text{ bar}$  wird für einen Düsendurchflussvergleich die Düse 2 mit einem um etwa 20 % gesteigerten Düsendurchfluss zum Einsatz kommen. Sie unterscheidet sich von der Düse 1 nur im Durchmesser ihrer Spritzlöcher. Die Kenngrößen der Düsen sind Tabelle 3-2 zu entnehmen. Die übrigen Komponenten des Einspritzsystems – Hochdruckpumpe, Rail inkl. Raildrucksensor und Druckregelventil sowie Hochdruckleitungen – bleiben über alle Versuchsreihen unverändert.



Tabelle 3-2: Spezifikationen der Einspritzdüsen

	Düse 1	Düse 2
Düsentyp	Mini Sackloch	Mini Sackloch
Hydraulischer Durchfluss	310 cm <sup>3</sup> / 30 s/ 100 bar	375 cm <sup>3</sup> / 30 s/ 100 bar
Spritzlochanzahl	6	6
Höhenwinkel $\delta$	160 °	160 °
Äußerer Spritzlochdurchm.	<b>0,127 mm</b>	<b>0,140 mm</b>
Spritzlochlänge	0,95 mm	0,95 mm
ks-Faktor	1,5	1,5
Durchflussbeiwert $C_d$	0,89	0,89

Die Motorversuche werden mit Dieselkraftstoff gemäß der Spezifikationen nach der Norm EN590 durchgeführt. Tabelle 3-3 führt die Eigenschaften des Diesels auf, die über der gesamten Versuchszeit durch Kraftstoffproben ermittelt wurden. Die Temperatur des Dieselkraftstoffs im Hochdruckpumpen-Zulauf wird bei den Untersuchungen vom Prüfstand auf konstante 25 °C geregelt.

Tabelle 3-3: Eigenschaften des verwendeten Dieselkraftstoffs nach EN590 über der gesamten Versuchszeit

Dichte (bei 288 K)	820,2 ... 824,9 kg/m <sup>3</sup>		
Viskosität (bei 313 K)	2,00 ... 2,44 mm <sup>2</sup> /s		
Cetanzahl	54,2 ... 56,4		
Wasseranteil	10 ... 187 · 10 <sup>-6</sup> kg/kg		
Destillationskurve			
10 %	50 %	90 %	95 %
454 ... 478 K	508 ... 531 K	538 ... 595 K	600 ... 624 K

## 3.2 Messtechnik

Für die Messung der Emissionen wird die Abgasmessanlage Horiba MEXA 7100D verwendet. Die Messungen werden jeweils über eine Dauer von 60 Sekunden durchgeführt und die ermittelten Einzelwerte anschließend über diesen Zeitraum gemittelt. Die Bestimmung der Rußemissionen erfolgt mithilfe des Schwarzrauch-Messgeräts AVL Smokemeter 415S, das die Schwärzung eines vom Abgas durchströmten Filterpapiers misst. Die Schwärzung ist dabei ein Maß für die emittierte Rußmasse. Das Ergebnis einer Messung wird aus drei aufeinander folgenden Einzelmessungen durch Mittelung bestimmt. Ausgehend

vom Gerätemesswert in der Einheit Filter Smoke Number (FSN) werden die Rußmassenemissionen pro Volumeneinheit Abgas bzw. Masseneinheit Kraftstoff nach [154] wie folgt berechnet:

$$Ru\beta [g / m^3] = \frac{5,32 \cdot FSN \cdot e^{0,31 \cdot FSN}}{0,405} \cdot 10^{-3} \cdot \frac{p_{norm}}{T_{norm}} \cdot \frac{T_{mess}}{p_{mess}}, \quad (3-1)$$

$$Ru\beta [g / kg] = \frac{Ru\beta [g / m^3] \cdot \dot{m}_A [m^3 / s] \cdot t [s]}{m_f [kg]}. \quad (3-2)$$

Die Korrelation zwischen der Schwärzung des Filterpapiers und der Rußkonzentration im Abgas gilt für die vom Hersteller angegebenen Referenzmessbedingungen  $T_{mess}$  und  $p_{mess}$  (298,15 K; 1 bar). Deshalb muss das Ergebnis auf die Normalbedingungen  $T_{norm}$  und  $p_{norm}$  (273,15 K; 1,01325 bar) bezogen werden, bevor es mit dem Abgasmassenstrom  $\dot{m}_A$ , der Messzeit  $t$  und dem während der Messzeit eingespritzten Kraftstoff  $m_f$  auf Gramm pro Kilogramm Kraftstoff umgerechnet werden kann. Auch die  $NO_x$ -Emissionen werden in dieser Arbeit in Gramm pro Kilogramm Kraftstoff angegeben.

Ohne eine Messung des  $CO_2$ -Gehalts im Saugrohr muss die Rate der Abgasrückführung anhand des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik berechnet werden. Hierzu wird die Enthalpiebilanz für die Mischung von Frischluft und zurückgeführtem Abgas zur gesamten Zylinderladung aufgestellt. Unter der Annahme, dass die Wärmekapazitäten von Luft und Abgas gleich sind, lässt sich die AGR-Rate allein über die Temperaturen von Frischluft, Abgas und Gemisch im Saugrohr berechnen. Da für die Untersuchungen keine Temperaturmessung des Abgases unmittelbar vor der Mischungsstelle vorgesehen ist, muss diese Temperatur iterativ ermittelt werden. Über das Verhältnis der Massendurchflussgleichungen für den Fall ohne Abgasrückführung und die jeweils aktuelle Messung mit AGR wird eine weitere Gleichung für die iterative Lösung der AGR-Ratengleichung gebildet. Die Herleitung der Gleichungen für die AGR-Rate ( $x_{AGR}$ ) wird in Anlehnung an [155] im Anhang in Kapitel 10.1 veranschaulicht.

Die Erfassung des Zylinderdrucks erfolgt über den wassergekühlten Piezo-Drucksensor Kistler 6043A60 und die Indiziersoftware AVL Indicom. Bei jeder Messung werden 25 Arbeitszyklen des Motors aufgenommen. In dieser Arbeit sind sämtliche über Grad Kurbelwinkel dargestellten Verläufe gemittelte Kurven aus den 25 Zyklen. Auch die Umsatzpunkte für 50 bzw. 90 % umgesetzter Kraftstoffmasse ( $\alpha_{50}$ ,  $\alpha_{90}$ ) werden aus den jeweils 25 Einzelwerten gemittelt. Der Heizverlauf und die davon abgeleiteten Umsatzpunkte werden mithilfe des „Thermodynamik2“-Bibliotheksblocks im Indicom berechnet. Als

Rechenintervall wird der 0,1 °KW aufgelöste Bereich von 60 °KW vor dem oberen Totpunkt (OT) bis 90 °KW nach OT gewählt. Ein Spikefilter findet Anwendung, das einen gleitenden Mittelwert über  $\pm 2$  °KW bildet und dabei den jeweiligen Minimal- und Maximalwert zuvor aus dem Rechenbereich eliminiert. Die gemessenen Werte für Saugrohrdruck (Ladedruck) und -temperatur werden als Eingangswerte für den Berechnungsblock zur Verfügung gestellt. Der Vorgabewert des Systems für den Liefergrad von  $\lambda_l = 0,9$  wird übernommen. Nach [156] lässt sich der differenzielle Heizverlauf mit folgender Gleichung berechnen:

$$Q_{h,i} = \frac{100}{\kappa_i - 1} \cdot V_{i+n} \left[ p_{Z,i+n} - p_{Z,i-n} \left( \frac{V_{i-n}}{V_{i+n}} \right)^{\kappa_i} \right] \left[ \frac{\sum Q_{h,i} \cdot 28}{p_S} + 1 \right]. \quad (3-3)$$

Die zum Zeitpunkt  $i$  freigesetzte Wärmemenge  $Q_{h,i}$  hängt vom Zylinderdruck  $p_Z$ , dem aktuellen Brennraumvolumen  $V$ , dem Saugrohrdruck (Ladedruck)  $p_S$  und dem Polytropenexponenten  $\kappa$  ab. Der Auflösung des Messsignals entsprechend ist die Rechenschrittweite  $n = 0,1$  °KW. Die Gleichung ist iterativ zu lösen, da die gesamte freigesetzte Wärmemenge  $\sum Q_{h,i}$  anfänglich geschätzt werden muss. Zur Berechnung des von der Temperatur der Zylinderladung  $T_Z$  abhängigen Polytropenexponenten wird die Näherungsformel

$$\kappa_i = \frac{0,2888}{0,7 + T_{Z,i} \cdot \left( 0,155 + 2 \cdot \frac{\sum Q_{h,i} \cdot 28}{p_S} \right) \cdot 10^{-3}} + 1 \quad (3-4)$$

angewendet, mit  $T_{Z,i} = (p_{Z,i} \cdot V_i) / (m_Z \cdot R_L)$ .  $R_L$  ist dabei die spezifische Gaskonstante für Luft ( $R_L = 287,12$  J/kg\*K). Die Masse der Zylinderladung  $m_Z$  errechnet sich aus dem Liefergrad und der theoretischen Ladungsmasse  $m_{th}$  wie folgt

$$m_Z = \lambda_l \cdot m_{th} = \lambda_l \cdot V_h \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_S}{R \cdot T_S}. \quad (3-5)$$

In diese Gleichung sind der Hubvolumen  $V_h$ , die Temperatur im Saugrohr  $T_S$  und das Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$  einzusetzen. Als 100%-Umsatzpunkt, also Brennende (BE), wird derjenige Kurbelwinkel definiert, an dem der differenzielle Heizverlauf nach seinem Maximum die Nulllinie wieder unterschreitet. Der Brennbeginn (BB) oder 0%-Umsatzpunkt ist durch den Nulldurchgang vom negativen in den positiven Bereich unmittelbar vor dem eigentlichen Anstieg des differenziellen Heizverlaufs gekennzeichnet. Aus der Integration des differenziellen Heizverlaufs bildet sich der integrale Heizverlauf, aus dessen Kurve die Umsatzpunkte für 50 und 90 % umgesetzter Kraftstoffmasse abgelesen werden können.

Die Berechnungen in Indicom berücksichtigen zwar eine Temperaturabhängigkeit des Polytropenexponenten, nicht aber eine Abhängigkeit von der Ladungszusammensetzung. Die Temperaturabhängigkeit wird dabei lediglich über eine Näherungsformel ausgedrückt. Auch die spezifische Gaskonstante ist in der Software als unveränderliche Größe hinterlegt und vernachlässigt somit den Einfluss von Druck, Temperatur und Ladungszusammensetzung. Diese Vereinfachungen haben zur Folge, dass es bei der Berechnung des Heizverlaufs und der Umsatzpunkte zu leichten Abweichungen kommt, die aber für die in dieser Arbeit angestrebten Relativvergleiche vernachlässigbar sind und insbesondere nicht die aus den Versuchsergebnissen abgeleiteten Trendaussagen beeinflussen.

Die Massenmitteltemperatur im Zylinder ( $T_Z$ ) und die Temperatur im unverbrannten Teil der Zylinderladung ( $T_{iv}$ ), die in die Berechnungen der in Kapitel 6 vorgestellten Parameter eingehen, werden mithilfe der Software EnginOS Tiger zur thermodynamischen Analyse des Druckverlaufs ermittelt. Hierfür berechnet das Programm nach [128] zunächst den differentiellen Brennverlauf  $dQ_b/d\alpha$ , der sich aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik ableitet und durch die innere Energie  $U$ , die Wandwärme  $Q_w$ , Druck und Volumen des Brennraums  $p$  und  $V$  sowie die Leckageenthalpie  $H_l$  berechnet werden kann.

$$\frac{dQ_b}{d\alpha} = \frac{dU}{d\alpha} - \frac{dQ_w}{d\alpha} + p \cdot \frac{dV}{d\alpha} - \frac{dH_l}{d\alpha} \quad (3-6)$$

Als erste Näherung des Brennverlaufs wird der Heizverlauf  $dQ_h/d\alpha$  unter Vernachlässigung der Leckage berechnet. Hierfür wird folgende Temperaturabhängigkeit des Polytropenexponenten  $\kappa$  mit einer geschätzten Massenmitteltemperatur  $T_Z$  um 60 °KW vOT angesetzt:

$$\kappa = \frac{3,39 + 0,0008 \cdot \left[ \frac{T_Z}{p_Z \cdot V} \right]_{60^\circ \text{KWvOT}} \cdot p_Z \cdot V}{2,39 + 0,0008 \cdot \left[ \frac{T_Z}{p_Z \cdot V} \right]_{60^\circ \text{KWvOT}} \cdot p_Z \cdot V} \quad (3-7)$$

Die Massenmitteltemperatur um 60 °KW vOT wird mithilfe der thermischen Zustandsgleichung und dem speziellen Gaskonstantenwert  $R = 294,4 \text{ J/kg/K}$  abgeschätzt. Der Übergang von Differentialen zu Differenzen und die Gleichsetzung des Brennverlaufs mit dem Heizverlauf liefert dann die erste Näherung:

$$\frac{\Delta Q_b}{\Delta \alpha} = \frac{\Delta Q_h}{\Delta \alpha} \quad (3-8)$$

Diese wird mittels der Trapezregel numerisch integriert, um den Summenbrennverlauf  $Q_b(\alpha)$  und den normierten Massenumsatz

$$X(\alpha) = \frac{Q_b(\alpha)}{Q_{b,MAX}} \quad (3-9)$$

zu erhalten. Da vorausgesetzt wird, dass die Kraftstoffmassenänderung proportional dem Brennverlauf ist, kann aus dem normierten Massenumsatz das Luftverhältnis  $\lambda(\alpha)$  bzw. zusammen mit dem stöchiometrischen Luftbedarf  $L_{st}$  der Luftgehalt  $r(\alpha)$  berechnet werden.

$$r(\alpha) = \frac{\lambda(\alpha) - 1}{\lambda(\alpha) + \frac{1}{L_{st}}} \quad (3-10)$$

Bei der Ermittlung des Wandwärmestroms

$$\frac{dQ_w}{d\alpha} = \alpha_w \cdot A \cdot (T_w - T_z) \cdot \frac{dt}{d\alpha} \quad (3-11)$$

wird zur Vereinfachung eine konstante Wandtemperatur  $T_w$  von 200 °C gemäß der Empfehlung in [157] angenommen. In der Gleichung ist  $A$  die Brennraumfläche und

$$\frac{dt}{d\alpha} = \frac{1}{6 \cdot n} \quad (3-12)$$

mit der Drehzahl  $n$  in der Einheit 1/min. Für die Ermittlung des von der Wand- und Massenmitteltemperatur, des Zylinderdrucks, der Drehzahl, des Luftgehalts sowie des Massenumsatzes abhängigen Wandwärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_w$  wird der Ansatz nach Bargende gewählt. Der am Prüfstand gemessene Leckagevolumenstrom wird als Eingangswert für die Aufstellung des Leckageenthalpiestroms verwendet. Für die Berechnung der Massenmitteltemperatur bedarf es der Kenntnis der speziellen Gaskonstante und der Änderung der inneren Energie nach Druck, Temperatur und Luftgehalt, wobei alle Größen bzw. Abhängigkeiten sowohl für die Gaszusammensetzung als auch für den Kraftstoff bekannt sein müssen. Zusammen mit der Änderung der inneren Energie kann dann der Brennverlauf in Differenzen

$$\frac{\Delta Q_b}{\Delta \alpha} = \frac{\Delta U}{\Delta \alpha} - \frac{\Delta Q_w}{\Delta \alpha} + p \cdot \frac{\Delta V}{\Delta \alpha} - \frac{\Delta H_l}{\Delta \alpha} \quad (3-13)$$

aufgestellt und durch erneutes numerisches Integrieren nach der Trapezregel der Summenbrennverlauf ermittelt werden. Der Maximalwert dieses Summenbrennverlaufs  $Q_{b,MAX}$  wird mit dem Wert der ersten Näherung verglichen und die gesamte Berechnung so oft iteriert, bis der Unterschied der Ergebnisse zweier Iterationen kleiner 0,1 % beträgt. Die für den Brennverlauf berechnete Massenmitteltemperatur wird schließlich für die Berechnung der Temperatur im unverbrannten Teil der Zylinderladung  $T_{uv}$  herangezogen. Die Temperatur im unverbrannten Teil der Zylinderladung wird nach [158] über eine polytrope Zustandsänderung mit  $1,34 \leq \kappa \leq 1,37$  zwischen dem Zündzeitpunkt (ZZP) bzw. Brennbeginn und dem aktuellen Zustand zum Zeitpunkt  $\alpha$  ermittelt.

$$T_{uv} = T_{ZZP} \cdot \left( \frac{p_Z(\alpha)}{p_{Z,ZZP}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3-14)$$

### 3.3 Aufladerandbedingungen

Ein wesentlicher Aspekt der zugrunde liegenden Arbeit ist der Einfluss der Aufladung auf das Potenzial des Einspritzdrucks zur Emissionsreduktion. Dieser wird anhand von Ladedruckvariationen untersucht. Die Bandbreite der in Abbildung 3-2 definierten Ladedrücke orientiert sich an aktuellen bei der Robert Bosch GmbH untersuchten Euro5-Vollmotorenauslegungen. Sie deckt dabei die Ladedruckniveaus einstufiger, zweistufiger sowie das Potenzial zukünftiger mehrstufiger Abgasturboladersysteme ab. Der Lade- bzw. Saugrohrdruck ( $p_s$ ) variiert von 1650 mbar bei der Aufladerandbedingung RB1 bis 2650 mbar bei der höchsten Aufladung RB5. Die Aufladerandbedingungen sind für eine Drehzahl  $n = 2000$  U/min und eine Last von 12 bar indiziertem Mitteldruck ( $p_{mi}$ ) aufgestellt. Bei einer Ladedruckvariation ist es wichtig, den Restgasanteil konstant zu halten. Dieser wird primär von Lade- und Abgasgedruck, Drehzahl, Verdichtungsverhältnis und den Ventilsteuerzeiten beeinflusst [96]. Da sowohl Motoraufbau als auch Ventiltrieb über die Versuche unverändert bleiben, gilt es bei gegebener Drehzahl ein konstantes Druckgefälle von der Abgas- zur Frischluftseite einzustellen, um den Einfluss des Restgasgehalts auf die Untersuchungsergebnisse zu minimieren. Das Druckgefälle beträgt demnach für alle Aufladerandbedingungen 200 mbar. Für die mit der Software Tiger und in Kapitel 6 durchgeführten Berechnungen wird ein Restgasanteil von 3 % gemäß des Schätzwerts aus [128] angenommen.

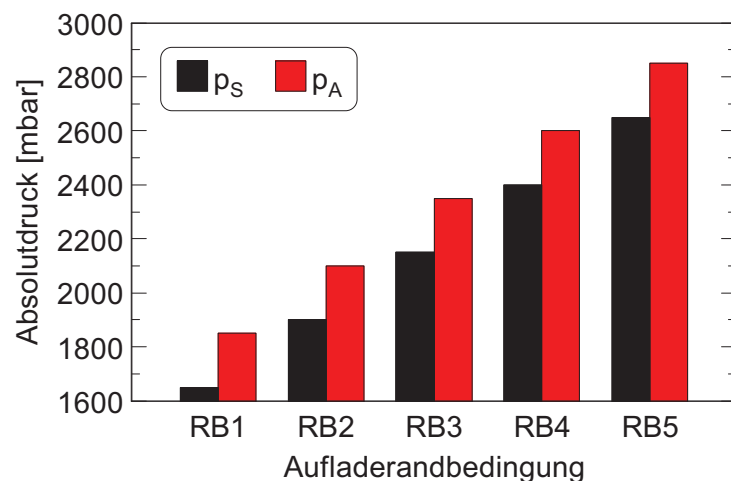


Abbildung 3-2: Lade- ( $p_s$ ) und Abgasgegendruck ( $p_A$ ) der verschiedenen Aufladerandbedingungen RB1 bis RB5 für  $n = 2000$  U/min und  $p_{mi} = 12$  bar

### 3.4 Ablauf der experimentellen Untersuchungen

Sämtliche Ergebnisse basieren auf am Motorprüfstand durchgeführten AGR-Variationen bei konstanten Werten für Drehzahl, Last, Lade- und Abgasgegendruck und der Temperatur der Frischluft vor Zumischung des zurückgeführten Abgases. Hierbei wird die Messreihe mit einer Messung ohne Abgasrückführung gestartet und dann schrittweise die AGR-Rate erhöht. Dadurch sinken die  $\text{NO}_x$ - und steigen die Rußemissionen und es ergibt sich der bereits erwähnte Ruß- $\text{NO}_x$ -Trade-Off. Bei einem Verhältnis der Ruß- zu  $\text{NO}_x$ -Emissionen, jeweils in Gramm pro Kilogramm Kraftstoff, größer gleich eins zu fünf wird die Messreihe beendet. Für eine Einspritzdruckvariation wird die AGR-Variation bei unterschiedlichen Raildrücken wiederholt. Dabei wird mit dem niedrigsten Raildruck gestartet und dieser bei jeder weiteren AGR-Variation schrittweise erhöht.

Vor jeder Einspritzdruckvariation wird ein Betriebspunkt mit niedriger Drehzahl, erhöhter Last, hoher Aufladung bei gleichfalls identischem Abgasgegendruck und ohne Abgasrückführung angefahren. Dies bewirkt einen Anstieg der Abgastemperatur bei gleichfalls niedrigen Rußemissionen, was den Abbrand von im Abgasstrang verbliebenen Rußpartikeln ermöglicht. Der Betriebspunkt wird so lange gehalten bis die wiederholt gemessene Schwarzauchzahl einen Schwellwert unterschreitet. Für jede Einspritzdruckvariation ist damit eine konstante Startbedingung bezüglich des Hintergrundrußniveaus garantiert. Aufgrund des zurückgeführten heißen Abgases erwärmt sich das Saugrohr während einer AGR-Variation. Vor der Messung des ersten Punktes einer

neuen Messreihe wird auf die Abkühlung des Saugrohrs gewartet, so dass die Temperatur der Luft im Saugrohr maximal um  $\pm 2$  K vom Sollwert abweicht. Dadurch ergeben sich gleiche Startbedingungen für jede einzelne Messreihe. Darüber hinaus wird Schwankungen der Temperatur im Saugrohr während der Messung, hervorgerufen durch eine Verstellung des AGR-Ventils und der nur langsamen Einstellung des neuen Temperaturgleichgewichts, durch eine Überwachung der Temperatur vor jeder Messung entgegengewirkt. Die Temperatur darf innerhalb von fünf Sekunden um maximal 0,1 K variieren. Dadurch wird bei konstantem Ladedruck auch das Driften des Messwerts der Frischluft- bzw. Zylinderladungsmasse verhindert. Lade- und Abgasgegendruck werden hierfür auf eine maximale Abweichung vom Sollwert von  $\pm 10$  mbar hin überwacht.

### 3.4.1 Einspritzdruck

Um bei Einspritzdruckvariationen die (mit den in Kapitel 3.1 vorgestellten Injektoren und Düsen) erreichten Messergebnisse vergleichen zu können, gilt es, einen geeigneten Vergleichsparameter für den Einspritzdruck zu finden, der unabhängig ist vom Injektorkonzept und Düsendurchfluss. Insbesondere der Raildruck bietet sich hier nicht an, da Injektor 3 im Gegensatz zu den beiden anderen Injektoren den Raildruck noch intern verstärkt. Aus verbrennungstechnischer Sicht ist der Druck, mit dem der Kraftstoff letztlich in den Brennraum eingespritzt wird, entscheidend. Er bestimmt die Austrittsgeschwindigkeit des Strahls am Düsenloch und ist somit verantwortlich für sämtliche Strahleigenschaften, die auf dieser Geschwindigkeit basieren. Dieser Druck an den Spritzlöchern des Injektors wird bei Verwendung von Sacklochdüsen wie in dieser Arbeit als Sacklochdruck ( $p_{Sack}$ ) bezeichnet. Vor allem bei Betrieb des Injektors im Verbrennungsmotor ist das Innere der Düse aber nur sehr schwer zugänglich, um dort eine Druckmessstelle zu applizieren und den Sacklochdruck zu erfassen. Daher muss auf 1D-Simulationen der hydraulischen Vorgänge im Injektor zurückgegriffen werden, wenn dieser Druck bestimmt werden soll.

Für diese Arbeit stehen Simulationsergebnisse des Sacklochdrucks aller Injektor-Düsenkombinationen für diverse Raildrücke und Einspritzmassen (bzw. Ansteuerdauern) zur Verfügung. Die Simulationen wurden im Hause Bosch unter Verwendung der Software LMS AMESim und einem Bosch-internen Düsenmodell erstellt. Sie lieferten Sacklochdruckverläufe über der Zeit, sowie Kennfelder des über der Einspritzdauer gemittelten Sacklochdrucks ( $p_{Sack,m}$ ) als Funktion des Raildrucks und der eingespritzten Kraftstoffmasse. Aus den Kennfeldern wurden vom Autor dieser Arbeit Funktionen entwickelt, die es ermöglichen, für ein beliebiges Wertepaar aus Raildruck und Kraftstoffmasse den gemittelten Sacklochdruck zu berechnen.



Abbildung 3-3 zeigt die Simulationsergebnisse für Sacklochdruckverläufe der Injektoren 2 und 3 bei einer eingespritzten Kraftstoffmasse von 35 mg und einem mittleren Sacklochdruck von etwa 1945 bar. Deutlich ist der Effekt des internen Druckverstärkers von Injektor 3 zu erkennen. Während der Sacklochdruckverlauf von Injektor 2 im mittleren, quasistationären Teil der Einspritzung nur leicht ansteigt, steigt der Druck im Injektor 3 wegen seines Verstärkers weiter an, bevor er dann schon früh wieder zu sinken anfängt. Der Abfall des Sacklochdrucks läuft dabei vergleichsweise langsam ab, sodass sich im Vergleich zu Injektor 2 ein deutlich unterschiedlicher Druckverlauf ergibt. Die Kurve des Injektors 1 wäre in diesem Diagramm derjenigen des Injektors 2 sehr ähnlich und ist deshalb der Übersichtlichkeit wegen nicht dargestellt. Aufgrund der größeren Drosselverluste im Injektor 1 müsste jedoch im Vergleich zu Injektor 2 für einen mittleren Sacklochdruck von 1945 bar ein etwas höheres Raildruckniveau gewählt werden.

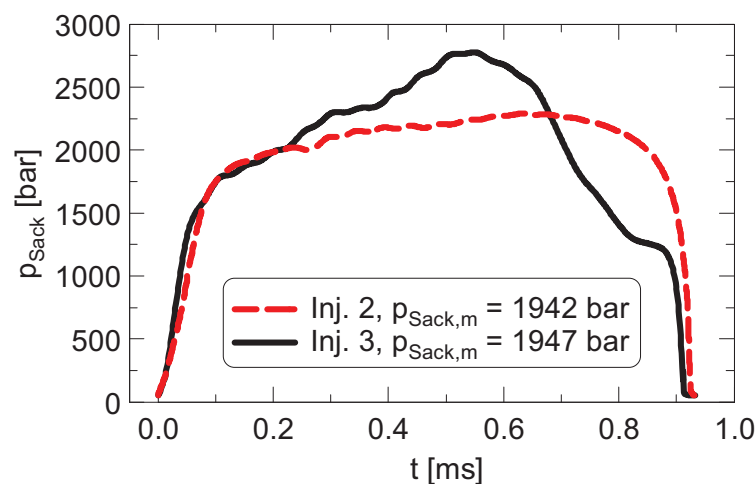


Abbildung 3-3: Vergleich der simulierten Sacklochdruckverläufe  $p_{Sack}$  über der Zeit  $t$  bei einem über der Einspritzdauer gemittelten Sacklochdruck von  $p_{Sack,m} \approx 1945$  bar und einer eingespritzten Kraftstoffmasse von  $m_f = 35$  mg; Injektor 2 und 3 mit Düse 1

Die Gegenüberstellung der Kurven bei identischem mittlerem Sacklochdruck zeigt, dass die Einspritzdauern bei konstanter Kraftstoffmasse lediglich um 0,5 % voneinander abweichen. Das bedeutet, dass aus dem mittleren Sacklochdruck auch eine mittlere Einspritzrate hervorgeht, die bei konstanter Einspritzdauer die Gesamtmasse des eingespritzten Kraftstoffs bestimmt. Dieser Aspekt spricht dafür, den mittleren Sacklochdruck als Skalierungsgröße für Einspritzdruckvariationen verschiedener Injektorkonzepte zu verwenden.

In Kapitel 6 werden einige im Verlauf der Arbeit verwendeten Kenngrößen und Modelle vorgestellt, die der Literatur entnommen sind. Insbesondere sind dies Ergebnisse von

Brennkammeruntersuchungen aus [48] und [159]. Die Größen basieren dabei auf dem Einspritzdruck, der jeweils mit dem Raildruck gleichgesetzt wird. Zwei Gründe machen diese Vereinfachung plausibel. Zum Einen werden bei diesen Untersuchungen die Injektoren sehr lange angesteuert (etwa 4 ms) und die Beobachtungen nur während der stationären Phase der Einspritzung, wenn der Einspritzstrahl vollständig ausgebildet ist, durchgeführt. Für die Zeit der Beobachtungen kann also von einem konstanten Einspritzdruck ausgegangen werden. Zum Anderen handelt es sich bei den Injektoren nicht um Serien- oder seriennahe Komponenten, die z.B. die Anforderungen für Mehrfacheinspritzungen erfüllen müssen. Sie sind nur darauf abgestimmt, die Düsennadel extrem schnell zu öffnen und zu schließen und bei geöffneter Nadel eine möglichst hohe Einspritzrate zu liefern. Drosselverluste in den Injektoren sind deshalb weitgehend minimiert. Der Einspritzdruck ist während der Beobachtungen folglich konstant und ungefähr gleich dem Raildruck. Diese Tatsache bekräftigt die Wahl eines konstanten und an den Spritzlöchern anliegenden Drucks als Vergleichsgröße für die Einspritzdruckvariationen in dieser Arbeit.

Darüber hinaus unterstützt auch der Vergleich in Abbildung 3-4 diesen Ansatz. Dargestellt sind die Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Offs aller Injektoren für zwei verschiedene Aufladerandbedingungen bei jeweils vergleichbarem mittlerem Sacklochdruck. Das Einspritzmuster ist jeweils eine einfache Haupteinspritzung (HE). Der geometrische Strahlursprung (GSU), sprich der Abstand vom Zylinderkopf zum Schnittpunkt der Einspritzstrahlmittellachsen mit der Injektormittellachse, ist für alle Injektoren gleich. Zur Bestimmung des GSU zeigt Kapitel 10.2 im Anhang eine Prinzipskizze. Aus der Abbildung der Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Offs ist zu erkennen, dass die Kurven der drei Injektoren bei beiden Aufladerandbedingungen annähernd deckungsgleich verlaufen. Unabhängig vom Injektorkonzept ergeben sich also bei konstanten Werten für Aufladung und mittleren Sacklochdruck in diesem Betriebspunkt vergleichbare Emissionen über einer AGR-Variation. Die Unabhängigkeit vom Sacklochdruck- bzw. Einspritzratenverlauf korreliert mit den Untersuchungsergebnissen bei höheren Lasten in [51], [144] und [159].

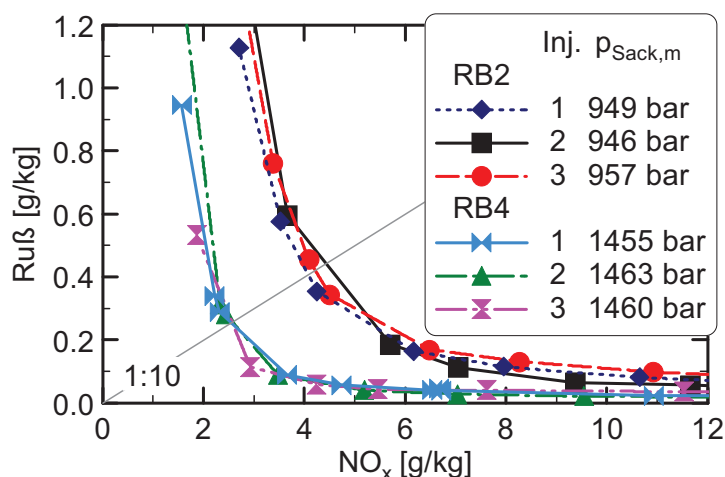


Abbildung 3-4: Vergleich der Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Offs (AGR-Variationen) für Aufladerandbedingung RB2 und einen mittleren Sacklochdruck von  $p_{Sack,m} \approx 950$  bar bzw. RB4 und  $p_{Sack,m} \approx 1460$  bar; Die Diagonale zeigt ein Ruß/NO<sub>x</sub>-Verhältnis von 1:10 an; Injektor 1 bis 3 mit Düse 1;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Aus obigen Betrachtungen wird deutlich, dass der über der Einspritzdauer gemittelte Sacklochdruck ein sinnvoller Vergleichsparameter für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit ist. Da es sich beim Druck an den Spritzlöchern bzw. im Sackloch um den eigentlichen Einspritzdruck handelt, werden im Folgenden nur noch die Termini Einspritzdruck  $p_{Inj}$  ( $= p_{Sack}$ ) und für den über die Spritzdauer gemittelten Sacklochdruck mittlerer Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  ( $= p_{Sack,m}$ ) verwendet.

### 3.4.2 Einspritzzeitpunkt

Die Haupteinflussgrößen zur Beschreibung des Einspritzdruckpotenzials, vorgestellt bzw. abgeleitet in Kapitel 6, stellen Eigenschaften des Einspritzstrahls und davon unmittelbar abhängige Brennraumkenngrößen in den Vordergrund. Da der Kraftstoffstrahl bei gegebenem Einspritzsystem, außer vom Einspritzdruck, insbesondere von den thermodynamischen und geometrischen Umgebungsbedingungen im Brennraum beeinflusst wird, ist die Kontrolle dieser Bedingungen von großem Interesse. Liegt der Fokus auf den Einflüssen der Strahleigenschaften, sollten die Randbedingungen möglichst konstant gehalten werden. Für die Phase der Strahlenpenetration bis zum Brennbeginn wird dies durch geeignete Wahl des Einspritzzeitpunkts erreicht. Der Spritzbeginn (SB) wird deshalb für alle Messreihen einer Einspritzdruckvariation konstant gehalten. Auch für die Variationen der weiteren Größen Ladedruck, Motordrehzahl, Last und Lage des geometrischen Strahlursprungs bleibt der Spritzbeginn unverändert. Außer bei der GSU-Variation, bei der die geometrischen

Zusammenhänge im Brennraum explizit verändert werden sollen, trifft die Strahlspitze somit auf konstante geometrische und vergleichbare thermodynamische Umgebungsbedingungen.

Ein fester Ansteuerbeginn (AB) für alle Injektor-Düsenkombinationen wäre für den Prüfstandsbetrieb einfacher zu applizieren, letztlich aber nicht zielführend. Die Injektoren weisen nämlich unterschiedliche Verzugszeiten zwischen Ansteuerbeginn und Spritzbeginn auf. Dieser sogenannte Spritzverzug variiert weiterhin mit dem Raildruck, wobei diese Abhängigkeit bei den beiden Injektorkonzepten ungleich stark ausgeprägt ist. Bei einem Düsenvergleich mit konstantem Ansteuerbeginn würden ebenfalls die Spritzbeginne voneinander abweichen. Beim Injektor mit niedrigerem Düsendurchfluss, sprich kleineren Düsenlöchern, baut sich aufgrund der stärkeren Drosselung des Kraftstoffstroms bei Ansteuerbeginn der Düsenraumdruck schneller auf. Dieser Druck wirkt der Feder zum Niederhalten der Düsennadel entgegen und bewirkt ein schnelleres Nadelöffnen bzw. einen kürzeren Spritzverzug.

Für die Einspritzdruckvariationen kommen generell auch Vergleiche mit einem definierten 50%-Umsatzpunkt in Frage, denn bei Einhaltung eines konstanten Kurbelwinkels für diesen Umsatzpunkt stellt sich ein vergleichbarer indizierter Verbrauch ein. Mit abnehmendem Einspritzdruck muss bei gegebener Last die Einspritzdauer verlängert werden. Damit wird aber auch die Brenndauer länger und für die Beibehaltung des 50%-Umsatzpunkts muss der Spritz- bzw. Ansteuerbeginn Richtung früh verschoben werden. Die Umgebungsbedingungen für den eindringenden Kraftstoffstrahl bis zum Brennbeginn, verändern sich hierdurch mit jeder Einspritzdrucksteigerung deutlich, was nicht mit der Forderung nach vergleichbaren Randbedingungen vereinbar ist. Eine Gegenüberstellung der Varianten mit konstantem Spritzbeginn bzw. 50%-Umsatzpunkt hinsichtlich Zylinderdruck- und Heizverlauf ist Kapitel 10.3 im Anhang zu entnehmen.

Um die Motorversuche bei gleichem Einspritzbeginn durchführen zu können, muss der Zusammenhang zwischen Ansteuer- und Spritzbeginn genau bekannt sein. Hierfür wurden im Vorfeld dieser Arbeit für alle Injektor-Düsenkombinationen die Spritzverzüge als Funktion vom Raildruck mittels optischer Strahlanalyse ermittelt. Als Spritzverzug wurde die Zeitspanne vom Ansteuerbeginn des Injektors bis zum Erscheinen der ersten Kraftstofftröpfchen an den Spritzlöchern definiert. Kapitel 10.4 im Anhang zeigt beispielhaft eine Bildersequenz des Spritzbeginns.

### 3.4.3 Zu vergleichende Messwerte

In der Literatur werden meist die isolierten Einflüsse einzelner Parameter auf die dieselmotorische Verbrennung analysiert, da somit durch eine Parametervariation hervorgerufene Effekte direkt auf die Variation zurückzuführen sind. So werden beispielsweise in [71], [126] und [141] durch Motorversuche der Einfluss des Einspritzdrucks auf Emissionen, Heizverlauf, Zündverzug oder Verbrauch bei konstantem Luftverhältnis ermittelt, oder die Auswirkungen einer Ladedruck-, Last- bzw. Drehzahlvariation bei ansonsten konstanten Randbedingungen analysiert. Dieses Vorgehen lässt oft kaum Rückschlüsse auf den Motorbetrieb in der Praxis zu. Über das Betriebskennfeld hinweg ändern sich hier zahlreiche Motor-, Einspritz- und Verbrennungsparameter gleichzeitig und es ergeben sich ebenso komplexe Veränderungen der Abgaszusammensetzung. Für den Dieselmotor von besonderem Interesse ist der Zusammenhang zwischen Ladedruck, AGR-Rate und Einspritzparametern wie dem Raildruck einerseits und den resultierenden Emissionen andererseits. In [139] und [160] werden die einzelnen Aspekte dieses komplexen Zusammenhangs zum Teil kombiniert. Bei paralleler Veränderung von Lade- und Raildruck wird z.B. die AGR-Rate variiert, dann aber lediglich die Auswirkungen auf die Rußemissionen bei konstanten  $\text{NO}_x$ -Emissionen oder umgekehrt angegeben. Es fehlt somit die Möglichkeit, das Potenzial zur gleichzeitigen Reduktion von Ruß und  $\text{NO}_x$  bewerten zu können.

Die Emissionsgesetzgebungen für Diesel-Pkw machen aber deutlich, dass die Emissionierung der Fahrzeuge stets über eine gleichzeitige Reduktion der Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen erfolgen musste bzw. muss. So wurden die Grenzwerte für Ruß und  $\text{NO}_x$  in der europäischen Gesetzgebung von der Abgasnorm EU1 bis EU4 stets so reduziert, dass das Verhältnis des Rußgrenzwerts zum  $\text{NO}_x$ -Grenzwert ungefähr gleich blieb, siehe Tabelle 3-4. Es wurde auf eins zu zehn oder etwas höher festgesetzt [160]-[163]. Mit der Abgasnorm EU5 verschob sich das Verhältnis auf 1:36 zugunsten verhältnismäßig höherer  $\text{NO}_x$ -Emissionen und stieg mit der Stufe EU6 wieder auf 1:16.

Tabelle 3-4: Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionsgrenzwerte und deren Verhältnis aus den europäischen Abgasnormen für Diesel-Pkw EU1 bis EU6 [160]-[163]

	Ruß [g/km]	NO <sub>x</sub> [g/km]	Ruß / NO <sub>x</sub> [-]
EU1	0,196	1,36 <sup>*)</sup>	1:7
EU2	0,1	0,9 <sup>*)</sup>	1:9
EU3	0,05	0,5	1:10
EU4	0,025	0,25	1:10
EU5	0,005	0,18	1:36
EU6	0,005	0,08	1:16
*) NO <sub>x</sub> + HC			

Trotz des Einsatzes von Diesel-Partikelfiltern, wird auch bei modernen EU5-Brennverfahren die Applikation nicht auf minimale NO<sub>x</sub>-Rohemissionen bei stark ansteigendem Ruß ausgelegt. Abbildung 3-5 zeigt mit dem bei der Robert Bosch GmbH entwickelten EU5-Kennfeld des Ruß/NO<sub>x</sub>-Verhältnisses, dass in weiten Kennfeldbereichen mit Abgasrückführung immer noch ein Ruß/NO<sub>x</sub>-Verhältnis um 1:10 (weißer Bereich) appliziert wird. Ein erheblicher Anteil der Betriebspunkte des europäischen Fahrzyklusses (schwarze Punkte) liegt außerdem in diesem Bereich. Hierfür gibt es mehrere Gründe. Zum Einen läuft die Verbrennung bei höheren AGR-Raten und somit höheren Rußemissionen langsamer ab und der Verbrennungsschwerpunkt wird zu späteren Kurbelwinkeln hin verschoben, was den Verbrauch ansteigen lässt [131]. Zum Anderen resultieren höhere Rußemissionen in einer stärkeren Beladung des Partikelfilters. Dieser muss dadurch öfter regeneriert werden, was durch eine Anhebung der Filtertemperatur geschieht. In der Regel wird das durch Spätverstellen der Haupt- oder Anfügen einer Nacheinspritzung erreicht. Auch die Eindüsung von Kraftstoff direkt in den Abgasstrang oder die elektrische Beheizung des Filters finden als Techniken zur Regeneration Verwendung. Alle Maßnahmen zur Anhebung der Abgas- bzw. Partikelfiltertemperatur erhöhen aber prinzipiell den Fahrzeugverbrauch, weshalb eine reduzierte Beladung des Filters durch niedrige Rohemissionen erstrebenswert ist [164], [165].

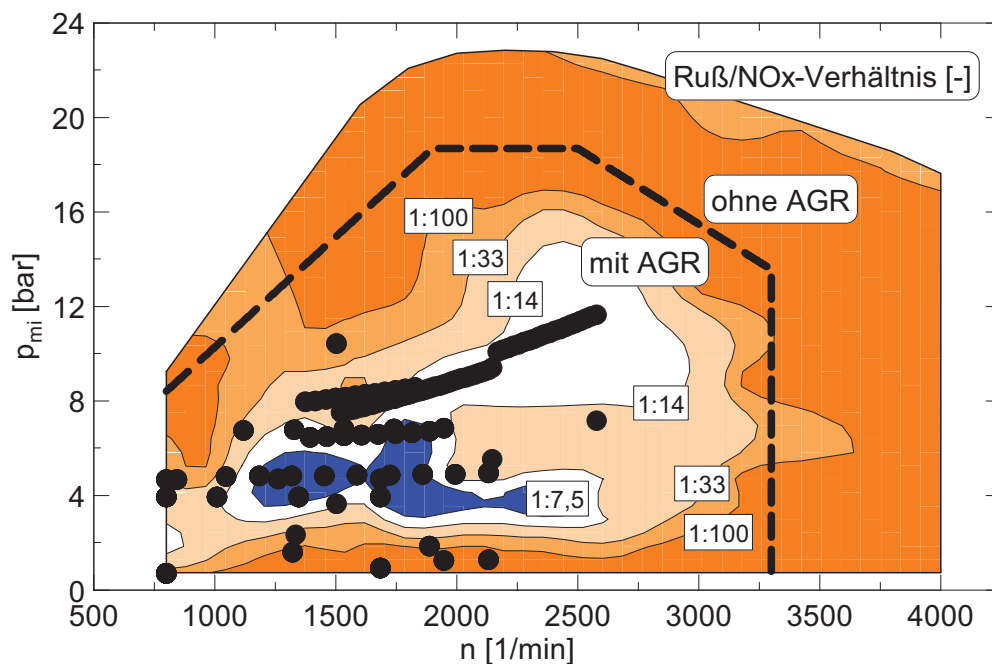


Abbildung 3-5: Verhältnis der Ruß- zu NO<sub>x</sub>-Emissionen (Emissionen in g/kg Kraftstoff) über der Drehzahl  $n$  und dem indizierten Mitteldruck  $p_{mi}$  für ein, bei der Robert Bosch GmbH entwickeltes, modernes EU5-Brennverfahren eines 1,6 l 4-Zylinder-Dieselmotors; Isolinien zeigen ein konstantes Ruß/NO<sub>x</sub>-Verhältnis an; Die gestrichelte Linie markiert die Kennfeldbereiche mit und ohne aktivierter Abgasrückführung; Die schwarzen Punkte markieren die Lastpunkte des NEFZ für ein Fahrzeug mit o.g. Motor und einer Masse von 1470 kg

Weiterhin muss bei einer Applikation des Ruß/NO<sub>x</sub>-Verhältnisses oberhalb von 1:10 eine sehr hohe Regelgenauigkeit des Luftsystems garantiert sein, da kleine Änderungen des Luft- oder AGR-Massenstroms zu großen Unterschieden der Abgasemissionen führen. Betrachtet man die in Abbildung 3-4 gezeigten AGR-Variationen, so wird dies durch die steilen Kurvenverläufe oberhalb der 1:10-Linie ersichtlich. So steigen in diesem Bereich die Rußemissionen im Mittel um 0,3 g/kg bei einer Abnahme der Frischluftmasse von nur 10 mg/Arbeitspiel. Für die beiden Aufladerandbedingungen bedeutet ein Delta von 0,3 g/kg einen Anstieg des Rußes vom 1:10-Wert aus um etwa 75 bzw. 120 %. Um extreme Rußemissionen bei Lastsprüngen zu vermeiden, muss also die Luftmassenregelung sehr exakt funktionieren oder die Applikation unempfindlicher ausgelegt werden, siehe Kapitel 2.4. Mit einem Verhältnis der Ruß- zu NO<sub>x</sub>-Emissionen von 1:10 kann eine robuste Applikation erreicht werden.

Folglich beziehen sich alle nachfolgend in dieser Arbeit gezeigten Mess- und Berechnungswerte bei AGR-Betrieb auf ein Ruß/NO<sub>x</sub>-Verhältnis von 1:10. Hierfür wird zunächst aus der AGR-Variation der Schnittpunkt der Kurve mit der 1:10-Linie durch lineare

Interpolation zwischen den Messpunkten ober- und unterhalb der 1:10-Linie ermittelt. Damit sind die Ruß- bzw.  $\text{NO}_x$ -Emissionen bestimmt. Die Lage dieses Punktes ist dann die Berechnungsgrundlage für die Interpolation aller weiteren Messwerte. Durch die lineare Annäherung ergibt sich ein Rechenwert, der vom wahrscheinlichen, kurvenförmigen Verlauf abweicht. Der Abstand der beiden Messwerte ober- und unterhalb der 1:10-Linie von der Linie selbst bestimmen die Genauigkeit dieses Werts. Der Fehler durch die lineare Interpolation beträgt für die Messreihen in dieser Arbeit maximal 4 %, siehe Kapitel 10.5 im Anhang, Abbildung 10-5.

Für die Berechnung der in Kapitel 6 eingeführten Parameter wird der Zylinderdruckverlauf als Ausgangsgröße benötigt. Der Druckverlauf desjenigen Messpunktes mit der kleineren Abweichung seines Ruß/ $\text{NO}_x$ -Verhältnisses von 0,1 (1:10) wird dabei für die Berechnungen herangezogen. Der Fehler, der dadurch entsteht, dass kein interpolierter Druckverlauf für die Rechnungen verwandt wird, ist sehr klein. Abbildung 10-6 im Kapitel 10.5 des Anhangs zeigt die Druckverläufe der beiden Messpunkte ober- und unterhalb der 1:10-Linie aus der Messreihe mit dem eben erwähnten 4%-Interpolationsfehler. Im Bereich  $\pm 30$  °KW um OT weichen die Verläufe im Mittel um lediglich 0,9 bar voneinander ab. Der wahre Druckverlauf bei einem Ruß/ $\text{NO}_x$ -Verhältnis von 1:10 liegt zwischen diesen beiden und hat demnach eine noch kleinere Differenz zum für die Berechnungen verwendeten Druckverlauf.



## 4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

In diesem Kapitel wird mithilfe von Motorversuchen das Potenzial des Einspritzdrucks zur gleichzeitigen Reduzierung der Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Emissionen analysiert. Dabei werden, wie in Kapitel 3.4 beschrieben, bei verschiedenen Einspritzdrücken AGR-Variationen durchgeführt und jeweils der Punkt im Trade-Off mit einem Emissionsverhältnis von 1:10 berechnet. Die ermittelten Werte für Ruß,  $\text{NO}_x$  und weitere, die Verbrennung charakterisierende Parameter, werden zu Kurven über dem mittleren Einspritzdruck zusammengeführt und die Verläufe diskutiert. Die Ergebnisse verschiedener Injektoren werden gegenübergestellt und die Einflüsse von Voreinspritzung, Anteil der diffusiven Verbrennung und Lage der Umsatzpunkte für 50 und 90 % umgesetzten Kraftstoff auf die Emissionskurven über dem mittleren Einspritzdruck erläutert.

### 4.1 Verlauf der Emissionen bei Einspritzdruckvariation

Bei einem konstanten Ladedruck bewirkt eine Anhebung des Einspritzdrucks einen Anstieg der  $\text{NO}_x$ -Emissionen, der vor allem bei den Betriebspunkten ohne Abgasrückführung zu sehen ist, siehe Abbildung 4-1. Mithilfe der Abgasrückführung kann die  $\text{NO}$ -Bildung durch die Absenkung der lokalen Spitzentemperaturen reduziert werden. Mit steigender AGR-Rate bzw. sinkender Sauerstoffkonzentration nehmen die  $\text{NO}_x$ -Emissionen deshalb kontinuierlich ab. Demgegenüber steigen die Rußemissionen, der AGR-Verträglichkeit entsprechend, ab einer bestimmten Abgasrückführrate deutlich an. Die AGR-Verträglichkeit ist dabei abhängig vom Einspritzdruck und wird bei einer Erhöhung des Drucks zu größeren AGR-Raten hin verschoben, vgl. Kapitel 2.3 und 2.4.

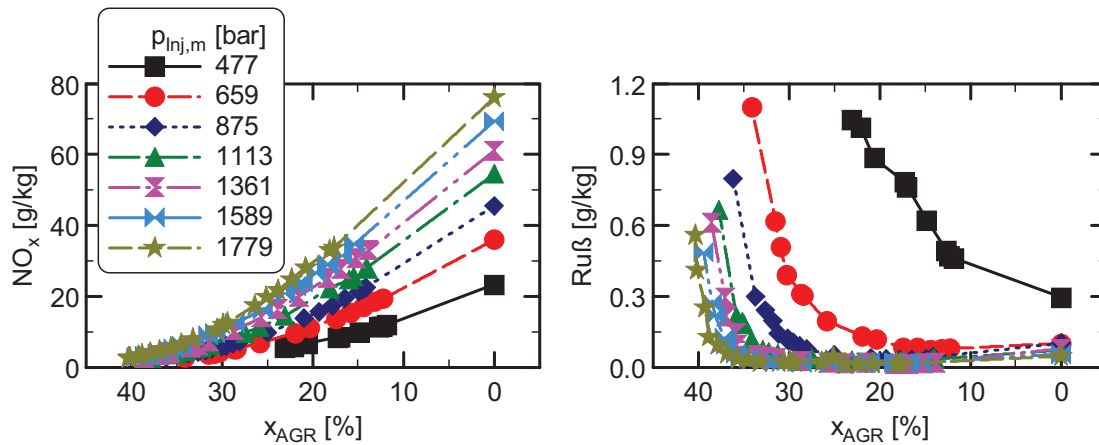


Abbildung 4-1: Vergleich der NO<sub>x</sub>- und Rußemissionen bei Variation des Einspritzdrucks (AGR-Variationen); Injektor 2 mit Düse 2; n = 2000 U/min, p<sub>mi</sub> = 12 bar, RB4, p<sub>Inj,m</sub> nach Legende für 1:10-Werte, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Der Kompromiss zwischen NO<sub>x</sub>-Reduktion und Rußanstieg ist sehr gut im Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Off zu erkennen. Abbildung 4-2 kombiniert hierfür die Diagramme aus Abbildung 4-1. Aus der Einspritzdruckvariation lässt sich ablesen, dass durch die Anhebung des Einspritzdrucks meist eine Verschiebung der Ruß-NO<sub>x</sub>-Kurve zu kleineren Emissionswerten hin möglich ist. In diesem Fall kann der Anstieg im NO<sub>x</sub> für den Startmesspunkt ohne AGR durch die bessere AGR-Verträglichkeit überkompensiert werden. Es fällt aber auf, dass die Kurvenverläufe mit zunehmendem Einspritzdruck enger beieinander liegen und ähnlicher werden. Somit reicht der Zugewinn in der AGR-Verträglichkeit nur noch aus, um den NO<sub>x</sub>-Anstieg auszugleichen. Das Potenzial einer Einspritzdrucksteigerung, den Verlauf der AGR-Variation zu kleineren Emissionen hin verschieben zu können, sinkt mit zunehmendem Einspritzdruckniveau. Die Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Offs zeigen bei der Variation des Einspritzdrucks ein asymptotisches bzw. Sättigungsverhalten.

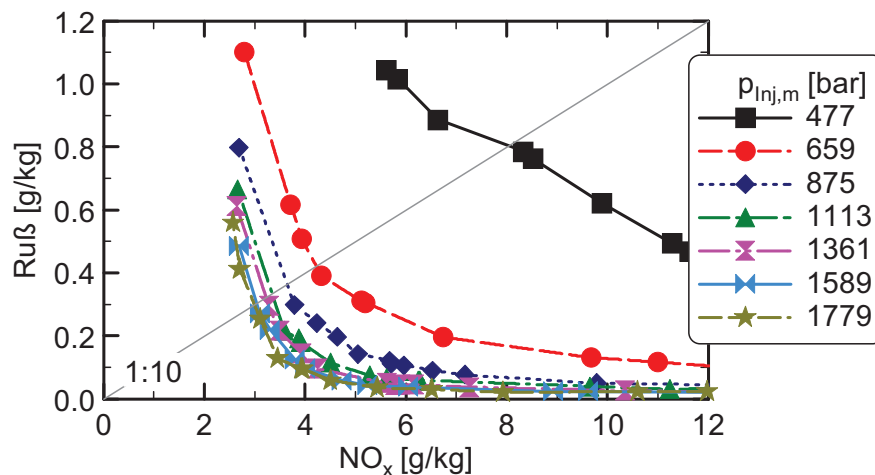


Abbildung 4-2: Vergleich der Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Offs (AGR-Variationen) bei Variation des Einspritzdrucks; die Diagonale zeigt ein Ruß/NO<sub>x</sub>-Verhältnis von 1:10 an; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, RB4,  $p_{Inj,m}$  nach Legende für 1:10-Werte, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

In der Darstellung der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen (im Verhältnis von 1:10) über dem mittleren Einspritzdruck wird das Sättigungsverhalten deutlich. Aus Abbildung 4-3 (grüne Kurve mit Dreiecken) wird für die AGR-Variationen aus obiger Abbildung die anfänglich starke Reduktion der Emissionen mit Anhebung des Einspritzdrucks ersichtlich. Bei sukzessiver Steigerung des Drucks wird die Kurve immer flacher und bleibt ab etwa 1600 bar mittlerem Einspritzdruck auf einem praktisch konstanten Level. Ein Sättigungsverhalten des Einspritzdrucks bezüglich der Reduktion der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen wird in [46] bestätigt und für die Reduktion von Ruß bei konstantem NO<sub>x</sub> in [2] und [144] ebenfalls dargestellt. Führt man die AGR-Variationen für weitere Lade- bzw. Abgasgegendruckniveaus durch, so ergeben sich die weiteren in Abbildung 4-3 aufgeführten Verläufe. Beim Vergleich der Kurven ist die Abhängigkeit des Sättigungsverhaltens von der Aufladung zu erkennen. Mit steigendem Ladedruck wird bei konstanter Last die Einspritzdrucksättigung erst bei höheren Drücken erreicht. So kann bei der Aufladerandbedingung RB1 nur mit der ersten Einspritzdrucksteigerung das Emissionsniveau gesenkt werden. Für RB2 und RB3 ergeben sich bis etwa 900 bzw. 1100 bar eine Reduktion von Ruß und NO<sub>x</sub> und bei der höchsten Aufladung ist bis zum maximalen mittleren Einspritzdruck noch keine Sättigung erkennbar.

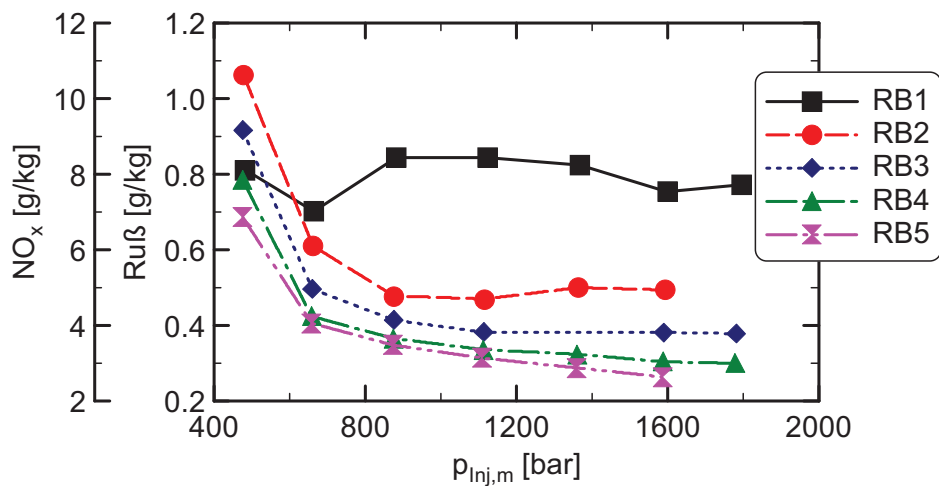


Abbildung 4-3: Vergleich der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation des Ladedrucks; Ruß- zu NO<sub>x</sub>-Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

In der Regel kann bei konstantem Einspritzdruck durch eine höhere Aufladung und damit bessere AGR-Verträglichkeit das Emissionsniveau gesenkt werden, vgl. Kapitel 2.4. Aus [166] geht hervor, dass der Einfluss des Ladedrucks auf die Emissionen mit steigender Last sogar noch zunimmt. Trotz jeweils gleicher Druckdifferenzen zwischen den einzelnen Aufladerandbedingungen schrumpft der Emissionsvorteil aber auch bei der Ladedruckvariation mit steigender Aufladung. Aus den Untersuchungen in [167] und [168] mit Injektor 3, Düse 1 und ähnlichen Aufladerandbedingungen (vgl. Tabelle 4-1) wird deutlich, dass sich das Sättigungsverhalten bei einer Einspritz- und Ladedruckvariation auch mit einem um etwa 20 % verringerten Düsendurchfluss prinzipiell nicht verändert.

## 4.2 Verlauf der AGR-Rate und des Luftverhältnisses bei Einspritzdruckvariation

Die Sättigungsbereiche, die sich für die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über dem mittleren Einspritzdruck ergeben, können parallel auch den Verläufen der AGR-Rate und des Luftverhältnisses ( $\lambda$ ) entnommen werden. Für die Abgasrückführrate sind die Kurven in Abbildung 4-4 dargestellt. Aufgrund der größeren AGR-Verträglichkeit bei höherer Aufladung liegen die Ratenverläufe mit steigendem Ladedruck insgesamt auf einem höheren Niveau. Außerdem steigt die AGR-Verträglichkeit mit dem Einspritzdruck an, was die Verläufe von links nach rechts ansteigen lässt. Es ergibt sich für die Kurven anfangs eine abflachende Steigung, die im weiteren Verlauf in einen konstanten Anstieg übergeht. Der Wechsel zum linearen Bereich korreliert mit der Sättigung der Emissionsverläufe und wird erst bei höheren Einspritzdrücken erreicht, wenn der Ladedruck angehoben wird. Im

Sättigungsbereich verlaufen die Kurven quasi parallel. Die AGR-Rate kann hier also unabhängig von den Aufladerandbedingungen mit steigendem Einspritzdruck erhöht werden.

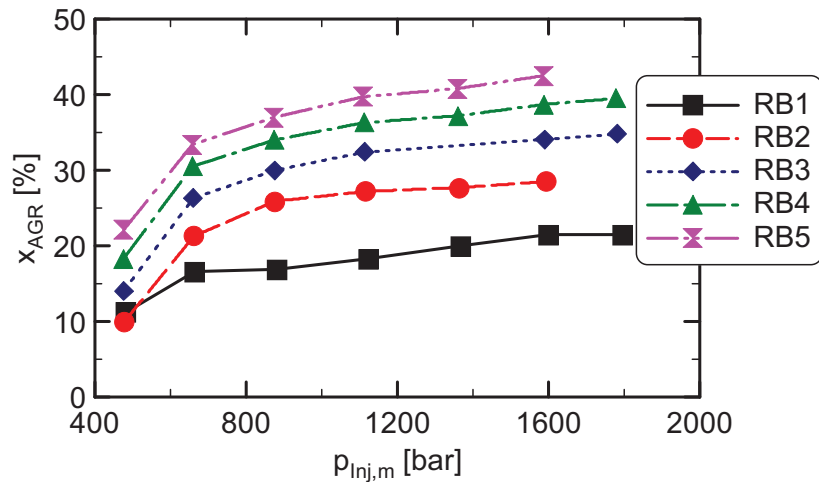


Abbildung 4-4: Vergleich der AGR-Rate  $x_{AGR}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation des Ladedrucks; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Die deutlichste Steigerung der Abgasrückführrate ist beim ersten Einspritzdrucksprung möglich. Dadurch ergibt sich auch die größte Emissionsreduktion, vgl. Abbildung 4-3. Dieser AGR-Anstieg schlägt sich auch in den Kurven der Luftverhältnisse über dem mittleren Einspritzdruck nieder, siehe Abbildung 4-5. Die Kurven verhalten sich entsprechend den AGR-Verläufen und fallen zwischen den ersten beiden Einspritzdruckniveaus am weitesten ab. Sie sind weiterhin durch ein degressives Gefälle charakterisiert, das bei größeren Einspritzdrücken in einen Bereich mit linearem Abfall übergeht. Auch dieser Wechsel der Kurvenform korreliert mit dem Sättigungsverhalten der Emissionen. Im Bereich der Sättigung liegen die Kurven des Luftverhältnisses praktisch parallel, was sich mit den Erkenntnissen aus den AGR-Kurven deckt. Aufgrund der größeren Frischluftmasse bei höherer Aufladung liegen die Lambdaverläufe mit steigendem Ladedruck insgesamt auf einem höheren Niveau. In diesem Fall steigt zwar auch die AGR-Verträglichkeit bzw. -rate, die zu einem sinkenden Luftverhältnis führt, aber die Absenkung fällt geringer aus als der ursprüngliche Zuwachs durch die höhere Aufladung. Der prinzipielle Verlauf des Luftverhältnisses bei einer Einspritzdrucksteigerung wird durch die Ausführungen in [51] bestätigt.

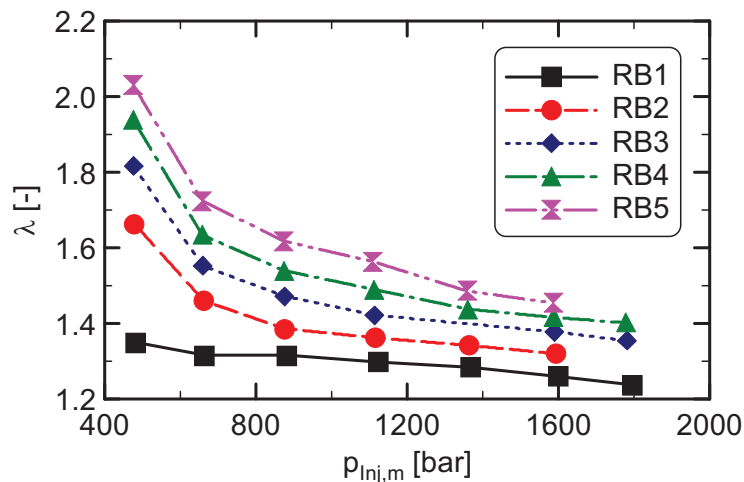


Abbildung 4-5: Vergleich der Luftverhältniswerte  $\lambda$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation des Ladedrucks; Ruß- zu  $\text{NO}_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar,  $\text{SB} = 1,5$  °KW nOT,  $\text{GSU} = 2,25$  mm, nur HE

Die Ergebnisse in [167] und [168] zeigen, dass die Kurven der Emissionen, der AGR-Raten sowie der Luftverhältnisse über dem mittleren Einspritzdruck bei Variation des Spritzbeginns um  $\pm 2$  °KW (Basis = 1,5 °KW nOT) ihre charakteristische Form nicht verändern. Es zeichnet sich aber für den hier untersuchten Betriebspunkt ( $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar) bei späterem Spritzbeginn eine leichte Verschiebung des Sättigungsbereichs hin zu höheren Einspritzdrücken ab.

### 4.3 Injektorvergleich bei Einspritzdruckvariation

In Kapitel 3.4.1 wird die Verwendung des mittleren Einspritzdrucks als Vergleichsparameter erläutert und Kapitel 3.4.2 begründet die Einstellung eines konstanten Spritzbeginns bei den Motorversuchen. Die Plausibilität beider Maßnahmen kann über einen Injektorvergleich überprüft werden. Einerseits bildet sich während der Einspritzung in Injektor 1 und 2 ein Druckverlauf im Sackloch aus, der signifikant von dem des Injektors 3 mit internem Druckverstärker abweicht, vgl. Abbildung 3-3. Andererseits zeichnen sich alle Injektoren durch unterschiedliche Spritzverzugszeiten aus, die sowohl im Absolutniveau als auch in der Abhängigkeit vom Raildruck voneinander abweichen.

Abbildung 4-6 stellt hierfür die Ergebnisse der Einspritz- und Ladedruckvariationen vor, durchgeführt bei 2000 U/min und 12 bar  $p_{mi}$  mit allen Injektoren und jeweils der Düse 1. Aus den Diagrammen für die Ruß- $\text{NO}_x$ -Emissionen und die AGR-Rate über dem mittleren Einspritzdruck wird die gute Übereinstimmung der Messwerte aller Injektoren ersichtlich. Die Emissionen und Abgasrückführraten liegen für die Injektoren im gesamten

Einspritzdruckbereich auf den gleichen Absolutniveaus. Dies gilt für alle Randbedingungen RB1 bis RB4. Insbesondere beschreiben die Kurven jeweils das gleiche Sättigungsverhalten. Dabei setzen die Ergebnisse des Injektors 3 die Kurvenverläufe, die im niedrigen Einspritzdruckbereich zunächst durch den Injektor 1 bestimmt werden, sinnvoll fort.

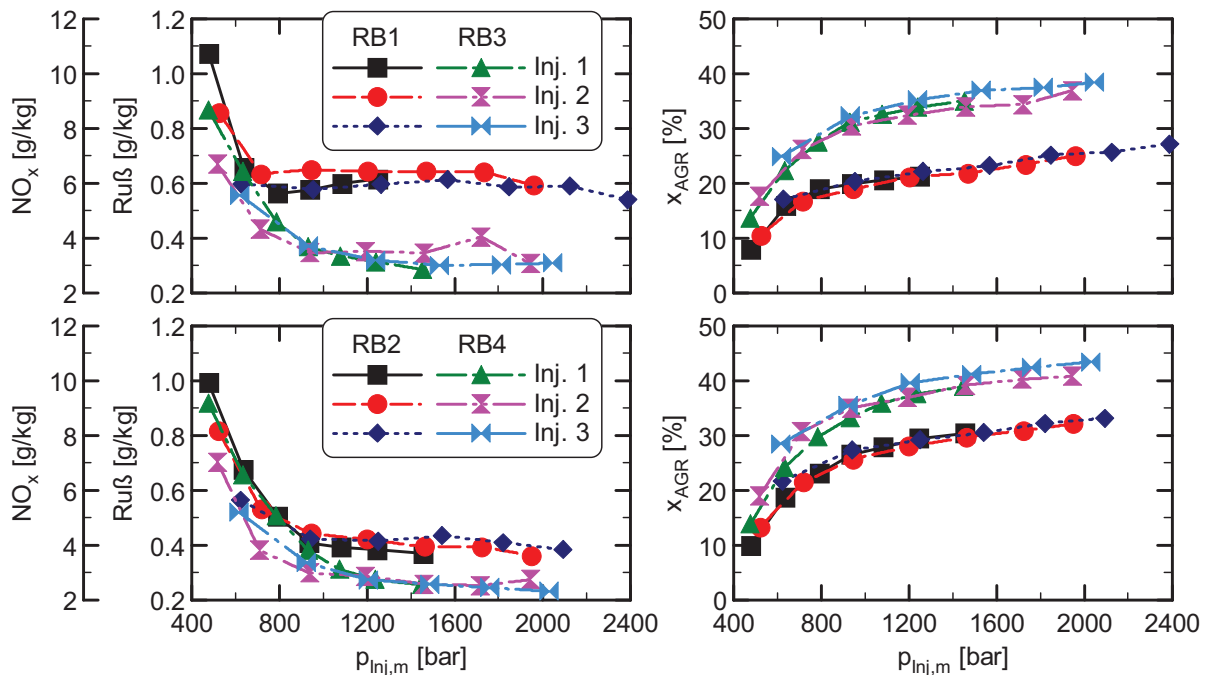


Abbildung 4-6: Vergleich der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen und AGR-Raten  $x_{AGR}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{inj,m}$  für verschiedene Injektoren bei Variation des Ladedrucks; Aufladerandbedingungen RB1 und RB3 oben, RB2 und RB4 unten; Ruß- zu NO<sub>x</sub>-Emissionen = 1:10; Injektoren 1 bis 3 mit Düse 1;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Der Injektorvergleich bestätigt also die Plausibilität des mittleren Einspritzdrucks als Vergleichsparameter und die Anwendung eines konstanten Spritzbeginns für alle Untersuchungen. Die Ergebnisse zeigen im Besonderen, dass die erreichbaren Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen im Verhältnis von 1:10 für die hier betrachteten Systeme und Betriebspunkte nur unbedeutend von der Art der Einspritzdruckerzeugung bzw. des Sacklochdruckverlaufs während der Einspritzung beeinflusst werden. Vielmehr zeichnet der mittlere Einspritzdruck für das Emissionsniveau verantwortlich. Beachtenswert ist, dass dies auch für sehr hohe Einspritzdrücke und damit kurze Spritzdauern gilt, die den Unterschied zwischen den Druckverläufen im Sackloch in den Injektoren 3 bzw. 1 und 2 größer werden lassen.

#### 4.4 Einfluss einer Voreinspritzung auf das Sättigungsverhalten

Um die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen möglichst eindeutig analysieren zu können, werden die Motorversuche mit einer Einfacheinspritzung durchgeführt. So wird die Anzahl der variablen und möglicherweise fehlerbehafteten Parameter minimiert und die Brennraumbedingungen zu Beginn der (Haupt-)Einspritzung können besser kontrolliert und präziser bestimmt werden. Dennoch ist der Abgleich der gewonnenen Erkenntnisse mit einem praxisrelevanten Einspritzmuster von Interesse, da auch schon die Betrachtung der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen im Verhältnis von 1:10 auf eine praxisnahe Bewertung des Einspritzdruckpotenzials abzielt.

Abbildung 4-7 veranschaulicht die Ergebnisse der Variation des Einspritzdrucks und der Aufladerandbedingungen bei Verwendung eines konventionellen Einspritzmusters mit einfacher Voreinspritzung (VE). Der Spritzbeginn ( $SB_{VE}$ ) und die Kraftstoffmasse der Voreinspritzung ( $m_{f,VE}$ ) sind konstant 19,5 °KW vOT und 2 mg. Damit ergibt sich für alle Messpunkte eine vergleichbare Wärmefreisetzung durch die VE und es kann von analogen Ausgangsbedingungen für die Haupteinspritzung ausgegangen werden. Die Heizverläufe für unterschiedliche Lade- und Einspritzdrücke bei Betrieb mit Voreinspritzung können Abbildung 10-7 im Anhang entnommen werden. Die Haupteinspritzung wird wie in obigen Versuchen unverändert bei 1,5 °KW nOT ( $SB_{HE}$ ) abgesetzt. In der Abbildung werden die Resultate mit den Ergebnissen derselben Injektor-Düsenkombination bei Applikation einer Einfacheinspritzung mit gleichem Spritzbeginn verglichen. Dieser Vergleich wird mit den Aufladerandbedingungen aus [167] und [168] angeführt, die in folgender Tabelle nochmals aufgelistet sind.

Tabelle 4-1: Aufladerandbedingungen gemäß [167] und [168]

Aufladerand- bedingung	Ladedruck [mbar]	Abgasgegendruck [mbar]
RB1*	1530	1690
RB2*	1740	1920
RB3*	2100	2740
RB4*	2330	2550

In den Diagrammen ist für den Betrieb mit Voreinspritzung ebenfalls ein Sättigungsverhalten zu erkennen. Die Emissions- und AGR-Ratenkurven weisen für beide Einspritzmuster bei allen Ladedrücken ähnliche Verläufe auf. Die Differenzen zwischen den Kurven sind bei niedrigen Einspritzdrücken am größten und werden mit steigendem  $p_{Inj,m}$  reduziert. Auf der höchsten Einspritzdruckstufe ergeben sich vergleichbare Messwerte. Dabei liegen die



Emissionsverläufe des VE-Einspritzmusters insgesamt auf einem höheren Niveau, da die Zuschaltung einer Voreinspritzung ohne Anpassung des Einspritzdrucks und des Einspritzbeginns der Haupteinspritzung in der Regel einen Anstieg der Rußemissionen mit sich bringt [16], [169], [170], [171]. Aufgrund des erhöhten Temperaturniveaus der Hauptverbrennung kann es ebenfalls zu einem Anstieg der  $\text{NO}_x$ -Emissionen kommen [16]. Der Einfluss der VE sinkt mit steigendem Einspritzdruck. Dies wird ersichtlich, wenn man den mittleren Einspritzdruck der Voreinspritzungen miteinander vergleicht. Da für alle Raildrücke der Sacklochdruck über der Einspritzmasse bei Null (für null Masse) startet, sind die mittleren Einspritzdrücke bei kleinen Voreinspritzmassen quasi unabhängig vom Raildruck. Die in [141] veröffentlichten Simulationsergebnisse des mittleren Sacklochdrucks über der eingespritzten Masse verdeutlichen dies. Die Verläufe laufen mit abnehmender Einspritzmasse aufeinander zu. Damit kann für die Voreinspritzung angenommen werden, dass sie über dem gesamten Einspritzdruckbereich mit dem gleichen mittleren Einspritzdruck abgesetzt wird und demnach vergleichbar abläuft. Der mittlere Sacklochdruck der Haupteinspritzung aber steigt mit dem Raildruck an. Er sorgt so für eine bessere Gemischaufbereitung, die mit steigendem Einspritzdruck an Einfluss gewinnt, wie an den (außerhalb der Sättigungsbereiche) generell fallenden Emissionskurven in Abbildung 4-7 zu erkennen ist. Der gleichbleibende Einfluss der Voreinspritzung ist ab einem bestimmten Niveau gegenüber dem der Haupteinspritzung vernachlässigbar und die Emissionsnachteile durch die VE somit minimal.

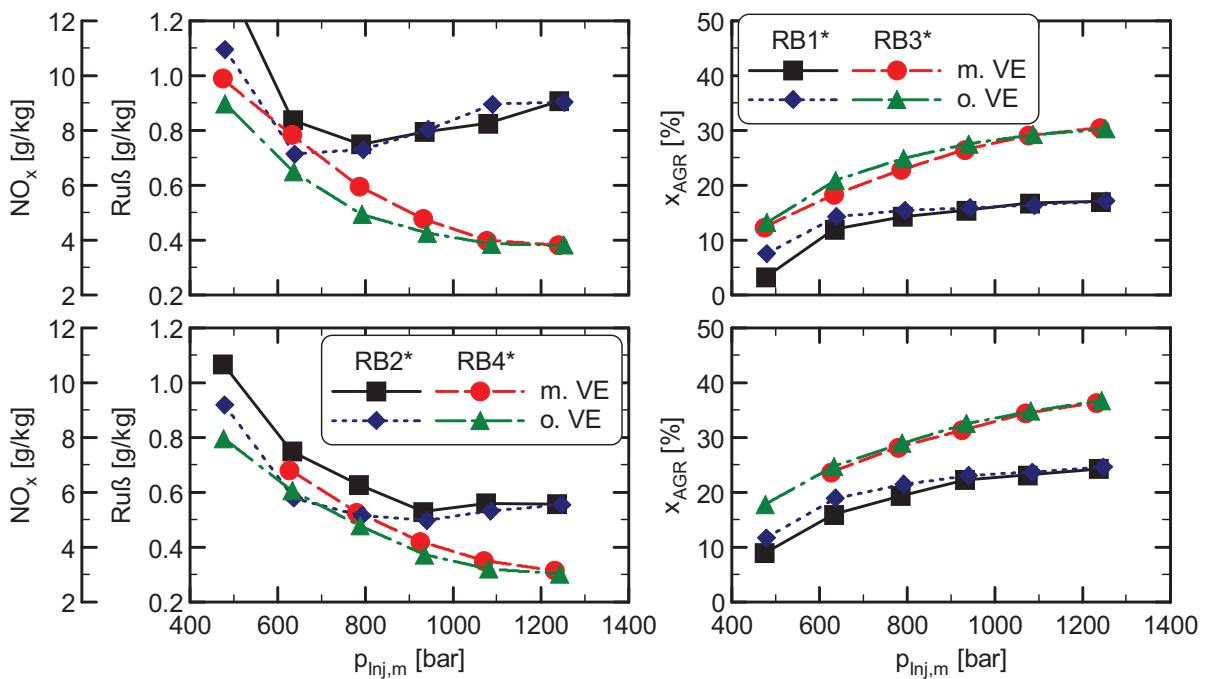


Abbildung 4-7: Vergleich der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen und AGR-Raten  $x_{AGR}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{inj,m}$  für die Einspritzmuster HE und VE-HE bei Variation des Ladedrucks; Aufladerandbedingungen RB1\* und RB3\* oben, RB2\* und RB4\* unten; Ruß- zu NO<sub>x</sub>-Emissionen = 1:10; Injektor 1 mit Düse 1;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar,  $SB_{VE} = 19,5$  °KW vOT,  $m_{f,VE} = 2$  mg,  $SB_{HE} = 1,5$  °KW nOT,  $GSU = 2,25$  mm

Wie in Abbildung 4-7 ersichtlich, laufen bei Verwendung eines Einspritzmusters mit Voreinspritzung die Emissionskurven erst bei etwas höheren Einspritzdrücken in den Sättigungsbereich. Damit gilt die Aussage über die Existenz eines Einspritzdruck-Sättigungsverhaltens bezüglich der Reduktion der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen auch für ein praxisrelevantes Einspritzmuster. Es ist zu vermuten, dass sich auch bei noch komplexeren Mustern eine Sättigung einstellt. Wie bei dem hier überprüften Einspritzmuster werden die Sättigungsbereiche wahrscheinlich quantitativ von denen der Einfacheinspritzung abweichen. Das ähnliche Verhalten der beiden Einspritzmuster legitimiert für den Fortgang der Arbeit die Verwendung einer einfachen Haupteinspritzung, um die Komplexität des zu untersuchenden Systems möglichst gering zu halten und die Brennverfahrensanalyse damit zu vereinfachen, ohne die Praxisrelevanz zu vernachlässigen.

#### 4.5 Einfluss des Anteils der diffusiven Verbrennung auf das Sättigungsverhalten

Durch die Applikation eines konstanten Spritzbeginns über den gesamten Einspritzdruckbereich hinweg verändert sich der Anteil der diffusiven Verbrennung mit dem

Einspritzdruck [166]. Auch durch den Ladedruck wird dieser Anteil beeinflusst, der einen bedeutenden Einfluss auf die Verbrennung und Emissionsbildung haben kann. Der Einfluss der diffusiven Verbrennung auf das in dieser Arbeit ermittelte Sättigungsverhalten wird deshalb nachfolgend analysiert und bewertet.

Die laseroptischen Untersuchungen in [1] verdeutlichen, dass sich die Zündverzugszeit aufgrund der verbesserten Gemischaufbereitung mit steigendem Einspritzdruck verkürzt. Üblicherweise bewirkt eine kleinere Zündverzugszeit eine Reduktion des Vormischanteils bzw. eine Erhöhung des diffusiven Anteils der Verbrennung. Dagegen steigt die Einspritzrate mit dem Einspritzdruck an, sodass während einer konstanten Zündverzugszeit mehr Kraftstoff eingespritzt und der Vormischanteil ansteigen würde. Bei Abgasrückführung, sprich Reduktion des Sauerstoffgehalts der Zylinderladung, würde sich der Zündverzug aufgrund der langsameren Reaktionsraten vergrößern und damit auch der Vormischanteil [96]. Der Aspekt der Einspritzzeitverkürzung bei Einspritzdrucksteigerung bewirkt gleichfalls indirekt einen Anstieg des Vormischanteils. Für den Anteil der diffusiven Verbrennung wird folgende Definition aus dem Verhältnis der Zeitdifferenz von Spritz- und Brennbeginn (BB), also der Zündverzugszeit (ZV), und der Spritzdauer (SD) festgelegt.

$$x_{diff} = 1 - \frac{ZV}{SD} = 1 - \frac{BB - SB}{SD} \quad (4-1)$$

Die Einspritzrate wird hierbei näherungsweise als konstant vorausgesetzt. Daraus folgt eine konservative Abschätzung des diffusiven Verbrennungsanteils, da eine reale, nicht unendlich schnell ansteigende, Einspritzrate den Vormischanteil reduzieren würde. Der Anteil der bis BB eingespritzten Kraftstoffmasse hängt somit nur von der Zeit ab. Die oben genannten Einflüsse wirken teilweise gegensätzlich auf die Verbrennungsanteile. Letztlich resultieren sie in den in Abbildung 4-8 gezeigten Verläufen für den Anteil der diffusiven Verbrennung  $x_{diff}$ . Aus [166] sind darüber hinaus für Einspritzdruck- und Spritzbeginnvariationen an den Betriebspunkten 2000 U/min, 12 und 16 bar  $p_{mi}$ , RB2 und RB4, Injektor 2 mit Düse 1 die Zündverzugszeiten und Vormischanteile zu entnehmen. Wie in Abbildung 4-8 zu sehen ist, überwiegt der Einfluss der Zündverzugsverkürzung mit steigendem Einspritzdruck in weiten Bereichen des Versuchsraums. Lediglich bei sehr niedrigen Einspritzdrücken und Aufladerandbedingungen sinkt der diffusive Anteil mit Erhöhung des Einspritzdrucks merklich. Da der Zündverzug mit einer Erhöhung der Ladungsdichte bzw. des Ladedrucks kleiner wird und den Vormischanteil reduziert, liegen die Kurven bei steigender Aufladung auf einem höheren Niveau [1]. Dieser Trend wird in [137] bestätigt. Insgesamt ergeben sich für den diffusiven Anteil sehr große Werte, die bei einer Last von 12 bar  $p_{mi}$  bereits mit der niedrigsten Aufladung oberhalb von 80 % liegen. Bei einer Steigerung des diffusiven Anteils, also Minderung des Vormischanteils, erhöhen sich tendenziell die Rußemissionen [170],

[172]. Die steigenden Anteile der diffusiven Verbrennung und gleichfalls sinkenden Emissionen bei den hier untersuchten Einspritz- oder Ladedrucksteigerungen widersprechen diesem Trend. Weiterhin befindet sich der diffusive Anteil der Verbrennung generell auf sehr hohem Niveau und variiert bei einer Einspritzdruckvariation nur um wenige Prozentpunkte. Schließlich zeigen die Kurven in Abbildung 4-8 insbesondere kein Sättigungsverhalten. Aus diesen Gründen kann davon ausgegangen werden, dass das Potenzial des Einspritzdrucks zur Emissionsreduktion nur unwesentlich vom diffusiven Verbrennungsanteil beeinflusst wird.

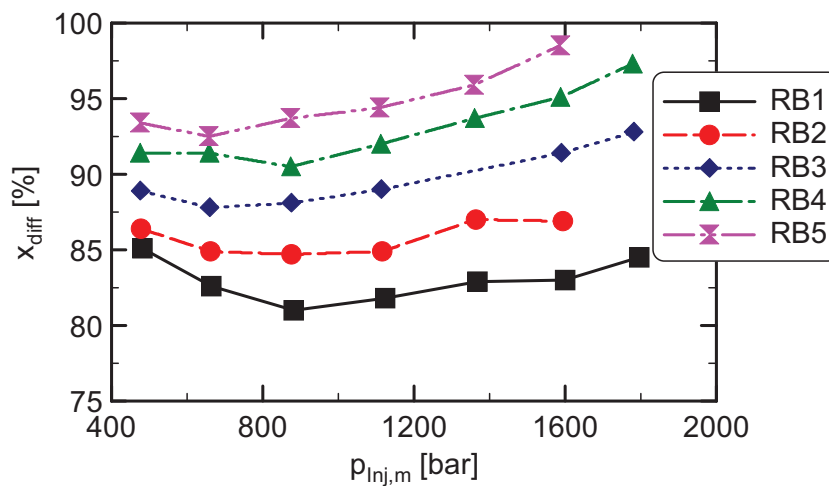


Abbildung 4-8: Vergleich des Anteils der diffusiven Verbrennung  $x_{diff}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{inj,m}$  bei Variation des Ladedrucks; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Um dies zu belegen werden in Abbildung 4-9 die auf den diffusiven Verbrennungsanteil  $x_{diff}$  bezogenen Ruß- $NO_x$ -Emissionen über dem mittleren Einspritzdruck dargestellt. Im Vergleich zu Abbildung 4-3 (Ruß- $NO_x$ -Emissionen über mittlerem Einspritzdruck) wird deutlich, dass bei einer Normierung der Emissionen durch  $x_{diff}$  lediglich die Zahlenwerte variieren, nicht aber deren relative Lage zueinander oder deren Kurvenverläufe über dem Einspritzdruck signifikant verändert werden. Die Vermutung über den geringen Einfluss des diffusiven Anteils der Verbrennung auf das Sättigungsverhalten des Einspritzdrucks wird dadurch bestätigt. Für die in Kapitel 7 durchgeführten Lastvariationen sei hier angemerkt, dass sich der Anteil  $x_{diff}$  mit steigender Last aufgrund der längeren Spritzdauern noch weiter erhöht, Werte nahe 100 % annimmt und damit kaum Einfluss auf eine Normierung der Emissionen hat.

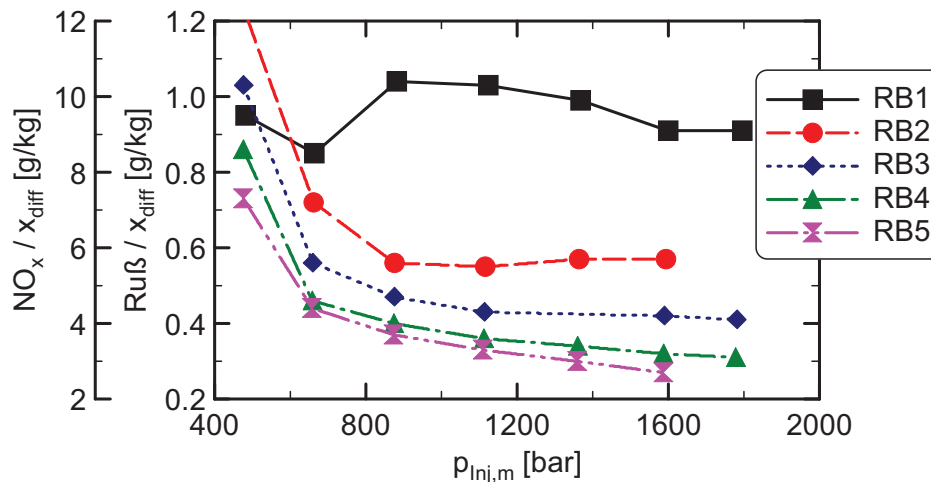


Abbildung 4-9: Vergleich der Ruß- $NO_x$ -Emissionen bezogen auf den Anteil der diffusiven Verbrennung  $x_{diff}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation des Ladedrucks; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

#### 4.6 Einfluss der Umsatzpunkte auf das Sättigungsverhalten

Wie bereits in Kapitel 4.5 erwähnt, verkürzt sich der Zündverzögerung mit Steigerung des Einspritz- oder Ladedrucks. Bei konstantem Spritzbeginn können Abbildung 4-10 die entsprechenden Auswirkungen auf den Brennbeginn entnommen werden. Die Kurven verlaufen nahezu linear und zeigen frühere Brennbeginne für eine höhere Aufladung und größere Einspritzdrücke. Der Einfluss der Abgasrückführung scheint eine untergeordnete Rolle zu spielen. Erstens verkürzt sich der Zündverzögerung bei einer Anhebung des Lade- oder des Einspritzdrucks. Das heißt, der Einfluss der Abgasrückführung, die in beiden Fällen ebenfalls ansteigt und den ZV verlängert, ist geringer als der der Aufladung bzw. des Einspritzdrucks. Zweitens zeigen die Kurven des Brennbeginns keine Auswirkungen auf die zunehmende Spreizung zwischen den AGR-Ratenverläufen der einzelnen Aufladerandbedingungen mit steigendem Einspritzdruck, vgl. Abbildung 4-4. Der Abstand zwischen den Brennbeginnverläufen ist demgegenüber im gesamten Einspritzdruckbereich praktisch konstant. Eine Sättigung ist aus den Kurven in keiner Weise zu erkennen.

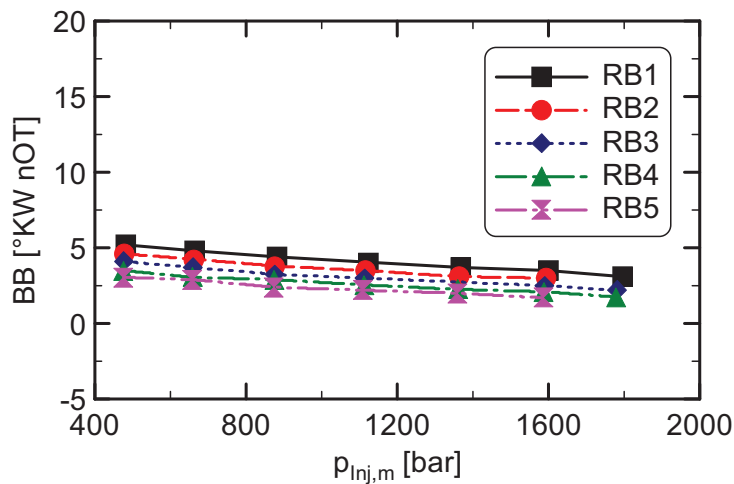


Abbildung 4-10: Vergleich des Brennbeginns BB über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation des Ladedrucks; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Der Einfluss des mittleren Einspritzdrucks auf die 50- und 90%-Umsatzpunkte ist im Vergleich zum Ladedruck größer, Abbildung 4-11. Die Umsatzpunkte  $\alpha_{50}$  liegen bei konstantem Einspritzdruck für alle Aufladerandbedingungen relativ nah beieinander. Für den 90%-Umsatzpunkt ergibt sich eine Annäherung der Verläufe erst bei höheren Einspritzdrücken. Dies wurde in [167] bereits für den Injektor 3 mit Düse 1 bei drei verschiedenen Ansteuerbeginnen gezeigt. Über den Einspritzdruckbereich verkürzen sich die Brenndauer und insbesondere die Ausbrandphase zwischen  $\alpha_{50}$  und  $\alpha_{90}$  bei einer niedrigeren Aufladung stärker als bei einer höheren. Dies könnte daran liegen, dass die AGR-Rate im betrachteten 1:10-Punkt zwischen minimalem und maximalem Einspritzdruck im Fall von Randbedingung RB1 lediglich um etwa 10, bei RB5 aber um 20 Prozentpunkte steigt, vgl. Abbildung 4-4. So sinkt die Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung bei einem höheren Ladedruck weiter ab, was die Reaktions- bzw. Brenngeschwindigkeiten stärker verlangsamt. Da die Werte von  $\alpha_{50}$  und  $\alpha_{90}$  bei einem hohen mittleren Einspritzdruck vergleichbar sind, kann man schlussfolgern, dass sich die gegensätzlichen Wirkungen einer Änderung von Zylinderdruck bzw. -temperatur und AGR-Rate auf die Verbrennung ungefähr ausgleichen. Eine Erhöhung von Druck oder Temperatur wirken als Reaktionsbeschleuniger, während eine Steigerung der AGR-Rate die Verbrennung durch die Reduktion der Sauerstoffkonzentration im Brennraum verlangsamt.

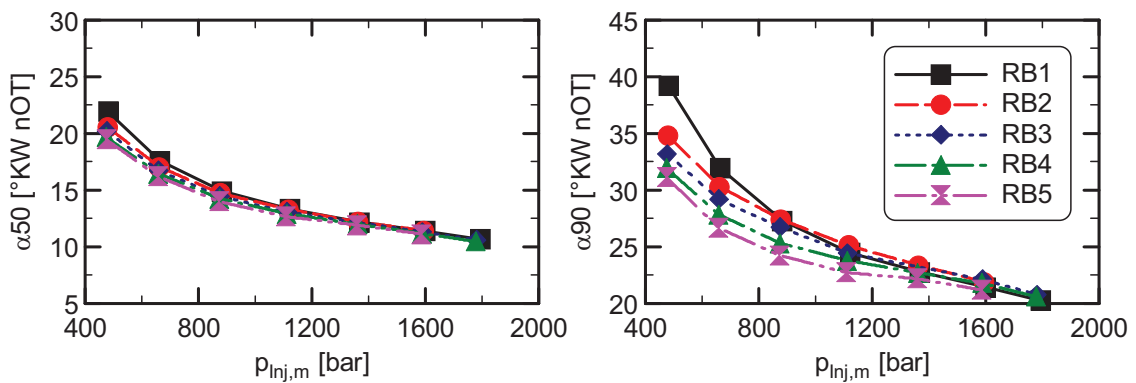


Abbildung 4-11: Vergleich der 50%- und 90%-Umsatzpunkte  $\alpha_{50}$  und  $\alpha_{90}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation des Ladedrucks; Ruß- zu  $\text{NO}_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Die Kurven weisen eine abflachende Form auf, was auf eine Sättigung hindeuten könnte. Für die Randbedingung RB1 ergibt sich über dem Einspritzdruckbereich die deutlichste Brenndauerverkürzung. Dies könnte, ähnlich wie im Vollastbetrieb, auf das größte Potenzial zur Emissionsreduktion hindeuten [138], [143], [173]. Demnach würde sich für den höchsten Ladedruck gemäß RB5 aufgrund der geringsten Brenndauerverkürzung das kleinste Emissionsreduktionspotenzial ergeben. Diese Betrachtung widerspricht den Ergebnissen der Ruß- $\text{NO}_x$ -Emissionen aus Abbildung 4-3. Hier können die Emissionen mit steigendem Ladedruckniveau deutlicher durch eine Einspritzdrucksteigerung reduziert werden. Des Weiteren verläuft die 90%-Umsatzpunktkurve der Aufladerandbedingung RB5 insbesondere bei hohen Einspritzdrücken flacher als die Kurven der niedrigeren Ladedruckstufen, die im Bereich hoher Einspritzdrücke noch ein deutliches Gefälle aufweisen. In diesem Bereich können die Emissionen aber nur noch bei der höchsten Aufladung mit einem Einspritzdrucksprung reduziert werden. Bei den übrigen Ladedruckniveaus ist dort die Emissionssättigung bereits erreicht. Auch in dieser Darstellung ergibt sich also ein widersprüchliches Verhalten der Brenndauerkurven gegenüber dem Sättigungsverhalten der Emissionskurven. Ein eindeutiger Einfluss der Brenndauer auf das Einspritzdruck-Sättigungsverhalten hinsichtlich einer Reduktion der Ruß- $\text{NO}_x$ -Emissionen ist somit nicht festzustellen.





## 5 Arbeitshypothese

Die Ausführungen in Kapitel 4 zeigen, dass für den Einspritzdruck eine Potenzialgrenze existiert, gleichzeitig die Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionen reduzieren zu können. In Abhängigkeit vom Ladedruckniveau ist eine Minimierung der Emissionen durch Steigerung des mittleren Einspritzdrucks nur bis zu einem gewissen Einspritzdruckniveau möglich. Dabei steigt dieser Grenzdruck mit zunehmendem Ladedruck an. Der Anteil der diffusiven Verbrennung und die Lage der Umsatzpunkte können als primäre Treiber für das Sättigungsverhalten ausgeschlossen werden. Zum Verständnis dieses Verhaltens gilt es nun, die Haupteinflussgrößen auf die Einspritzdrucksättigung zu ermitteln. Aus dem Stand der Technik über Gemischbildung, Verbrennung, Emissionsentstehung und Maßnahmen zur Emissionsreduktion in Kapitel 2 lassen sich hierzu insbesondere die folgenden Parameter identifizieren, von denen angenommen wird, dass sie als mögliche Haupteinflussgrößen das Sättigungsverhalten des Einspritzdrucks bestimmen:

- Interaktion zwischen Flamme und Flüssigphase des Sprays
- Sprayverteilung im Brennraum
- Lokales Luftverhältnis in der Brennummulde
- Luftverhältnis im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs

Die maximale Flüssigphaseneindringtiefe bleibt bei einer Einspritzdrucksteigerung konstant, während sich der Abstand der Diffusionsflamme zur Düse (Flame Lift-Off) vergrößert. Eine Überschneidung der Flüssigphase mit der Flammenzone bei einem niedrigen Einspritzdruck könnte deshalb durch eine Einspritzdrucksteigerung aufgelöst werden. Dies könnte wiederum eine signifikante Änderung der Gemischbildung und Emissionsentstehung zur Folge haben und das Sättigungsverhalten beeinflussen.

Durch die Anhebung des Einspritzdrucks wird die Spritzdauer bei gegebener Last verkürzt und damit bei einem konstanten Spritzbeginn die Sprayverteilung im Brennraum verändert. Hier sollten die in definierte Regionen des Brennraums eingespritzten Kraftstoffanteile als Funktion des mittleren Einspritzdrucks ermittelt und untersucht werden, ob die Kurven dieser Funktionen mit zunehmendem Einspritzdruck bestimmten Grenzwerten entgegenstreben. Wäre dies der Fall, sollte weiterhin die Korrelation zwischen dem Erreichen dieser Grenzwerte und der Einspritzdrucksättigung überprüft werden.

An diese Fragestellung schließt sich die Bestimmung des lokalen Luftverhältnisses in der Kolbenmulde an. Die Kolbenmulde stellt das im Wesentlichen an der Gemischbildung bzw. Verbrennung beteiligte Luftvolumen zur Verfügung und könnte daher die in ihr effektiv umsetzbare Kraftstoffmasse beschränken. Diese Limitierung bestimmt möglicherweise das Potenzial des Einspritzdrucks, die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen zu reduzieren.

In Kapitel 2.1 wird beschrieben, dass mit einem steigenden mittleren Luftverhältnis im Einspritzstrahl an der Stelle des Flame Lift-Offs die Rußemissionen aus dem Spray reduziert werden. Dieser direkte Zusammenhang zwischen Sprayluftverhältnis und Rußemissionen könnte einen entscheidenden Einfluss auf das Sättigungsverhalten des Einspritzdrucks haben. Über eine detaillierte Analyse der Verbrennungsrandbedingungen sollten daher die das Luftverhältnis beschreibenden Parameter ermittelt und damit das Luftverhältnis im Spray am Flame Lift-Off berechnet werden. Ein Vergleich der berechneten Werte mit den Emissionen könnte zeigen, ob sich bei einer Einspritzdrucksteigerung ein Grenzwert für das Sprayluftverhältnis ähnlich zu dem der Emissionen ausbildet.

## 6 Haupteinflussgrößen auf die Einspritzdrucksättigung

Nachfolgend werden entsprechend der Arbeitshypothese die möglichen Haupteinflussgrößen auf die Einspritzdrucksättigung beschrieben, deren Berechnung erläutert und deren Einflüsse auf das Sättigungsverhalten diskutiert. Namentlich sind dies die Interaktion zwischen Flamme und Flüssigphase, die Sprayverteilung im Brennraum, das lokale Luftverhältnis in der Brennraummulde und das Luftverhältnis im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs. Die detaillierten Auswirkungen einer Einspritz- bzw. Ladedruckvariation auf diverse Verbrennungsparameter, die ihrerseits einen Effekt auf die Haupteinflussgrößen haben, werden in Kapitel 10.7 im Anhang beschrieben.

### 6.1 Interaktion zwischen Flamme und Flüssigphase

Betrachtet man die Flüssigphase des Sprays und die Diffusionsflammenzone, so gibt es für dieses Parameterpaar zwei wesentliche Zustände. Zum Einen kann die Flüssigphaseneindringtiefe kürzer als der Flame Lift-Off sein. Das heißt die Verdampfung des Kraftstoffs ist bis zum Eintritt in die Flammenzone abgeschlossen und es findet keine Interaktion zwischen der Flüssigphase und der Flamme statt. Zum Anderen kann aber auch die Flüssigphase bis in die Flamme hineinreichen, deren Länge also den Abstand zwischen Düse und Flamme übersteigen. Dadurch kann es zu einer Interaktion zwischen Flüssigphase und Flamme kommen, die zu einer wechselseitigen Beeinflussung führt. Werden die Verbrennungsrandbedingungen z.B. durch eine Einspritzdrucksteigerung derart variiert, dass es zum Übergang von einer Interaktionszone zu zwei separierten Zonen für Diffusionsflamme und Flüssigphase kommt, könnte dies wiederum eine bedeutende Änderung der Gemisch- und Emissionsbildungsvorgänge hervorrufen, vgl. Kapitel 2.1 und 2.2. Die möglichen Einflüsse unterschiedlicher Längenverhältnisse zwischen Flame Lift-Off und maximaler Flüssigphaseneindringtiefe auf das Einspritzdrucksättigungsverhalten werden in diesem Kapitel anhand einer Gegenüberstellung mit den Emissionsergebnissen der Einspritz- und Ladedruckvariation analysiert.

#### 6.1.1 Berechnung des Flame Lift-Offs

Die empirisch gefundene Formel zur Berechnung des Flame Lift-Offs aus [92] geht auf eine Datenbasis von Brennkammeruntersuchungen in [90] und [91] zurück. Hierin wurde der Einspritzstrahl bei systematischer Variation diverser Randbedingungen wie Einspritzdruck,

Kammertemperatur und -dichte, Düsenlochdurchmesser und Sauerstoffgehalt in der Kammer optisch untersucht. Für die Motorversuche im Rahmen dieser Arbeit wird angenommen, dass das Spray bis zum Flame Lift-Off unverbranntes Gemisch einsaugt und somit die Umgebungstemperatur des Sprays gleich der Temperatur im unverbrannten Teil der Zylinderladung  $T_{uv}$  ist und die Umgebungsdichte der Dichte im Brennraum  $\rho_Z$  entspricht. Daraus folgt für die Potenzfunktion des Flame Lift-Offs gemäß [92]

$$FLO = C \cdot T_{uv}^{-3,74} \cdot \rho_Z^{-0,85} \cdot d_{SL}^{0,34} \cdot U_{aus} \cdot Z_{st}^{-1} \quad (6-1)$$

Die Konstante  $C$  hat nach [92] einen Wert von  $7,04 \cdot 10^8$  und  $d_{SL}$  ist der äußere Spritzlochdurchmesser. Die Geschwindigkeit des Sprays am Spritzlochaustritt  $U_{aus}$  berechnet sich nach Bernoulli aus dem Geschwindigkeitsbeiwert der Düse  $C_v$ , der Druckdifferenz über dem Spritzloch und der Kraftstoffdichte  $\rho_f$  zu

$$U_{aus} = C_v \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_{Inj,m} - p_Z}{\rho_f}} \quad (6-2)$$

Je nach Gestaltung der Spritzlochgeometrie, kann es während der Einspritzung aufgrund von Dampfblasenbildung durch Kavitation zu einer Einschnürung des flüssigen Kraftstoffstrahls am Spritzlochaustritt kommen, vgl. Kapitel 2.1. Der Flächenkontraktionsbeiwert  $C_a$  berücksichtigt diesen Faktor. In [48] werden für Düsen mit Spritzlöchern, die sich nach außen hin aufweiten, gemessene Werte des Flächenkontraktionsbeiwerts von 0,8 bis 1 angegeben. Da die hier verwendeten Düsen strömungsoptimiert sind ( $k_s = 1,5$ ), wird  $C_a = 1$  angenommen und es ergibt sich mit dem Strömungsbeiwert  $C_d$  entsprechend Tabelle 3-2 ein Geschwindigkeitsbeiwert von  $C_v = C_d / C_a = 0,89$ . Zur Vereinfachung der Berechnungen wird weiterhin eine konstante Kraftstoffdichte von  $\rho_f = 840 \text{ kg/m}^3$  eingesetzt. Die Dichte liegt oberhalb des in Tabelle 3-3 (Kraftstoffparameter) angegebenen Werts und trägt damit der Dichte- und Temperaturzunahme durch die Kompression des Kraftstoffs in der Hochdruckpumpe bzw. der Förderung durch den motorwarmen Injektor Rechnung. Dabei wird als Mittelwert für den Einspritzdruck 1000 bar und als Motortemperatur  $80 \text{ }^\circ\text{C}$  angenommen. Bei deutschem Sommerdiesel ergibt sich aufgrund der Kompression auf 1000 bar eine Temperaturerhöhung des Kraftstoffs um 12,1 K und bei einem weiteren geschätzten Temperaturanstieg beim Durchströmen der heißen Injektordüse auf  $100 \text{ }^\circ\text{C}$  die oben genannte Kraftstoffdichte von  $840 \text{ kg/m}^3$  [174]. Eine Sensitivitätsanalyse für diverse Einspritzstrahlparameter bei Variation der Kraftstoffdichte und -temperatur ist Kapitel 10.11 zu entnehmen. Der Faktor  $Z_{st}$  in der Gleichung des Flame Lift-Offs ist das stöchiometrische Kraftstoff-Gemischverhältnis, das die Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung berücksichtigt. Er kann mithilfe des stöchiometrischen Luftbedarfs der aktuellen Zylinderladung  $L_{st,O_2}$  ausgedrückt werden. Dieser steigt beispielsweise bei einer Reduktion

des Sauerstoffgehalts um die Hälfte auf den doppelten Wert an und kann seinerseits durch den stöchiometrischen Luftbedarf von Dieseldieselkraftstoff bei Verbrennung in Luft  $L_{st}$  und das Verhältnis der Sauerstoffkonzentrationen in Luft  $\psi_{O_2, Luft}$  und in der aktuellen Zylinderladung  $\psi_{O_2, Z}$  ersetzt werden.

$$Z_{st} = \frac{m_f}{m_Z + m_f} = \frac{1}{L_{st, O_2} + 1} = \frac{1}{L_{st} \cdot \frac{\psi_{O_2, Luft}}{\psi_{O_2, Z}} + 1} \quad (6-3)$$

Für den Luftbedarf von Diesel wird ein Wert von 14,6 kg/kg angesetzt, für die Sauerstoffkonzentration in der Luft 21 % [172]. Die Sauerstoffkonzentration im Zylinder wird der Konzentration im Saugrohr nach Zumischung des zurückgeführten Abgases gleichgesetzt. Bei ihrer Berechnung aus der AGR-Rate  $x_{AGR}$  und dem Sauerstoffgehalt in der Luft  $\psi_{O_2, Luft}$  und im Abgas  $\psi_{O_2, A}$  wird also der interne Restgasanteil vernachlässigt.

$$\psi_{O_2, Z} = (1 - x_{AGR}) \cdot \psi_{O_2, Luft} + x_{AGR} \cdot \psi_{O_2, A} \quad (6-4)$$

Damit kann  $Z_{st}$  ersetzt und die Gleichung für den Flame Lift-Off wie folgt geschrieben werden.

$$FLO = C \cdot T_{uv}^{-3,74} \cdot \rho_Z^{-0,85} \cdot d_{SL}^{0,34} \cdot U_{aus} \cdot (L_{st, O_2} + 1) \quad (6-5)$$

Die Potenzfunktion gibt die Gewichtung der einzelnen Faktoren gut wieder. So hat bei einer gegebenen prozentualen Veränderung der jeweiligen Faktoren die Temperatur im unverbrannten Teil der Zylinderladung den größten Einfluss, gefolgt von der Geschwindigkeit des Kraftstoffs am Spritzlochaustritt, dem stöchiometrischen Luftbedarf und der Dichte der Zylinderladung. Der Düsenlochdurchmesser spielt eine untergeordnete Rolle. Aus Gründen einer einfacheren Vergleichbarkeit wird der Flame Lift-Off nicht als ein mit dem Kurbelwinkel veränderlicher Parameter, sondern als skalare Größe berechnet. Hierfür werden die benötigten skalaren Größen  $p_Z$ ,  $\rho_Z$  und  $T_{uv}$  durch zeitliche Mittelung ihrer Verläufe bestimmt. Die Mittelung erfolgt über den für die Interaktion zwischen Flamme und Flüssigphase interessanten Zeitraum zwischen Brennbeginn und Spritzende. Das Spritzende wird dabei aus dem Leitungsdrucksignal der Hochdruckleitung zwischen Rail und Injektor detektiert. Der Verlauf des Flame Lift-Offs über dem Kurbelwinkel für eine Einspritzdruckvariation im Betriebspunkt 2000 U/min, 12 bar  $p_{mi}$ , RB2,  $\alpha 50 = \text{konstant}$ , Injektor 2 mit Düse 1, ist in [166] dargestellt.

### 6.1.2 Berechnung der maximalen Flüssigphaseneindringtiefe

Wird ein Kraftstoffstrahl in eine heiße, gasförmige Umgebung eingespritzt, so stellt sich für die flüssige Phase des Sprays aufgrund der Verdampfung eine gleichbleibende, maximale Eindringtiefe ein, während die Dampfphase noch weiter in die Umgebung vordringt. Die Zeitdauer bis zum Erreichen der maximalen Flüssigphaseneindringtiefe ( $FET_{\max}$ ) ist für alle in dieser Arbeit gegebenen Randbedingungen kürzer als der Zündverzug. Daher ist diese Eindringtiefe maßgebend, wenn die Interaktion zwischen der Flüssigphase und der Flamme untersucht werden soll. Die Berechnungen zur maximalen Eindringtiefe der Flüssigphase basieren im Wesentlichen auf den Ergebnissen der in [52] veröffentlichten Brennkammeruntersuchungen. In diesen Untersuchungen wurde das Eindringverhalten der Flüssigphase eines Kraftstoffstrahls bei Variation der Brennkammertemperatur und -dichte, des Einspritzdrucks, der Kraftstoffsorte und des Spritzlochdurchmessers sowie -durchmesser-Längenverhältnisses analysiert. Die verwendeten Kraftstoffsorten waren Cetan, Heptamethylnonane (HMN) und DF2, einem Diesel-Forschungskraftstoff nach der Norm ASTM D975 Grade No. 2-D. Aus [58] geht hervor, dass die maximale Flüssigphaseneindringtiefe bei gegebener Düsengeometrie, Umgebungstemperatur und -dichte für verschiedene Kraftstoffsorten linear von deren 90%-Siedepunkt aus der Destillationskurve abhängt. Da DF2 als einziger ein Mehrkomponentenkraftstoff ist und insbesondere der 90%-Siedepunkt (576 K) dem in dieser Arbeit verwendeten Diesel-Kraftstoff nach EN590 (~566 K) am ähnlichsten ist, wird die Gleichung für die maximale Flüssigphaseneindringtiefe anhand der DF2-Ergebnisse aus [52] aufgestellt. Die  $FET_{\max}$  skaliert linear mit dem Spritzlochdurchmesser und kann für einen Durchmesser gegen Null nach Null extrapoliert werden. Eine Abhängigkeit von der Druckdifferenz über dem Spritzloch besteht nicht. Eine Einspritzdrucksteigerung bei konstantem Umgebungsdruck wirkt sich also nicht auf die  $FET_{\max}$  aus. Der Einfluss der Spritzlochgeometrie, vor allem der des Durchmesser-Längenverhältnisses, ist inkonsistent und zeigt lediglich, dass mit der Modifikation der Geometrie die maximale Eindringtiefe der Flüssigphase verändert werden kann. Es besteht eine leichte Abhängigkeit von der Kraftstofftemperatur in der Düse, die mit der Umgebungsdichte abnimmt und deshalb bei den hier auftretenden Umgebungsdichten oberhalb von  $18 \text{ kg/m}^3$  vernachlässigt werden kann. Einen Einfluss auf die  $FET_{\max}$  haben weiterhin die Umgebungsdichte und -temperatur. In beiden Fällen verkürzt sich die Eindringtiefe mit steigenden Werten, wobei der Gradient mit dem Dichte- bzw. Temperaturniveau sinkt. Die Eindringtiefe ist umgekehrt proportional zur Quadratwurzel der Dichte. Die Präzisierung der Temperaturabhängigkeit ist komplizierter, da sich diese zusätzlich mit dem Druck verändert [52].

Die Gesetzmäßigkeiten der Einflüsse erlauben es, ausgehend von einer Referenzmessung mit bekannten Randbedingungen, die maximale Flüssigphaseneindringtiefe für einen beliebigen

Zustand zu berechnen. Diese Referenzmessung ist aber insbesondere mit einer Düse mit vergleichbarer Geometrie durchzuführen, da die Spritzlochgeometrie, wie bereits erwähnt, einen inkonsistenten Einfluss hat. In [141] wurden für drei Düsen, die denen in dieser Arbeit verwendeten Düsen weitgehend entsprechen, Messungen der maximalen Eindringtiefe der Flüssigphase durchgeführt. Diese strömungsoptimierten Düsen wiesen einen Konizitätsfaktor (ks) von 1,5 und einen Lochdurchmesser von 100 bis 143  $\mu\text{m}$  auf. Die Umgebungsbedingungen während der Messungen, die für diese Arbeit als Referenz verwendet werden, betragen  $T_{uv,ref} = 900 \text{ K}$  und  $\rho_{Z,ref} = 24 \text{ kg/m}^3$ . Anhand der drei Messungen wurde eine Abhängigkeit der  $FET_{\max}$  vom Spritzlochdurchmesser von  $0,1268 \cdot d_{SL}$  ermittelt. In [52] werden die Ergebnisse der Einzelmessungen mit DF2-Kraftstoff für die Eindringtiefe über der Umgebungstemperatur mithilfe berechneter Kurven angenähert. Aus diesen Kurven lässt sich folgender Zusammenhang für die sich mit der Dichte ändernde Temperaturabhängigkeit der Flüssigphaseneindringtiefe ermitteln:

$$FET_{\max} \sim \frac{T_{uv,ref} - 264,146 \cdot \rho_Z^{0,161859}}{T_{uv} - 264,146 \cdot \rho_Z^{0,161859}} \cdot \quad (6-6)$$

Zusammen mit der linearen Proportionalität vom Spritzlochdurchmesser und der umgekehrten Wurzelproportionalität von der Dichte ergibt sich für die maximale Flüssigphaseneindringtiefe

$$FET_{\max} = 0,1268 \cdot d_{SL} \cdot \sqrt{\frac{\rho_{ref}}{\rho_Z}} \cdot \frac{T_{uv,ref} - 264,146 \cdot \rho_Z^{0,161859}}{T_{uv} - 264,146 \cdot \rho_Z^{0,161859}} \cdot \quad (6-7)$$

Für eine Temperatur von  $T_{uv} = 950 \text{ K}$  und eine Dichte der Zylinderladung von  $\rho_Z = 25 \text{ kg/m}^3$  ergibt sich bei Anhebung der Temperatur um 10 % eine Vergrößerung des entsprechenden Nenners um knapp 19 %. Damit überwiegt der Einfluss einer prozentualen Veränderung der Temperatur den Einfluss einer prozentual gleichgroßen Dichteänderung, da diese letztlich nur mit der Wurzel ( $\sqrt{10\%} \approx 3,2\%$ ) in das Ergebnis eingeht. Wie für die Berechnung des Flame Lift-Offs werden die Größen  $T_{uv}$  und  $\rho_Z$  durch zeitliche Mittelung der Verläufe von Brennbeginn bis Spritzende ermittelt.

### 6.1.3 Einfluss der Interaktion zwischen Flamme und Flüssigphase

Eine detaillierte Betrachtung der Auswirkungen einer Einspritz- bzw. Ladedruckvariation auf die Verbrennungsparameter, die den Flame Lift-Off und die maximale Flüssigphaseneindringtiefe beeinflussen, kann Abbildung 10-10 und Abbildung 10-11 in Kapitel 10.7 des Anhangs entnommen werden. Tabelle 6-1 fasst die Ergebnisse zusammen. Die Geschwindigkeit des Kraftstoffstrahls am Spritzlochaustritt steigt über dem

Einspritzdruckbereich um über 100 % an und ist damit der dominierende Faktor bei der Berechnung des Flame Lift-Offs für eine Einspritzdruckvariation. Wird der Ladedruck angehoben ist die Dichte der Zylinderladung, trotz ihres niedrigeren Exponenten in der Potenzfunktion gegenüber dem der Temperatur, für den FLO ausschlaggebend. Die maximale Eindringtiefe der Flüssigphase wird bei beiden Variationen von der Ladungsdichtesteigerung dominiert, da diese Steigerung prozentual weit größer ist als die Abnahme der Temperatur und damit ihren geringeren Einfluss in Gleichung (6-7) überkompensiert.

Tabelle 6-1: Einfluss der Anhebung des Einspritz-  $p_{Inj,m}$  bzw. Ladedrucks  $p_S$  auf die Parameter Temperatur im unverbrannten Anteil der Zylinderladung  $T_{uv}$ , Dichte der Zylinderladung  $\rho_Z$ , Strömungsgeschwindigkeit am Spritzlochaustritt  $U_{aus}$  und stöchiometrischer Luftbedarf der Zylinderladung  $L_{st,O_2}$

Parameter Variation	$T_{uv}$	$\rho_Z$	$U_{aus}$	$L_{st,O_2}$
$p_{Inj,m}$ ↑	↑	↑	↑	↑
$p_S$ ↑	↓	↑	~	↑

Die Veränderungen dieser Verbrennungsparameter haben zur Folge, dass die maximale Eindringtiefe der Flüssigphase bei Erhöhung des Einspritzdrucks oder der Aufladung hauptsächlich aufgrund des Dichteanstiegs verkürzt wird, siehe Abbildung 6-1. Der Flame Lift-Off verlängert sich hingegen bei einer Anhebung des Einspritzdrucks durch den dominierenden Anstieg der Geschwindigkeit des Sprays am Spritzlochaustritt. Bei einer Ladedrucksteigerung wird er im Wesentlichen durch den Anstieg der Dichte im Brennraum leicht verkürzt. Dieser Effekt wird bei höheren Einspritzdrücken kleiner. Das Niveau der Kurve von Aufladerandbedingung RB1 liegt über einen weiten Einspritzdruckbereich aufgrund der relativ zu den anderen Randbedingungen gesehenen hohen Temperaturen im unverbrannten Anteil der Zylinderladung etwas tiefer.



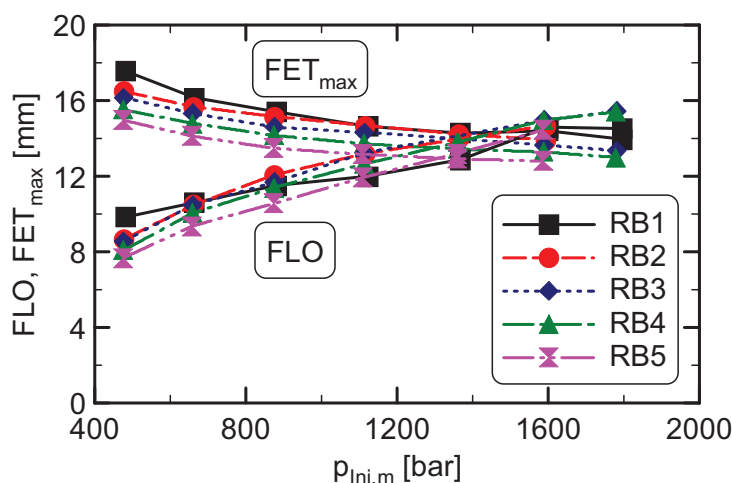


Abbildung 6-1: Vergleich des Flame Lift-Offs FLO und der maximalen Flüssigphaseneindringtiefe  $FET_{max}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation des Ladedrucks; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Aus der Abbildung ist zu erkennen, dass sich die Verläufe von  $FET_{max}$  und FLO bei sämtlichen Ladedruckniveaus im Einspritzdruckbereich von etwa 1300 bis 1500 bar kreuzen. Das bedeutet, für niedrige Einspritzdrücke links des Kreuzungspunkts wird der flüssige Kraftstoff bis in die Flamme eingespritzt, für höhere Einspritzdrücke ist die Flamme weiter von der Düse entfernt als die Flüssigphase in den Brennraum eindringt. Wie bereits erwähnt könnte es im niedrigen Einspritzdruckbereich zu einer Interaktion zwischen der Flüssigphase und der Diffusionsflamme kommen, die die Emissionsbildung beeinflusst, im hohen Einspritzdruckbereich bliebe diese Interaktion aus. Alle Kreuzungspunkte liegen im Sättigungsbereich des Einspritzdrucks bezüglich der Ruß- $NO_x$ -Reduktion, vgl. Abbildung 4-3. Die Kurven der Emissionen über dem mittleren Einspritzdruck sind im Bereich der Sättigung stetig, insbesondere im Umfeld der Kreuzungspunkte. Auswirkungen auf das Sättigungsverhalten des Einspritzdrucks durch die Interaktion zwischen Flüssigphase und Flamme oder den Übergang von einer Interaktionszone in zwei voneinander unabhängige Zonen für die Flüssigphase und Diffusionsflamme werden demnach nicht ersichtlich. Das Sättigungsverhalten ist somit unabhängig von der Lage des Flame Lift-Offs zur maximalen Eindringtiefe der Flüssigphase.

Parallel zu den Berechnungen der Haupteinflussgrößen wurden Verbrennungssimulationen zur Validierung der Berechnungsmodelle durchgeführt. Simuliert wurde dabei die Kombination aus Injektor 2 und Düse 1. Die Simulationsmethodik, Details zur Modellierung und ein Teil der Ergebnisse können aus [175] entnommen werden. Die Verbrennungssimulationen bestätigen prinzipiell den Verlauf der FLO-Kurven über dem

mittleren Einspritzdruck. Für eine Einspritzdruckvariation bei der Aufladerandbedingung RB1 zeigt Abbildung 6-2 beispielhaft den Flame Lift-Off anhand einer Darstellung der Massenkonzentrationsverteilung der Hydroxidradikale (OH-Radikale) im Brennraum. Die OH-Radikale treten insbesondere in der Diffusionsflamme auf und kennzeichnen damit diese Zone. Mit steigendem Einspritzdruck ist eine Verlängerung des Flame Lift-Offs (Pfeile) deutlich zu erkennen. Die Pfeile markieren dabei den mittleren Abstand der beiden in der Schnittdarstellung ersichtlichen und durch eine hohe OH-Konzentration gekennzeichneten Flammzonen von der Düse. Aufgrund der unsymmetrischen Flammenausbildung durch die Drallbewegung der Zylinderladung (bessere Gemischbildung auf der drallabgewandten Seite) ergibt sich kein geschlossener symmetrischer Konus mit einer hohen OH-Konzentration und somit weisen die beiden Flammzonen in der Schnittdarstellung eine gegenüber der Spraylänge verkürzte Ausprägung auf. Der Bereich hoher OH-Konzentrationen im Quetschspalt resultiert aus der brennenden Sprayspitze. Zur Orientierung sind die berechneten FLO-Werte in den Legenden der Abbildung angegeben. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Berechnung des Flame Lift-Offs und Simulation der Verbrennung.

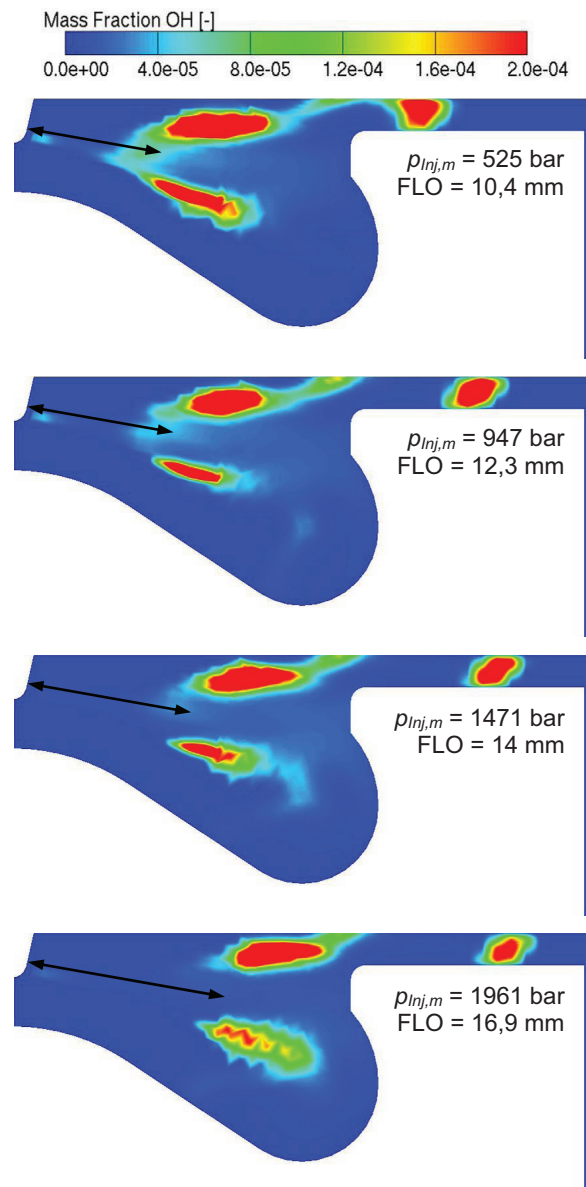


Abbildung 6-2: Vergleich der Massenkonzentrationsverteilung der OH-Radikale bei Variation des Einspritzdrucks und Schnitt durch die Strahlmittellachse um 12 °KW nOT; Pfeile markieren FLO; Einspritzdruck und berechneter FLO gemäß Legende; Ruß- zu NO<sub>x</sub>-Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 1;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, RB1, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

## 6.2 Auftreffanteile des Sprays im Brennraum

Mit den Auftreffanteilen des Sprays wird die Kraftstoffverteilung im Brennraum beschrieben. Hierbei handelt es sich um eine vereinfachte geometrische Betrachtung der Sprayausbreitung, die zu jeder Kurbelwinkelstellung darüber Aufschluss gibt, in welche definierten Brennraumbereiche das Spray eingespritzt wird bzw. auf welche Brennraumwandbereiche das

Spray auftrifft. In dieser Arbeit werden drei Auftreffzonen unterschieden, die in Abbildung 6-3 dargestellt sind. Erstens der gedachte, den Muldenkragen nach oben verlängernde, Zylinderring, der das Volumen zwischen Kolbenoberseite und Zylinderkopf (Quetschspalt) begrenzt. Zweitens, der Kragen der Kolbenmulde selbst und drittens der gedachte, den Muldenkragen nach unten verlängernde, Zylinderring, der den Muldenhinterschnitt zur Kolbenmitte hin begrenzt. Die Verteilung des Kraftstoffs kann zum Beispiel durch eine Variation des Einspritzzeitpunkts, des Höhenwinkels der Einspritzstrahlen oder des geometrischen Strahlursprungs beeinflusst werden. Der geometrische Strahlursprung GSU wird hierbei durch eine Anpassung der Düseneinragtiefe in den Brennraum modifiziert. Während sich bei der Spritzbeginnvariation auch die thermodynamischen Randbedingungen der Verbrennung ändern, können bei der Variation des Höhenwinkels oder des GSU die Unterschiede in der Gemischbildung, Verbrennung und Emissionsbildung eindeutig auf die Auftreffanteile des Sprays im Brennraum zurückgeführt werden.

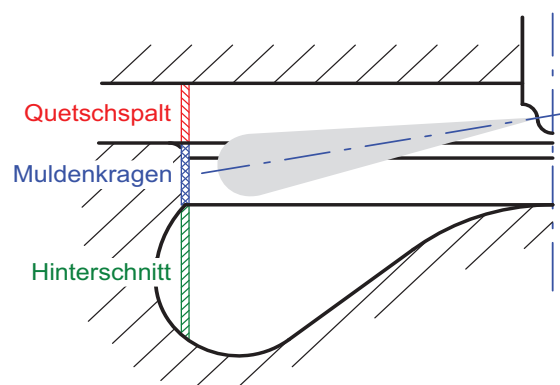


Abbildung 6-3: Darstellung der Auftreffzonen für den Kraftstoffstrahl im Brennraum, beispielhaft für 20 °KW vor bzw. nach dem oberen Totpunkt

Die Modifikation der Sprayauftrittanteile kann bedeutende Auswirkungen auf die Verbrennung und Abgasemissionen haben. Die Ausführungen in [176] und [177] zur Variation des geometrischen Strahlursprungs verdeutlichen dessen Einfluss auf die minimal erreichbaren Luftverhältnisse bei konstantem Ruß. Dies gilt sowohl für eine Steigerung der AGR-Rate in der Teillast als auch für eine Vergrößerung der Einspritzmasse in der Vollast. Aus [178] geht insbesondere hervor, dass die Auslegung des geometrischen Strahlursprungs nur ein Kompromiss zwischen den Optima für Niedrig-, Teil- und Vollast sein kann. Tendenziell liegt der optimale GSU mit steigender Last tiefer im Brennraum. Der Spray-Wandinteraktion wird ebenfalls ein großer Einfluss auf die Gemischbildung und Verbrennung zugesprochen. Die Volumenvergrößerung des Sprays durch den Wandkontakt und das erhöhte Luft-Entrainment aufgrund des intensivierten Wirbels in der Sprayspitze wirkt sich hier

positiv auf die Emissionen aus. Die Spray-Wandinteraktion wird durch einen gesteigerten Sprayimpuls verstärkt. Der axiale Impuls des Einspritzstrahls nimmt mit der Eindringtiefe ab und da der Muldenkragen als Teil der Brennraumwand der Düse am nächsten liegt, ist die Interaktion beim Auftreffen des Sprays auf den Muldenkragen folglich am größten, vgl. Kapitel 2.1.

### 6.2.1 Berechnung der Auftreffanteile des Sprays im Brennraum

Die Berechnung der Auftreffanteile des Sprays im Brennraum setzt die Kenntnis des Sprayeindringverhaltens voraus. Dies beinhaltet die Auffächerung des Kraftstoffstrahls durch das Luft-Entrainment, also den Spraykegelwinkel, und die Eindringtiefe der Strahlspitze über der Zeit. Zur Entwicklung empirischer Gleichungen für den Spraykegelwinkel und das Eindringverhalten wurden in [48] Brennkammeruntersuchungen durchgeführt mit dem Ziel, beide Parameter bei einer Variation von Kammerdichte und -temperatur, Einspritzdruck und Spritzlochdurchmesser zu analysieren. Die Penetrationskurven wurden sowohl für Kammerbedingungen, bei denen der eindringende Strahl verdampft, als auch für kalte, also nicht-verdampfende, Umgebungsbedingungen ermittelt. Unter verdampfenden Bedingungen dringt das Spray etwas langsamer in die Brennkammer ein als unter nicht-verdampfenden. Einerseits könnte dies an der Kontraktion des Sprays liegen, die bei der Abkühlung der eingesaugten Luft aufgrund der Kraftstoffverdampfung entsteht. Dadurch wird eine höhere Dichte im Strahl generiert, die der später eingespritzte Kraftstoff dann durchdringen muss, wobei er stärker abgebremst wird. Andererseits könnten die der Gasphasenbewegung nicht folgenden, ballistischen Tropfen eine Rolle spielen, wenn diese verdampfen und dann ihren Impuls aufgrund von Mischungsvorgängen wieder an das Spray abgeben. Für eine Kammertemperatur von 1000 K, einen Spritzlochdurchmesser von 257  $\mu\text{m}$ , eine Penetrationstiefe von 24 mm ( $\approx$  Muldenkragenradius) und den in dieser Arbeit verwendeten Umgebungsdichtebereich von etwa 18 bis 35  $\text{kg/m}^3$  ergeben sich durch die Verdampfung Abweichungen in der Penetration von den Werten eines nicht-verdampfenden Sprays von 9 bis 13 %. Hierbei steigen die Abweichungen mit abnehmender Umgebungsdichte. Die nachfolgend vorgestellte Korrelation für die Penetration eines nicht-verdampfenden Sprays über der Zeit und die angeführten Vergleiche der beiden Ergebnisräume für verdampfende und nicht-verdampfende Bedingungen aus [48] implizieren eine Reduzierung der Abweichungen mit einer Verkleinerung des Spritzlochdurchmessers. Neueste Brennkammeruntersuchungen mit Nkw-Düsen zeigen sogar, dass das Eindringverhalten für nicht-verdampfende, verdampfende aber nicht-reagierende sowie verdampfende und reagierende Sprays vergleichbar ist [179]. Da im Rahmen dieser Arbeit wesentlich kleinere Durchmesser der Düsenlöcher von maximal 140  $\mu\text{m}$  verwendet werden, kann die

Penetrationsgleichung für die verdampfenden Umgebungsbedingungen im Motor vereinfachend angewendet werden.

Die Korrelation für die Zeit als Funktion von der Eindringtiefe eines nicht-verdampfenden Sprays basiert auf einem modifizierten Spraymodell nach [180]. Das Modell setzt eine stationäre Strömung des Kraftstoffs und des Umgebungsgases, keine Relativgeschwindigkeit zwischen Kraftstoff und Umgebungsgas, eine gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung über dem Sprayquerschnitt, ein rotationssymmetrisches Spray und ein konstantes Luft-Entrainment, sprich einen konstanten (Spraymodell-) Kegelwinkel  $\alpha$ , voraus. Abbildung 6-4 verdeutlicht die Annahmen anhand einer Prinzipskizze. Die Position  $x$  wird weiterhin mit der Position der Strahlspitze des realen Sprays gleichgesetzt.

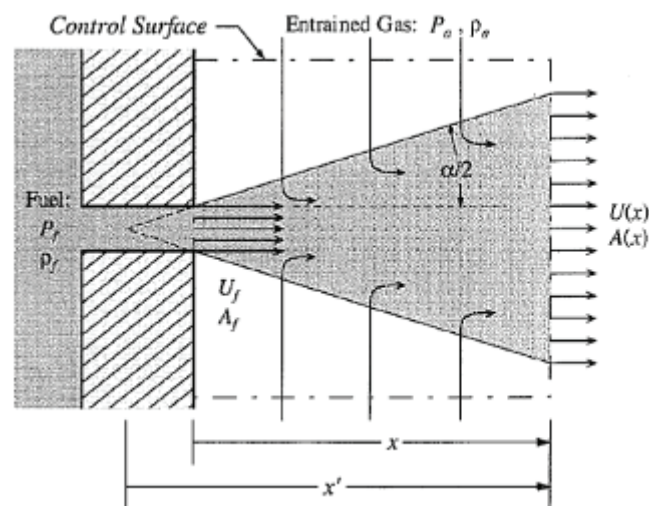


Abbildung 6-4: Schematische Darstellung des Spraymodells für die Penetrationskorrelation aus [48]; Die Größen  $P_a$ ,  $\rho_a$  und  $U_f$  in der Darstellung entsprechen  $p_z$ ,  $\rho_z$  und  $U_{aus}$  in dieser Arbeit

Aus einer Massenstrom- und Impulsbilanz in  $x$ -Richtung, der Annahme, dass die vom Kraftstoff eingenommene Fläche gegenüber der Gesamtfläche an der Stelle  $x$  vernachlässigbar ist, und den aus den Untersuchungen abgeleiteten Korrelationen zwischen der Penetration und den Umgebungsbedingungen, ergibt sich für die Zeit als Funktion der Strahlpenetration nach [48]

$$t(x) = \frac{x}{2 \cdot U_{aus}} + \frac{x}{4 \cdot U_{aus}} \cdot \sqrt{1 + 16 \cdot \tilde{x}^2} + \frac{1}{16} \cdot \frac{d_{eff} \cdot \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_z}}}{a \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot U_{aus}} \cdot \ln\left(4 \cdot \tilde{x} + \sqrt{1 + 16 \cdot \tilde{x}^2}\right), \quad (6-8)$$

mit

$$\tilde{x} = x \cdot \frac{a \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)}{d_{eff} \cdot \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_z}}}. \quad (6-9)$$

Die Definition der Spraygeschwindigkeit am Spritzlochaustritt  $U_{aus}$  kann Gleichung (6-2) entnommen werden. Der effektive Spritzlochdurchmesser  $d_{eff}$  wird aus dem (nominalen) Spritzlochdurchmesser und der Wurzel aus dem Flächenkontraktionsbeiwert  $C_a$  errechnet.

$$d_{eff} = d_{SL} \cdot \sqrt{C_a} \quad (6-10)$$

Wie in Kapitel 6.1.1 bereits erwähnt, wird für  $C_a$  ein Wert von 1 angenommen und damit entspricht der effektive dem nominalen Spritzlochdurchmesser. Der Tangens des halben Kegelwinkels im Spraymodell  $\alpha$  wird in der Penetrationsgleichung durch

$$\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) = a \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (6-11)$$

ersetzt, wobei für den Faktor  $a$  ein Wert von 0,66 eingesetzt wird und  $\theta/2$  dem gemessenen halben Spraykegelwinkel eines realen Sprays entspricht [52]. Dieser ist abhängig von der Kraftstoff- und der Umgebungs- bzw. Zylinderladungsdichte und lässt sich wie folgt bestimmen:

$$\frac{\theta}{2} = \arctan\left[ c \cdot \left( \left( \frac{\rho_z}{\rho_f} \right)^{0,19} - 0,0043 \cdot \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_z}} \right) \right]. \quad (6-12)$$

Der Faktor  $c$  wird für die Feinabstimmung bei unterschiedlichen Spritzlochgeometrien verwendet. In [52] ist er für verschiedene Düsen mit Spritzlöchern, deren Durchmesser sich nach außen hin aufweitet, mit 0,26 angegeben. Für die Düsen, die im Rahmen dieser Arbeit Verwendung finden, ergeben sich aufgrund der konisch zulaufenden Düsenlöcher und des strömungsoptimierten Lochzulaufs schlankere Sprays (vgl. Kapitel 2.1) und so resultiert für  $c$  ein kleinerer Wert von 0,24. Er wurde mittels der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten optischen Strahlanalyse, die auch zur Bestimmung der Spritzverzugszeit diente, verifiziert. In obiger Gleichung überwiegt der Einfluss des Dichteverhältnisses  $\rho_z / \rho_f$ . Das bedeutet für die

Annahme einer konstanten Kraftstoffdichte eine Vergrößerung des Spraykegelwinkels bei zunehmender Zylinderladungsdichte, vgl. Kapitel 2.1. Diese Erkenntnis ist wichtig für die spätere Betrachtung der Einflüsse auf die Penetrationsgleichung durch eine Einspritz- oder Ladedruckvariation. Für die Berechnung der Eindringzeit bis zum Muldenkragenradius werden vereinfacht die Werte des Zylinderdrucks bzw. der Zylinderladungsdichte im oberen Totpunkt verwendet. Beide Werte weichen im gesamten Versuchsraum maximal 3 % von den über die Eindringzeit (bis zum Kragen) gemittelten Druck- und Dichtewerten ab. Aufgrund ihres jeweils deutlich unterproportionalen Einflusses in der Penetrationsgleichung führt dies zu sehr kleinen Abweichungen von unter 2 %.

Damit kann aus der Penetrationsgleichung die Zeitdauer bestimmt werden, die die Spitze eines Einspritzstrahls benötigt, um eine horizontale Distanz von 24,3 mm (Muldenkragenradius) zurückzulegen. Für die Einspritzdruckvariation im Betriebspunkt 2000 U/min, 12 bar  $p_{mi}$ , RB2,  $\alpha 50 = \text{konstant}$ , Injektor 2 mit Düse 1 können die berechneten Penetrationskurven über dem Kurbelwinkel aus [166] entnommen werden. Ab dem Zeitpunkt, zu dem das Spray den Muldenkragenradius erreicht hat, werden die Auftreffanteile des Sprays bestimmt. Dabei wird vereinfacht angenommen, dass das Spray sofort voll ausgebildet ist und sich an einer gedachten senkrechten Fläche mit dem Abstand des Muldenkragenradius von der Düse eine elliptische Auftrefffläche des Sprays bildet, siehe Abbildung 6-5.

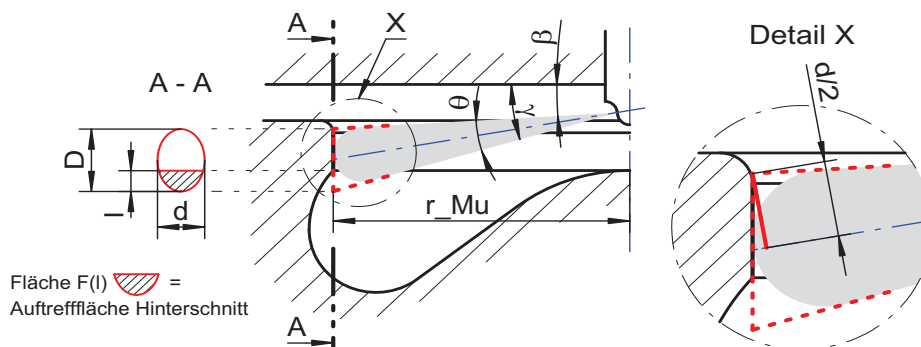


Abbildung 6-5: Darstellung der elliptischen Auftrefffläche des Sprays am Muldenkragenradius zum Zeitpunkt des Penetrationsbeginns; Rote, gestrichelte Linie zeigt die gedachte Ausbildung der Sprayspitze bis zum Muldenkragenradius; Rote Linie (rechts) zeigt die Strecke zur vereinfachten Bestimmung des kleineren Ellipsendurchmessers

Dem Spraymodell entsprechend werden eine gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung und damit auch ein konstanter Massenstrom pro Flächeneinheit über dem Sprayquerschnitt vorausgesetzt. So lassen sich die Auftreffanteile des Sprays auf den Bereich oberhalb des Kolbens (Quetschspalt), den Muldenkragen und den Muldenhinterschnitt allein über die geometrische Betrachtung der von der Auftrefffläche abgedeckten Teilflächen im Brennraum



ermitteln. Die Gleichungen für die Ellipsendurchmesser  $d$  und  $D$  der Sprayauftrefffläche lassen sich mithilfe des Muldenkragenradius  $r_{Mu}$ , des Spraykegelwinkels  $\theta$  und der Hilfswinkel  $\beta$  und  $\gamma$  zwischen der projizierten Ober- bzw. Unterkante des Sprays und jeweils der Waagrechten aufstellen (vgl. Abbildung 6-5).

$$d = 2 \cdot r_{Mu} \cdot \frac{\sin(\theta)}{\cos(\beta)} \quad (6-13)$$

$$D = r_{Mu} \cdot (\tan(\gamma) - \tan(\beta)) \quad (6-14)$$

Hierbei wird  $d/2$  vereinfacht aus der Senkrechten zur Strahlmittellachse durch den obersten, gedachten Auftreffpunkt des Sprays am Muldenkragenradius gebildet, vgl. hierzu Abbildung 6-5 (Detail X). Der Flächeninhalt eines Ellipsensegments mit der Höhe  $l$ , das kleiner ist als die Hälfte der Gesamtellipse (schraffierte Ellipsenflächen in Abbildung 6-5), lässt sich wie folgt berechnen.

$$F(l) = d \cdot D \cdot \left[ \arccos\left(1 - \frac{l}{d}\right) - \frac{1}{2} \cdot \sin\left(2 \cdot \arccos\left(1 - \frac{l}{d}\right)\right) \right] \quad (6-15)$$

Die Berechnungen der Teilflächen werden für die Zeitdauer der Spray-Muldenkrageninteraktion durchgeführt, das heißt, von dem Zeitpunkt, zu dem die Sprayspitze auf den Muldenkragen trifft ( $\alpha_{Kr,Beginn}$ ), bis zu dem Moment, an dem der zuletzt eingespritzte Kraftstoff (Spritzende) den Muldenkragenradius erreicht ( $\alpha_{Kr,Ende}$ ). Hierfür wird vereinfacht die Eindringzeit, die die Strahlspitze bis zum Muldenkragen benötigt, zum Kurbelwinkel des Spritzendes addiert und das Ergebnis als das Ende der Strahlpenetration am Muldenkragen definiert. Für diese Berechnungen wird zur Vereinfachung der zeitlich gemittelte Wert des Spraykegelwinkels verwendet, der auch für die übrigen in Kapitel 6 vorgestellten Einflussgrößen herangezogen wird. Über der Zeitdauer der Muldenkragenpenetration ergeben sich für die Auftreffanteile bei einem niedrigen Einspritzdruck die in Abbildung 6-6 gezeigten Verläufe. Man erkennt, dass bei Penetrationsbeginn kurz nach dem oberen Totpunkt der meiste Kraftstoff in den Hinterschnitt eingebracht wird und der Rest den Muldenkragen trifft. Mit der Abwärtsbewegung des Kolbens verringert sich der Hinterschnittanteil und der Hauptanteil des Sprays wird auf den Kragen gespritzt. Bei etwa 20 °KW nOT trifft der Strahl mittig auf den Muldenkragen und das obere und untere Ende der ellipsenförmigen Auftrefffläche liegt zu gleichen Teilen auf dem Quetschspalt und Hinterschnitt. Ab diesem Zeitpunkt wird immer mehr Kraftstoff in den Quetschspalt gespritzt und der Anteil auf den Muldenkragen nimmt ab. Zur Darstellung und zum Vergleich der Auftreffanteile des Sprays im Brennraum mit den Emissionsmesswerten werden die Verläufe zeitlich gemittelt und

jeweils als skalare Größe  $x_{Qu}$  (Quetschspaltanteil),  $x_{Kr}$  (Muldenkragenanteil) und  $x_{Hi}$  (Hinterschnittanteil) angegeben.

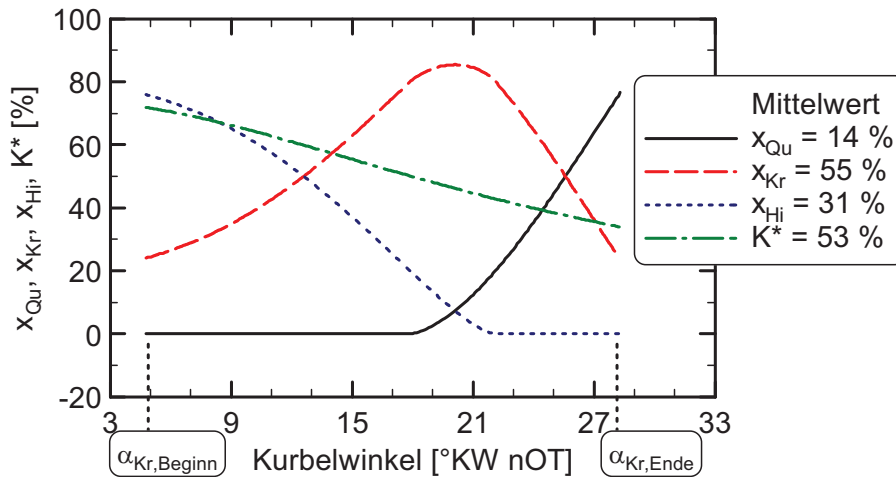


Abbildung 6-6: Auftreffanteile des Sprays auf den Quetschspalt  $x_{Qu}$ , Muldenkragen  $x_{Kr}$  und Hinterschnitt  $x_{Hi}$  und das Volumenverhältnis  $K^*$  über dem Kurbelwinkelbereich der Spray-Muldenkrageninteraktion ( $\alpha_{Kr,Beginn}$  bis  $\alpha_{Kr,Ende}$ ); Zeitlich gemittelte Werte gemäß Legende; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, RB3,  $p_{Inj,m} = 478$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Bei einer Einspritzdrucksteigerung bei konstanter Last mit gleichem Spritzbeginn verschieben sich die Kurven aufgrund des schnelleren Eindringens Richtung OT und verkürzen sich entsprechend der reduzierten Spritzdauern. Insbesondere wird dadurch der Bereich mit hohen Quetschspaltanteilen verkleinert. Als Folge einer Ladedrucksteigerung bzw. einer Anhebung der Umgebungsdichte vergrößert sich der Strahlkegelwinkel und somit bildet sich bei einem mittigen Treffer des Muldenkragens eine größere Trefferfläche auf dem Quetschspalt- und Hinterschnittbereich aus. Der Maximalwert der Kurve des Muldenkragenaufreffanteils sinkt dadurch und der Kreuzungspunkt von  $x_{Qu}$  und  $x_{Hi}$  liegt folglich bei einem höheren Prozentwert. Außerdem reduziert eine höhere Dichte die Eindringgeschwindigkeit des Sprays und verschiebt damit den Penetrationszeitraum zu größeren Kurbelwinkeln. Aufgrund der schnelleren Verbrennung und somit etwas verbrauchsgünstigeren Verbrennungslage bei gesteigertem Ladedruck bewirkt zudem die für eine konstante Last notwendige kleinere Einspritzmenge bzw. kürzere Spritzdauer eine leichte Verkürzung der Verläufe mit zunehmendem Ladedruck.

In Abbildung 6-6 ist weiterhin das Verhältnis aus Mulden- zu aktuellem Gesamtbrennraumvolumen ( $K^*$ ) über dem Kurbelwinkel dargestellt. Das Verhältnis ist dem

sogenannten konstanten K-Faktor (Mulden- zu Kompressionsvolumen) aus [70] angelehnt und über das Kompressions-  $V_c$ , Hub-  $V_h$  und Muldenvolumen  $V_{Mu}$  wie folgt definiert:

$$K^* = \frac{V_{Mu}}{V} = \frac{V_{Mu}}{V_c + V_h}. \quad (6-16)$$

Das Muldenvolumen wird durch die in Abbildung 3-1 beschriebene Kontur definiert. Dieses und das Totvolumen, im Wesentlichen bestehend aus Quetschpalt- und Feuerstegvolumen bei Kolbenstellung in OT, beschreiben das Kompressionsvolumen. Da beide Volumina konstant sind, sinkt das Volumenverhältnis  $K^*$  mit der Abwärtsbewegung des Kolbens, also der Zunahme des Hub- bzw. Gesamtbrennraumvolumens. Auf die Bedeutung des Muldenvolumenverhältnisses wird in Kapitel 6.3 genauer eingegangen.

### 6.2.2 Einfluss der Auftreffanteile des Sprays im Brennraum

Die Steigerung des mittleren Einspritzdrucks bewirkt eine Verkürzung der Spritzdauer und somit eine Frühverschiebung des Kurbelwinkels, an dem der zuletzt eingespritzte Kraftstoff den Muldenkragenradius erreicht. Auf die Änderungen der Auftreffanteile des Sprays im Brennraum hat diese Frühverschiebung den größten Einfluss. Die Spraygeschwindigkeit am Spritzlochaustritt nimmt mit dem Einspritzdruck zu und resultiert in einem früheren Auftreffen des Sprays am Muldenkragenradius. Dessen Einfluss auf die Sprayauftreffanteile ist aber gegenüber der Spritzdauerverkürzung wesentlich geringer. Bei einer Ladedrucksteigerung gleichen sich die folgenden Einflüsse gegenseitig aus. Zum Einen wird durch die Erhöhung des Ladedrucks der Spraykegelwinkel nach Gleichung (6-12) größer und der maximal mögliche Kragenanteil dadurch kleiner. In der Folge sinkt auch der mittlere Muldenkragenanteil. Zum Anderen erreicht das Spray aufgrund der erhöhten Ladungsdichte den Muldenkragenradius erst später und die Einspritzung endet durch die etwas verbrauchsgünstigere Verbrennungslage geringfügig früher. Damit gewinnt der Kurbelwinkelbereich mit einem hohen Muldenkragenanteil an Bedeutung, vgl. Abbildung 6-6. Die gegensätzlichen Einflüsse haben weitgehend konstante Sprayanteile zur Folge. Die Auswirkungen einer Lade- und Einspritzdrucksteigerung auf die die Auftreffanteile beeinflussenden Parameter sind in Tabelle 6-2 zusammengefasst. Eine detaillierte Darstellung der Einflüsse einer Lade- und Einspritzdrucksteigerung auf die Zylinderladungsdichte in OT, die Kurbelwinkel  $\alpha_{Kr,Beginn}$  und  $\alpha_{Kr,Ende}$  und den Spraykegelwinkel kann Abbildung 10-12 in Kapitel 10.7 des Anhangs entnommen werden.

Tabelle 6-2: Einfluss der Anhebung des Einspritz-  $p_{Inj,m}$  bzw. Ladedrucks  $p_S$  auf die Parameter Kurbelwinkelbereich der Spray-Muldenkrageninteraktion ( $\alpha_{Kr,Beginn}$  und  $\alpha_{Kr,Ende}$ ) und Spraykegelwinkel  $\theta$

Variation \ Parameter		$\alpha_{Kr,Beginn}$	$\alpha_{Kr,Ende}$	$\theta$
$p_{Inj,m}$ ↑		früher	früher	↗
$p_S$ ↑		später	etw. früher	↑

Aus den Verbrennungssimulationen mit Injektor 2 und Düse 1 ist in Abbildung 6-7 für eine Einspritzdruckvariation die Verteilung der Equivalence Ratio (= 1 / Luftverhältnis) im Brennraum zum Zeitpunkt unmittelbar vor Beginn des Nadelschließens ( $\approx$  Spritzende) dargestellt. Beim Vergleich mit der Sprayausbreitung im Modell (gestrichelte Linie) ergibt sich insbesondere in der strahlaufwärts gewandten Sprayhälfte eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Modell. Die deutlichere Sprayausbreitung bei der Simulation in Richtung Zylinderkopf kann auf die Ladungsbewegung zurückgeführt werden. So ergibt sich durch die Abwärtsbewegung des Kolbens eine Strömung aus der Mulde in den Quetschspalt, die das Spray nach oben ablenken kann. Für die Wahl des jeweils dargestellten Zeitpunkts gilt, dass der zuletzt eingespritzte Kraftstoff etwa 1-2 °KW später den Muldenkragenradius erreicht haben wird. Damit ist ersichtlich, dass im Fall des niedrigsten Einspritzdrucks ein bedeutender Anteil des Kraftstoffs direkt in den Quetschspalt gespritzt wird ( $x_{Qu} = 26\%$ , siehe Legende). Beim nächst höheren Einspritzdruckniveau erreicht das Spray im Modell zum angegebenen Zeitpunkt gerade die Oberkante des Muldenkragens. Mit dem noch folgenden Kraftstoff und der weiteren Abwärtsbewegung des Kolbens trifft insgesamt nur noch 2 % des Sprays auf den Quetschspaltbereich. Wird der Einspritzdruck nochmals angehoben, so gelangt im Spraymodell kein Kraftstoff mehr in den Quetschspalt. Die Simulation zeigt selbstverständlich, dass aufgrund der Ladungsbewegung und insbesondere nach dem Spray-Wandkontakt in allen Fällen ein Teil des Sprays in den Quetschspalt gelenkt wird. Die qualitativen Veränderungen des Sprayanteils im Quetschspalt bei einer Steigerung des Einspritzdrucks (Luftverhältniswerte steigen) korrelieren letztlich aber mit der Trendaussage des Spraymodells (Kraftstoffanteil sinkt).

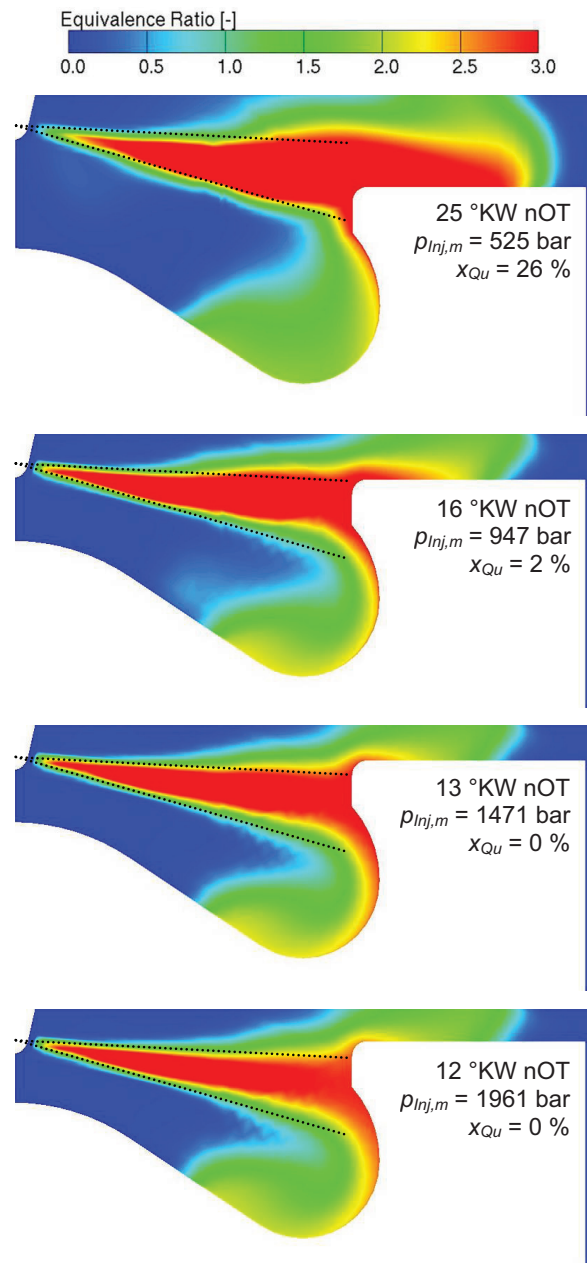


Abbildung 6-7: Vergleich der Equivalence Ratio-Verteilung (= 1 / Luftverhältnis) bei Variation des Einspritzdrucks und Schnitt durch die Strahlmittelachse unmittelbar vor Beginn des Nadelschließens; Gestrichelte Linien markieren Modell-Spraykegelwinkel; Kurbelwinkel, Einspritzdruck und berechneter Quetschspaltauftreffanteil gemäß Legende; Ruß- zu  $\text{NO}_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 1;  $n = 2000 \text{ U/min}$ ,  $p_{mi} = 12 \text{ bar}$ , RB1, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Abbildung 6-8 zeigt für Injektor 2 mit Düse 2 die Verläufe der Auftreffanteile des Sprays im Brennraum über dem mittleren Einspritzdruck bei Variation der Aufladung. Die Ladedruckvariation hat wie bereits diskutiert keinen nennenswerten Einfluss auf die Sprayanteile. Bei einem mittleren Einspritzdruck von etwa 700 bar treffen nur noch 2 bis 3 % des Kraftstoffs auf den Quetschspalt, ab etwa 900 bar gelangt der Spraykegel nicht mehr in

den Quetschspalt. Bei einer weiteren Steigerung des Einspritzdrucks nimmt lediglich der Auftreffanteil auf den Hinterschnitt zu und der Anteil auf den Muldenkragen sinkt. Für die erste Einspritzdruckerhöhung gilt, dass der Quetschspaltauftreffanteil reduziert wird und der Muldenkragenanteil leicht gesteigert werden kann. Erst wenn der Anteil des Quetschspalts gegen Null läuft, fängt auch der Muldenkragenanteil an zu sinken. Vergleicht man die Kurven mit den Emissionsverläufen in Abbildung 4-3, so fällt auf, dass für alle Aufladerandbedingungen die größte Emissionsreduktion mit der ebenso größten Verminderung des Quetschspaltanteils einher geht. Für den Einspritzdruckbereich, bei dem sich Quetschspaltanteile größer Null ergeben, gibt dieser Auftreffanteil eine starke Tendenz für den Verlauf der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über dem mittleren Einspritzdruck an. Folglich könnte der Quetschspaltanteil einen bedeutenden Einfluss auf die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen haben. Das kleine und damit ungünstige Volumen-Oberflächenverhältnis und die niedrigen Temperaturen im Quetschspalt können nicht nur zur Verlangsamung bzw. zum Einfrieren der Verbrennungsreaktionen (Quench-Effekt) führen und damit die Bildung von Kohlenmonoxid (CO) oder Kohlenwasserstoffen (HC) fördern [57]. Anhand des Verbrennungsmodells aus [84] und den Simulationen in [181] lassen sich auch erhöhte Rußemissionen durch eine Verbrennung im Quetschspalt erklären. Danach wird der im Strahlkern gebildete Ruß in der heißen stöchiometrischen Diffusionsflammenzone oxidiert. Sinkt die Flammentemperatur aufgrund der lokalen Umgebungsbedingungen im Quetschspalt aber stark ab (vgl. [68]), so wird die Rußoxidationsrate reduziert und die Konzentration des Rußes im Abgas verbleibt auf einem höheren Niveau.

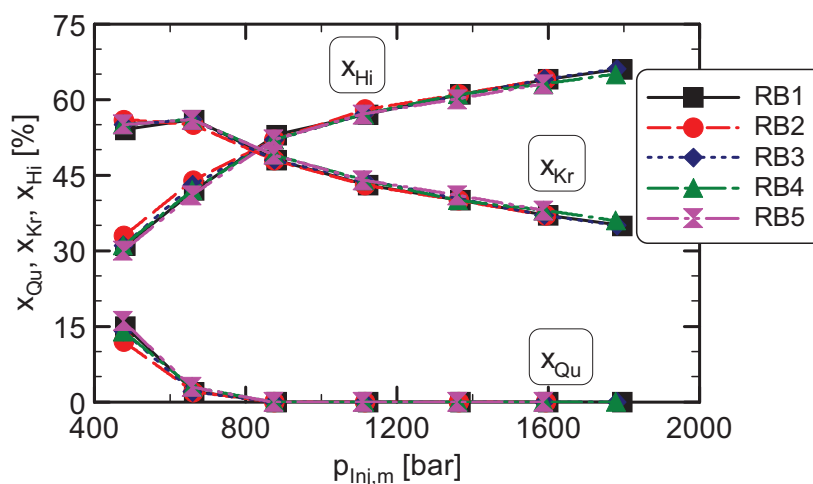


Abbildung 6-8: Auftreffanteile des Sprays auf den Quetschspalt  $x_{Qu}$ , Muldenkragen  $x_{Kr}$  und Hinterschnitt  $x_{Hi}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation des Ladedrucks; Ruß- zu NO<sub>x</sub>-Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Die Korrelation des Quetschpaltanteils mit den Rußemissionen in den Betriebspunkten ohne Abgasrückführung bestätigt den bedeutenden Einfluss dieses Auftreffanteils. Abbildung 6-9 zeigt eine Gegenüberstellung des Quetschpaltanteils mit den Rußemissionen bei einem geometrischen Strahlursprung von 1,25 mm. Der verkleinerte GSU bewirkt im Vergleich zum Standard mit 2,25 mm höhere Quetschpaltanteile bei gleichem mittlerem Einspritzdruck. Mit diesem geometrischen Strahlursprung ergibt sich eine deutliche Reduktion des Quetschpaltanteils für die ersten beiden Einspritzdruckerhöhungen. Die Rußemissionen können gleichfalls in diesem Einspritzdruckbereich reduziert werden und bleiben ab einem mittleren Einspritzdruck von etwa 900 bar praktisch konstant. Damit korreliert der Sprayauftreffanteil auf den Quetschpalt im Motorbetrieb ohne AGR mit dem Sättigungsverhalten der Emissionen. Aufgrund der nicht vorhandenen Abgasrückführung liegen alle Luftverhältniswerte oberhalb von 15, selbst für das niedrigste Ladedruckniveau. Dies lässt vermuten, dass über die Aufladung kein weiteres Potenzial zur Rußreduktion generiert wird und deshalb die Emissionswerte weitgehend unabhängig vom Ladedruck sind.

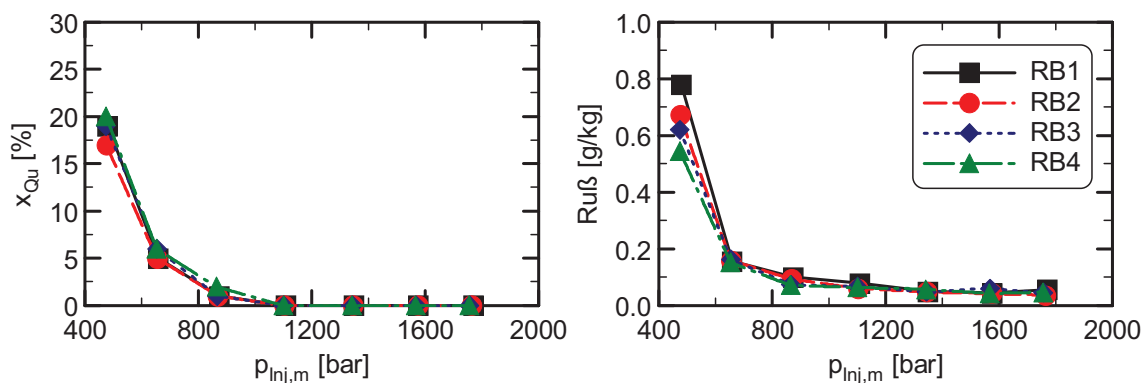


Abbildung 6-9: Vergleich des Auftreffanteils des Sprays auf den Quetschpalt  $x_{Qu}$  und der Rußemissionen über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation des Ladedrucks; Messpunkte ohne AGR; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 1,25 mm, nur HE

### 6.3 Lokales Luftverhältnis in der Brennraummulde

Für eine Verbrennung nahe um den oberen Totpunkt wird in [70] eine Brennraumgeometrie mit möglichst großem K-Faktor als günstig definiert. Nahe um OT hat der Quetschpalt in etwa seine nominale Höhe, ist dementsprechend sehr flach und es kann davon ausgegangen werden, dass dieses Totvolumen nicht an der Verbrennung teilnimmt. Daher steht für die Gemischaufbereitung und Verbrennung nur das Muldenvolumen zur Verfügung und es ist zielführend, dieses Volumen zu maximieren. Findet die Einspritzung und Verbrennung nach

dem oberen Totpunkt statt und ist in diesem Zeitraum eine signifikante Kolbenabwärtsbewegung festzustellen, so nimmt der Anteil des Muldenvolumens am Gesamtvolumen mit zunehmendem Kurbelwinkel ab. Eine Einspritzung, die den Kraftstoff ausschließlich in der Kolbenmulde platziert und dadurch zu einer lokal beschränkten Verbrennung führt, hätte in diesem Fall zur Folge, dass nur ein Teil der zur Verfügung stehenden Luft von der Verbrennung erfasst würde. Damit könnten sich lokal fette Bereiche bilden, obwohl global ein Luftüberschuss vorhanden wäre. Das Potenzial des Brennverfahrens zur Rußoxidation würde nicht vollständig ausgenutzt werden.

### 6.3.1 Berechnung des lokalen Luftverhältnisses in der Brennraummulde

Mithilfe der Auftreffanteile des Sprays auf den Muldenkragen und Hinterschnitt, also der Anteile in der Mulde, und des Muldenvolumenverhältnisses  $K^*$  lässt sich das (gemittelte) lokale Luftverhältnis in der Kolbenmulde ( $\lambda_{lok,Mu}$ ) ermitteln. Steigt das Volumenverhältnis, bedeutet dies, ein größerer relativer Anteil der Zylinderladung befindet sich während der Zeitdauer der Spraypenetration in der Brennraummulde. Ein Anstieg der Summe aus den Auftreffanteilen auf den Kragen und Hinterschnitt besagt, dass mehr Kraftstoff in die Mulde eingespritzt wird. Das Verhältnis dieser beiden Parameter beschreibt den Zusammenhang zwischen verfügbarer Luft und eingespritztem Kraftstoff in der Brennraummulde und drückt für dieses Volumen aus, wie hoch der Luft- oder Kraftstoffüberschuss ist, je nachdem, ob sich ein Quotient größer oder kleiner eins ergibt. Abbildung 6-10 ist der Verlauf dieses Verhältnisses bei Variation des mittleren Einspritzdrucks für verschiedene Aufladerandbedingungen zu entnehmen. Das Volumenverhältnis ist geometrisch bestimmt und die Auftreffanteile sind weitgehend unabhängig vom Ladedruck, deshalb liegen auch die Kurven in dieser Abbildung übereinander. Ab einem Druck von etwa 900 bar entsprechen die Kurven dem Verlauf von  $K^*$ , da die Summe der Auftreffanteile in der Kolbenmulde gleich eins ist, vgl. Abbildung 6-8. Aufgrund des etwas näher an OT liegenden Penetrationsbeginns und der kürzeren Penetrationsdauer mit steigendem Einspritzdruck nimmt der Anteil des Muldenvolumens am Gesamtvolumen und damit das Volumenverhältnis über dem Einspritzdruck zu. Durch die sehr langen Einspritzdauern und die hohen Quetschpaltanteile bei sehr niedrigen Einspritzdrücken sinkt der Kraftstoffanteil in der Mulde, sodass die Kurven aus Abbildung 6-10 in diesem Bereich höhere Werte aufweisen.



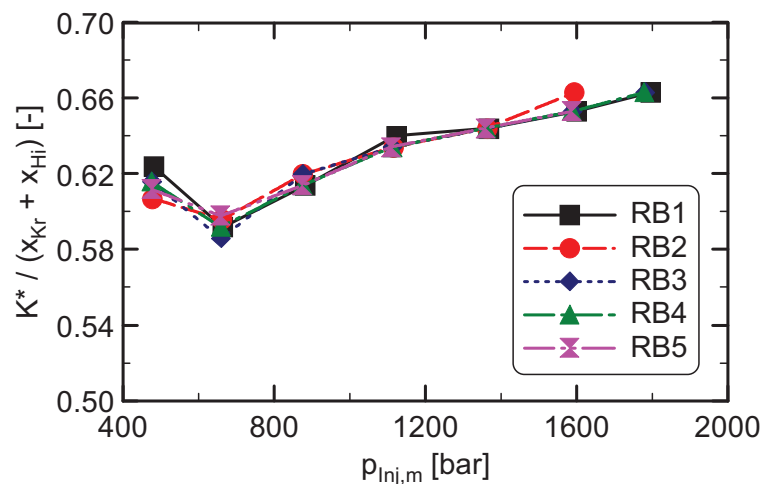


Abbildung 6-10: Vergleich des Quotienten aus Muldenvolumenverhältnis  $K^*$  und Auftreffanteile auf den Muldenkragen und Hinterschnitt ( $x_{Kr} + x_{Hi}$ ) über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation des Ladedrucks; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Wird der Quotient aus  $K^*$  und der Summe der Auftreffanteile an der Muldenwand mit dem Luftverhältnis  $\lambda$  multipliziert, so erhält man das lokale Luftverhältnis in der Kolbenmulde  $\lambda_{lok,Mu}$ .

$$\lambda_{lok,Mu} = \lambda \cdot \frac{K^*}{x_{Kr} + x_{Hi}} \quad (6-17)$$

Die Berechnung ist eine vereinfachte Betrachtungsweise, da davon ausgegangen wird, dass die gesamte auf die Muldenwand auftreffende Kraftstoffmasse auch in der Kolbenmulde verbleibt und dort verbrennt. Trotzdem ist das so berechnete lokale Luftverhältnis ein aussagekräftiger Parameter zur Beurteilung des Brennverfahrens und der resultierenden Emissionen.

### 6.3.2 Einfluss des lokalen Luftverhältnisses in der Brennraummulde

Die Ergebnisse der Berechnung des lokalen Luftverhältnisses sind in Abbildung 6-11 aufgeführt. Da sich mit einer Anhebung des Ladedrucks die Verteilung des Kraftstoffs praktisch nicht ändert, die Luftmasse bzw. das Luftverhältnis aber steigt, liegen die Kurven für größere Ladedrücke auf einem höheren Niveau. Es ist zu erkennen, dass die einzelnen Verläufe der Kurven sehr gut mit den entsprechenden Verläufen der Ruß- $NO_x$ -Emissionen korrelieren, vgl. Abbildung 4-3. Insbesondere ist aus den Kurven von  $\lambda_{lok,Mu}$  ein Sättigungsverhalten ersichtlich, dass mit dem Potenzial des Einspritzdrucks zur Reduktion der Ruß- $NO_x$ -Emissionen übereinstimmt. Kann bei einer Erhöhung des Einspritzdrucks das lokale

Luftverhältnis abgesenkt werden, so ergibt sich auch eine Reduktion der Emissionen. Bleibt bei konstantem Ruß/NO<sub>x</sub>-Verhältnis das lokale Luftverhältnis hingegen konstant oder steigt sogar wieder an, dann ist auch ein Gleichbleiben oder Ansteigen der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen festzustellen. In Abhängigkeit vom Ladedruck ergibt sich ein minimaler Lambdawert für das Muldenvolumen, der auch das Erreichen der Emissionsuntergrenze kennzeichnet. Mit den Kurven des lokalen Luftverhältnisses lassen sich also sehr gut die Emissionsverläufe und deren Sättigung beschreiben. Über das Absolutniveau der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen kann jedoch anhand dieser Verläufe keine Aussage getroffen werden.

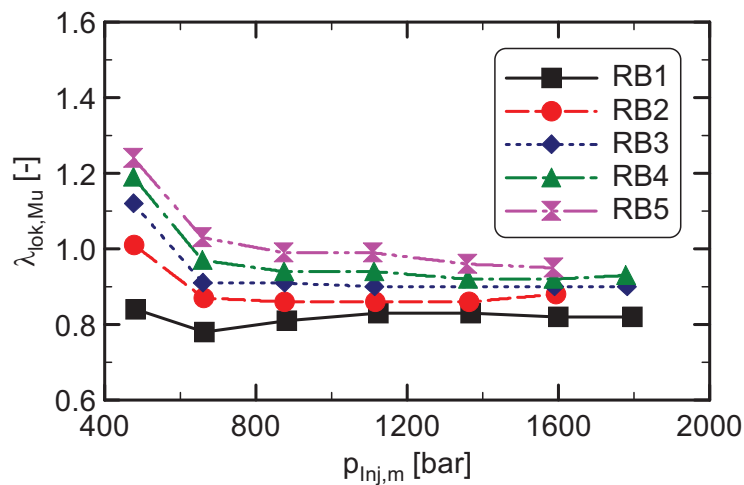


Abbildung 6-11: Vergleich des lokalen Luftverhältnisses in der Mulde  $\lambda_{lok,Mu}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{inj,m}$  bei Variation des Ladedrucks; Ruß- zu NO<sub>x</sub>-Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Um eine Aussage zur Qualität des erreichten minimalen lokalen Luftverhältnisses und zum resultierenden Emissionsniveau bei unterschiedlichen Aufladungen treffen zu können, kann der lokale Luftverhältniswert auf den Ladedruck bezogen werden. Aus diesem Verhältnis zeigt sich, ob bei einer Ladedrucksteigerung, also Anhebung des globalen Luftverhältnisses,  $\lambda_{lok,Mu}$  im gleichen Verhältnis ansteigt und so der Quotient lediglich konstant bleibt. Verbessert sich hingegen durch den erhöhten Ladedruck die Luftausnutzung ist mit geringeren Emissionen zu rechnen. Der globale Lambdawert steigt dann nur unterproportional an,  $\lambda_{lok,Mu}$  erhöht sich ebenfalls prozentual weniger als der Ladedruck und das Verhältnis aus lokalem Luftverhältnis und Ladedruck wird kleiner. Abbildung 6-12 zeigt die sich ergebenden Kurven für den Quotienten aus lokalem Luftverhältnis und Ladedruck über dem mittleren Einspritzdruck bei Variation der Aufladerandbedingungen. Die Kurven des lokalen Lambdas ändern durch den Bezug auf den jeweils zu Grunde liegenden konstanten Ladedruck nicht ihre Charakteristik über dem Einspritzdruck. Anhand des Niveaus der Kurven ist aber zu

erkennen, dass bei Steigerung des Ladedrucks das lokale Luftverhältnis in der Kolbenmulde nicht in gleichem Maße ansteigt, also eine bessere Luftausnutzung vorliegt und die Emissionen geringer ausfallen müssten. Der Vergleich mit Abbildung 4-3 bestätigt den engen Zusammenhang zwischen dem gebildeten Verhältnis und den Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen. Der Verlauf der Emissionen über dem mittleren Einspritzdruck korreliert sehr gut mit den Kurven dieses Verhältnisses. Dabei entsprechen die Emissionen sowohl im Sättigungsverhalten als auch im Niveau den Kurven aus Abbildung 6-12 (linkes Diagramm).

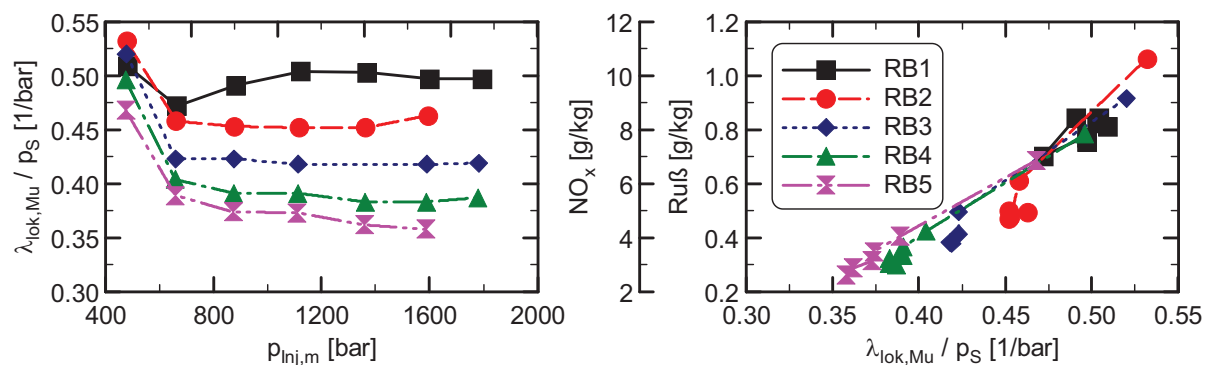


Abbildung 6-12: Vergleich des Quotienten lokales Luftverhältnis in der Mulde durch Ladedruck  $\lambda_{lok,Mu} / p_S$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{inj,m}$  und der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über diesem Verhältnis bei Variation des Ladedrucks; Ruß- zu NO<sub>x</sub>-Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Trägt man die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über dem Quotienten aus lokalem Luftverhältnis in der Mulde und Ladedruck auf, so wird der Zusammenhang nochmals deutlich (Abbildung 6-12, rechtes Diagramm). Alle Messpunkte liegen in einem schmalen Band, das mit sinkenden Verhältniswerten auch zu niedrigeren Emissionen hin abfällt. Damit erscheint ein konstanter Wert für die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen unabhängig vom Ladedruck erreichbar zu sein. Der tendenzielle Verlauf des Bandes zeigt aber, dass minimale Emissionen nur bei niedrigsten lokalen Lambdawerten in der Brennraummulde bei gleichzeitig höchsten Ladedrücken verwirklicht werden können. Die Messpunkte von Randbedingung RB5 liegen deshalb am unteren linken Ende des Ergebnisbandes. Mit der Kombination aus lokalem Luftverhältnis und dessen Möglichkeit zur Beschreibung des Sättigungsverhaltens sowie dem Ladedruck für die Darstellung des Emissionsniveaus lassen sich also die erreichbaren Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen bei Einspritz- und Ladedrucksteigerung beschreiben.

## 6.4 Luftverhältnis im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs

Wie in Kapitel 6.1 erläutert, beeinflusst die relative Position des Flame Lift-Offs zur maximalen Flüssigphaseneindringtiefe das Sättigungsverhalten des mittleren Einspritzdrucks bezüglich dessen Potenzials zur Reduktion der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen nicht. Der Abstand der Düse zur Diffusionsflammenwurzel hat jedoch Auswirkungen darauf, wie viel Luft bis zur Flamme in den Kraftstoffstrahl eingesaugt wird und könnte damit für sich einen Einfluss auf das Sättigungsverhalten haben. Das Produkt der unvollständigen Verbrennung des unterstöchiometrischen Luft-Kraftstoffdampfgemischs in einem Bereich strahlabwärts des Flame Lift-Offs ist für die Rußentstehung im Spraykern verantwortlich, vgl. Kapitel 2.2. Für die Rußemissionen ist daher von großer Bedeutung, wie weit der Kraftstoffstrahl bis zur Diffusionsflamme durch das Luft-Entrainment abgemagert werden kann. Eine quantitative Aussage hierzu kann durch das über den Einspritzstrahlquerschnitt gemittelte Luftverhältnis im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs ( $\lambda_{Spr}(FLO)$ ) getroffen werden. Für ein Dieselspray in ruhender Umgebung (Brennkammer) werden in [90] und [91] die Ergebnisse der Luftverhältnisbestimmung für Variationen des Einspritzdrucks, der Umgebungstemperatur und -dichte, des Spritzlochdurchmessers und der Sauerstoffkonzentration in der Umgebung aufgeführt und mit dem gleichzeitig gemessenen relativen Rußeigenleuchten als Indikator für die Rußbildung verglichen. Es zeigt sich als dominanter Trend, dass mit höherem Luft-Entrainment, also einer größeren eingesaugten Luftmasse strahlaufrwärts von der Verbrennungszone, das Rußeigenleuchten reduziert wird, siehe Abbildung 6-13. Ab einem Luftverhältnis von ungefähr 0,5 an der Stelle des Flame Lift-Offs kann kein Rußeigenleuchten mehr detektiert werden. Dieser Wert wird beispielsweise in [94] durch direkte Rußkonzentrationsmessung bestätigt. Der Luftverhältnisschwellwert von 0,5 gilt, abgesehen von der Sauerstoffkonzentration, unabhängig von den Injektor- und Umgebungsrandbedingungen. In [91] wird auch eine weitgehende Unabhängigkeit des Rußeigenleuchtens vom Sauerstoffgehalt der Umgebung geschlussfolgert. Tatsächlich finden sich aber die Messergebnisse mit niedriger Sauerstoffkonzentration im Diagramm vermehrt am unteren Ende des Ergebnisraums und die mit einer hohen Konzentration eher am oberen Ende. Die entsprechenden Messwerte sind in Abbildung 6-13 durch zwei Ellipsen markiert. Der nicht quantifizierte Einfluss der Sauerstoffkonzentration in der Umgebung wird deshalb in der folgenden Gegenüberstellung der Luftverhältniswerte am Flame Lift-Off mit den Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen ebenfalls untersucht.

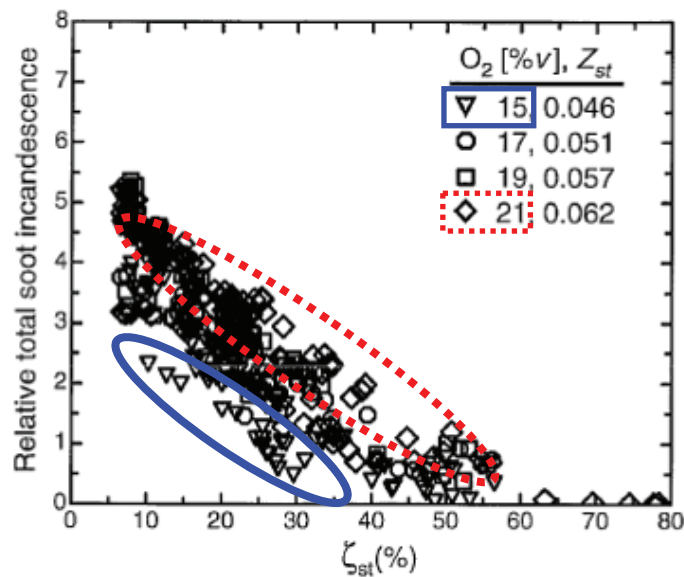


Abbildung 6-13: Relatives Rußeigenleuchten der gesamten Flamme eines Sprays über dem Luftverhältnis im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs (in %) bei Variation diverser Randbedingungen; Spritzlochdurchmesser 180  $\mu\text{m}$ , Druckdifferenz über dem Spritzloch 1380 bar, Umgebungsdichte 7,3 bis 58,5  $\text{kg}/\text{m}^3$ , Umgebungstemperatur 800 bis 1300 K, Sauerstoffkonzentration in der Umgebung 15 bis 21 % gemäß Legende; Die Größe  $\zeta_{st}(\%)$  in der Darstellung entspricht  $\lambda_{Spr}(FLO) \cdot 100\%$  in dieser Arbeit; aus [91]

#### 6.4.1 Berechnung des Luftverhältnisses im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs

Mithilfe der Annahmen des in Abbildung 6-4 dargestellten Spraymodells, den Massenströmen von Luft und Kraftstoff an der Stelle  $x = FLO$  und dem stöchiometrischen Luftbedarf der Zylinderladung kann nach [48] die folgende Gleichung für das Luftverhältnis im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs aufgestellt werden:

$$\lambda_{Spr}(FLO) = \frac{\sqrt{1 + 16 \cdot \left( \frac{a \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)}{d_{eff}} \right)^2 \cdot \frac{\rho_z}{\rho_f} \cdot FLO^2 - 1}}{2 \cdot L_{st,O_2}} \quad (6-18)$$

Aufgrund der getroffenen Annahmen gibt das Ergebnis einen über den Sprayquerschnitt gemittelten Lambdawert wieder. Die Eingangsparameter der Gleichung sind wieder über den Zeitraum von Brennbeginn bis Spritzende gemittelte Werte, sodass auch das Sprayluftverhältnis zu einer skalaren Größe berechnet wird. In die Formel gehen die schon bekannten Größen Flame Lift-Off FLO nach Gleichung (6-5), effektiver Lochdurchmesser  $d_{eff}$

nach Gleichung (6-2), halber Spraykegelwinkel nach Gleichung (6-12) und stöchiometrischer Luftbedarf der Zylinderladung  $L_{st,O_2}$  nach Gleichung (10-14) ein. Die Vergrößerung des Spraykegelwinkels bedeutet ein größeres Sprayvolumen zwischen Düse und Flame Lift-Off und damit ein gesteigertes Luft-Entrainment. Ebenso wirkt die Anhebung der Dichte der Zylinderladung, die zunächst bei gleichem Volumen die eingesaugte Luftmasse erhöht, zusätzlich aber noch einen Einfluss auf den Spraykegelwinkel hat und diesen anwachsen lässt. Das Luft-Entrainment steigt weiterhin mit der Abnahme des Düsenlochdurchmessers und natürlich mit einem zunehmenden Flame Lift-Off, sprich Abstand der Diffusionsflamme von der Düse. Mit abnehmender Sauerstoffkonzentration wird der stöchiometrische Luftbedarf größer bzw. die eingesaugte Sauerstoffmasse reduziert und damit das Luftverhältnis kleiner. Der Einfluss der Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung auf das Sprayluftverhältnis am Flame Lift-Off  $\lambda_{Spr}(FLO)$  wird durch den Vergleich dieser Größe mit der auf die Sauerstoffkonzentration bezogene Größe  $\lambda_{Spr,O_2}(FLO)$  beurteilt.

$$\lambda_{Spr,O_2}(FLO) = \frac{\lambda_{Spr}(FLO)}{\psi_{O_2,Z}} \quad (6-19)$$

Nach Abbildung 6-13 sollte bei einem konstanten  $\lambda_{Spr}(FLO)$  tendenziell weniger Ruß bei einem niedrigeren Sauerstoffgehalt gebildet werden. Dies wird in obiger Gleichung mit der Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung  $\psi_{O_2,Z}$  im Nenner und damit einem Anstieg des  $\lambda_{Spr,O_2}(FLO)$ -Werts gegenüber dem Ausgangsluftverhältnis berücksichtigt.

#### 6.4.2 Einfluss des Luftverhältnisses im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs

Zur Veranschaulichung der Entwicklung des Luftverhältnisses in einem eindringenden Kraftstoffstrahl ist in [166] das Sprayluftverhältnis an der Strahlspitze über der Eindringtiefe für die Einspritzdruckvariation im Betriebspunkt 2000 U/min, 12 bar  $p_{mi}$ , RB2,  $\alpha_{50} =$  konstant, Injektor 2 mit Düse 1 dargestellt. Für die in dieser Arbeit zugrunde gelegten Variationen des mittleren Einspritzdrucks und der Aufladung können deren Auswirkungen auf die Parameter, die wiederum  $\lambda_{Spr}(FLO)$  beeinflussen, Abbildung 10-10 bis Abbildung 10-12 in Kapitel 10.7 im Anhang entnommen werden. Eine Zusammenfassung der Einflüsse wird in Tabelle 6-3 gegeben. Nahezu alle Parameter steigen bei Anhebung des Lade- oder Einspritzdrucks an. Aus Abbildung 6-1 geht hervor, dass der Flame Lift-Off über dem Einspritzdruckbereich um bis zu 75 % ansteigt. Außerdem geht er in etwa proportional in die Berechnung des Spray-Luftverhältnisses ein und ist somit der dominierende Faktor bei einer Einspritzdruckvariation. Die zunehmende Dichte und der leicht ansteigende Spraykegelwinkel helfen zudem, den reduzierenden Einfluss des steigenden stöchiometrischen Luftbedarfs der Zylinderladung auf das Sprayluftverhältnis zu minimieren. Wird der Ladedruck erhöht, so verkleinert sich der Flame Lift-Off geringfügig. Die Dichte- und Spraykegelwinkelerhöhung

überwiegen zusammen diesen Einfluss und den Anstieg von  $L_{st,O_2}$  (maximal 17 %). Hierbei steigt die Zylinderladungsdichte zwar um ca. 60 % an, geht aber letztlich nur mit der Wurzel, also etwa 7,7 %, in das Sprayluftverhältnis ein. Der Spraykegelwinkel hingegen geht in etwa proportional in die Berechnung ein und steigt über der Aufladedruckvariation um bis zu 12 %.

Tabelle 6-3: Einfluss der Anhebung des Einspritz-  $p_{Inj,m}$  bzw. Ladedrucks  $p_S$  auf die Parameter Spraykegelwinkel  $\theta$ , Dichte der Zylinderladung  $\rho_Z$ , Flame Lift-Off FLO und stöchiometrischer Luftbedarf der Zylinderladung  $L_{st,O_2}$

Parameter Variation	$\theta$	$\rho_Z$	FLO	$L_{st,O_2}$
$p_{Inj,m}$ ↑	↗	↑	↑	↑
$p_S$ ↑	↑	↑	↘	↑

Da für beide Variationen jeweils Faktoren im Zähler der Luftverhältnisgleichung dominieren, steigt das Sprayluftverhältnis an der Stelle des FLO bei einer Lade- oder Einspritzdruckerhöhung an, wie in Abbildung 6-14 (linkes Diagramm) gezeigt wird. Bei der Einspritzdrucksteigerung ist der maßgebende Einfluss des Flame Lift-Offs anhand der Kurvenverläufe, insbesondere bei niedrigem Ladedruck, gut zu erkennen, vgl. Abbildung 6-1. Die Kurven zeigen in dieser Betrachtungsrichtung jeweils nur eine minimale Reduktion der Steigung mit ansteigendem Einspritzdruck aber kein offensichtliches Sättigungsverhalten und können auch nicht zum Quervergleich der Emissionen bei konstantem Sprayluftverhältnis verwendet werden. Das Diagramm veranschaulicht, dass der verminderte Flame Lift-Off bei steigendem Ladedruck durch den Anstieg der Zylinderladungsdichte und des Spraykegelwinkels überkompensiert wird. Das steigende Sprayluftverhältnis korreliert mit sinkenden Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen. Gemäß den Emissionskurven für verschiedene Aufladerandbedingungen, die mit steigendem Ladedruck näher beieinander liegen, vgl. Abbildung 4-3, nähern sich die Luftverhältniswerte bei konstantem Einspritz- und erhöhtem Ladedruck ebenfalls an. Insgesamt kann daher mit dem Luftverhältnis im Spray das Emissionsniveau bei einer Ladedruckvariation (Einspritzdruck konstant) beschrieben und das Verhalten der Emissionen über dem Ladedruck mit einer Sättigung des Sprayluftverhältnisses erklärt werden. Vergleicht man das Sprayluftverhältnis am Flame Lift-Off (linkes Diagramm) mit dem auf die Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung bezogenen Luftverhältnis (rechtes Diagramm), so fällt auf, dass der Einfluss des Sauerstoffgehalts gering aber trotzdem erkennbar ist. Anhand der ähnlichen Darstellung der beiden Diagramme ist die etwas größere Spreizung zwischen den Kurven der einzelnen Aufladerandbedingungen bei  $\lambda_{Spr,O_2}$ (FLO) erkennbar. Sie stellt die Emissionsniveaus aus Abbildung 4-3 exakter dar und gibt vor allem bei hohen Ladedrücken eher die Emissionsunterschiede wieder. Damit empfiehlt es sich, das auf den Sauerstoffgehalt bezogene Luftverhältnis im Spray an der Stelle des FLO für weitere

Vergleiche heranzuziehen. Zusammengefasst gibt das Sprayluftverhältnis somit Auskunft über das Niveau der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen bei Variation des Ladedrucks und konstantem Einspritzdruck, ist aber für die Darstellung der Emissionen bei einer Einspritzdruckvariation unbrauchbar, da es hier kein Sättigungsverhalten zeigt.

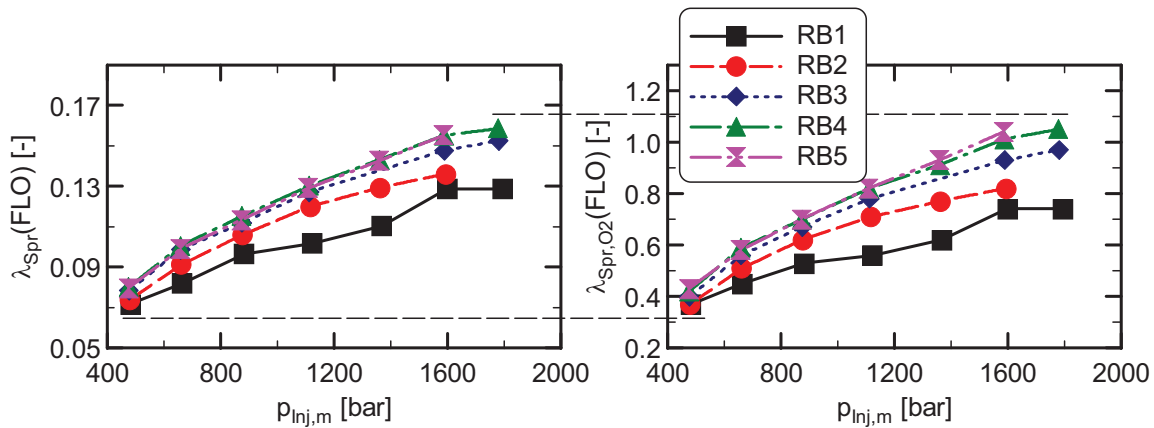


Abbildung 6-14: Vergleich des Luftverhältnisses im Spray an der Stelle des FLO  $\lambda_{Spr}(FLO)$  und des auf die Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung bezogenen Verhältnisses  $\lambda_{Spr,O_2}(FLO)$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation des Ladedrucks; Ruß- zu NO<sub>x</sub>-Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

## 6.5 Kombination von Haupteinflussgrößen

Die vorangegangenen Kapitel haben gezeigt, dass die vorgestellten Parameter als isolierte Kennzahlen teilweise nicht die Verläufe der Emissionskurven und ihr Sättigungsverhalten erklären können. So beschreiben die Auftreffanteile des Sprays im Brennraum lediglich den Trend der Emissionsverläufe und kennzeichnen demnach, in welchem Einspritzdruckbereich das größte Reduktionspotenzial für Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen liegt. Die Emissionsniveaus können für verschiedene Aufladerandbedingungen nicht dargestellt werden. Im Gegensatz dazu kann aus den Verläufen des Luftverhältnisses im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs nur das Emissionsniveau bei einer Ladedruckvariation, nicht aber der Kurvenverlauf über dem mittleren Einspritzdruck, sprich das Einspritzdrucksättigungsverhalten, interpretiert werden. Mithilfe der einzelnen Beschreibungsmöglichkeiten kann durch sinnvolle Kombination der Parameter eine Haupteinflussgröße entwickelt werden, die die Ergebnisse der Lade- und Einspritzdruckvariation korrekt beschreiben kann. Aus den drei Sprayauftrittanteilen im Brennraum geht der Auftreffanteil auf den Muldenkragen als zweckmäßige Kenn- und Rechengröße hervor. Dessen Verlauf zeigt ein Sättigungsverhalten über dem Einspritzdruck, das eng an das Verhalten des Quetschspaltanteils gekoppelt ist, vgl. Abbildung 6-8. Der



bedeutende Einfluss des Quetschspaltanteils auf die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen wird in Kapitel 6.2 dargestellt. Bei einer Einspritzdruckerhöhung steigt der Muldenkragenanteil oder verbleibt auf einem hohen Niveau, solange der Quetschspaltanteil reduziert werden kann. Ist letzterer Anteil gleich Null, dann fällt der Kragenanteil in einer abflachenden Kurve mit dem Einspritzdruck ab. Gegenüber dem Quetschspaltanteil hat der Auftreffanteil auf den Muldenkragen den Vorteil, dass er nie Null wird und somit geeigneter für multiplikative oder divisive Berechnungen ist. Der Hinterschnittanteil steigt über dem gesamten Einspritzdruckbereich durchgängig an, zeigt keine Sättigung und bietet sich demnach als Berechnungsparameter nicht an.

Der Interaktion zwischen dem Einspritzstrahl und einer flachen Wand wird eine unterstützende Wirkung der Gemischbildung und das Potenzial zur Verminderung der Rußbildung bestätigt, vgl. Kapitel 2.1. Demnach ist ein hoher Muldenkragenanteil hilfreich, Emissionen zu reduzieren. Die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen sind in den hier untersuchten Betriebspunkten bei sehr niedrigem Einspritzdruck trotz des hohen Kragenanteils zwar sehr hoch, dies lässt sich aber darauf zurückführen, dass die schlechte Gemischaufbereitung aufgrund des sehr niedrigen Einspritzdrucks und der Einfluss des Quetschspaltanteils die Verbrennung dominieren. Die abflachende Kurve des Kragenanteils im Bereich ohne Quetschspaltanteil deutet jedoch aufgrund der Ähnlichkeit zu den Emissionsverläufen das Potenzial eines hohen Muldenkragenanteils zur Emissionsminderung an. Ein hoher Lambdawert im Strahl an der Stelle des Flame Lift-Offs verringert ebenfalls die Rußemissionen, vgl. Kapitel 2.2. Das bedeutet, beide hier genannten Größen sollten möglichst hoch sein, um minimale Emissionen zu erreichen. Durch eine multiplikative Verknüpfung der Einflussgrößen wird eine Kennzahl gebildet, die dieser Tatsache Rechnung trägt. Das Ergebnis des Produkts aus Muldenkragenauftrittanteil und Luftverhältnis im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs über dem mittleren Einspritzdruck kann Abbildung 6-15 (linkes Diagramm) entnommen werden. Die Kurven zeigen Niveauunterschiede bei einer Ladedrucksteigerung und ein Sättigungsverhalten bei einer Anhebung des mittleren Einspritzdrucks. Damit veranschaulichen sie die sinnvolle Verknüpfung der beiden Einflussgrößen. Die Differenzen der Kurven bei einem konstanten Einspritzdruck, die mit steigendem Ladedruck kleiner werden, resultieren dabei aus den Werten des Sprayluftverhältnisses, die sich ebenfalls bei einem höheren Ladedruck annähern, vgl. Abbildung 6-14. Die Kurvenverläufe über dem mittleren Einspritzdruck bei konstanten Aufladerandbedingungen sind das Resultat aus den minimal, ladedruckspezifisch abflachenden Luftverhältniskurven und dem sinkenden Sprayauftreffanteil auf den Muldenkragen, vgl. Abbildung 6-8 und Abbildung 6-14. Ein Vergleich des Diagramms mit Abbildung 4-3 macht die Übereinstimmung zwischen den Sättigungsbereichen der Ruß-NO<sub>x</sub>-

Emissionen und denen der kombinierten Haupteinflussgröße über dem mittleren Einspritzdruck deutlich.

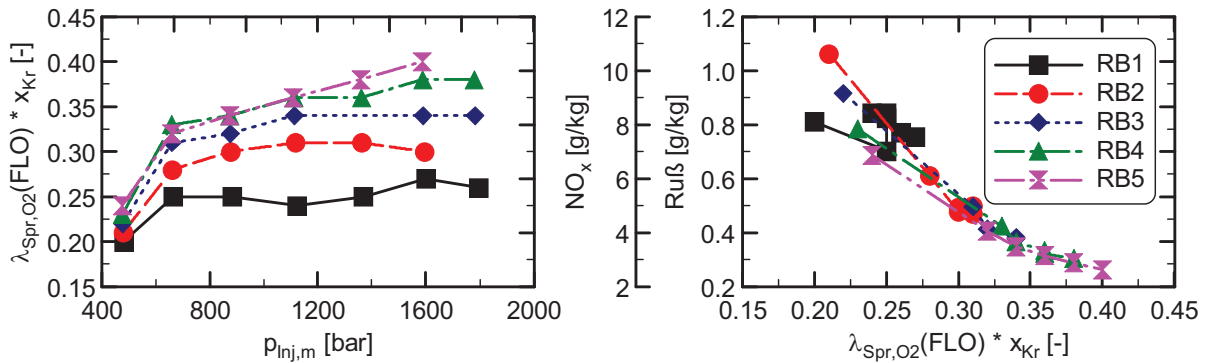


Abbildung 6-15: Vergleich des Produkts aus dem Luftverhältnis im Spray an der Stelle des FLO bezogen auf die Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung  $\lambda_{Spr,O_2}(FLO)$  und dem Auftreffanteil des Sprays auf den Muldenkragen  $x_{Kr}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  und der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über diesem Produkt bei Variation des Ladedrucks; Ruß- zu NO<sub>x</sub>-Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Mittels der kombinierten Verläufe des Auftreffanteils auf den Muldenkragen und des Spray-Luftverhältnisses am Flame Lift-Off lassen sich also die Emissionen bei Variation des mittleren Einspritz- und Ladedrucks beschreiben. Abbildung 6-15 (rechtes Diagramm) demonstriert dies nochmals anhand einer Gegenüberstellung der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen mit den verknüpften Einflussgrößen. Es ist deutlich zu erkennen, dass alle Messwerte innerhalb eines schmalen Ergebnisraums liegen. Dies macht den Zusammenhang von niedrigen Emissionen mit hohen Lambdawerten im Spray am FLO und hohen Sprayauftrreffanteilen am Kragen ersichtlich. Dabei ist das Emissionsergebnis weitgehend unabhängig von den Aufladerandbedingungen, wobei mit steigendem Ladedruck tendenziell niedrigere Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen erzielt werden können und damit die Messpunkte bei der höchsten Aufladung am unteren rechten Ende des Ergebnisraums zu finden sind.

## 7 Validierung der Haupteinflussgrößen

In Kapitel 6 werden die Sprayverteilung im Brennraum, das lokale Luftverhältnis in der Kolbenmulde und das Luftverhältnis im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs als Haupteinflussgrößen über den Einspritzdruck auf die Emissionen ermittelt. Damit beschreiben sie auch im Wesentlichen das Potenzial des Einspritzdrucks zur Emissionsreduktion. In diesem Kapitel sollen diese Größen durch Variationen der Motor- bzw. Betriebspunktparameter validiert werden. Hierzu werden bei konstantem Ladedruck der geometrische Strahlursprung, die Motordrehzahl, die Last (Einspritzdauer), und der Düsendurchfluss variiert. Für jede Parameteränderung wird eine Einspritzdruckvariation durchgeführt und die resultierenden Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen mit den jeweiligen Haupteinflussgrößen korreliert. Die durch die Variationen entstehenden Auswirkungen auf die Verbrennungsparameter, aus denen sich die Haupteinflussgrößen berechnen lassen, werden im Anhang in den Kapiteln 10.8 bis 10.10 detailliert beschrieben.

### 7.1 Auftreffanteile des Sprays im Brennraum

Die Auftreffanteile werden unter anderem vom geometrischen Strahlursprung, der Motordrehzahl, der Last und dem hydraulischen Düsendurchfluss beeinflusst. Der jeweilige Einfluss dieser Variationen auf den Zusammenhang zwischen den Sprayauftreffanteilen und den Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen wird im Folgenden näher erläutert.

#### 7.1.1 Variation des geometrischen Strahlursprungs bei Motorbetrieb ohne AGR

Wird der geometrische Strahlursprung modifiziert, verändern sich bei einer Einspritzung mit konstantem Spritzbeginn und -ende die Auftreffanteile des Sprays im Brennraum. Je weiter die Düsen spitze des Injektors dabei in den Brennraum ragt, sprich je größer der geometrische Strahlursprung ist, desto weniger Kraftstoff wird in den Quetschspalt gespritzt und der Hinterschnittanteil wächst demgegenüber an. In Kapitel 6.2.2 wird der Einfluss des Quetschspaltanteils auf die Rußemissionen bei Einspritzdrucksteigerung und Motorbetrieb ohne AGR erläutert. Die Rußemissionen können demnach durch eine Einspritzdruckerhöhung entsprechend der Reduktion des Quetschspaltanteils vermindert werden. Geht der Quetschspaltanteil auf nahe Null zurück bzw. kann er nicht weiter verringert werden, so können auch die Emissionen mit einer Steigerung des Einspritzdrucks nicht weiter reduziert werden. Aus Abbildung 7-1, die den Quetschspaltanteil und die Rußemissionen bei

konstantem Ladedruck und einer Variation des geometrischen Strahlursprungs aufzeigt, geht gleichfalls hervor, dass die Rußemissionen analog zum Quetschspaltanteil reduziert werden können. Darüber hinaus lässt sich bei der Variation des geometrischen Strahlursprungs auch das Rußemissionsniveau durch die Höhe des Quetschspaltanteils beschreiben. Die Werte des Auftreffanteils sinken für einen konstanten mittleren Einspritzdruck aufgrund der tiefer in der Kolbenmulde positionierten Düse mit zunehmendem GSU. Bei den ersten beiden Einspritzdruckerhöhungen ist zu erkennen, dass die größere Reduktion des Quetschspaltanteils bei einem kleinen GSU auch zu einer deutlicheren Absenkung der Emissionen führt. Sinkt der Quetschspaltanteil auf Prozentwerte nahe Null, erreichen die Rußemissionen ihre Sättigungswerte und es können bei einer weiteren Einspritzdrucksteigerung praktisch keine Emissionsunterschiede mehr detektiert werden. Die GSU-Variation bekräftigt damit die Feststellungen aus Kapitel 6.2.2 für den Motorbetrieb ohne Abgasrückführung und zeigt ferner, dass hier bei konstantem Ladedruck auch die Höhe der Rußemissionen mit dem Sprayauftreffanteil auf den Quetschspalt korreliert.

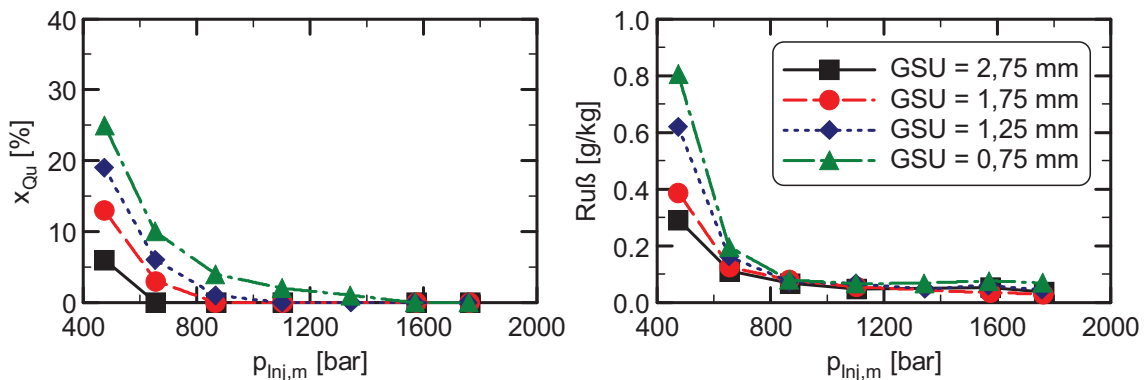


Abbildung 7-1: Vergleich des Auftreffanteils des Sprays auf den Quetschspalt  $x_{Qu}$  und der Rußemissionen über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation des GSU; Messpunkte ohne AGR; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, RB3, SB = 1,5 °KW nOT, nur HE

### 7.1.2 Variation des geometrischen Strahlursprungs bei Motorbetrieb mit AGR

Die Gegenüberstellung des Sprayauftreffanteils auf den Quetschspalt und der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen bei konstantem Ladedruck, Variation des geometrischen Strahlursprungs und Motorbetrieb mit Abgasrückführung ist aus Abbildung 7-2 (linke Seite) ersichtlich. Entsprechend der Ergebnisse ohne AGR liegen die Quetschspaltanteile mit sinkendem GSU bei konstantem mittlerem Einspritzdruck auf einem etwas höheren Niveau. Abbildung 10-17 im Anhang ist zu entnehmen, dass dieser Trend nur auf der Düsenposition im Brennraum beruht, da der Kurbelwinkelbereich, zu dem das Spray den Muldenkragenradius trifft,

konstant ist. Die Korrelation zwischen der Absenkung des Quetschspaltanteils und der Reduktion der Ruß-Emissionen ist hier erkennbar. Sinken die Verläufe des Auftreffanteils bei Einspritzdrucksteigerung mit einem großen Gradienten, so ergeben sich auch signifikante Reduktionen bei den Emissionen. Im Sättigungsbereich des Quetschspaltanteils ( $x_{Qu} = 0$ ) verläuft der Gradient der Emissionskurve generell sehr flach. Dieser Bereich wird mit kleiner werdendem GSU erst bei höheren Einspritzdrücken erreicht. Unterhalb des Sättigungseinspritzdrucks beschreiben die Quetschspaltauftreffanteile auch das Niveau der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen. Dies wird im rechten Diagramm von Abbildung 7-2 verdeutlicht. Hier sind die Emissionen nochmals über dem Quetschspaltanteil aufgetragen und es lässt sich erkennen, dass bei Einspritzdrücken unterhalb des Sättigungsbereichs ( $x_{Qu} > 0$ ) die Emissionen unabhängig vom geometrischen Strahlursprung mit abnehmendem Auftreffanteil gleichmäßig reduziert werden. Damit lassen sich mit dem Sprayauftreffanteil auf den Quetschspalt, wenn dieser größer Null ist, für eine GSU-Variation bei konstantem Ladedruck sowohl das Reduktionspotenzial des Einspritzdrucks auf die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen als auch das Emissionsniveau beschreiben.

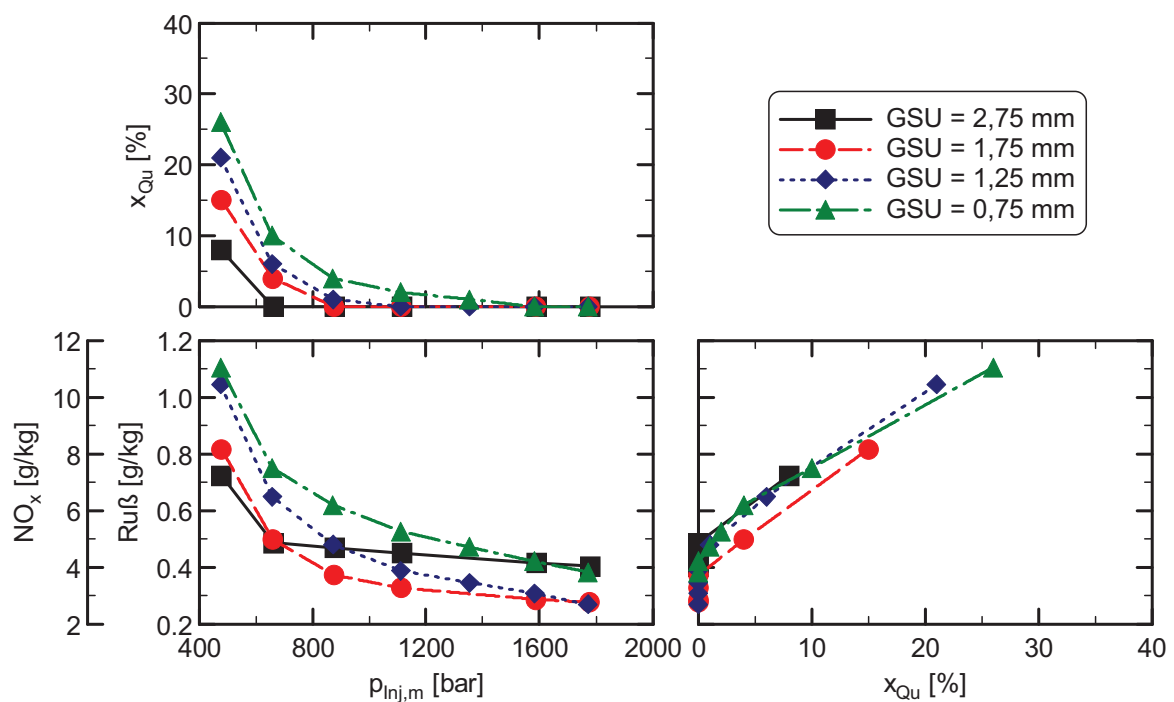


Abbildung 7-2: Vergleich des Auftreffanteils des Sprays auf den Quetschspalt  $x_{Qu}$  und der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  und der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über dem Auftreffanteil des Sprays auf den Quetschspalt  $x_{Qu}$  bei Variation des GSU; Ruß- zu NO<sub>x</sub>-Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, RB3, SB = 1,5 °KW nOT, nur HE

### 7.1.3 Variation der Motordrehzahl

Aufgrund der höheren Strömungsverluste im Ansaugtrakt bei steigender Motordrehzahl vermindert sich bei konstantem Ladedruck die dem Zylinder zugeführte Ladungsmasse. Damit sinkt auch die Zylinderladungsdichte zum Zeitpunkt des Einspritzbeginns (nahe OT). Da die Dichte verglichen mit dem Zylinderdruck einen wesentlich bedeutsameren Einfluss auf das Eindringverhalten des Kraftstoffstrahls und die Berechnung der Auftreffanteile hat, sollte sie über der Drehzahlvariation konstant gehalten werden. Dazu werden bei diesen Untersuchungen der Lade- und Abgasgegendruck angepasst. Durch die Anhebung des Ladedrucks bei einer Drehzahlsteigerung werden die Strömungsverluste im Ansaugtrakt des Motors kompensiert und die Lieferung einer konstanten Ladungsmasse sichergestellt. Das vorgegebene Druckgefälle von der Abgas- zur Frischluftseite des Motors wird nach der Justierung des Ladedrucks durch Anpassung des Abgasgegendrucks wieder eingestellt.

Durch eine vergleichbare Einspritzdauer in Millisekunden für eine konstante Last bei Steigerung der Motordrehzahl verlängert sich die Spritzdauer in Grad Kurbelwinkel. Das hat zur Folge, dass der Auftreffanteil des Sprays auf den Quetschspalt mit der Drehzahl ansteigt (vergleiche hierzu die Kurbelwinkel  $\alpha_{Kr, \text{Beginn}}$  und  $\alpha_{Kr, \text{Ende}}$  aus Abbildung 10-22 im Anhang). Abbildung 7-3 verdeutlicht den auf einem höheren Niveau liegenden Verlauf der Quetschspaltanteilkurve über dem mittleren Einspritzdruck für eine Drehzahlsteigerung von 2250 auf 3000 U/min. Die (in Grad Kurbelwinkel) längeren Einspritz- bzw. Brenndauern bewirken, dass ein zunehmender Teil der Verbrennung bei niedrigen Zylinderdrücken und -temperaturen, insbesondere im Bereich des Quetschspalts, abläuft. Die ungünstigen Umgebungsbedingungen senken die Reaktionsraten und resultieren in einer schlechteren Nachoxidation des Rußes bzw. in höheren Rußemissionen, vgl. Kapitel 2.2. Damit folgen die Verläufe der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über dem mittleren Einspritzdruck bei einer Drehzahlsteigerung und konstanter Ladungsdichte in OT den Kurven des Sprayauftreffanteils auf den Quetschspalt, siehe Abbildung 7-3 (linke Spalte). Die Korrelation lässt sich durch die Auftragung der Emissionen über dem Quetschspaltanteil veranschaulichen (rechtes Diagramm). Das schmale Band der Ergebnisse für einen Auftreffanteil größer Null macht deutlich, dass in diesem Bereich ( $x_{Qu} > 0$ ) auch bei einer Drehzahlvariation die Emissionen bei gegebener Zylinderladungsdichte eindeutig über den Quetschspaltanteil beschrieben werden können. Sobald der Auftreffanteil auf nahe Null reduziert ist, erfahren die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen bei einer Anhebung des Einspritzdrucks keine signifikante Reduktion mehr.

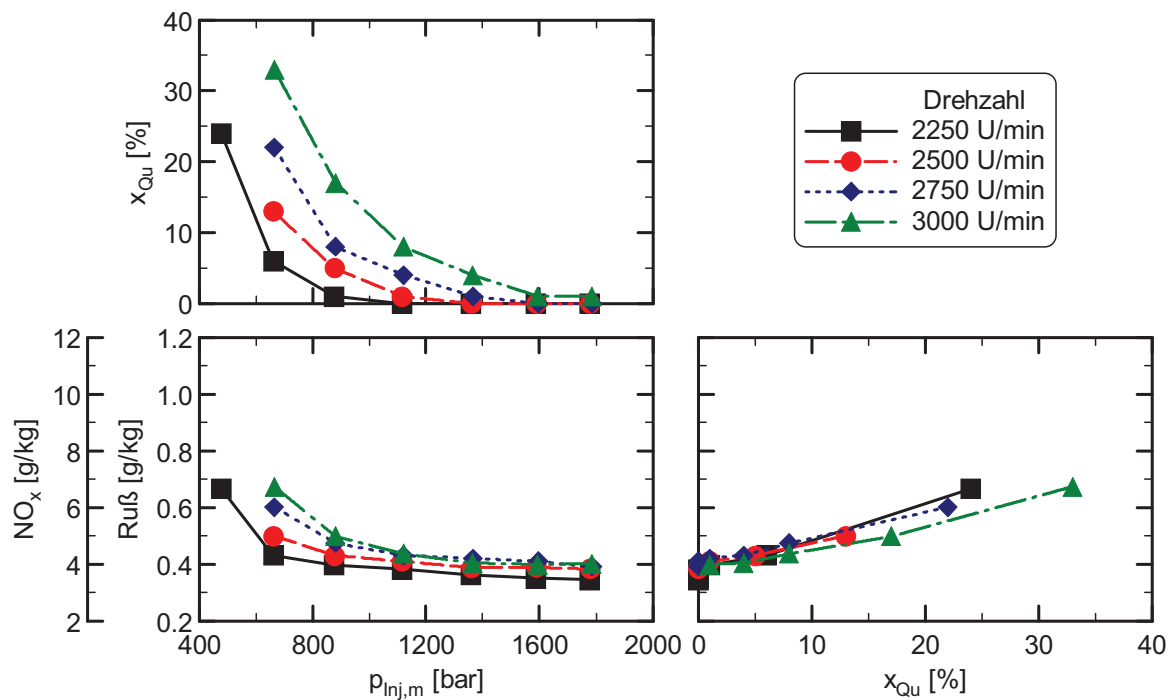


Abbildung 7-3: Vergleich des Auftreffanteils des Sprays auf den Quetschspalt  $x_{Qu}$  und der Ruß- $NO_x$ -Emissionen über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  und der Ruß- $NO_x$ -Emissionen über dem Auftreffanteil des Sprays auf den Quetschspalt  $x_{Qu}$  bei Variation der Drehzahl; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $p_{mi} = 12$  bar, RB3, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

#### 7.1.4 Variation der Last

Die Untersuchungen in [167] und [168] mit Injektor 3 und Düse 1 bei 2000 U/min zeigen, dass der Sättigungsbereich des mittleren Einspritzdrucks für die Reduktion der Ruß- $NO_x$ -Emissionen mit steigender Last erst bei höheren Einspritzdrücken beginnt. Aus Abbildung 7-4 (linkes, unteres Diagramm) kann entnommen werden, dass dies auch für den größeren Düsendurchfluss der Düse 2 und eine gesteigerte Motordrehzahl von 2500 U/min gilt. Bei der Lastvariation verschieben sich die Emissionskurven aufgetragen über dem Einspritzdruck mit steigendem indiziertem Mitteldruck zu höheren Emissions- und Einspritzdruckwerten. Für die Last von 10 bar  $p_{mi}$  zeigt sich kein ausgeprägter Sättigungsbereich mit einem konstanten Emissionsniveau. Die Kurve knickt lediglich bei einem mittleren Einspritzdruck von 600 bis 800 bar signifikant ab und deutet damit einen Sättigungsbereich an. Dieser Einspritzdruckbereich korreliert mit dem Absinken des Quetschspaltauftreffanteils auf nahe Null (linkes, oberes Diagramm). Mit steigender Last wird das Sättigungsverhalten immer deutlicher und die Ruß- $NO_x$ -Emissionen steigen nach dem Erreichen der Sättigung mit zunehmendem Einspritzdruck sogar wieder an. Dieses Verhalten beginnt bei einem indizierten Mitteldruck von 16 bar. Ab dieser Last ist auch der Quetschspaltauftreffanteil

beim Erreichen des Emissionssättigungsbereichs noch nicht auf Werte nahe Null gesunken. Aufgrund der mit der Last verlängerten Einspritzdauer und des vermehrten Kraftstoffeintrags in den Quetschspalt liegen die Kurven dieses Auftreffanteils über dem mittleren Einspritzdruck mit zunehmender Last bei höheren Werten, vgl. auch Abbildung 10-27. Auch mit dem maximalen Einspritzdruck kann die Spritzdauer dann nicht mehr so weit verkürzt werden, dass kein Kraftstoff mehr auf den Quetschspalt trifft. Der bei Steigerung des Einspritzdrucks und sinkendem Quetschspaltanteil entstehende Anstieg der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen im Sättigungsbereich bei hohen Lasten deutet an, dass in diesem Lastbereich die Emissionen nicht über den Sprayauftreffanteil beschrieben werden können. Die Darstellung der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über dem Quetschspaltanteil in Abbildung 7-4 (rechtes Diagramm) bestätigt, dass ab einer Last von 16 bar  $p_{mi}$  die Emissionen als Funktion des Quetschspaltauftreffanteils nicht mehr vollständig dem Trend folgen, der sich aus den Lasten von 10 bis 14 bar  $p_{mi}$  bildet. Die Verläufe weichen dabei mit weiter ansteigender Last noch deutlicher von diesem Trend ab. Für den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Lastbereich können die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen also nur für indizierte Mitteldrücke zwischen 10 und 14 bar unabhängig von der Last über den Quetschspaltauftreffanteil dargestellt werden.

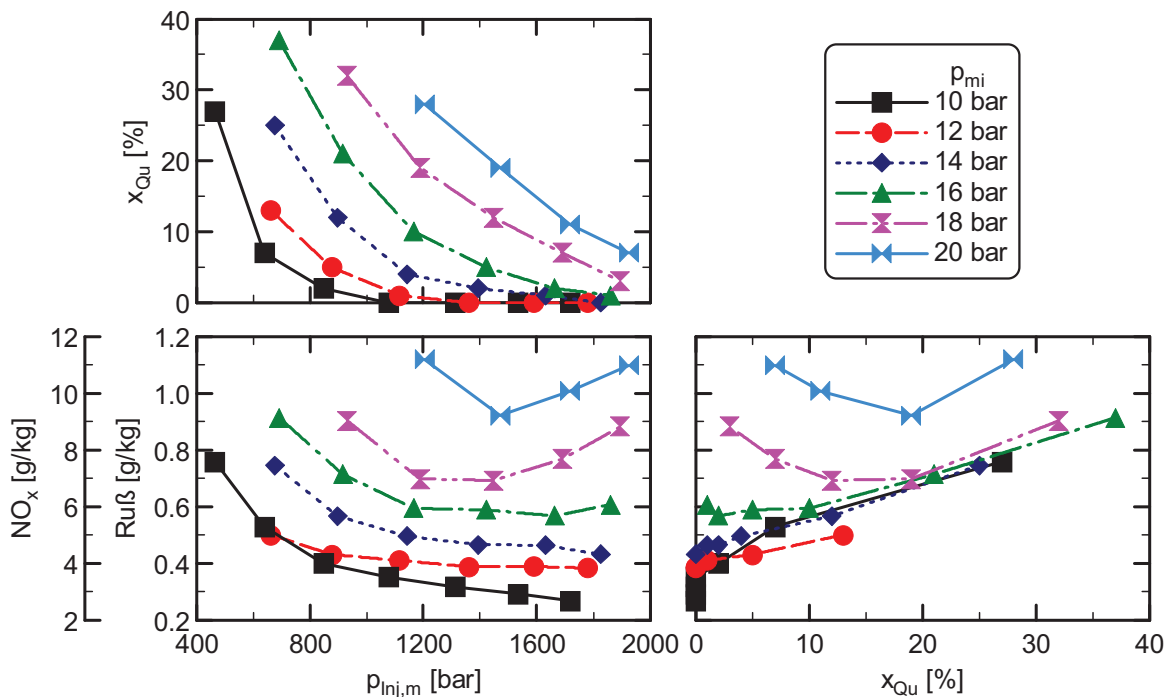


Abbildung 7-4: Vergleich des Auftreffanteils des Sprays auf den Quetschspalt  $x_{Qu}$  und der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{inj,m}$  und der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über dem Auftreffanteil des Sprays auf den Quetschspalt  $x_{Qu}$  bei Variation der Last; Ruß- zu NO<sub>x</sub>-Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2500$  U/min, RB4, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE



### 7.1.5 Variation des Düsendurchflusses und des geometrischen Strahlursprungs

Die Verwendung einer Düse mit größerem hydraulischem Durchfluss hat den Vorteil, dass eine bestimmte Kraftstoffmasse in kürzerer Zeit in den Brennraum eingespritzt und in der Regel auch schneller umgesetzt werden kann. Insbesondere in der Vollast kann dies aufgrund der günstigeren thermodynamischen Umgebungsbedingungen zum Brennende hin eine Verminderung der Rußemissionen mit sich bringen [138], [143], [173], vgl. auch Kapitel 2.2 und 2.3. Andererseits begünstigt aber auch das höhere Luft-Entrainment durch kleinere Einspritzlöcher bei Düsen mit niedrigerem Durchfluss die Reduktion der Rußemissionen. Eine Variation des Düsendurchflusses verändert bei konstantem Spritzbeginn die Sprayverteilung im Brennraum durch die mit zunehmendem Durchfluss kürzeren Spritzdauern. Bei vergleichbarer Lochgeometrie, sprich Konizität und Strömungsbeiwert, bleibt der Strahlkegelwinkel in etwa konstant und trägt damit kaum zu der Verschiebung der Auftreffanteile des Sprays im Brennraum bei. Ausgehend von einer Einspritzdruckvariation mit der Düse 1 (niedriger Düsendurchfluss), zeigt Abbildung 7-5 (schwarze Linie mit Quadraten) einen Vergleich zu den Ergebnissen mit der Düse 2 (hoher Düsendurchfluss) bei gleichem geometrischem Strahlursprung (rote, gestrichelte Linie mit Kreisen). Es ist zu erkennen, dass insbesondere der Quetschspaltanteil durch Verwendung der Düse 2 bei niedrigen Einspritzdrücken gesenkt werden kann und der Hinterschnittanteil über den gesamten Einspritzdruckbereich auf einem höheren Niveau verläuft. Damit wird auch der Muldenkragenanteil über einen weiten Bereich reduziert.

Über eine Modifikation des geometrischen Strahlursprungs ist es möglich, die Auftreffanteile des Sprays im Brennraum für die unterschiedlichen Düsendurchflüsse wieder anzunähern. In Abbildung 7-5 sind die Sprayauftreffanteile für die Düse 2 mit angepasstem GSU (blaue, gepunktete Linie mit Rauten) ebenfalls dargestellt. Aufgrund der unsymmetrischen Verläufe der Auftreffanteile um den Kurbelwinkelwert herum, bei dem der maximale Muldenkragenanteil erreicht wird (vgl. Abbildung 6-6), ist es nicht möglich, eine Übereinstimmung der Verläufe aller Auftreffanteile über den gesamten Einspritzdruckbereich durch GSU-Anpassung zu erreichen. Die Diagramme zeigen jedoch, dass durch die Anpassung insbesondere die Differenz der Sprayauftreffanteile auf den Hinterschnitt weitgehend reduziert werden kann. Der Quetschspaltanteil kann wieder leicht in Richtung Ausgangskurve (schwarze Linie mit Quadraten) erhöht werden. Der Auftreffanteil auf den Muldenkragen vergrößert sich dabei allerdings über den Ausgangswert hinaus. Insgesamt kann die mittlere Abweichung zwischen den Kurven der beiden Düsen von 4,6 % bei gleichem GSU auf 3,1 % durch die GSU-Anpassung gesenkt werden. Der Übersichtlichkeit wegen sind in Abbildung 7-5 nur die Kurven der Aufladerandbedingung RB3 dargestellt. Für alle anderen Randbedingungen gelten obige Aussagen gleichfalls, da die Auftreffanteile vergleichbar sind, vgl. Kapitel 6.2.2.

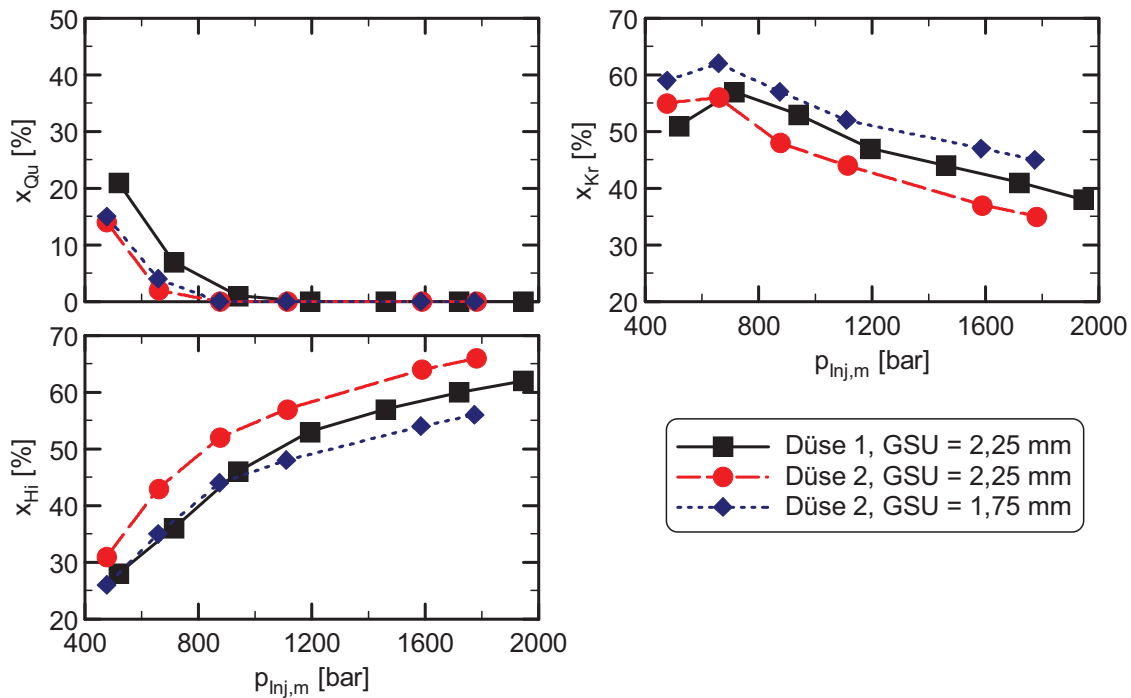


Abbildung 7-5: Vergleich der Auftreffanteile des Sprays auf den Quetschspalt  $x_{Qu}$ , Muldenkragen  $x_{Kr}$  und Hinterschnitt  $x_{Hi}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation des Düsendurchflusses und GSU; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, RB3, SB = 1,5 °KW nOT, nur HE

Abbildung 7-6 stellt den Vergleich der Düsen-GSU-Kombinationen bezüglich ihrer Ruß- $NO_x$ -Emissionen für die verschiedenen Aufladerandbedingungen dar. Vergleicht man die Ergebnisse der beiden Durchflussvarianten bei konstantem GSU, wird der Emissionsnachteil in diesem Betriebspunkt bei Verwendung einer Düse mit größeren Spritzlöchern deutlich. Die schlechtere Gemischaufbereitung überwiegt also den positiven Effekt des verminderten Quetschspaltauftreffanteils bei niedrigen Einspritzdrücken. Für alle Aufladerandbedingungen liegen die Ruß- $NO_x$ -Emissionen der Düse 2 auf einem höheren Niveau verglichen zu den Emissionen der Düse 1 bei gleichem GSU. Insbesondere wird dies bei einem niedrigen Ladedruck sichtbar, wobei die Unterschiede mit zunehmendem Ladedruck geringer werden. Eine Verschiebung der Sättigungsbereiche kann darüber hinaus nicht festgestellt werden. Die Anpassung des geometrischen Strahlursprungs, so dass sich für die einzelnen Auftreffanteile bei beiden Düsendurchflüssen möglichst ähnliche Werte ergeben, bewirkt eine Angleichung der Ruß- $NO_x$ -Emissionen. Wie in Abbildung 7-6 deutlich wird, ist dies wiederum bei einer niedrigen Aufladung am deutlichsten zu erkennen. Vor allem der durch die GSU-Anpassung wieder erhöhte Muldenkragenauftreffanteil mit seiner positiven Wirkung auf die Gemischbildung (vgl. Kapitel 2.1) dürfte für die Angleichung der Emissionen mitverantwortlich sein. Der Vergleich zeigt anschaulich, dass die Auftreffanteile des Sprays im Brennraum einen wichtigen Einfluss auf die Ruß- $NO_x$ -Emissionen haben. Im hier

untersuchten Betriebspunkt können durch die Einhaltung der Sprayverteilung mittels GSU-Variation bei einer Erhöhung des Düsendurchflusses die Emissionen weitgehend gleichgestellt werden. Damit kann trotz des Gemischbildungs nachteils durch größere Spritzlöcher ein neutrales Emissionsniveau durch eine angepasste Sprayverteilung im Brennraum dargestellt werden.

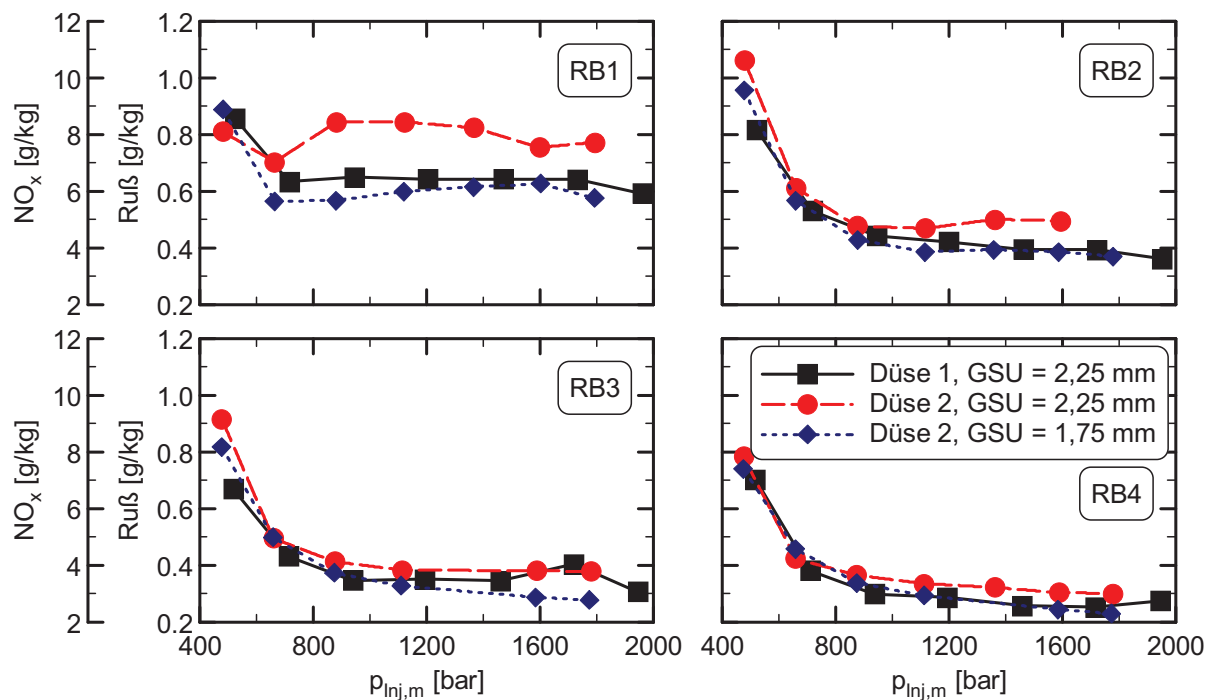


Abbildung 7-6: Vergleich der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation des Düsendurchflusses und GSU für die Aufladerandbedingungen RB1 bis RB4; Ruß- zu NO<sub>x</sub>-Emissionen = 1:10; Injektor 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, nur HE

Die Betrachtungen der Sprayauftreffanteile im Brennraum bei Variation des geometrischen Strahlursprungs, der Motordrehzahl, der Last und des hydraulischen Düsendurchflusses führen zu folgendem Resümee: Bei gegebenem Ladedruck bzw. konstanter Zylinderladungsdichte in OT können die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen nicht nur analog zur Reduktion des Quetschspaltanteils vermindert, sondern auch das Emissionsniveau durch den Quetschspaltanteil, sofern dieser größer Null ist, unabhängig von Drehzahl, geometrischem Strahlursprung und indiziertem Mitteldruck beschrieben werden. Die Unabhängigkeit vom Mitteldruck gilt eingeschränkt für den Lastbereich von 10 bis 14 bar  $p_{mi}$ . Weiterhin können bei angepasster globaler Sprayverteilung im Brennraum trotz einer Erhöhung des Düsendurchflusses die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen gleichgestellt werden. Dies gilt zumindest für den im Rahmen dieser Arbeit untersuchten Betriebspunkt.

## 7.2 Lokales Luftverhältnis in der Brennraummulde

In diesem Kapitel werden die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen dem mittleren, lokalen Luftverhältnis in der Kolbenmulde bei Variation des geometrischen Strahlursprungs, der Motordrehzahl und des indizierten Mitteldrucks gegenübergestellt und die Gültigkeit der Korrelation zwischen dem Sättigungsverhalten des lokalen Luftverhältnisses und dem der Emissionen für unterschiedliche Betriebsbedingungen überprüft.

### 7.2.1 Variation des geometrischen Strahlursprungs

Gemäß den Veränderungen der Sprayaufreffanteile auf den Muldenkragen und den Hinterschnitt ergeben sich bei der Variation des geometrischen Strahlursprungs auch Unterschiede beim lokalen Luftverhältnis in der Brennraummulde. Ein konstanter Spritzbeginn und ein konstantes Spritzende vorausgesetzt, bleibt das Muldenvolumenverhältnis  $K^*$  gleich und das Ergebnis der Berechnung des lokalen Luftverhältnisses ist lediglich proportional vom globalen Luftverhältnis und umgekehrt proportional von den Auftreffanteilen (Muldenkragen und Hinterschnitt) abhängig. Die sinkenden Kolbenmulden-Auftreffanteile bei Reduktion des GSU führen somit zu höheren lokalen Lambdawerten bei konstantem mittlerem Einspritzdruck, siehe Abbildung 7-7. Die schlechtere Luftausnutzung bei einem GSU von 2,75 mm und höheren Einspritzdrücken drückt sich in einem höheren globalen Luftverhältnis aus, das den Anstieg der lokalen Luftverhältniswerte mit abnehmendem GSU bei höheren Einspritzdrücken kompensiert. Die globalen Luftverhältnisse bei Variation des geometrischen Strahlursprungs sind aus Abbildung 10-14 im Anhang ersichtlich. Es resultieren die in Abbildung 7-7 gezeigten Verläufe der lokalen Lambdawerte in der Kolbenmulde über dem mittleren Einspritzdruck bei konstantem Ladedruck (linkes Diagramm). In Kapitel 6.3.2 ist beschrieben, dass die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über dem Einspritzdruck mit einem abnehmenden lokalen Luftverhältnis sinken und bei gleichbleibenden Luftverhältniswerten ebenfalls auf einem konstanten Niveau verharren. Dieser Zusammenhang wird durch den Vergleich der lokalen Luftverhältnisse bei Variation des GSU mit den Kurvenverläufen der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen aus Abbildung 7-2 bestätigt. Die Emissionen können mit einer Einspritzdrucksteigerung nur dann reduziert werden, wenn das lokale Lambda in der Kolbenmulde gleichfalls sinkt. Bei gegebener Aufladerandbedingung korreliert außerdem das Emissionsniveau mit dem Luftverhältnis in der Brennraummulde. Wie das rechte Diagramm in Abbildung 7-7 verdeutlicht, sinken die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen weitgehend unbeeinflusst vom geometrischen Strahlursprung mit dem Kolbenmulden-Luftverhältnis ab. Somit können die Emissionen für einen konstanten Ladedruck auch bei Variation des geometrischen Strahlursprungs über das lokale Luftverhältnis in der Kolbenmulde annähernd dargestellt werden.

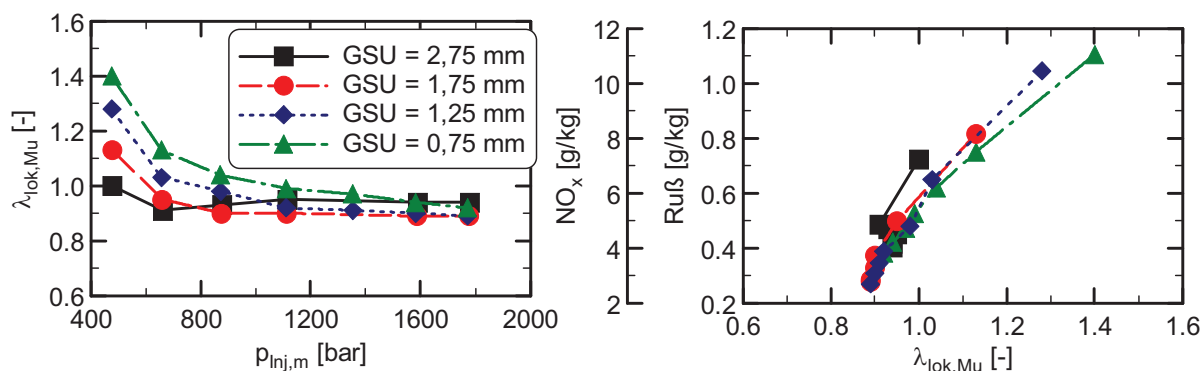


Abbildung 7-7: Vergleich des lokalen Luftverhältnisses in der Kolbenmulde  $\lambda_{lok,Mu}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{inj,m}$  und der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über dem lokalen Luftverhältnis in der Kolbenmulde  $\lambda_{lok,Mu}$  bei Variation des GSU; Ruß- zu NO<sub>x</sub>-Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, RB3, SB = 1,5 °KW nOT, nur HE

## 7.2.2 Variation der Motordrehzahl

Die Ergebnisse der Variation des geometrischen Strahlursprungs können auch auf die Drehzahlvariation übertragen werden. Mit zunehmender Motordrehzahl steigt bei konstanter Last die Spritzdauer in Grad Kurbelwinkel an und die Auftreffanteile des Sprays auf die Kolbenmulde sowie das Muldenvolumenverhältnis  $K^*$  sinken, vgl. Abbildung 7-3. Hierbei gehen im Bereich niedriger Einspritzdrücke die Werte der Auftreffanteile stärker zurück als die des Muldenvolumenverhältnisses. Dadurch steigt der Quotient aus  $K^*$  und den Sprayauftreffanteilen mit zunehmender Drehzahl, siehe Abbildung 7-8. Bei hohen Einspritzdrücken kehrt sich das Verhältnis um. Hier überwiegt der Rückgang des Muldenvolumenverhältnisses. Damit wird der Quotient mit steigender Drehzahl im Bereich hoher Einspritzdrücke kleiner.

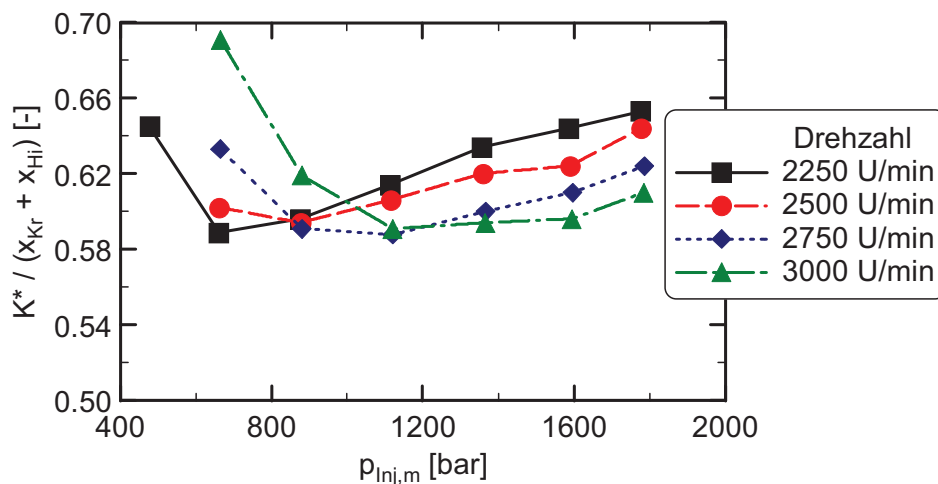


Abbildung 7-8: Vergleich des Quotienten aus Muldenvolumenverhältnis  $K^*$  und Auftreffanteile auf den Muldenkragen und Hinterschnitt ( $x_{Kr} + x_{Hi}$ ) über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation der Drehzahl; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $p_{mi} = 12$  bar, RB4, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Eine niedrigere AGR-Verträglichkeit bei angehobener Drehzahl führt zu größeren globalen Lambdawerten über dem gesamten Einspritzdruckbereich, siehe Anhang 10.9, Abbildung 10-19. Das gestiegene globale Luftverhältnis wird bei der Berechnung des lokalen Luftverhältnisses bei höheren Einspritzdrücken durch das Absinken des Muldenvolumenverhältnisses mit steigender Drehzahl ausgeglichen, was zu vergleichbaren lokalen Lambdawerten in diesem Einspritzdruckbereich führt, siehe Abbildung 7-9 (linkes Diagramm). Die in Abbildung 7-3 dargestellten Kurven der Ruß- $NO_x$ -Emissionen über dem mittleren Einspritzdruck bei konstanter Zylinderladungsdichte in OT korrelieren gut mit den Verläufen des Luftverhältnisses in der Kolbenmulde. Erneut ist eine Reduktion der Emissionen durch eine Einspritzdrucksteigerung nur bei gleichzeitiger Absenkung des Luftverhältnisses in der Kolbenmulde möglich und auch das Emissionsniveau kann aus den Lambdawerten abgeleitet werden. Die Darstellung der Ruß- $NO_x$ -Emissionen über dem lokalen Luftverhältnis in der Brennraummulde (Abbildung 7-9, rechtes Diagramm) verdeutlicht die Gültigkeit der Korrelation unabhängig vom Niveau der Motordrehzahl.

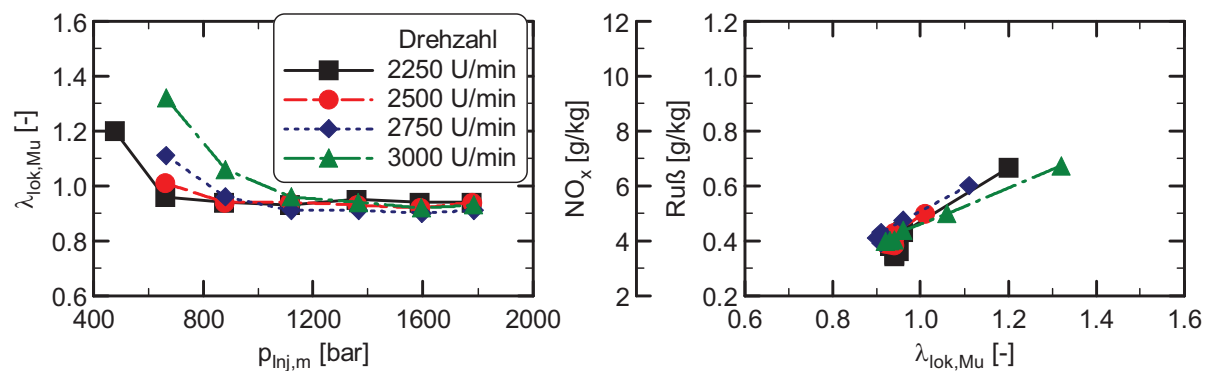


Abbildung 7-9: Vergleich des lokalen Luftverhältnisses in der Kolbenmulde  $\lambda_{lok,Mu}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{inj,m}$  und der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über dem lokalen Luftverhältnis in der Kolbenmulde  $\lambda_{lok,Mu}$  bei Variation der Drehzahl; Ruß- zu NO<sub>x</sub>-Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $p_{mi} = 12$  bar, RB4, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

### 7.2.3 Variation der Last

Die Kurvenverläufe des Quotienten aus dem Muldenvolumenverhältnis und den Auftreffanteilen auf die Kolbenmulde für eine Variation der Last sind mit denen der Drehzahlvariation vergleichbar. Auch mit steigender Last wird die Einspritzdauer länger und somit die Sprayaufreffanteile auf die Kolbenmulde sowie das Muldenvolumenverhältnis reduziert. Abbildung 7-10 kann entnommen werden, dass bei niedrigen Einspritzdrücken und steigender Last die Reduktion der Muldenaufreffanteile gegenüber der Verminderung des Muldenvolumenverhältnisses überwiegt und dadurch der Quotient ansteigt. Im Bereich hoher Einspritzdrücke ist dies umgekehrt und es ergeben sich sinkende Quotientenwerte bei einem Anstieg der Last. Dieses Verhalten ist vergleichbar mit dem bei einer Motordrehzahlerhöhung, vgl. Abbildung 7-8.

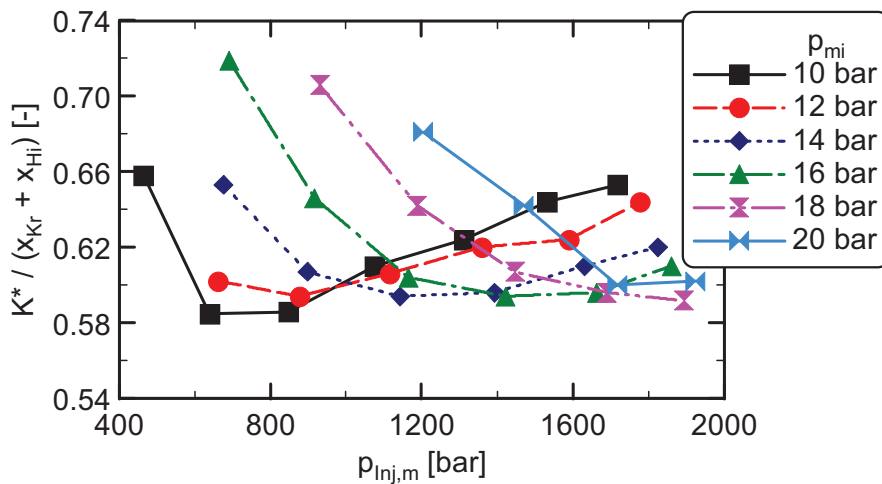


Abbildung 7-10: Vergleich des Quotienten aus Volumenverhältnis  $K^*$  und Auftreffanteile auf den Muldenkragen und Hinterschnitt ( $x_{Kr} + x_{Hi}$ ) über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation der Last; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2500$  U/min, RB4, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

In Abbildung 7-11 ist das lokale Luftverhältnis in der Brennraummulde über dem mittleren Einspritzdruck bei konstantem Ladedruck für eine Variation der Last von 10 bis 20 bar  $p_{mi}$  dargestellt (linkes Diagramm). Das Niveau der Kurven wird vom globalen Luftverhältnis maßgeblich beeinflusst. Dessen Verläufe über dem mittleren Einspritzdruck sind für die Lastvariation in Abbildung 10-24 im Anhang abgebildet. Aufgrund der mit der Last ansteigenden Einspritzmassen reduziert sich das globale Luftverhältnis. Zusammen mit den in Abbildung 7-10 gezeigten Quotienten ergeben sich Luftverhältniswerte in der Kolbenmulde, die bei einer Lasterhöhung abnehmen und am Beginn des Sättigungsbereichs vergleichbare Werte aufweisen. Die Ruß- $NO_x$ -Emissionen über dem Einspritzdruck aus Abbildung 7-4 zeigen mit steigender Last ein sich änderndes Sättigungsverhalten. Bei der niedrigsten Last ist hierbei keine ausgeprägte Sättigung zu erkennen, da in diesem Bereich die Emissionen weiterhin sinken. Demgegenüber steigen die Emissionswerte im Sättigungsbereich bei hohen Lasten sogar wieder an. Durch einen Vergleich der Kurven des lokalen Luftverhältnisses mit denen der Ruß- $NO_x$ -Emissionen über dem Einspritzdruck wird deutlich, dass die Veränderungen im Sättigungsverhalten der Emissionen bei steigender Last mit den unterschiedlichen Kurvenverläufen des Luftverhältnisses in der Kolbenmulde korrelieren. Während die Lambdakurve im Sättigungsbereich bei einer Last von 10 bar  $p_{mi}$  den Ruß- $NO_x$ -Emissionen entsprechend noch leicht abfallend verläuft, wird ihre Steigung im Sättigungsbereich mit ansteigendem Mitteldruck größer und beschreibt damit auch den zunehmenden Anstieg der Ruß- $NO_x$ -Emissionen in der Sättigung bei Lasterhöhung. Weiterhin lässt sich aus den Verläufen des lokalen Luftverhältnisses die Verschiebung des Sättigungseinspritzdrucks hin zu höheren Drücken bei einer Anhebung der Last ableiten. Der



Lambdawert in der Brennraummulde kann aber nicht als unabhängig von der Last geltende Größe zur Beschreibung der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über dem mittleren Einspritzdruck verwendet werden, siehe Abbildung 7-11 (rechtes Diagramm). Vielmehr ergeben sich für die jeweiligen Lasten eigene Kurven der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über dem lokalen Luftverhältnis, die bis zu einem indizierten Mitteldruck von 16 bar in etwa parallel verlaufen. In diesem Lastbereich zeigt sich damit für den Einspritzdruck zumindest ein lastunabhängiges Potenzial zur Reduktion der Emissionen bei einer gegebenen Verminderung des Luftverhältnisses in der Brennraummulde.

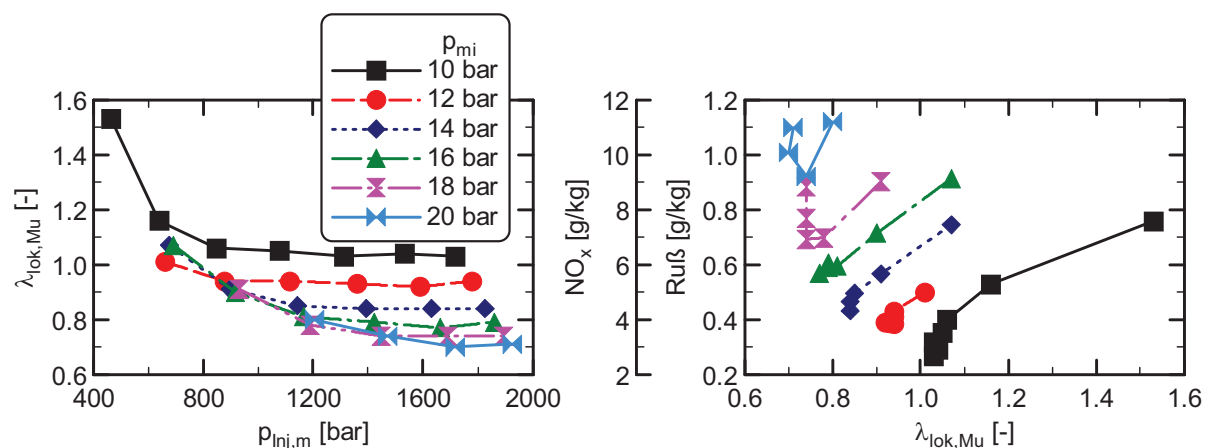


Abbildung 7-11: Vergleich des lokalen Luftverhältnisses in der Kolbenmulde  $\lambda_{lok,Mu}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{inj,m}$  und der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über dem lokalen Luftverhältnis in der Kolbenmulde  $\lambda_{lok,Mu}$  bei Variation der Last; Ruß- zu NO<sub>x</sub>-Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2500$  U/min, RB4, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das lokale Luftverhältnis in der Kolbenmulde das Einspritzdrucksättigungsverhalten bezüglich der möglichen Ruß-NO<sub>x</sub>-Reduktion korrekt für unterschiedliche Motordrehzahlen, indizierte Mitteldrücke und geometrische Strahlursprünge wiedergibt. Darüber hinaus kann durch das Luftverhältnis in der Brennraummulde bei konstantem Ladedruck bzw. konstanter Ladungsdichte das Emissionsniveau unabhängig vom geometrischen Strahlursprung und der Drehzahl beschrieben werden. Eine Unabhängigkeit von der Last ergibt sich diesbezüglich nicht, jedoch können bei einer konstanten Absenkung des Luftverhältnisses in der Mulde die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen bis zu einem Mitteldruck von 16 bar  $p_{mi}$  um den gleichen absoluten Betrag reduziert werden.

### 7.3 Luftverhältnis im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs

Im Folgenden wird überprüft, ob die Korrelation zwischen dem Luftverhältnis im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs und dem Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionsniveau bei einer Variation des Ladedrucks und konstantem mittlerem Einspritzdruck auf die Variationen des geometrischen Strahlursprungs, der Motordrehzahl und der Last erweitert werden kann.

#### 7.3.1 Variation des geometrischen Strahlursprungs

In Kapitel 6.4.2 wird der Zusammenhang zwischen dem über dem Sprayquerschnitt gemittelten Luftverhältnis an der Stelle des Flame Lift-Offs und den Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen bei Variation des Ladedrucks erläutert. Die Emissionen können demnach bei einem konstanten mittleren Einspritzdruck durch eine Steigerung des Luftverhältnisses am Flame Lift-Off reduziert werden. Für eine Variation des geometrischen Strahlursprungs bei konstantem Ladedruck zeigt Abbildung 7-12 die Luftverhältniswerte über dem Einspritzdruck. Die Verbrennungsparameter zur Berechnung des Luftverhältnisses können Abbildung 10-15 bis Abbildung 10-17 im Anhang entnommen werden. Aus den dort aufgeführten Parametern beeinflusst der Flame Lift-Off das Sprayluftverhältnis am deutlichsten. Wie schon bei der Ladedruckvariation ergibt sich auch hier für keinen GSU ein ausgesprochenes Sättigungsverhalten. Vergleicht man Abbildung 7-12 mit den Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen aus Abbildung 7-2, so ist festzustellen, dass bei einem konstanten Ladedruck und mittleren Einspritzdruck auch das Emissionsniveau bei unterschiedlichen geometrischen Strahlursprüngen mit dem Sprayluftverhältnis am Flame Lift-Off korreliert. Zum Beispiel weist die Kurve des größten geometrischen Strahlursprungs bei niedrigen Einspritzdrücken aufgrund des längsten Flame Lift-Offs die höchsten Lambdawerte an dieser Stelle im Spray auf, vgl. Abbildung 10-17. Die Kurve schneidet dann die Verläufe mit einem GSU von 1,75 und 1,25 mm bei etwa 800 bar und läuft beim höchsten Einspritzdruck auf die Kurve mit einem GSU von 0,75 mm zu. Dies deckt sich mit dem niedrigsten Emissionsniveau bei Einspritzdrücken bis 800 bar und einem mit dem kleinsten GSU vergleichbaren Niveau der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen beim höchsten Einspritzdruck. Bei Variation des geometrischen Strahlursprungs lässt sich folglich das Niveau der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen anhand des Sprayluftverhältnisses am Flame Lift-Off bei gegebenem Einspritz- und Ladedruck beschreiben.

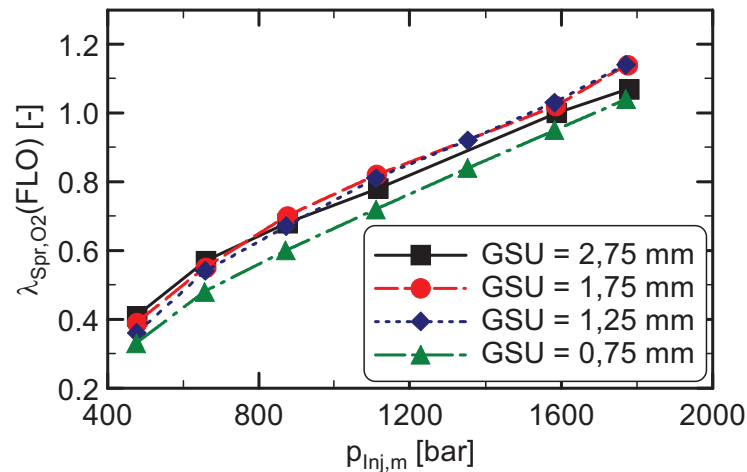


Abbildung 7-12: Vergleich des Luftverhältnisses im Spray an der Stelle des FLO bezogen auf die Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung  $\lambda_{Spr,O_2}(FLO)$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation des GSU; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, RB3, SB = 1,5 °KW nOT, nur HE

### 7.3.2 Variation der Motordrehzahl

Bei einer Variation der Motordrehzahl zeigt sich ein ähnliches Bild. Abbildung 10-20 bis Abbildung 10-22 aus Kapitel 10.9 des Anhangs verdeutlichen, dass die Erhöhung der Drehzahl bei gleichbleibender Zylinderladungsdichte im oberen Totpunkt insbesondere einen Anstieg der von Brennbeginn bis Spritzende gemittelten Temperatur im unverbrannten Teil der Zylinderladung und eine Reduktion des stöchiometrischen Luftbedarfs der Zylinderladung mit sich bringt. Diese beiden Verbrennungsparameter führen dazu, dass sich der Flame Lift-Off verkürzt. Daher ist aus Abbildung 7-13 ersichtlich, dass bei konstanten Werten der Zylinderladungsdichte und des mittleren Einspritzdrucks das Luftverhältnis im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs aufgrund des kürzer werdenden FLO mit steigender Drehzahl sinkt. Mit der Drehzahl werden aber auch der Spraykegelwinkel und die zwischen Brennbeginn bis Spritzende gemittelte Zylinderladungsdichte reduziert, was gleichfalls das Luftverhältnis an der Stelle des FLO mindert. Ein Sättigungsverhalten des Sprayluftverhältnisses ist für keine im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Drehzahl ersichtlich. Die absinkenden Luftverhältniswerte im Spray mit ansteigender Drehzahl korrelieren mit dem in Abbildung 7-3 gezeigten Anstieg der Ruß- $NO_x$ -Emissionen bei Drehzahlsteigerung. Die Korrelation ist in diesem Fall aber nicht so stark wie sie es für die Variation des geometrischen Strahlursprungs ist. Aus Abbildung 7-13 ist ersichtlich, dass die Kurven des Sprayluftverhältnisses über dem Einspritzdruckbereich tendenziell weiter auseinander laufen, während sich die Ruß- $NO_x$ -Emissionen mit steigendem Einspritzdruck annähern.

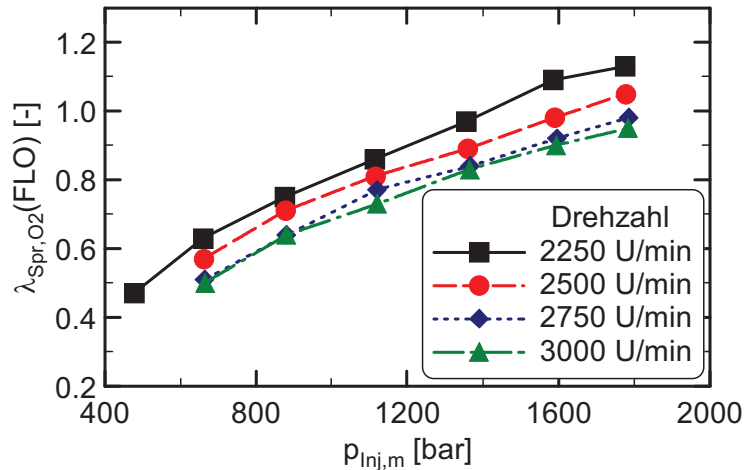


Abbildung 7-13: Vergleich des Luftverhältnisses im Spray an der Stelle des FLO bezogen auf die Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung  $\lambda_{Spr,O_2}(FLO)$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation der Drehzahl; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $p_{mi} = 12$  bar, RB4, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

### 7.3.3 Variation der Last

Bei einem konstanten Ruß/ $NO_x$ -Verhältnis und gegebenem Einspritz- sowie Ladedruck sinkt die AGR-Rate mit steigender Last. Damit ergibt sich ein höheres Zylinderdruckniveau, was zu einem Anstieg der zeitlich gemittelten Temperatur im unverbrannten Anteil der Zylinderladung führt, vgl. Abbildung 10-25 in Kapitel 10.10 des Anhangs. Der Anstieg der Temperatur verkürzt als dominierender Einfluss den Flame Lift-Off. Daneben sinkt auch der stöchiometrische Luftbedarf der Zylinderladung mit steigender Last, vgl. Abbildung 10-26 im Anhang. Hierbei lässt die reduzierte AGR-Rate als dominante Größe gegenüber der niedrigeren Sauerstoffkonzentration im Abgas den Luftbedarf sinken. Beide Effekte, der Anstieg der Temperatur und die Reduktion des Luftbedarfs, wirken der FLO-verlängernden Reduktion der Dichte im Brennraum entgegen. Bei der Berechnung des Luftverhältnisses im Einspritzstrahl an der Stelle des Flame Lift-Offs überwiegt wiederum die Verkürzung des FLO. Sie bewirkt, zusammen mit dem Rückgang der Zylinderladungsdichte und einer leichten Verschmälerung des Sprays bei der Erhöhung des Mitteldrucks, die Verminderung des Sprayluftverhältnisses am Flame Lift-Off, vgl. Abbildung 10-27 im Anhang. In Abbildung 7-14 ist das Sprayluftverhältnis über dem Einspritzdruck bei konstantem Ladedruck für die Lastvariation dargestellt. Es zeigt sich für keine hier untersuchte Last ein erkennbares Sättigungsverhalten dieses Luftverhältnisses. Der Vergleich mit den Ruß- $NO_x$ -Emissionen bei einer Lastvariation aus Abbildung 7-4 verdeutlicht, dass die steigenden Emissionen bei einer Anhebung der Last mit den sinkenden Luftverhältniswerten am Flame Lift-Off korrelieren. Demzufolge kann mithilfe des Luftverhältnisses im Spray an der Stelle

des Flame Lift-Offs bei einem konstanten mittleren Einspritzdruck das Emissionsniveau auch für eine Variation des indizierten Mitteldrucks bewertet werden.

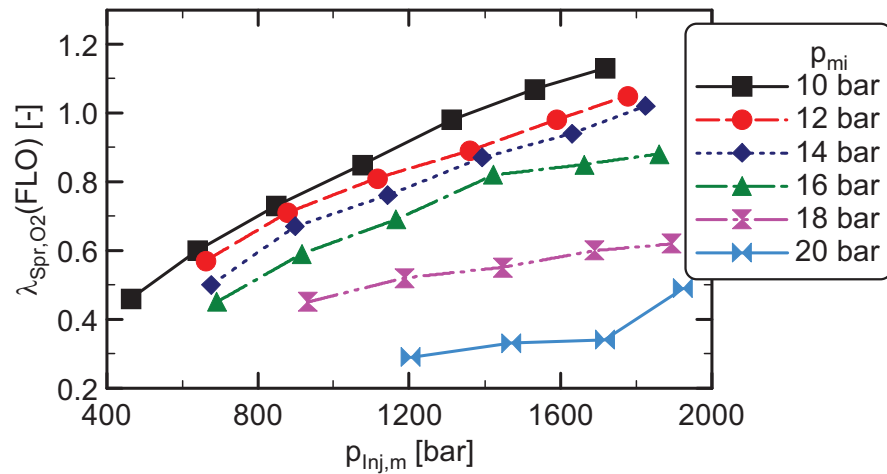


Abbildung 7-14: Vergleich des Luftverhältnisses im Spray an der Stelle des FLO bezogen auf die Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung  $\lambda_{Spr,O_2}(FLO)$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation der Last; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2500$  U/min, RB4, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Es lässt sich zusammenfassen, dass das Luftverhältnis im Spray an der Stelle des Flame Lift-Offs bei keinem in dieser Arbeit untersuchten Betriebspunkt ein Sättigungsverhalten über der Einspritzdruckvariation zeigt. Andererseits korreliert das Niveau der Ruß- $NO_x$ -Emissionen bei einer Variation des geometrischen Strahlursprungs, der Motordrehzahl und des indizierten Mitteldrucks mit diesem Luftverhältnis bei konstantem Ladedruck bzw. konstanter Zylinderladungsdichte im oberen Totpunkt und gegebenem mittlerem Einspritzdruck. Die Korrelation zwischen den Ruß- $NO_x$ -Emissionen und dem Sprayluftverhältnis am Flame Lift-Off bei einer Variation des Ladedrucks kann demnach um die oben genannten Variationen erweitert werden.



## 8 Schlussfolgerungen und Zusammenfassung

Unter der Voraussetzung eines genügend hohen Ladedrucks bestätigen die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen prinzipiell die in der Einleitung zitierten Aussagen zum hohen Potenzial einer Einspritzdrucksteigerung, die (Ruß-NO<sub>x</sub>-) Emissionen eines Dieselmotors senken zu können. Damit spielt die Aufladung eine zentrale Rolle für die optimale Ausnutzung des Potenzials eines Einspritzsystems. Die Ergebnisse der Motorversuche und der begleitenden Berechnungen verschiedener Verbrennungsparameter zeigen, dass sich ein gesteigerter Ladedruck positiv auf die Gemischbildung und die Verbrennung auswirkt. Die Anhebung des Ladedrucks generiert eine höhere Zylinderladungsdichte im oberen Totpunkt, zum Zeitpunkt des Spritzbeginns und auch während der Verbrennung. Dies führt zu einem verbesserten Luft-Entrainment in das eindringende Spray durch die pro eingesaugter Volumeneinheit größere Luftmasse und durch den vergrößerten Spraykegelwinkel, der das eingesaugte Gasvolumen steigert. Das höhere Luft-Entrainment resultiert in einem höheren mittleren Luftverhältnis im Einspritzstrahl für einen gegebenen Abstand zur Düse. Weiterhin verkürzt sich der Abstand zwischen Düse und Diffusionsflamme (Flame Lift-Off) durch die gesteigerte Dichte. Dieser Effekt wirkt sich weniger stark auf das Sprayluftverhältnis an der Stelle des Flame Lift-Offs aus als der Anstieg des Luft-Entrainments. Damit führt eine Ladedrucksteigerung auch an dieser Stelle im Spray zu einem höheren Sprayluftverhältnis, was sich durch geringere Rußemissionen bei der Verbrennung bemerkbar macht.

Des Weiteren beeinflusst das Ladedruckniveau das auf den Ladedruck bezogene lokale Luftverhältnis in der Kolbenmulde, also den Quotienten aus lokalem Luftverhältnis und Ladedruck. Die Untersuchungen zeigen, dass für eine konstante Last die Kurven der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen über dem mittleren Einspritzdruck mit den Verläufen dieses Quotienten korrelieren. Dabei sinken die Emissionen mit ebenso kleiner werdendem Quotienten. Durch eine Ladedrucksteigerung nehmen das globale und damit auch das lokale Luftverhältnis zu. Aufgrund der gesteigerten AGR-Verträglichkeit bzw. verbesserten Luftausnutzung (Luftverhältnisreduktion) bei einem höheren Ladedruck fallen diese Anstiege prozentual niedriger aus als der Ladedruckanstieg. Folglich sinkt bei einer Erhöhung des Ladedruckniveaus das auf den Ladedruck bezogene Luftverhältnis in der Kolbenmulde. Dieser Abfall korreliert mit den sinkenden Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen.

Die durch eine Anhebung des Ladedrucks steigende AGR-Verträglichkeit ermöglicht niedrigere Rußemissionen und ist damit die Grundvoraussetzung für eine Reduktion der  $\text{NO}_x$ -Emissionen bei einer Betrachtung dieser Emissionswerte in einem Ruß/ $\text{NO}_x$ -Verhältnis von 1:10. Dabei erfolgt durch die höhere AGR-Verträglichkeit eine Überkompensation des mit steigendem Ladedruck zunehmenden  $\text{NO}_x$ -Niveaus bei Motorbetrieb ohne Abgasrückführung. Die gesteigerten AGR-Raten können unter anderem durch die günstigeren Randbedingungen für die Rußoxidation mit höheren Drücken und Temperaturen im Brennraum zum Ende der Verbrennung erreicht werden.

Die oben genannten Auswirkungen einer Ladedrucksteigerung auf die Gemischbildung und Verbrennung ermöglichen eine Ausweitung des Einspritzdruckpotenzials zur Emissionsreduktion, wie die Ergebnisse zur Lade- und Einspritzdruckvariation zeigen. Die Ruß- $\text{NO}_x$ -Emissionen sinken in der Regel bei einer Einspritzdruckerhöhung, weisen aber einen asymptotischen Verlauf über dem Einspritzdruck auf. Der Sättigungseinspritzdruck, bis zu dem die Ruß- $\text{NO}_x$ -Emissionen durch eine Einspritzdrucksteigerung reduziert werden können, erhöht sich mit steigendem Ladedruck. Da die AGR-Verträglichkeit mit zunehmendem Einspritzdruck steigt, kann bei einem höheren Ladedruck die AGR-Rate bis zur Einspritzdrucksättigung weiter gesteigert und folglich das globale Luftverhältnis weiter reduziert werden. Hierdurch werden auch das lokale Luftverhältnis in der Brennraummulde und der Quotient aus diesem Luftverhältnis und dem Ladedruck bei einer Steigerung des Einspritzdrucks bis zum Sättigungsniveau um einen deutlicheren Betrag reduziert. Also lässt sich der Quotient aus lokalem Luftverhältnis und Ladedruck durch die Verknüpfung einer Einspritzdrucksteigerung mit einem möglichst hohen Ladedruckniveau maximal verkleinern, was gleichfalls die Ruß- $\text{NO}_x$ -Emissionen über dem gesamten Lade- und Einspritzdruckbereich auf ein Minimum reduziert.

Ebenso wie durch ein angehobenes Ladedruckniveau steigt auch bei der Einspritzdrucksteigerung, im Wesentlichen durch den verlängerten Flame Lift-Off, das am Flame Lift-Off herrschende Luftverhältnis im Spray. Im Gegensatz zu dem Fall einer Ladedrucksteigerung resultiert dieser Anstieg aber nicht in einer proportionalen Reduktion der Ruß- $\text{NO}_x$ -Emissionen. Das Sättigungsverhalten der Emissionen kann deshalb nicht durch den Verlauf des Sprayluftverhältnisses über dem mittleren Einspritzdruck beschrieben werden. Zur Darstellung des Sättigungsverhaltens kann hingegen der Auftreffanteil des Kraftstoffsprays auf den Muldenkragen verwendet werden, dessen Kurve über dem Einspritzdruck einen zu höheren Drücken hin immer flacher abfallenden Verlauf aufweist. Die Gemischbildung wird insbesondere über die Spray-Wandinteraktion am Muldenkragen intensiviert. Ein hoher Sprayauftreffanteil auf diesen Brennraumwandbereich begünstigt also die Gemischbildung. Die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit verdeutlichen, dass das



mathematische Produkt aus dem Sprayauftreffanteil auf den Muldenkragen und dem Luftverhältnis im Einspritzstrahl an der Stelle des Flame Lift-Offs, in seinem Verlauf über dem Einspritz- sowie Ladedruck, mit den Ergebnissen der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen korreliert. Dabei ergeben sich bei höheren Werten dieses Produkts niedrigere Emissionen. Da der Sättigungseinspritzdruck mit zunehmendem Ladedruck steigt, ergeben sich demnach niedrigste Emissionen nur bei gleichzeitiger Erhöhung des Lade- und Einspritzdrucks.

Für einen konstanten Ladedruck zeigen die Berechnungen und Motorversuche weiterhin, dass die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen bei einer Einspritzdrucksteigerung im Besonderen durch die Sprayverteilung im Brennraum beeinflusst werden. Eine Absenkung des Sprayauftreffanteils auf den Quetschspalt auf Prozentwerte nahe Null korreliert dabei mit der signifikantesten Reduktion der Emissionen über dem gesamten Einspritzdruckbereich. Dieses Ergebnis wird durch die Variation des geometrischen Strahlursprungs, der Motordrehzahl und der Last (zwischen 10 und 14 bar  $p_{mi}$ ) bei konstantem Ladedruck bestätigt. Der Einfluss der Sprayverteilung im Brennraum wird darüber hinaus auch durch die gleichzeitige Variation des Düsendurchflusses und des geometrischen Strahlursprungs verdeutlicht. Es wird gezeigt, dass bei dem untersuchten Betriebspunkt die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen, trotz einer Anhebung des Düsendurchflusses und den damit verbundenen Gemischbildungsnahtteilen durch die größeren Spritzlochdurchmesser, mittels einer Anpassung der Sprayauftreffanteile im Brennraum auf einem vergleichbaren Niveau gehalten werden können.

Die Variationen des geometrischen Strahlursprungs und der Motordrehzahl bei konstantem Ladedruck bzw. konstanter Zylinderladungsdichte im oberen Totpunkt bestätigen den Zusammenhang zwischen niedrigen lokalen Luftverhältnissen in der Kolbenmulde und niedrigen Emissionen. Hierbei können die Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen bei einer Einspritzdrucksteigerung jeweils unabhängig vom Variationsparameter über das lokale Luftverhältnis beschrieben werden. Die Lastvariation bekräftigt (für Lasten zwischen 10 und 14 bar  $p_{mi}$ ) die proportionale Reduktion der Emissionen bei Verminderung des Kolbenmuldenluftverhältnisses, zeigt aber keine Lastunabhängigkeit der Emissionen über dem lokalen Luftverhältnis. Für das Luftverhältnis im Einspritzstrahl an der Stelle des Flame Lift-Offs wird die Korrelation mit den Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen bei konstantem Lade- und Einspritzdruck durch die Variationen von geometrischem Strahlursprung, Drehzahl und Last bestätigt. Bei keiner der Variationen zeigt sich jedoch ein ausgeprägtes Sättigungsverhalten über dem mittleren Einspritzdruck. Demgegenüber kann bei steigender Drehzahl und Last ein Anstieg des Sättigungseinspritzdrucks nachgewiesen werden.

Das Potenzial einer Einspritzdrucksteigerung zur Reduktion der Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen steigt signifikant mit zunehmendem Ladedruck an. Es wird insbesondere von der Sprayverteilung

im Brennraum, dem lokalen Luftverhältnis in der Brennraummulde und dem Luftverhältnis im Einspritzstrahl an der Stelle des Flame Lift-Offs sowie dem Zusammenspiel dieser Parameter beeinflusst. Niedrigste Ruß-NO<sub>x</sub>-Emissionen können durch die Kombination von höchsten Einspritzdrücken bei gleichfalls gesteigertem Ladedruck und den damit ermöglichten hohen Abgasrückführraten erreicht werden.

## 9 Literaturverzeichnis

- [1] PAUER, Thomas: Laseroptische Kammeruntersuchungen zur dieselmotorischen Hochdruckeinspritzung – Wirkkettenanalyse der Gemischbildung und Entflammung. Stuttgart : Univ., Fak. f. Luft- und Raumfahrttechnik, Diss., 2001.
- [2] GÄRTNER, U. ; OELSCHLEGEL, H.: Inermotorische Potentiale zur Partikel-Reduktion bei HeavyDuty-Dieselmotoren. In: Beiträge Forum Partikelemissionen, S. 181-194. Nürnberg, 2002.
- [3] SCHMID, Wolfram ; HEIL, Bernhard ; HARR, Thomas ; MADERTHANER, Karl: Brennverfahren für die neue Generation von schweren DaimlerChrysler Nutzfahrzeug-Dieselmotoren und die Anforderungen an das Einspritzsystem. In: Tagungsband 28. Int. Wiener Motorensymposium, VDI-Fortschritt Berichte, Nr. 639, S. 148-161, 2007.
- [4] DOHLE, Ulrich ; DÜRNHOLZ, Manfred ; STEIN, Jens Olaf: Einflüsse künftiger Hochdruck-Dieseleinspritzsysteme auf Akustik und Emissionsverhalten moderner Verbrennungsverfahren. In: Tagungsband 25. Int. Wiener Motorensymposium, VDI-Fortschritt Berichte, Nr. 566, S. 279-291, 2004.
- [5] LEONHARD, Rolf: Moderne Konzepte für Verbrennungsmotoren mit weniger Kraftstoffverbrauch und CO<sub>2</sub>-Emissionen. Robert Bosch GmbH, Internationales Motor Presse Kolloquium. Boxberg, 2009.
- [6] KRIEGER, Klaus: Diesel-Einspritztechnik für Pkw-Motoren – Überblick über Verfahren und Ergebnisse. In: MTZ – Motortechnische Zeitschrift 1999-05, S. 308-313. Wiesbaden : Vieweg & Sohn.
- [7] ROBERT BOSCH GMBH DIESEL SYSTEMS: Diesel Systems - Sparsam Sauber Stark - Innovative Dieseltechnik von Bosch. Stuttgart, 2009.
- [8] ADOLF, Jörg ; HUIBERS, Reno ; WARNECKE, Wolfgang: Shell Pkw-Szenarien bis 2030 – Fakten, Trends und Handlungsoptionen für nachhaltige Auto-Mobilität in Deutschland. In: Tagungsband 30. Int. Wiener Motorensymposium, VDI-Fortschritt Berichte, Nr. 697, S. 38-49, 2009.
- [9] FRANK, Susanne ; SCHWAB, Fritz: „Das werfe ich mir vor!“ Bosch-Chef Franz Fehrenbach ärgert sich über verkannte Krisenanzeichen – und kritisiert Kollegen und Politiker. In: FOCUS Nr. 23 (2009-05-30).
- [10] ENGLER, Hermann-J. ; STAMM, Martin ; KLAPROTH, Mathias ; SCHELIGA, Wolfhard ; JOHN, Michael ; KUPHAL, Andre: Der Antrieb. In: Der VW Polo V, Sonderausgaben ATZ-MTZ 2009-05, S. 32-35. Wiesbaden : Vieweg & Sohn.
- [11] KOMMISSION DER EUROPÄISCHEN GEMEINSCHAFTEN: Verordnung (EG) Nr. 715/2007, 2007.
- [12] HELD, W. ; RAAB, G. ;SCHALLER, K.-V. ; GOTRE, W. ; LEHMANN, H. ; MÖLLER, H. ; SCHRÖPPEL, W.: Innovative MAN Euro V Motorisierung ohne Abgasnachbehandlung. In: Tagungsband 30. Int. Wiener Motorensymposium, VDI-Fortschritt Berichte, Nr. 697, S. 117-137, 2009.

- [13] BARGENDE, M. ; GREINER, R.: Vorlesungsskript Verbrennungsmotoren. Tl. I. Stuttgart : Univ., Inst. f. Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, 2003.
- [14] RENNER, G. ; MALY, R. R.: Moderne Verbrennungsdiagnostik für die dieselmotorische Verbrennung. In: Essers, U. (Hrsg.): Dieselmotorenteknik 98 – Aktueller Stand und Entwicklungen. Kontakt & Studium, Bd. 553. Renningen-Malmsheim : expert, 1998. – ISBN 3-8169-1583-3
- [15] ZEH, Dietmar: Entwicklung und Einsatz einer kombinierten Raman/Mie-Streulichtmesstechnik zur ein- und zweidimensionalen Untersuchung der dieselmotorischen Gemischbildung. Stuttgart : Univ., Inst. f. Thermodynamik der Luft- und Raumfahrt, Diss., 2003.
- [16] MOLLENHAUER, Klaus ; TSCHÖKE, Helmut: Handbuch Dieselmotoren. 3. Aufl., Berlin : Springer, 2007. – ISBN 978-3-540-72164-2
- [17] WINTER, J. ; DITTUS, B. ; KERST, A. ; MUCK, O. ; SCHULZ, R. ; VOGEL, A.: Nozzle Hole Geometry – A Powerful Instrument for Advanced Spray Design. THIESEL 2004 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines. Valencia.
- [18] BUSCH, Roger: Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Dieseleinspritzdüsen. Hannover : Univ., Inst. f. Technische Verbrennung, Diss., 2001.
- [19] BADOCK, C. ; WIRTH, R. ; FATH, A. LEIPERTZ, A.: Investigation of cavitation in real size diesel injection nozzles. In: Int. Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 20, Iss. 5, S. 538-544, 1999.
- [20] ROOSEN, P.: Einspritzstrahlstruktur vor Dieseldüsen. In MTZ – Motortechnische Zeitschrift 1991-10, S. 526-531. Wiesbaden : Vieweg & Sohn.
- [21] STEGEMANN, Jens: Dieselmotorische Einspritzverlaufsformung mit piezoaktuierten Einspritzsystemen. Hannover : Univ., Inst. f. Technische Verbrennung, Diss., 2004.
- [22] CHAVES, H. ; KNAPP, M. ; KUBITZEK, A. ; OBERMEIER, F. ; SCHNEIDER, T.: Experimental Study of Cavitation in the Nozzle Hole of Diesel Injectors Using Transparent Nozzles. SAE Technical Paper, 950290, 1995.
- [23] BADOCK, Christoph: Untersuchungen zum Einfluss der Kavitation auf den primären Strahlzerfall bei der dieselmotorischen Einspritzung. Darmstadt : Univ., Fachber. Maschinenbau, Diss., 1999.
- [24] ROOSEN, P. ; GENGE, O.: Optische Untersuchung von Kavitationsfluktuationen in einer planaren, nicht-achsensymmetrischen Düse. In: Spray '98. Essen, 1998.
- [25] PASTOR, J. V. ; PAYRI, R. ; LOPEZ, J. J. ; JULIA, J. E.: Effect of injector nozzle geometry of diesel engines on the macroscopic spray characteristics by means of optical techniques. In: Proceedings of Fuel Injection Conference (IMEchE, 2003), S. 73-82, C610/014/2003.
- [26] SALIBA, R. ; CHAMPOUSSIN, J. C.: Influence of the Nozzle Geometry on the Cavitation and on the Spray Development in Diesel Injection. In: Proceedings 20<sup>th</sup> ILASS Europe, S. 302-307. Nottingham, 2004.
- [27] HARNDORF, Horst: Beeinflussung von Gemischbildung, Verbrennung und Emissionen beim Dieselmotorenverfahren durch düsenseitige Maßnahmen. 3. Int. CTI Forum Abgastechnik. Nürtingen, 2004.

- [28] BAE, Choongsik ; YU, Jun ; KANG, Jinsuk ; KONG, Jangsik ; LEE, Kyeong O.: Effect of Nozzle Geometry on the Common-Rail Diesel Spray. SAE Technical Paper 2002-01-1625, 2001.
- [29] DONGIOVANNI, Claudio ; NEGRI, Claudio ; PISONI, Davide: Macroscopic Spray Parameters in Automotive Diesel Injector Nozzles with Different Hole Shape. In: Proceedings 2003 Spring Technical Conference of the ASME Int. Combustion Engine Division, S. 77-85. Salzburg.
- [30] GONEY, Kayhan H. ; CORRADINI, Michael L.: Isolated Effects of Ambient Pressure, Nozzle Cavitation and Hole Geometry on Diesel Injection Spray Characteristics. SAE Technical Paper 2000-01-2043, 2000.
- [31] SCHUGGER, Christian ; RENZ, Ulrich: Influence of Spray Velocity and Structure on the Air Entrainment in the Primary Breakup Zone of High Pressure Diesel Sprays. In: ICE-Vol. 39, Design, Application, Performance and Emissions of Modern Internal Combustion Engine Systems and Components, ASME2002, S. 281-288, 2002.
- [32] CHANG, C. T. ; FARRELL, P. V.: A Study on the Effects of Fuel Viscosity and Nozzle Geometry on High Injection Pressure Diesel Spray Characteristics. SAE Technical Paper 970353, 1997.
- [33] MATTES, P. ; MENNICKEN, M. ; KAMPMANN, S. ; BRÜGGEMANN, D.: Numerische Simulation der dieselmotorischen Spray/Wand-Wechselwirkung mit dem cfd-Code FIRE. In: Spray '98. Essen, 1998.
- [34] UHL, Marc: Simultane laseroptische Detektion der flüssigen und dampfförmigen Phase bei der Diesel Direkteinspritzung. Stuttgart : Univ., Inst. f. Technische Verbrennung, Diss., 2004.
- [35] KOMAROFF, I. ; MELCHER, K.: Messung der Strahlkraft und -bewegungsgröße zur Beurteilung der Zerstäubungsgüte von Einspritzstrahlen. In: Bosch Technische Berichte, Bd. 3, Heft 6, S. 227-242, 1971.
- [36] STAN, Cornel: Direkteinspritzsysteme für Otto- und Dieselmotoren. Berlin : Springer, 1999. – ISBN 3540652876
- [37] PILCH, M.; ERDMANN, C. A.: Use of Breakup Time Data and Velocity History Data to predict the maximum Size of Stable Fragments. Int. Journal Multiphase Flow, Bd. 13, Nr. 6, 1987.
- [38] HARNDORF, Horst ; BITTLINGER, Gerd ; DREWES, Volker ; KUNZI, Ulrich: Analyse düsenseitiger Maßnahmen zur Beeinflussung von Gemischbildung und Verbrennung heutiger und zukünftiger Diesel-Brennverfahren. In: Beiträge 5. Int. Symposium für Verbrennungsdiagnostik, S. 61-72. Baden-Baden, 2002.
- [39] BUCHHOLZ, Bert: Analysis of Injection Sprays from Heavy Fuel Oil Common-Rail Injectors for Medium-Speed Diesel Engines. Rostock : Univ., Fak. F. Maschinenbau und Schiffstechnik, Diss., 2008.
- [40] HIROYASU, Hiro ; ARAI, Masataka: Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines. SAE Technical Paper 900475, 1990.
- [41] BUCHHOLZ, Bert ; HASSEL, Egon ; HOPP, Martin ; NIENDORF, Mathias: Analysis of very large fuel sprays from high-pressure common-rail injection systems. INFUB – 7. European Conference on Industrial Furnaces and Boilers. Porto, 2006.

- [42] PAYRI, R. ; SALVADOR, F. J. ; GIMENO, J. ; DE LA MORENA, J.: Macroscopic Behavior of Diesel Sprays in the Near-Nozzle Field. SAE Technical Paper 2008-01-0929, 2008.
- [43] LAGUITTON, O. ; GOLD, M. ; KENNAIRD, D. ; CRUA, C. ; LACOSTE, J. ; HEIKAL, M.: Spray development and combustion characteristics for common rail diesel injection systems. In: Proceedings of Fuel Injection Conference (IMEchE, 2002), S. 55-71, C610/012/2003.
- [44] ESPEY, Christoph ; DEC, John E.: The Effect of TDC Temperature and Density on the Liquid-Phase Fuel Penetration in a D.I. Diesel Engine. SAE Technical Paper 952456, 1995.
- [45] MERKER, Günter P. ; SCHWARZ, Christian ; STIESCH, Gunnar ; OTTO, Frank: Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung. Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2. Auflg., 2004. – ISBN 3835100807
- [46] STEIN, Jens O. ; GERHARDT, Jürgen ; PROJAHN, Ulrich ; NABER, Dirk ; BECHER, Stefan: Innermotorische Entschärfung des CO<sub>2</sub>/NO<sub>x</sub> Konflikts mittels Höchstdruckeinspritzung. In: Beiträge 20. Int. AVL Konferenz Motor & Umwelt, S. 230-238. Graz, 2008.
- [47] SASAKI, Satoru ; AKAGAWA, Hisashi ; TSUJIMURA, Kinji: A Study on Surrounding Air Flow Induced by Diesel Sprays. SAE Technical Paper 980805, 1998.
- [48] NABER, Jeffrey D. ; SIEBERS, Dennis L.: Effect of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays. SAE Technical Paper 960034, 1996.
- [49] EGERMANN, Jan ; LEIPERTZ, Alfred: Lokales Luft-Kraftstoff-Verhältnis während des Verdampfungsprozesses eines Einspritzstrahls unter dieselmotorischen Bedingungen. In MTZ – Motortechnische Zeitschrift 2001-10, S. 846-854. Wiesbaden : Vieweg & Sohn.
- [50] BRUNEAUX, Giles: Mixing Process in High Pressure Diesel Jets by Normalized Laser Induced Exciplex Fluorescence – Part I: Free Jet. SAE Technical Paper 2005-01-2100, 2005.
- [51] LÄMMERMANN, Rheinhard ; HELD, Wolfgang: Nutzfahrzeugmotoren und Abgasnachbehandlung im Zielkonflikt zwischen Kundennutzen und Emissionsgesetzgebung. In: Beiträge 4. Int. Forum Abgas- und Partikelemissionen, S. 146-158. Ludwigsburg, 2006.
- [52] SIEBERS, Dennis L.: Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization. SAE Technical Paper 1999-01-0528, 1999.
- [53] MATSUMOTO, Yuhei ; GAO, Jian ; NAMBA, Makoto ; NISHIDA, Keiya: Mixture Formation and Combustion Processes of Multi-Hole Nozzle with Micro Orifices for D.I. Diesel Engines. SAE Technical Paper 2007-01-4049, 2007.
- [54] ZHANG, W. ; NISHIDA, K. ; GAO, J. ; MIURA, D.: An experimental study on flat-wall-impinging spray of microhole nozzles under ultra-high injection pressures. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 222, No. 9, S. 1731-1741, 2008.
- [55] UHL, Marc ; SCHIESSL, Robert ; MAAS, Ulrich ; DREIZLER, Andreas: Time Resolved Spray Characterisation in a Common Rail Direct-Injection Production Type Diesel Engine Using Combined Mie/LIF Laser Diagnostics. SAE Technical Paper 2003-01-1040, 2003.

- [56] HARTFIELD, J. P. ; FARRELL, P. V.: Droplet Vaporization in a High-Pressure Gas. In: ASME, Transactions, Journal of Heat Transfer, Vol. 115, No. 3, S. 699-706, 1993.
- [57] PISCHINGER, Stefan: Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren, Bd. II. 22. Aufl, Aachen : Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, Lehrstuhl f. Verbrennungskraftmaschinen, 2001.
- [58] SIEBERS, Dennis L.: Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays. SAE Technical Paper 980809, 1998.
- [59] ALFUSO, S. ; ALLOCCA, L. ; AURIEMMA, M. ; CAPUTO, G. ; CORCIONE, F. E. ; MONTANARO, A. ; VALENTINO, G.: Analysis of a High Pressure Diesel Spray at High Pressure and Temperature Environment Conditions. SAE Technical Papers 2005-01-1239, 2005.
- [60] PICKETT, Lyle M. ; KOOK, Sanghoon ; WILLIAMS, Timothy C.: Visualization of Diesel Spray Penetration, Cool-Flame, Ignition, High-Temperature Combustion and Soot Formation Using High-Speed Imaging. SAE Technical Paper 2009-01-0658, 2009.
- [61] LARSSON, Anders: Optical Studies in a DI Diesel Engine. SAE Technical Paper 1999-01-3650, 1999.
- [62] LEIPERTZ, Alfred ; BLUMENRÖDER, Kurt ; SCHÜNEMANN, Erik ; PETER, Frank ; POTZ, Detlev: Wandinflüsse auf Gemischbildung und Verbrennung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren – Teil 2: Grundlagenuntersuchungen. In: MTZ – Motortechnische Zeitschrift 1999-6, S. 412-418. Wiesbaden : Vieweg & Sohn.
- [63] MATTES, P.: Untersuchung der Strahl-/Wand-Wechselwirkung am Beispiel der dieselmotorischen Gemischbildung. Stuttgart : Univ., Fak. f. Luft- und Raumfahrttechnik, Diss., 1998.
- [64] BRUNEAUX, Gilles: Mixing Process in High Pressure Diesel Jets by Normalized Laser Induced Exciplex Fluorescence – Part II: Wall Impinging Versus Free Jet. SAE Technical Paper 2005-01-2097, 2005.
- [65] MONTAJIR, R. M. ; TSUNEMOTO, H. ; ISHITANI, H. ; MINAMI, T.: Fuel Spray Behavior in a Small DI Diesel Engine: Effect of Combustion Chamber Geometry. SAE Technical Paper 2000-01-0946, 2000.
- [66] EGERMANN, Jan ; TASCHEK, Marco ; LEIPERTZ, Alfred: Spray/Wall Interaction Influences on the Diesel Engine Mixture Formation Process Investigated by Spontaneous Raman Scattering. In: Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 29, S. 617-623, 2002.
- [67] PICKETT, Lyle M. ; LÓPEZ, J. Javier: Jet-Wall Interaction Effects on Diesel Combustion and Soot Formation. In: Proceedings of the symposium on diagnostics and modeling of combustion in internal combustion engines (COMODIA), 2004(6), S.387-394. Yokohama.
- [68] OCHOTERENA, Raúl ; ANDERSSON, Sven: Time and Spatially Resolved Temperature Measurements of a Combusting Diesel Spray Impinging on a Wall. SAE Technical Paper 2008-01-1608, 2008.
- [69] KITASEI, Takuya ; YAMADA, Junichi ; SHOJI, Takeshi ; SHIINO, Shiroh ; MORI, Kazutoshi: Influence of the Different Fuel Spray Wall Impingement Angles on Smoke Emission in a DI-Diesel Engine. SAE Technical Paper 2008-01-1791, 2008.

- [70] PISCHINGER, Franz: Sonderforschungsbereich 224 „Motorische Verbrennung“. Aachen : Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, Lehrstuhl f. Verbrennungskraftmaschinen, 2001. – Abschlussbericht
- [71] SHUNDOH, Shigeru ; KAKEGAWA, Toshiaki ; TSUJIMURA, Kinji ; KOBAYASHI, Shinji: The Effect of Injection Parameters and Swirl on Diesel Combustion with High Pressure Fuel Injection. SAE Technical Paper 910489, 1991.
- [72] BAUER, Stephan ; ZHANG, Hong ; PFEIFER, Andreas ; WENZLAWSKI, Klaus: Pkw-Dieselmotor und EU6: Ganzheitlicher Systemansatz zur Weiterentwicklung von Einspritzsystem, Luft/EGR-Pfad und Abgasnachbehandlung. In: Tagungsband 28. Int. Wiener Motorensymposium, VDI-Fortschritt Berichte, Nr. 639, S. 265-285, 2007.
- [73] SITKEI, György: Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren. Berlin : Springer, 1964.
- [74] FIEWEGER, K. ; BLUMENTHAL, R. ; ADOMEIT, G.: Shock-Tube Investigations on the Self-Ignition of Hydrocarbon-Air Mixture at High Pressures. In: Proceedings of the Combustion Institute, 25. Symposium on Combustion, S. 1579-1585, 1994.
- [75] KENNETH, K. Kuo: Principles of Combustion. Singapur : John Wiley & Sons, 2. Auflg., 2005. – ISBN 0471046892
- [76] GROHE, Heinz ; RUSS, Gerald: Otto- und Dieselmotoren: Arbeitsweise, Aufbau und Berechnung von Zweitakt- und Viertakt-Verbrennungsmotoren. Würzburg : Vogel, 14. Auflg., 2007. – ISBN 3834330787
- [77] RAO, K. K. ; WINTERBONE, D. E. ; CLOUGH, E.: Laser Illuminated Photographic Studies of the Spray and Combustion Phenomena in a Small High Speed DI Diesel Engine. SAE Technical Paper 922203, 1992.
- [78] REUTER, Uwe: Kammerversuche zur Strahlausbreitung und Zündung bei dieselmotorischer Einspritzung. Aachen : Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, Fak. f. Maschinenwesen, Diss., 1989.
- [79] SCHMIDT, F. A. F.: Verbrennungskraftmaschinen. Berlin : Springer, 1967.
- [80] PISCHINGER, F. ; REUTER, U. ; SCHEID, E.: Self Ignition of Diesel Sprays and its Dependence on Fuel Properties and Injection Parameters. In: J. Eng. Gas Turbines Power, Vol. 110, Iss. 3, S. 399-405, 1988.
- [81] DEC, John E. ; ESPEY, Christoph: Chemiluminescence Imaging of Autoignition in a DI Diesel Engine. SAE Technical Paper 982685, 1998.
- [82] WENZEL, Sebastian P.: Modellierung der Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionen des Dieselmotors. Magdeburg : Otto-von-Guericke Univ., Fak. f. Maschinenbau, Diss., 2006.
- [83] HÜHN, W.: Rußbildung und Rußminderung bei Nfz-Dieselmotoren. Symposium der technischen Akademie Esslingen, 1986.
- [84] DEC, John E.: A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging. SAE Technical Paper 970873, 1997.
- [85] DEC, John E.: Advanced compression-ignition engines – understanding the in-cylinder processes. In: Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 32, S. 2727-2742, 2009.



- [86] KÄRRHOLM, Fabian P. ; TAO, Feng ; NORDIN, Niklas: Three-Dimensional Simulation of Diesel Spray Ignition and Flame Lift-Off Using OpenFOAM and KIVA-3V CFD Codes. SAE Technical Paper 2008-01-0961, 2008.
- [87] ITO, Tayayuki ; KITAMURA, Takaaki ; UEDA, Masato ; MATSUMOTO, Takeo ; SENDA, Jiro ; FUJIMOTO, Hajime: Effects of Flame Lift-Off and Flame Temperature on Soot Formation in Oxygenated Fuel Sprays. SAE Technical Paper 2003-01-0073, 2003.
- [88] MUSCULUS, Mark P. B.: Effects of the In-Cylinder Environment on Diffusion Flame Lift-Off in a DI Diesel Engine. SAE Technical Paper 2003-01-0074, 2003.
- [89] ARONSSON, Ulf ; CHARTIER, Clément ; ANDERSSON, Öivind ; EGNELL, Rolf ; SJÖHOLM, Johan ; RICHTER, Mattias ; ALDÉN, Marcus: Analysis of the Correlation Between Engine-Out Particulates and Local  $\Phi$  in the Lift-Off Region of a Heavy Duty Diesel Engine Using Raman Spectroscopy. SAE Technical Paper 2009-01-1357, 2009.
- [90] SIEBERS, Dennis L. ; HIGGINS, Brian: Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Sprays Under Quiescent Conditions. SAE Technical Paper 2001-01-0530, 2001.
- [91] SIEBERS, Dennis L. ; HIGGINS, Brian ; PICKETT, Lyle M.: Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Fuel Jets: Oxygen Concentration Effects. SAE Technical Paper 2002-01-0890, 2002.
- [92] PICKETT, Lyle M. ; SIEBERS, Dennis L. ; IDICHERIA, Cherian A.: Relationship Between Ignition Processes and the Lift-Off Length of Diesel Fuel Jets. SAE Technical Paper 2005-01-3843, 2005.
- [93] SIEBERS, Dennis L. ; PICKETT, Lyle M.: Injection Pressure and Orifice Diameter Effects on Soot in DI Diesel Fuel Jets. In: Proceedings of THIESEL 2002 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, S. 199-213. Valencia.
- [94] PICKETT, Lyle M. ; SIEBERS, Dennis L.: An Investigation of Soot Formation Processes Using Micro-Orifices. In: Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 29, S. 655-662, 2002.
- [95] PICKETT, Lyle M. ; SIEBERS, Dennis L.: Soot in diesel fuel jets: effects of ambient temperature, ambient density and injection pressure. In: Combustion and Flame, Vol. 138, S. 114-135, 2004.
- [96] HEYWOOD, John B.: Internal Combustion engine fundamentals. New York : McGraw-Hill, 1988. – ISBN 0-07-028637-X
- [97] IDICHERIA, Cherian A. ; PICKETT, Lyle M.: Soot Formation in Diesel Combustion under High-EGR Conditions. SAE Technical Paper 2005-01-3834, 2005.
- [98] IDICHERIA, Cherian A. ; PICKETT, Lyle M.: Effect of EGR on diesel premixed-burn equivalence ratio. Proceedings of the Combustion Institute, Vol. 31, S. 2931-2938, 2007.
- [99] CANAAN, Robert E. ; DEC, John E. ; GREEN, Robert M. ; DALY, Dan T.: The Influence of Fuel Volatility on the Liquid-Phase Fuel Penetration in a Heavy-Duty D.I. Diesel Engine. SAE Technical Paper 980510, 1998.
- [100] DEC, John E. ; KELLY-ZION, Peter L.: The Effects of Injection Timing and Diluent Addition on Late-Combustion Soot Burnout in a DI Diesel Engine based on Simultaneous 2-D Imaging of OH and Soot. SAE Technical Paper 2000-01-0238, 2000.

- [101] DEC, John E. ; CANAAN, Robert, E.: PLIF Imaging of NO Formation in a DI Diesel Engine. SAE Technical Paper 980147, 1998.
- [102] RAATZ, Thorsten. Untersuchungen zur homogenen Dieselerbrennung. Braunschweig : Techn. Univ., Inst. f. Verbrennungskraftmaschinen, Diss., 2002.
- [103] VANHAELST, Robin: Optische und thermodynamische Modelle zur Untersuchung der teilhomogenen Dieselerbrennung. Magdeburg : Otto-von-Guericke Univ., Fak. f. Maschinenbau, Diss. , 2003.
- [104] WARNATZ, J. : MAAS, U. : DIBBLE, R.W.: Verbrennung. Berlin : Springer, 3. Aufl., 2001. – ISBN 978-3-540-42128
- [105] HOHLBAUM, B.: Beitrag zur rechnerischen Untersuchung der Stickoxidbildung schnelllaufender Hochleistungsdieselmotoren. Karlsruhe : Techn. Hochschule, Inst. f. Chemie, Diss., 1992.
- [106] GLARBORG, P. ; MILLER, J. A. ; KEE, R. J.: Kinetic Modeling and Sensitivity Analysis of Nitrogen Oxide Formation in Well-Stirred Reactors. In: Combustion and Flame, Vol. 65, S. 177-202, 1986.
- [107] MERKER, G. P. ; STIESCH, G.: Technische Verbrennung, Motorische Verbrennung. Stuttgart : Teubner, 1999. – ISBN 3519063816
- [108] CHRYSOSTOMOUS, A.: Ortsaufgelöste Temperaturmessung mit laserinduzierter Prädissoziationsfluoreszenz in turbulenter Verbrennung. Bielefeld : Univ., Fak. f. Physik, Diss., 1995.
- [109] SCHLOZ, Eckart: Untersuchungen zur homogenen Dieselerbrennung bei innerer Gemischbildung. Karlsruhe : Techn. Hochschule, Fak. f. Maschinenbau, Diss., 2003.
- [110] TAKADA, Keishi ; KUSAKA, Jin: Numerical Analysis of Diesel Combustion with High EGR and High Boost Pressure using a Multi-Dimensional CFD Code Coupled with Complex Chemistry Analysis. SAE Technical Paper 2008-01-1637, 2008.
- [111] MUSCULUS, Mark P. B.: On the Correlation between NO<sub>x</sub> Emissions and the Diesel Premixed Burn. SAE Technical Paper 2004-01-1401, 2004.
- [112] SCHUBIGER, Raffael A. ; BOULOUCHOUS, Konstantinos ; EBERLE, Meinrad K.: Rußbildung und Oxidation bei der dieselmotorischen Verbrennung. In: MTZ – Motortechnische Zeitschrift 2002-05, S. 342-353. Wiesbaden : Vieweg & Sohn.
- [113] MATTES, Peter, REMMELS, Werner, SUDMANN, Hans: Untersuchungen zur Abgasrückführung am Hochleistungsdieselmotor. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 1999-04, S. 234-243. Wiesbaden : Vieweg & Sohn.
- [114] GÄRTNER, Uwe: Boundaries of in-cylinder Nitric Oxide Reduction regarding Heavy Duty Diesel Engines. Int. CTI Forum Combustion Processes. Stuttgart, 2007.
- [115] SCHMID, Petra D.: Untersuchung der gravimetrischen Partikelmesstechnik im Hinblick auf zukünftige Abgasgrenzwerte. Darmstadt : Techn. Univ., Fachbereich Maschinenbau, Diss., 2001.
- [116] HEINLE, Alexander: Entkopplung von Gemischbildung und Verbrennung bei einem Dieselmotor. München : Techn. Univ., Fak. f. Maschinenwesen, Diss., 2006.

- [117] APPEL, Jörg: Numerische Simulation der Rußbildung bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen: Teilchengrößenverteilung und deren statistische Momente. Karlsruhe : Techn. Hochschule, Fak. f. Maschinenbau, Diss., 2000.
- [118] ZILLMER, Michael: Stickoxid- und Rußbildung bei dieselmotorischer Verbrennung. Braunschweig : Techn. Univ., Inst. f. Verbrennungskraftmaschinen, Diss., 1998.
- [119] DEC., John E. ; ESPEY, Christoph: Soot and Fuel Distributions in a D.I. Diesel Engine via 2-D Imaging. SAE Technical Paper 922307, 1992.
- [120] DEC., John E. ; ESPEY, Christoph: Ignition and Early Soot Formation in a DI Diesel Engine Using Multiple 2-D Imaging Diagnostics. SAE Technical Paper 950456, 1995.
- [121] KOCH, P. ; HÜBNER, M.: Wandnahe Dieselerbrennung II – Einfluss der Brennraumwand auf Verbrennung und Schadstoffbildung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren. FVV-Forschungsvorhaben Nr. 858, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V. (FVV). Frankfurt am Main, 2006.
- [122] STIESCH, Gunnar: Modeling Engine Spray And Combustion Processes. Berlin : Springer, 2003. – ISBN 3540006826
- [123] HENTSCHEL Werner ; RICHTER Jens-Uwe: Time-resolved analysis of soot formation and oxidation in a direct-injection diesel engine for different EGR-rates by an extinction method. SAE Technical Paper 952517, 1995.
- [124] NIKOLIC, D. ; IIDA, N.: Effects of intake CO<sub>2</sub> concentrations on fuel spray flame temperatures and soot formations. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, Vol. 221, Nr. 12, S. 1567-1573, 2007.
- [125] MORGAN, R. E. ; GOLD, M. R. ; LAGUITTON, O. ; CRURA, C. ; HEIKAL, M.R.: Characterisation of the Soot Formation Processes in a High Pressure Combusting Diesel Fuel Spray. SAE Technical Paper 2003-01-3086, 2003.
- [126] AOYAGI, Yuzo ; KUNISHIMA, Eiji ; ASAUMI, Yasuo ; AIHARA, Yoshiaki ; ODAKA, Matsuo ; GOTO, Yuichi: Diesel Combustion and Emission Using High Boost and High Injection Pressure in a Single Cylinder Engine (Effects of Boost Pressure and Timing Retardation on Thermal Efficiency and Exhaust Emissions). In: JSME International Journal, Series B Vol. 48 (2005), Nr. 4, S. 648-655.
- [127] TAO, Feng ; LIU, Yi ; REMPELEWERT, Bret H.; FOSTER, David E. ; REITZ, Rolf D. ; CHOI, Dae ; MILES, Paul C.: Modeling the Effects of EGR and Injection Pressure on Soot Formation in a High-Speed Direct-Injection (HSDI) Diesel Engine Using a Multi-Step Phenomenological Soot Model. SAE Technical Paper 2005-01-0121, 2005.
- [128] BARGENDE, Michael: Vorlesungsskript Berechnung und Analyse innermotorischer Vorgänge. Stuttgart : Univ., Inst. f. Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, 2004.
- [129] ATZLER, F. ; WEIGAND, A. ; ROTONDI, R. ; KASTNER, O. ; SCHULZE, T.: Emissions reduction potential of high EGR rates in D.I. Diesel engines. SAE Technical Paper 2007-24-0024, 2007.
- [130] PITTERMANN, Roland ; HINZ, Michael ; KAUERT, Lutz: Einfluss von Abgasrückführung und Kraftstoff-Wasser-Emulsion auf Verbrennungsablauf und Schadstoffbildung im Dieselmotor. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift 1999-12, S. 812-818. Wiesbaden : Vieweg & Sohn.

- [131] HARNDORF, Horst: Vorlesungsskript Verbrennungskraftmaschinen. Rostock, Univ., Lehrstuhl f. Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren, 2008.
- [132] HARNDORF, Horst: Eine perspektivische Betrachtung des dieselmotorischen Brennverfahrens - Ansätze zur Erfüllung niedrigster Emissionen. 4. Int. Forum Abgas- und Partikelemissionen. Ludwigsburg, 2006.
- [133] BITTLINGER, Gerd: Analysis of Diesel Mixture Preparation and Combustion: Conclusions for the Future Fuel Injection Equipment. 2. Int. CTI Forum Injection Systems. Stuttgart, 2007.
- [134] HOUNTALASA, D. T. ; MAVROPOULOSA, G. C. ; BINDER, K. B.: Effect of exhaust gas recirculation (EGR) temperature for various EGR rates on heavy duty DI diesel engine performance and emissions. In: Energy, Vol. 33, S. 272-283, 2008.
- [135] HIERETH, H. ; GÄRTNER, U. ; LÖHLE, M. ; PFENDER, C.: Untersuchungen zur Kühlung und Rückführung des Abgases von Nutzfahrzeug-Motoren. In: Tagungsband 18. Int. Wiener Motorensymposium, VDI-Fortschritt Berichte, Nr. 306, S. 341–357, 1997.
- [136] TAO, Feng ; BERGSTRAND, Pär: Effect of Ultra-High Injection Pressure on Diesel Ignition and Flame under High-Boost Conditions. SAE Technical Paper 2008-01-1603, 2008.
- [137] BENAJES, Jesús ; MOLINA, Santiago ; GARCÍA, Jose M. ; NOVELLA, Ricardo: Influence of Boost Pressure and Injection Pressure on Combustion Process and Exhaust Emissions in a HD Diesel Engine. SAE Technical Paper 2004-01-1842, 2004.
- [138] THIROUARD, Maria ; MENDEZ, Sylvain ; PACAUD, Pierre ; CHMIELARCZYK, Vincent ; AMBRAZAS, Didier ; GARSİ, Christophe ; LAVOISIER, Frédéric ; BARBEAU, Bertrand: Potential to Improve Specific Power Using Very High Injection Pressure In HSDI Diesel Engines. SAE Technical Paper 2009-01-1524, 2009.
- [139] WAKISAKA, Yoshifumi ; HOTTA, Yoshihiro ; INAYOSHI, Minaji ; NAKAKITA, Kiyomi ; SAKATA, Ichiro ; TAKANO, Takayoshi: Emissions Reduction Potential of Extremely High Boost and High EGR Rate for an HSDI Diesel Engine and the Reduction Mechanisms of Exhaust Emissions. SAE Technical Paper 2008-01-1189, 2008.
- [140] GERHARDT, Jürgen ; LEONHARD, Rolf ; KRÜGER, Michael ; NABER, Dirk ; PITT, Jens: Die Rolle des Einspritzsystems bei der Brennverfahrensoptimierung von hochaufgeladenen Pkw-Dieselmotoren. In: Beiträge 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, S. 215-234, 2008.
- [141] GAUTHIER, Yvan: Untersuchungen zum Einfluss des Einspritzdrucks auf die Rußemission beim Pkw-Dieselmotor mit externer Abgasrückführung. Hamburg : Helmut-Schmidt-Univ. / Univ. d. Bundeswehr, Fak. f. Maschinenbau, Diss., 2008.
- [142] STUMPP, G.: Einspritzsysteme für moderne Pkw-Dieselmotoren. In: Essers, U. (Hrsg.): Dieselmotorentechnik 98. Renningen-Malmsheim : expert, Bd. 553, S. 56-70, 1998.
- [143] DOHLE, Ulrich ; KRÜGER, Michael ; NABER, Dirk ; STEIN, Jens O. ; GAUTHIER, Yvan: Ergebnisse zur Verbrennungsoptimierung durch Einsatz von Mehrlochdüsen in modernen PKW-Dieselmotoren. In: Tagungsband 27. Int. Wiener Motorensymposium, VDI-Fortschritt Berichte, Nr. 622, S. 44-58, 2006.

- [144] GÄRTNER, Uwe ; KOCH, Thomas ; KÖNIG, Gerhard: Analyse des dieselmotorischen Verbrennungsprozesses zur Potentialbewertung flexibler Einspritzverlaufsformungen. In: Beiträge 6. Int. Symposium für Verbrennungsdiagnostik, S. 7-19. Baden-Baden, 2004.
- [145] GREDINGER, Martin: Untersuchung am direkteinspritzenden Dieselmotor zur Verbrauchsoptimierung in Hochlastpunkten durch Steigerung des Aufladedrucks. Esslingen : Hochschule, Fachbereich Fahrzeugtechnik, Diplomarbeit, 2007.
- [146] DÜRNHOLZ, Manfred ; NABER, Dirk ; STEIN, Jens O. ; KOPP, Carsten ; BENZ, Christoph: Anpassung der Betriebsparameter für eine NOx- und verbrauchsgünstige Verbrennung zukünftiger PKW-Dieselmotoren. In: Beiträge 1. Motortechnische Konferenz, S. 1-23. Ingolstadt, 2005.
- [147] GÄRTNER, Uwe: Entwicklung der Leistungsdichte von Nfz-Dieselmotoren aus thermodynamischer Sicht. In: Beiträge 10. Symposium Dieselmotorenteknik, S. 73-84. Stuttgart, 2006.
- [148] NABER, Dirk ; DOHLE, Ulrich ; LEONHARD, Rolf ; GERHARDT, Jürgen ; KRÜGER, Michael ; BECHER, Stefan: Niedrigemissionskonzepte für Nutzfahrzeugmotoren. In: Beiträge 9. Int. Stuttgarter Symposium – Automobil- und Motorenteknik, S.43-60, 2009.
- [149] SCHOMMERS, Joachim ; STOTZ, Marco ; SCHNABEL, Martin ; BREITBACH, Hermann: Emissionspotenziale zukünftiger Diesel-Einspritzsysteme. In: Beiträge 16. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorenteknik, S. 1345-1369, 2007.
- [150] HERRMANN, Olaf E. ; KRÜGER, Michael ; PISCHINGER, Stefan: Regelung von Ladedruck und AGR-Rate als Mittel zur Emissionsregelung bei Nutzfahrzeugmotoren. In: MTZ – Motortechnische Zeitschrift 2005-10, S. 806-811. Wiesbaden : Vieweg & Sohn.
- [151] KÖRFER, Thomas ; HERRMANN, Olaf E. ; LAMPING, Matthias ; RUHKAMP, Ludger ; PISCHINGER, Stefan ; SCHNORBUS, Thorsten: Zukünftige, robuste Regelkonzepte zur Emissionskontrolle bei Dieselmotoren in hochdynamischen Testzyklen. In: Tagungsband 28. Int. Wiener Motorensymposium, VDI-Fortschritt Berichte, Nr. 639, S. 286-305, 2007.
- [152] HAMMER, Jürgen: Vorlesungsskript Einspritztechnik Teil II. Stuttgart : Univ., Inst. f. Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, 2007.
- [153] ROLLBUSCH, Carsten: Untersuchungen zur Umsetzung des Einspritzdrucks durch die Brennraummuldengeometrie am Pkw-Einzylierdieselmotor mit Common-Rail-Einspritzsystem. Magdeburg : Otto-von-Guericke Univ., Inst. f. Mobile Systeme, Diplomarbeit, 2008.
- [154] AVL: AVL 415S Rauchwertmessgerät – Gerätehandbuch (AT12400, Rev. 04). Graz, 2005.
- [155] EIFLER, Gerald: Schadstoffminderung durch Abgasrückführung am kleinen, schnellaufenden Dieselmotor mit direkter Kraftstoffeinspritzung. Aachen : Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, Fak. f. Maschinenwesen, Diss., 1990.
- [156] AVL: Calcgraf Grafischer Formeleditor – User's Guide (AT26530, Rev. 01). Graz, 2008.
- [157] ENGINOS: Online-Hilfe für Tiger by EnginOS. Software-Version 1.302, 2009.

- [158] BARGENDE, Michael: Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren. Darmstadt : Technische Hochschule, Fachber. Maschinenbau, Diss., 1991.
- [159] GÄRTNER, Uwe: Entwicklung der Leistungsdichte von Nfz-Dieselmotoren aus thermodynamischer Sicht. In: 10. Symposium Dieselmotorentchnik – Tagungshandbuch 2006, S. 73-84. Ostfildern.
- [160] KOMMISSION DER EUROPÄISCHEN GEMEINSCHAFTEN: Richtlinie 91/441/EG, 1991.
- [161] KOMMISSION DER EUROPÄISCHEN GEMEINSCHAFTEN: Richtlinie 94/12/EG, 1994.
- [162] KOMMISSION DER EUROPÄISCHEN GEMEINSCHAFTEN: Richtlinie 98/69/EG, 1998.
- [163] KOMMISSION DER EUROPÄISCHEN GEMEINSCHAFTEN: Richtlinie 2008/692/EG, 2008.
- [164] BECKER, Carsten ; REINSCH, Bernd ; STROBEL, Martin ; FRISSE, Hans-Peter ; FRITSCH, Andreas: Dieselpartikelfilter aus Cordierit - Aufbau und Regenerationsmanagement. In: MTZ – Motortechnische Zeitschrift 2008-06, S. 494-501. Wiesbaden : Vieweg & Sohn.
- [165] TERRES, Frank ; MICHELIN, Joel ; WELTENS, Hermann: Partikelfilter für Diesel-Pkw: Beladungs- und Regenerationsverhalten. In: MTZ – Motortechnische Zeitschrift 2002-08, S. 568-577. Wiesbaden : Vieweg & Sohn.
- [166] PORT, Thomas: Untersuchung der Potentiale gesteigerter Einspritzdrücke insbesondere bei höheren Lasten. Stuttgart : Univ., Inst. f. Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, Diplomarbeit, 2009.
- [167] FISCHER, Sebastian ; STEIN, Jens O.: Investigation on the Effect of Very High Fuel Injection Pressure on Soot-NOx Emissions at High Load in a Passenger Car Diesel Engine. In: SAE Int. Journal of Engines, Vol. 2, Iss. 1, S. 1737-1748, 2009.
- [168] FISCHER, Sebastian: Untersuchung des Effekts einer Höchstdruckeinspritzung auf die Ruß/NOx-Emissionen bei hoher Last in einem Pkw-Dieselmotor. In: Tschöke, Helmut ; Krahl, Jürgen ; Munack, Axel (Hrsg.): Innovative Automobiltechnik – Zukunftsweisende Arbeiten von Nachwuchsforschern in der Industrie und an Universitäten. Renningen-Malmsheim : expert, 2009. – ISBN 978-3-8169-2947-5
- [169] SHUNDOH, Shigeru ; KOMORI, Masanori ; TSUJIMURA, Kinji ; KOBAYASHI, Shinji: NOx Reduction from Diesel Combustion Using Pilot Injection with High Pressure Fuel Injection. SAE Technical Paper 920461, 1992.
- [170] SCHULZE, Tilo: Untersuchung des Einflusses der Spritzlochgeometrie der Einspritzdüse auf die dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung. Dresden : Univ., Fak. f. Verkehrswissenschaften „Friedrich List“, Diss., 2005.
- [171] HAMMER, Jürgen: Vorlesungsskript Einspritztechnik. Tl. I. Stuttgart : Univ., Inst. f. Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, 2004.
- [172] BARGENDE, Michael ; GREINER, R.: Vorlesungsskript Verbrennungsmotoren. Tl. II. Stuttgart : Univ., Inst. f. Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, 2003.
- [173] DÜRNHOLZ, Manfred ; NABER, Dirk ; STEIN, Jens O. ; KOPP, Carsten ; KWASNY, Rainer: High Performance – Low Emissions: Wege zum Höchstleistungsdiesel mit niedrigsten Emissionen durch Hochdruck-Einspritzung. In: Vorträge 6. Dresdner Motorenkolloquium, S. 114-129. Dresden, 2005.

- [174] JUNGEMANN, Markus: Neue Zustandsgleichungen für Dieselkraftstoffe auf Basis neuer Messungen / DS/ETII. Stuttgart : Robert Bosch GmbH, 2008 (ETI-4293). – Entwicklungsbericht
- [175] ZGHANI, Nizar: 3D-CFD-Simulation eines Pkw-Dieselmotors mit Höchstdruckeinspritzung. Düsseldorf : Fachhochschule, Inst. f. Physik u. Umweltmesstechnik, Diplomarbeit, 2010.
- [176] HOFFMANN, Niels: Potenzialermittlung eines modernen 2V-DI-Diesel-PKW-Motors hinsichtlich Brennverfahren und Emissionen. Kaiserslautern : Techn. Univ., Diplomarbeit, 2006.
- [177] KLUCK, Christoph: Potenzialabschätzung einer an zweireihige Mehrlochdüsen angepassten Brennraumgeometrie am Pkw-Einzylinderdieselmotor mit Common-Rail-Einspritzsystem. Magdeburg : Otto-von-Guericke Univ., Inst. f. Mobile Systeme, Diplomarbeit, 2006.
- [178] WEIGAND, A. ; ATZLER, F. ; KASTNER, O. ; SCHULZE, T. ; LEUTERITZ, U. ; ZELLBECK, H. ; MÜLLER, A. ; ECKARDT, D.: Einfluss der vertikalen Strahlage auf die dieselmotorische Verbrennung. In: Beiträge 8. Int. Konferenz Motorische Verbrennung, S. 17-28. München, 2007.
- [179] PICKETT, Lyle M. ; KOOK, Sanghoon ; WILLIAMS, Timothy C.: Visualization of Diesel Spray penetration, Cool Flame, Ignition, High-Temperature Combustion, and Soot Formation Using High-Speed Imaging. In: SAE Int. Journal of Engines, Vol. 2, Iss. 1, S. 439-459, 2009.
- [180] WAKURI, Yutaro ; FUJII, Masaru ; AMITANI, Tatsuo ; TSUNEYA, Reijiro: Studies on the Penetration of Fuel Spray in a Diesel Engine. In: Bulletin of JSME, Vol. 3, Iss. 9, S.123-130, 1960.
- [181] CHOMIAK, Jerzy ; KARLSSON, Anders: Flame liftoff in diesel sprays. In: The Combustion Institute (Hrsg.): Proceedings of the 26<sup>th</sup> Symposium (Int.) on Combustion, Vol. 26, Iss. 2, S. 2557-2564. Neapel, 1996.





## 10 Anhang

### 10.1 Berechnung der AGR-Rate

Die folgende Herleitung zur Berechnung der AGR-Rate ist den Ausführungen in [155] angelehnt. Ausgehend vom 1. Hauptsatz der Thermodynamik für einen adiabaten, stationären Fließprozess gilt für den Mischungsprozess von Frischluft und Abgas zur Zylinderladung

$$\dot{H}_S = \dot{H}_L + \dot{H}_{AGR}, \quad (10-1)$$

wobei  $\dot{H}_S$ ,  $\dot{H}_L$  und  $\dot{H}_{AGR}$  die Enthalpieströme der Zylinderladung im Saugrohr, der Frischluft und des zurückgeführten Abgases sind. Mit  $\dot{m}_S$  und  $\dot{m}_L$  als die Massenströme im Saugrohr und der Frischluft und  $\dot{m}_{AGR}$  als AGR-Massenstrom lautet die Massenstrombilanz

$$\dot{m}_S = \dot{m}_L + \dot{m}_{AGR}. \quad (10-2)$$

Unter der Annahme gleicher spezifischer Wärmekapazitäten  $c_p$  für Luft und Abgas

$$\dot{H}_S = c_p \cdot T_S \cdot \dot{m}_S, \quad (10-3)$$

$$\dot{H}_L = c_p \cdot T_L \cdot \dot{m}_L, \quad (10-4)$$

$$\dot{H}_{AGR} = c_p \cdot T_{AGR} \cdot \dot{m}_{AGR}, \quad (10-5)$$

folgt für die Enthalpiestrombilanz:

$$T_S \cdot \dot{m}_S = T_L \cdot \dot{m}_L + T_{AGR} \cdot \dot{m}_{AGR}. \quad (10-6)$$

Die Temperatur der Frischluft unmittelbar vor der Mischungsstelle ist  $T_L$ , die des Abgases  $T_{AGR}$  und die Mischungstemperatur ist  $T_S$ . Die AGR-Rate berechnet sich über das Massenstromverhältnis von zurückgeführtem Abgas zum gesamten Saugrohrmassenstrom. Durch Ersetzen des Frischluftmassenstroms gemäß der Massenstrombilanz und Einsetzen in Gleichung (10-6) ergibt sich nach Umformung für die AGR-Rate

$$x_{AGR} = \frac{\dot{m}_{AGR}}{\dot{m}_S} = \frac{T_L - T_S}{T_L - T_{AGR}}. \quad (10-7)$$

Danach ließe sich die AGR-Rate allein über die Temperaturen der Massenströme bestimmen. Bei den Experimenten zu dieser Arbeit ist die Erfassung der AGR-Temperatur vor der Mischungsstelle aber nicht vorgesehen. Somit muss diese iterativ ermittelt werden. Hierfür

wird eine weitere Gleichung benötigt. Die allgemeine Formel für den idealen Massendurchfluss zum Zylinder liefert dazu die Basis.

$$\dot{m}_S = A_2 \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \cdot \sqrt{2 \cdot p_1 \cdot \rho_1} \quad (10-8)$$

Index 1 steht für den Zustand im Saugrohr, Index 2 für den Zustand im Zylinder.  $A$  ist der Strömungsquerschnitt und  $\rho$  die Gasdichte. Es wird angenommen, dass der Polytropenexponent  $\kappa$ , die spezifischen Wärmekapazitäten und die molaren Massen von Frischluft und Abgas gleich sind. Ferner wird angenommen, dass sich das Druckverhältnis  $p_2/p_1$  über der AGR-Rate nicht verändert. Damit gilt für die Ausflussfunktion

$$\Psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} = konst. \quad (10-9)$$

Unter Verwendung der idealen Gasgleichung kann die Gasdichte durch den Druck, die Temperatur und die spezielle Gaskonstante von Luft  $R_L$  ersetzt werden und man erhält für den Saugrohrmassenstrom

$$\dot{m}_S = A_2 \cdot \Psi \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2}{R_L \cdot T_1}} \quad (10-10)$$

Damit lässt sich ein Verhältnis der Massenströme im Fall ohne und mit Abgasrückführung aufstellen und der Massenstrom zum Zylinder bei Betrieb mit AGR wie folgt beschreiben:

$$\dot{m}_S = \dot{m}_{S,ohneAGR} \cdot \frac{p_S}{p_{S,ohneAGR}} \cdot \sqrt{\frac{T_{S,ohneAGR}}{T_S}} \quad (10-11)$$

Massenstrom und Temperatur entsprechen im Fall ohne AGR, also für den jeweils ersten Messpunkt einer AGR-Variation, dem Massenstrom und der Temperatur der Frischluft. Formt man diese Gleichung nach  $T_S$  um und setzt das Ergebnis in Gleichung (10-7) ein, dann erhält man eine quadratische Gleichung für den Saugrohrmassenstrom mit folgender Lösung.

$$\dot{m}_S = \frac{1}{2} \cdot \dot{m}_L \cdot \left( 1 - \frac{T_L}{T_{AGR}} \right) + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \dot{m}_L^2 \cdot \left( 1 - \frac{T_L}{T_A} \right)^2 + \frac{T_{S,ohneAGR}}{T_{AGR}} \cdot \left( \frac{p_S}{p_{S,ohneAGR}} \right)^2 \cdot \dot{m}_{S,ohneAGR}^2} \quad (10-12)$$

Bei der iterativen Berechnung der AGR-Rate wird nun für  $T_{AGR}$  ein Startwert angenommen und damit  $\dot{m}_S$  berechnet. Beide Werte werden dann in Gleichung (10-6) eingesetzt und die so

errechnete Saugrohrtemperatur mit dem Messwert verglichen. Aus der Differenz der gemessenen und der berechneten Temperatur ergibt sich der neue Wert für  $T_{AGR}$ , mit dem im nächsten Iterationsschritt gerechnet wird. Stimmen die beiden Temperaturen auf 0,01 K überein, sind die korrekten Werte für den Saugrohrmassenstrom bzw. die AGR-Temperatur ermittelt und die eigentliche AGR-Rate kann mit Gleichung (10-7) berechnet werden.

## 10.2 Bestimmung des geometrischen Strahlursprungs

Der geometrische Strahlursprung GSU ist als Abstand zwischen Zylinderkopf und Schnittpunkt der Einspritzstrahlmittellachsen mit der Injektor- bzw. Düsenmittellachse definiert. Abbildung 10-1 zeigt eine Prinzipskizze zur Bestimmung des GSU.

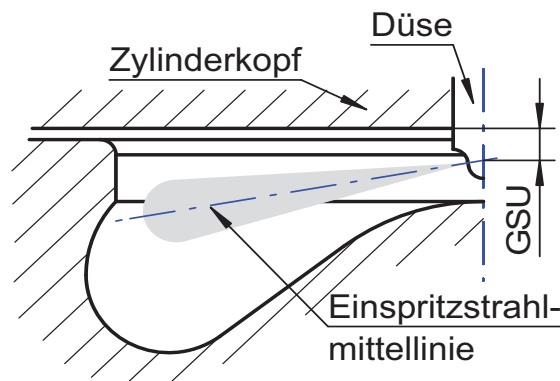


Abbildung 10-1: Prinzipskizze zur Bestimmung des geometrischen Strahlursprungs GSU

## 10.3 Vergleich der Einspritzzeitpunkt-Strategien

Eine Reduzierung des Einspritzdrucks bewirkt unter Beibehaltung einer konstanten Last eine Verlängerung der Einspritzdauer und damit auch der Brenndauer. Wird weiterhin für die Einspritzdruckvariation ein konstanter 50%-Umsatzpunkt gefordert, so muss der Ansteuer- bzw. Spritzbeginn Richtung früh verschoben werden. Der dieser Arbeit zugrunde liegende Variationsbereich des Einspritzdrucks hätte eine Verschiebung des Ansteuerbeginns um etwa 8 °KW zur Folge. Ausgehend von einem für den Lastpunkt 2000 U/min, 12 bar  $p_{mi}$  typischen Ansteuerbeginn für die Haupteinspritzung von 1 °KW vOT beim höchsten Einspritzdruck, ergibt sich daraus ein Ansteuerbeginn von etwa 9 °KW vOT für den niedrigsten Einspritzdruck, siehe Abbildung 10-2. Wie in der Abbildung zu sehen ist und in Kapitel 3.4.2 bereits erwähnt, resultiert daraus eine deutliche Veränderung der Umgebungsbedingungen, von Spritz- (SB) bis Brennbeginn (BB), für den in den Brennraum eindringenden

Kraftstoffstrahl. Abgesehen von den sich verändernden geometrischen Randbedingungen aufgrund der Kolbenbewegung, variiert der im Zeitfenster von SB bis BB gemittelte Zylinderdruck im Fall des konstanten 50%-Umsatzpunkts um  $\pm 2,2$  bar (Standardabweichung 1,5 bar) im Gegensatz zu lediglich  $\pm 0,9$  bar (Standardabweichung 0,7 bar) bei konstantem Spritzbeginn, siehe Abbildung 10-3.

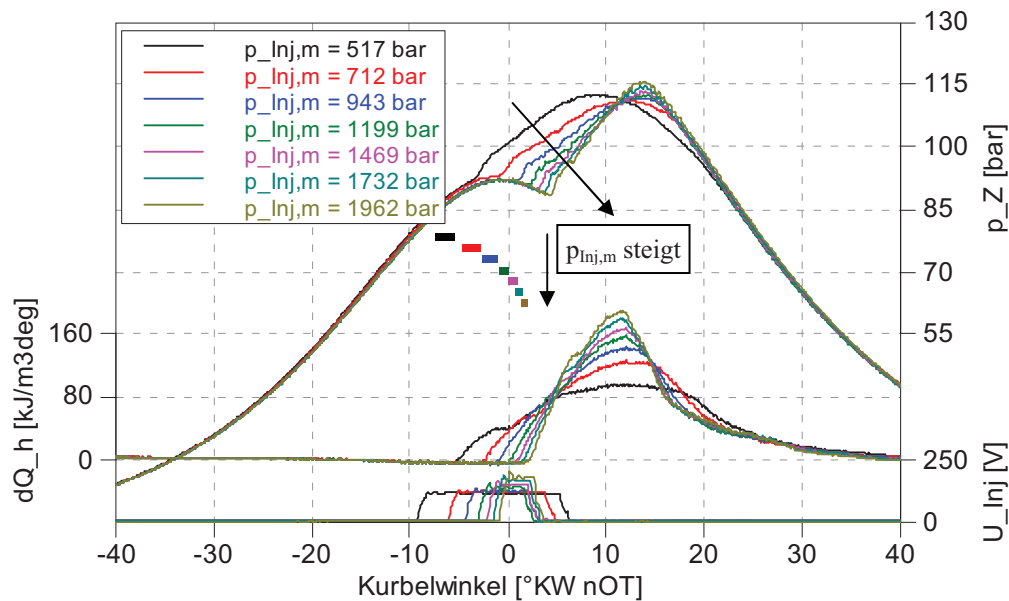


Abbildung 10-2: Zylinderdruck  $p_Z$ , Heizverlauf  $dQ_h$  und Injektorspannung  $U_{Inj}$  über dem Kurbelwinkel für eine Einspritzdruckvariation bei konst. Umsatzpunkt  $\alpha_{50}$ ; Farbige Balken markieren Zeitdauer von SB bis BB; Ruß- zu  $\text{NO}_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 1;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, RB3,  $\alpha_{50} = 11,8$  °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

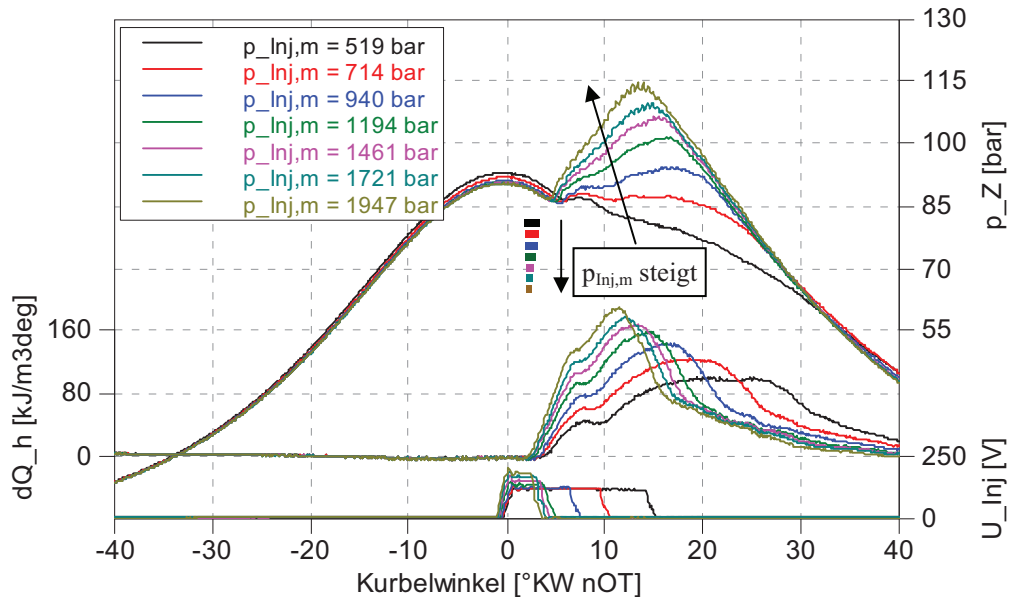


Abbildung 10-3: Zylinderdruck  $p_z$ , Heizverlauf  $dQ_h$  und Injektorspannung  $U_{Inj}$  über dem Kurbelwinkel für eine Einspritzdruckvariation bei konst. Spritzbeginn; Farbige Balken markieren Zeitdauer von SB bis BB; Ruß- zu  $\text{NO}_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 1;  $n = 2000 \text{ U/min}$ ,  $p_{mi} = 12 \text{ bar}$ , RB3, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

## 10.4 Optische Bestimmung des Spritzbeginns

Abbildung 10-4 zeigt die Aufnahmesequenz einer Einspritzung in eine Gegendruckkammer unter kalten Bedingungen. Aus der Sequenz wurden die ersten sichtbaren Kraftstofftröpfchen (mittleres Bild) detektiert. Dieser Zeitpunkt wurde dann als Spritzbeginn definiert.

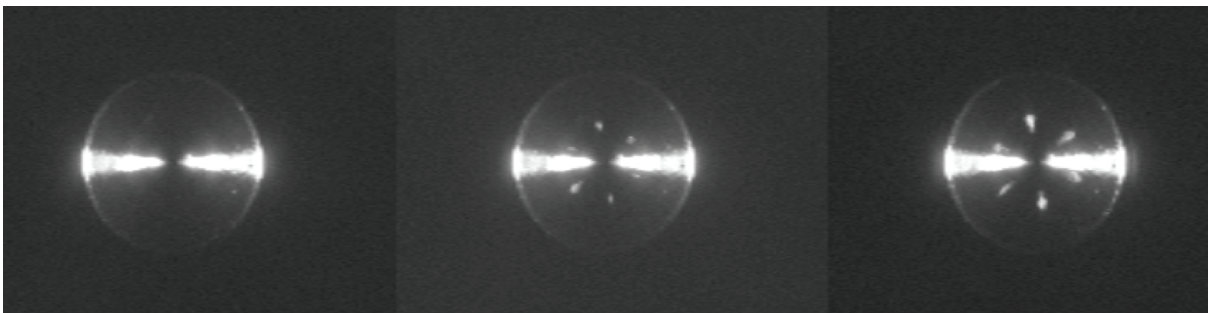


Abbildung 10-4: Ansicht der Düsenkuppe des Injektors zum Zeitpunkt vor, während und nach des Spritzbeginns (von links nach rechts); Injektor 3 mit Düse 1;  $p_{Inj,m} = 1960 \text{ bar}$ ,  $p_{Kammer} = 20 \text{ bar}$ ,  $T_{Kammer} = 20 \text{ °C}$ ,  $\rho_{Kammer} = 24 \text{ kg/m}^3$

## 10.5 Fehler durch Messpunktinterpolation

Die in dieser Arbeit gezeigten Mess- und Berechnungswerte basieren auf interpolierten Messwerten mit einem Ruß/NO<sub>x</sub>-Verhältnis von 1:10. Die Werte werden durch lineare Interpolation zwischen den Messwerten ober- und unterhalb der 1:10-Linie im Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Off ermittelt. Werden die Messwertkurven mit folgender Exponentialfunktion angenähert

$$f(x) = e^{\frac{a+b}{x} + c \cdot \ln x} \quad (10-13)$$

und dann die Schnittpunkte beider Kurven mit der 1:10-Linie bestimmt, so kann die Abweichung des linear interpolierten Wertes vom Schnittpunkt des wahrscheinlichen, kurvenförmigen Verlaufs berechnet werden. Der Fehler beträgt über alle Messreihen maximal 4 %. Die Messreihe mit diesem Fehler ist beispielhaft in Abbildung 10-5 abgebildet.

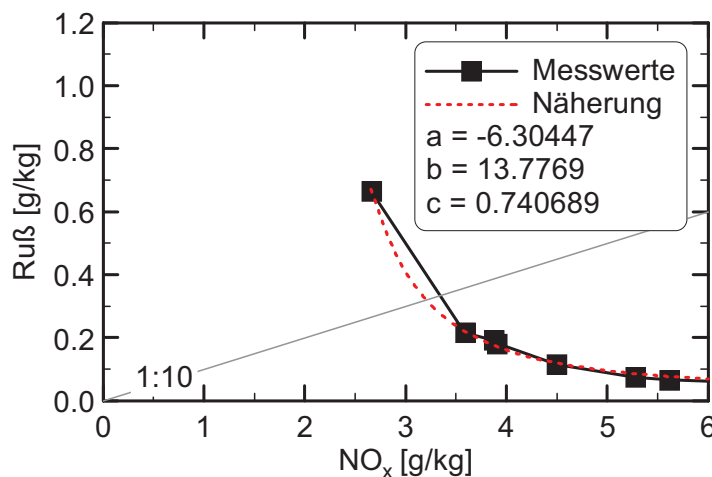


Abbildung 10-5: Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Off und dessen exponentielle Näherung gemäß Gleichung (10-13) für die Messreihe mit dem größten Fehler des 1:10-Rechenwerts; Legende gibt die Parameter der Näherungsgleichung an; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, RB4,  $p_{inj,m}(1:10) = 1113$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Abbildung 10-6 zeigt die Druckverläufe der beiden Messpunkte ober- und unterhalb von 1:10 der Messreihe aus Abbildung 10-5. Die Druckverläufe dieses Messpunktpaars weisen die größten Abweichungen voneinander auf. Zwischen  $\pm 30$  °KW um OT beträgt die mittlere Abweichung der Verläufe 0,9 bar. Da der wahre Druckverlauf für ein Ruß/NO<sub>x</sub>-Verhältnis von 1:10 zwischen den beiden Verläufen liegt, ist dessen Differenz zu dem für die Berechnungen herangezogenen Druckverlauf geringer. Das bedeutet, der Fehler durch die lineare Interpolation ist insgesamt sehr gering und das Vorgehen zielführend.

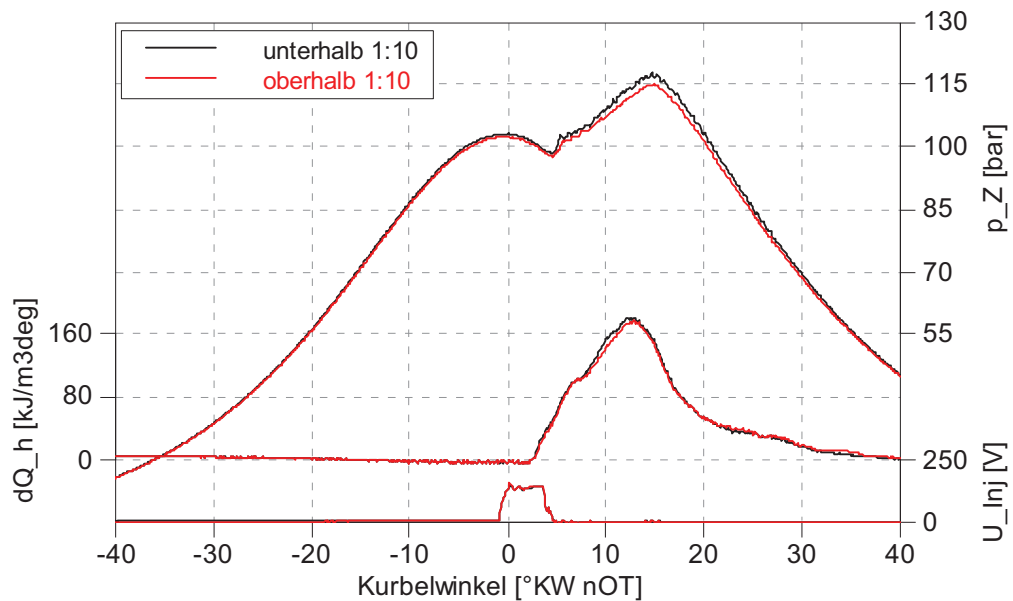


Abbildung 10-6: Zylinderdruck  $p_Z$ , Heizverlauf  $dQ_h$  und Injektorspannung  $U_{Inj}$  über dem Kurbelwinkel für die beiden Messpunkte ober- und unterhalb der 1:10-Linie aus der Messreihe von Abbildung 10-5; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, RB4,  $p_{Inj,m}(1:10) = 1113$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

## 10.6 Einspritzmuster mit einfacher Voreinspritzung

Für das Einspritzmuster mit einfacher Voreinspritzung sind bei den vier Aufladerandbedingungen RB1\* bis RB4\* und jeweils zwei mittleren Einspritzdrücken von etwa 630 und 1240 bar die Zylinderdruck-, Heiz- und Injektorspannungsverläufe in Abbildung 10-7 dargestellt. Die Masse der Voreinspritzung ist in allen Betriebspunkten konstant und damit ergeben sich vergleichbare Wärmefreisetzungen durch die VE, zu erkennen anhand der ähnlichen Heizverlaufskurven im Bereich der Voreinspritzung. Die Heizverläufe variieren in diesem Kurbelwinkelbereich lediglich zeitlich aufgrund der unterschiedlichen Zündverzugszeiten bei Variation des Einspritz- oder Ladedruckniveaus bzw. der AGR-Rate.

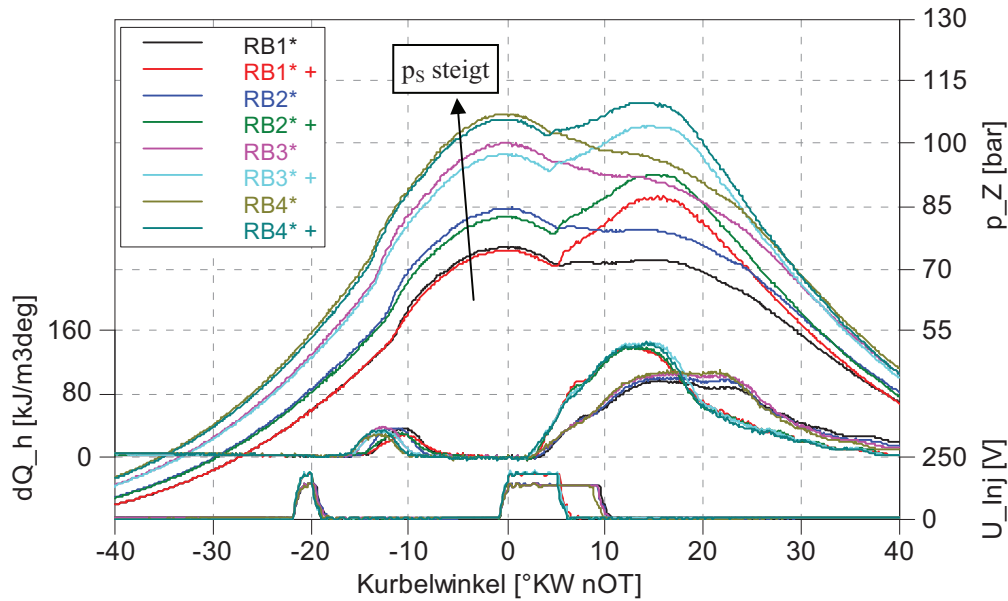


Abbildung 10-7: Zylinderdruck  $p_Z$ , Heizverlauf  $dQ_h$  und Injektorspannung  $U_{Inj}$  über dem Kurbelwinkel für eine Variation des Einspritzdrucks und der Aufladerandbedingungen; Die mit „+“ markierten Betriebspunkte haben einen mittleren Einspritzdruck von  $p_{Inj,m} \approx 1240$  bar, alle anderen von  $p_{Inj,m} \approx 630$  bar; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 1 mit Düse 1;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar,  $SB_{VE} = 19,5$  °KW vOT,  $m_{f,VE} = 2$  mg,  $SB_{HE} = 1,5$  °KW nOT,  $GSU = 2,25$  mm

## 10.7 Einfluss der Variation des Einspritzdrucks und der Aufladerandbedingungen auf diverse Verbrennungsparameter

Um die in Kapitel 6 vorgestellten Haupteinflussgrößen auf das Sättigungsverhalten des Einspritzdrucks berechnen zu können, müssen die als Eingangswerte dienenden Verbrennungsparameter als skalare Größen bekannt sein. Bei einigen von ihnen bedarf es deshalb zunächst einer zeitlichen Mittelung ihrer Verlaufswerte über dem Kurbelwinkelbereich zwischen Brennbeginn BB und Spritzende SE. Abbildung 10-8 sind der Zylinderdruck-, Heiz- und Injektorspannungsverlauf über dem Kurbelwinkel für eine Einspritzdruckvariation zu entnehmen. Außerdem sind die Zeiträume von Brennbeginn bis Spritzende durch farbige Balken markiert, um die Bereiche für die Mittelwertbildung anzuzeigen. Mit zunehmendem Einspritzdruck steigt die Einspritzrate und damit auch der maximale Gradient bzw. der Maximalwert des Heizverlaufs und des Zylinderdrucks. Der gleichzeitige Anstieg der AGR-Rate bewirkt eine größere thermische Drosselung des Frischluftmassenstroms und durch die veränderte Gaszusammensetzung der Zylinderladung eine Verkleinerung des Polytropenexponenten. Dadurch sinkt bei konstantem Ladedruck der Zylinderdruck im oberen Totpunkt.



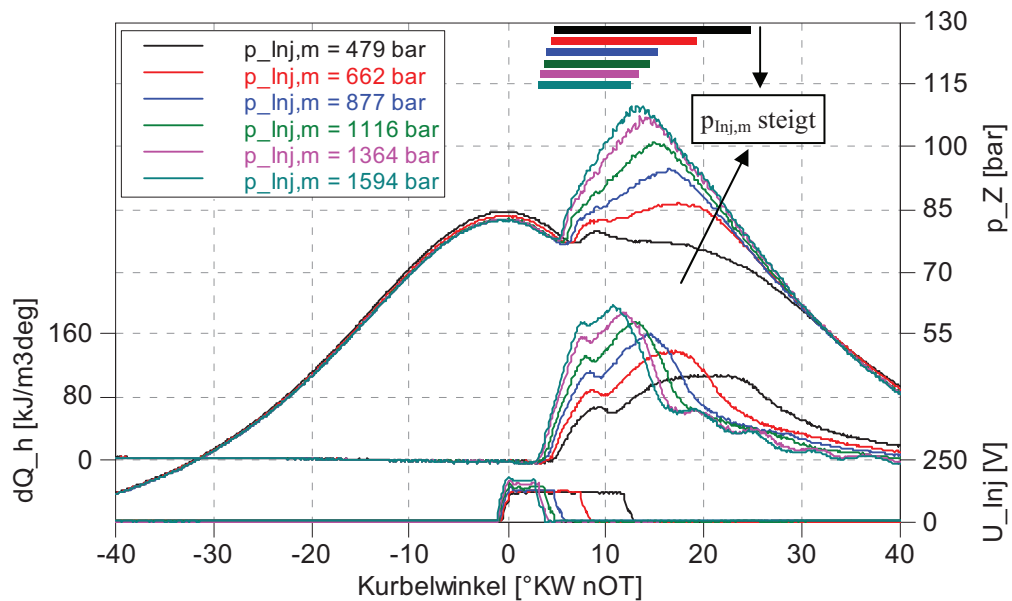


Abbildung 10-8: Zylinderdruck  $p_z$ , Heizverlauf  $dQ_h$  und Injektorspannung  $U_{inj}$  über dem Kurbelwinkel für eine Einspritzdruckvariation; Farbige Balken markieren Zeitdauer von BB bis SE; Ruß- zu  $\text{NO}_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000 \text{ U/min}$ ,  $p_{mi} = 12 \text{ bar}$ , RB2, SB =  $1,5 \text{ }^\circ\text{KW nOT}$ , GSU =  $2,25 \text{ mm}$ , nur HE

Abbildung 10-9 stellt die Zylinderdruck-, Heiz- und Injektorspannungsverläufe über dem Kurbelwinkel für eine Variation der Aufladerandbedingungen dar. Mit steigendem Ladedruck steigt auch der Verdichtungsenddruck. Dieser bewirkt trotz einer resultierenden höheren AGR-Rate eine Verkürzung des Zündverzugs, womit sich die Kraftstoffmasse, die während der Zündverzugszeit eingespritzt wird verkleinert. Folglich wird die Steigung des Heizverlaufs zu Beginn der Verbrennung kleiner und der Zylinderdruckanstieg fällt flacher aus.

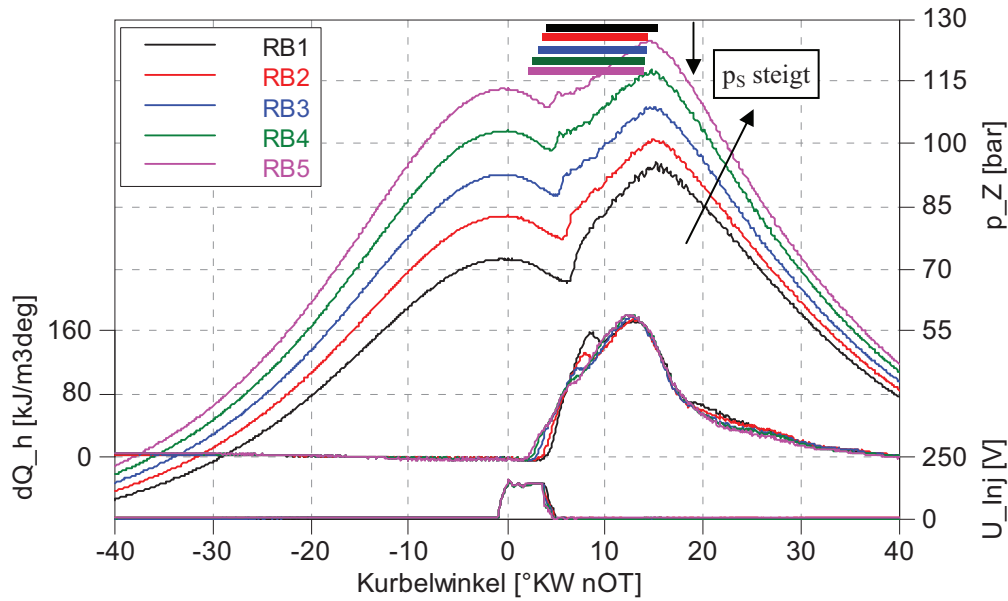


Abbildung 10-9: Zylinderdruck  $p_z$ , Heizverlauf  $dQ_h$  und Injektorspannung  $U_{Inj}$  über dem Kurbelwinkel für eine Variation der Aufladerandbedingungen; Farbige Balken markieren Zeitdauer von BB bis SE; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar,  $p_{Inj,m} \approx 1110$  bar,  $SB = 1,5$  °KW nOT,  $GSU = 2,25$  mm, nur HE

Anhand der Druckverläufe ist zu erkennen, dass der von Brennbeginn bis Spritzende gemittelte Zylinderdruck  $p_z$  aufgrund der kürzeren Spritzdauer und der höheren Wärmefreisetzung mit einer Anhebung des mittleren Einspritzdrucks ansteigt, siehe auch Abbildung 10-10 (linkes, oberes Diagramm). Das gestiegene Zylinderdruckniveau bei Erhöhung des Ladedrucks führt ebenfalls zu einem Anstieg des gemittelten Drucks. Mit einer Einspritzdrucksteigerung bleibt die Masse im Zylinder etwa konstant und die spezifische Wärmekapazität erhöht sich aufgrund der steigenden AGR-Rate, vgl. Abbildung 4-4. Dominierend für die Entwicklung der Massenmitteltemperatur im Zylinder  $T_z$  ist aber der Zylinderdruck und damit nimmt die Temperatur mit steigendem Einspritzdruck leicht zu (linkes, mittleres Diagramm). Bei einer Anhebung des Ladedrucks überwiegen die größere Ladungsmasse und die gesteigerte spezifische Wärmekapazität durch den höheren Abgasanteil den Effekt des Zylinderdruckanstiegs und sorgen für eine Reduktion der Temperatur im Brennraum mit steigendem Ladedruck. Die Temperatur im unverbrannten Teil der Zylinderladung  $T_{uv}$  folgt der Massenmitteltemperatur und wird somit durch eine Anhebung des Lade- oder Einspritzdrucks erhöht (rechtes, oberes Diagramm). Der prozentuale Anstieg des Zylinderdrucks über dem Einspritzdruck ist größer als der der Massenmitteltemperatur und mit einer sich nur geringfügig ändernden spezifischen Gaskonstante ergibt sich ein Anstieg der Dichte im Brennraum  $\rho_z$  mit steigendem Einspritzdruck (linkes, unteres Diagramm). Da die Temperatur bei einer Ladedrucksteigerung fällt bzw. die Zylinderladungsmasse bei konstantem Volumen steigt, nimmt die Dichte bei

einem Anstieg des Ladedrucks zu. Nach der Bernoullischen Gleichung für die Ausströmgeschwindigkeit des Kraftstoffs aus der Düse hat der Zylinderdruck gegenüber dem Einspritzdruck nur einen geringen Einfluss, da er etwa um eine Zehnerpotenz kleiner ist. Die Verläufe für die Geschwindigkeit über dem mittleren Einspritzdruck in Abbildung 10-10 (rechtes, unteres Diagramm) liegen daher für alle Aufladerandbedingungen annähernd übereinander.

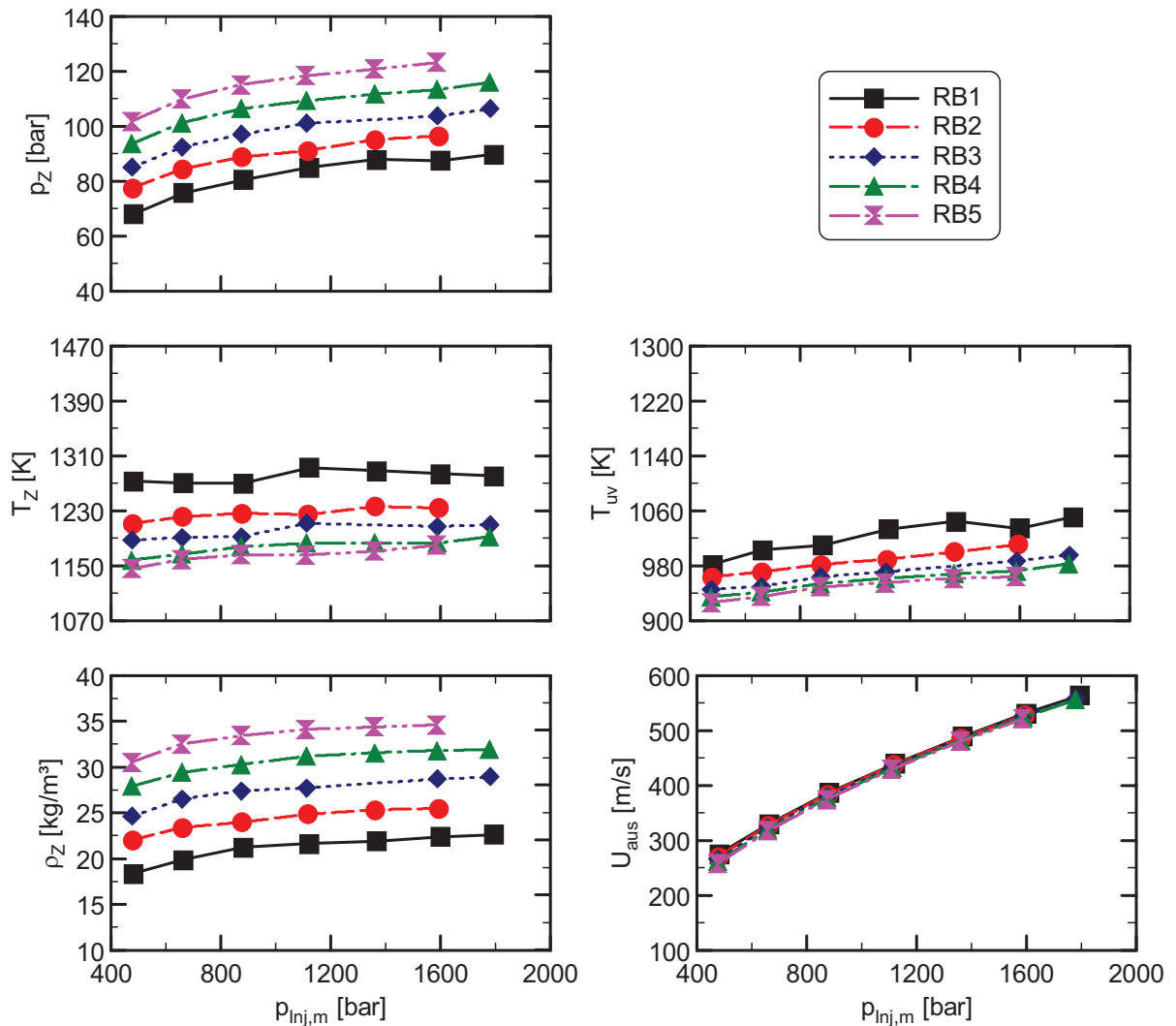


Abbildung 10-10: Vergleich des Zylinderdrucks  $p_z$ , der Massenmitteltemperatur  $T_z$ , der Temperatur im unverbrannten Teil der Zylinderladung  $T_{uv}$ , der Dichte der Zylinderladung  $\rho_z$  und der Spraygeschwindigkeit am Düsenlochaustritt  $U_{aus}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{inj,m}$  bei Variation des Ladedrucks; Ruß- zu  $\text{NO}_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Der stöchiometrische Luftbedarf der Zylinderladung  $L_{st,O_2}$  skaliert mit dem Sauerstoffgehalt des Gemischs, also der AGR-Rate und der Sauerstoffkonzentration im Abgas. Kombiniert

man die Gleichungen (6-3) und (6-4), so erhält man für den stöchiometrischen Luftbedarf der Zylinderladung

$$L_{st,O_2} = L_{st} \cdot \frac{\psi_{O_2,Luft}}{\psi_{O_2,Z}} = L_{st} \cdot \frac{\psi_{O_2,Luft}}{(1 - x_{AGR}) \cdot \psi_{O_2,Luft} + x_{AGR} \cdot \psi_{O_2,A}} = \frac{3,066}{0,21 + x_{AGR} \cdot (\psi_{O_2,A} - 0,21)} \quad (10-14)$$

Die Sauerstoffkonzentration im Abgas sinkt mit steigendem Einspritzdruck durch die höhere Luftausnutzung ab, siehe Abbildung 10-11 (linkes Diagramm). Dies vergrößert zusammen mit der ansteigenden AGR-Rate nach obiger Gleichung den Luftbedarf bei einer Einspritzdrucksteigerung (rechtes Diagramm). Wird der Ladedruck sukzessive angehoben, so steigt der Sauerstoffgehalt im Abgas, den Lambdakurven in Abbildung 4-5 entsprechend, an. Der stärkere Anstieg der AGR-Rate führt aber letztlich zu einem Anstieg des Luftbedarfs. Beim niedrigsten Einspritzdruckniveau liegen die Werte der AGR-Raten im Gegensatz zu den Sauerstoffkonzentrationen nur wenig auseinander, was in diesem Bereich zu vergleichbaren stöchiometrischen Luftbedarfswerten führt.

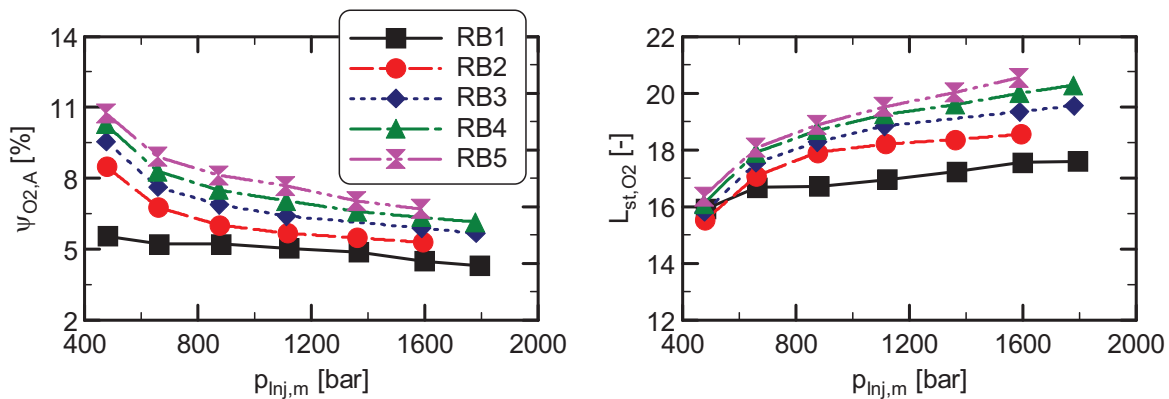


Abbildung 10-11: Vergleich des Sauerstoffgehalts im Abgas  $\psi_{O_2,A}$  und des stöchiometrischen Luftbedarfs der Zylinderladung  $L_{st,O_2}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation des Ladedrucks; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Die benötigte Zeit des Sprays von Spritzbeginn bis zum Erreichen des Muldenkragenradius sinkt prinzipiell mit steigender Spraygeschwindigkeit ab. Aufgrund des höheren Gaswiderstands bei steigender Zylinderladungsdichte wird der Einspritzstrahl langsamer und die Zeitdauer dementsprechend größer. Bei einer Einspritzdrucksteigerung nimmt die Austrittsgeschwindigkeit des Sprays am Spritzloch zu. Außerdem sinkt die für die Berechnung des Eindringverhaltens verwendete Zylinderladungsdichte im oberen Totpunkt geringfügig ab, da die Mischungstemperatur im Saugrohr mit der AGR-Rate ansteigt und der Zylinderdruck gleichfalls etwas absinkt (rechtes, oberes Diagramm). Damit kommt es zu den

in Abbildung 10-12 gezeigten leicht abfallenden Kurven des Kurbelwinkels  $\alpha_{Kr,Beginn}$ , an dem das Spray den Muldenkragenradius erreicht (linkes, mittleres Diagramm). Bei Anhebung des Ladedrucks erreicht das Spray wegen der höheren Zylinderladungsdichte den Muldenkragen erst später und der Penetrationsbeginn verschiebt sich in Richtung spät. Durch die Spritzdauerverkürzung bei Erhöhung des Einspritzdrucks wird auch die Penetrationsdauer am Muldenkragen verkürzt und das Ende der Penetration ( $\alpha_{Kr,Ende}$ ) findet früher statt (rechtes, mittleres Diagramm). Der Effekt einer Variation der Aufladerandbedingungen ist in der Abbildung kaum ersichtlich. Aber die schnellere Verbrennung und das frühere Brennende bei Ladedrucksteigerung bewirken einen leichten Verbrauchsvorteil, der in einer weiteren Verkürzung der Spritzdauer und einem minimal früheren Penetrationsende resultiert. Für den zwischen Brennbeginn und Spritzende gemittelten Spraykegelwinkel  $\theta$  ergeben sich bei einer Anhebung des Ladedrucks nach Gleichung (6-12) größere Werte (linkes, unteres Diagramm). Eine Einspritzdrucksteigerung führt ebenfalls aufgrund der höheren gemittelten Zylinderladungsdichte (vgl. Abbildung 10-10) zu einer leichten Vergrößerung des Winkels.

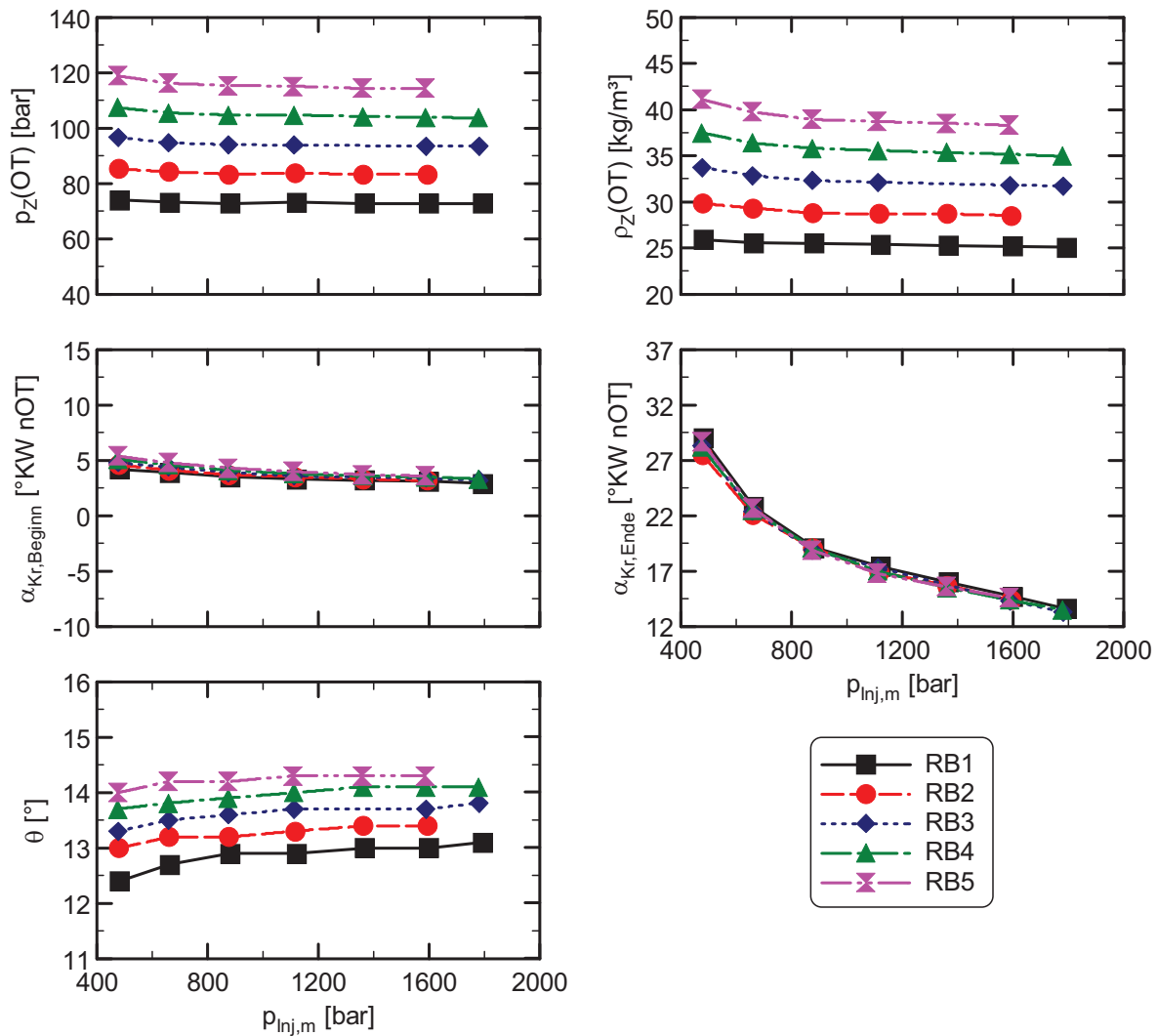


Abbildung 10-12: Vergleich des Zylinderdrucks  $p_z(OT)$  und der Dichte der Zylinderladung  $\rho_z(OT)$  in OT, des Kurbelwinkels bei Muldenkragen-Penetrationsbeginn  $\alpha_{Kr,Beginn}$  und Penetrationsende  $\alpha_{Kr,Ende}$  und des Spraykegelwinkels  $\theta$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{inj,m}$  bei Variation des Ladedrucks; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

## 10.8 Einfluss der Variation des geometrischen Strahlursprungs auf diverse Verbrennungsparameter

Für die in Kapitel 7 durchgeführten Variationen zur Validierung der Haupteinflussgrößen auf das Sättigungsverhalten sind in diesem Kapitel die Einflüsse einer GSU-Variation auf die einzelnen Verbrennungsparameter dargestellt. In Abbildung 10-13 sind die Verläufe des Zylinderdrucks, der Heizrate und der Injektorspannung über dem Kurbelwinkel für die Aufladerandbedingung RB3 und einen konstanten mittleren Einspritzdruck von  $p_{inj,m} \approx$

1110 bar bei Variation des geometrischen Strahlursprungs dargestellt. Die Unterschiede zwischen den Verläufen sind gering. Durch die leicht variierenden AGR-Raten (vgl. Abbildung 10-14) ergeben sich abweichende Polytropenexponenten der Zylinderladung und Differenzen in der Mischungstemperatur im Saugrohr, die unterschiedliche thermische Drosselwirkungen auf den Frischluftmassenstrom ausüben. Dies führt bei gleichem Ladedruck zu unterschiedlichen Verdichtungsendrücken.

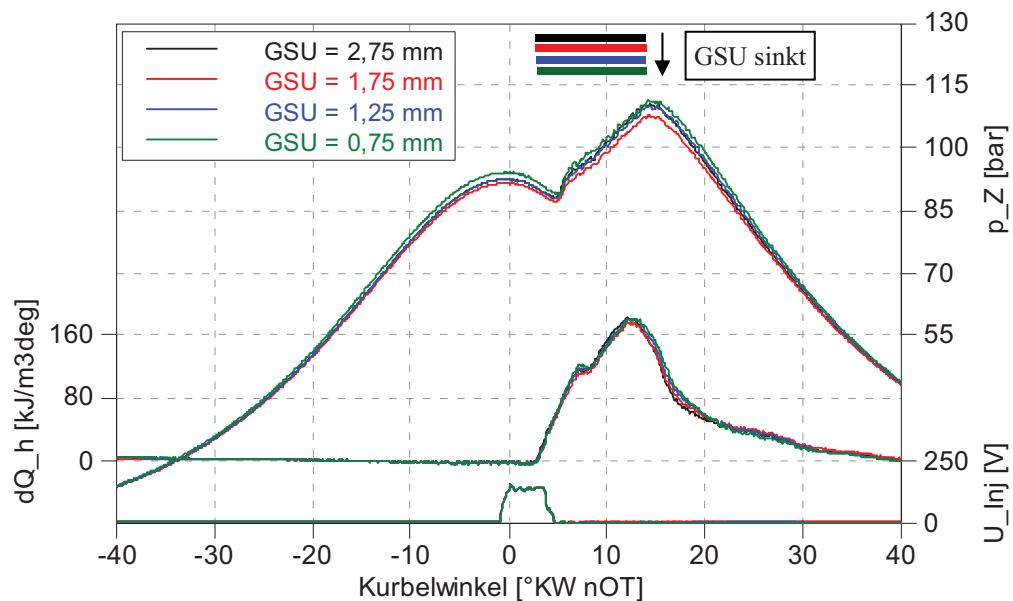


Abbildung 10-13: Zylinderdruck  $p_z$ , Heizverlauf  $dQ_h$  und Injektorspannung  $U_{inj}$  über dem Kurbelwinkel für eine Variation des geometrischen Strahlursprungs; Farbige Balken markieren Zeitdauer von BB bis SE; Ruß- zu  $\text{NO}_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000 \text{ U/min}$ ,  $p_{mi} = 12 \text{ bar}$ , RB3,  $p_{inj,m} \approx 1110 \text{ bar}$ , SB =  $1,5 \text{ }^\circ\text{KW nOT}$ , nur HE

Die AGR-Rate steigt für unterschiedliche Strahlursprünge mit zunehmendem Einspritzdruck auf ähnliche Weise an, siehe Abbildung 10-14 (linkes Diagramm). Eine Ausnahme bildet der GSU von 2,75 mm. Während mit diesem GSU bei niedrigen Einspritzdrücken die höchsten AGR-Raten erreicht werden, steigt dessen Kurve mit zunehmendem Einspritzdruck am flachsten an und unterschreitet dadurch die Werte aller anderen Kurven bei höheren Einspritzdrücken. Die Verläufe des Luftverhältnisses folgen der AGR-Rate und zeigen demnach für verschiedene GSU ebenfalls einen vergleichbaren Abfall mit steigendem Einspritzdruck bzw. das abweichende Verhalten der Kurve mit einem GSU von 2,75 mm (rechtes Diagramm).

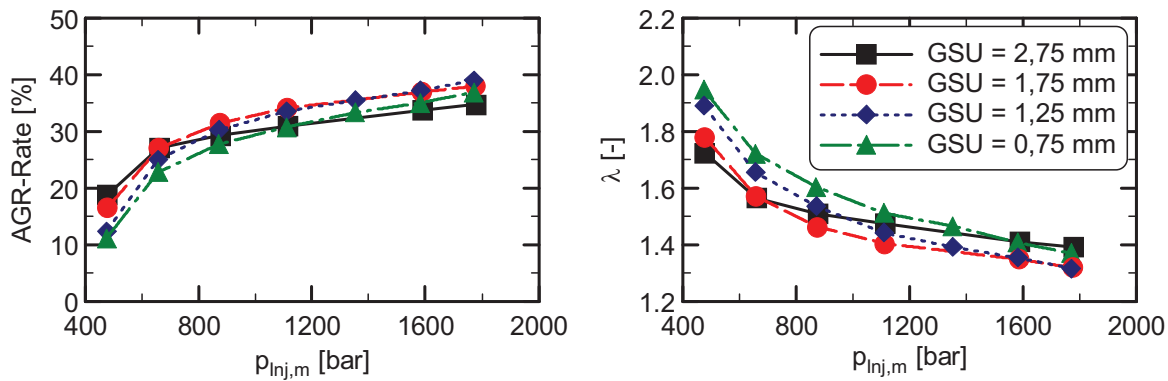


Abbildung 10-14: Vergleich der AGR-Rate und des Luftverhältnisses  $\lambda$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{inj,m}$  bei Variation des geometrischen Strahlursprungs; Ruß- zu  $\text{NO}_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, RB3, SB = 1,5 °KW nOT, nur HE

Weitgehend deckungsgleiche Verläufe ergeben sich auch in Abbildung 10-15 beim gemittelten Zylinderdruck aufgrund der vergleichbaren Zylinderdruckverläufe und Zeitfenster von Brennbeginn bis Spritzende (linkes, oberes Diagramm). Lediglich bei einem GSU von 0,75 mm liegt die Kurve leicht oberhalb der anderen, vgl. Abbildung 10-13. Dies drückt sich auch in einem etwas höheren Niveau der Massenmitteltemperatur bei konstantem mittlerem Einspritzdruck aus (linkes, mittleres Diagramm). Durch die vergleichbaren Werte für den Zylinderdruck und die Temperatur im Brennraum liegen die Kurven der Zylinderladungsdichte über dem Einspritzdruck ebenso nahezu aufeinander (linkes, unteres Diagramm). Mit einem gleichbleibenden Delta von ungefähr 220 K zur Massenmitteltemperatur ist auch die Temperatur im unverbrannten Anteil der Zylinderladung weitgehend unabhängig vom GSU (rechtes, oberes Diagramm). Gemäß der sehr geringen Abhängigkeit der Spraygeschwindigkeit am Düsenlochaustritt vom Zylinderdruck und den vergleichbaren Zylinderdruckwerten bei Variation des geometrischen Strahlursprungs sind die Verläufe von  $U_{aus}$  über dem mittleren Einspritzdruck bei dieser Variation identisch (rechtes, unteres Diagramm).



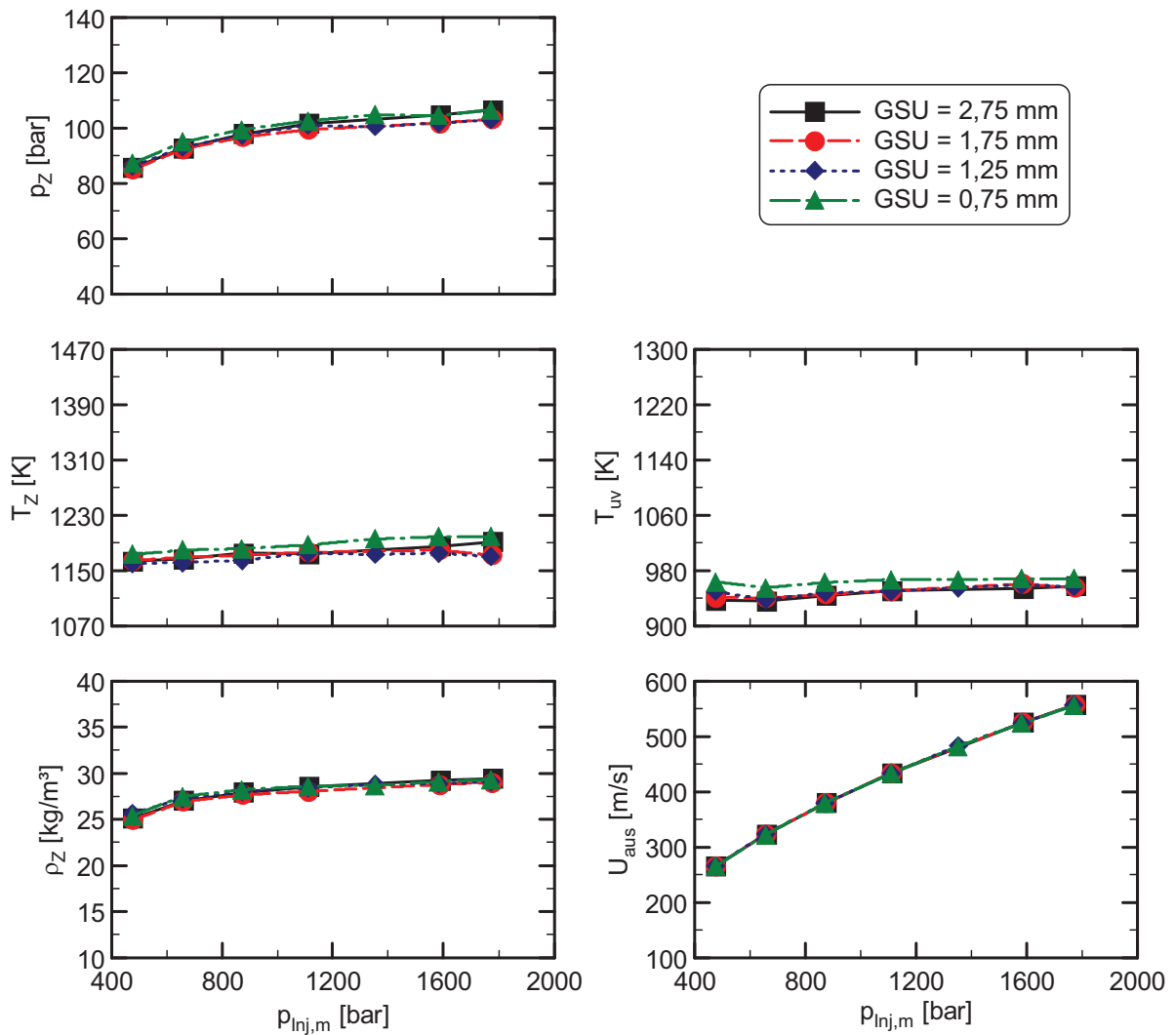


Abbildung 10-15: Vergleich des Zylinderdrucks  $p_z$ , der Massenmitteltemperatur  $T_z$ , der Temperatur im unverbrannten Teil der Zylinderladung  $T_{uv}$ , der Dichte der Zylinderladung  $\rho_z$  und der Spraygeschwindigkeit am Düsenlochaustritt  $U_{aus}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{inj,m}$  bei Variation des geometrischen Strahlursprungs; Ruß- zu  $\text{NO}_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, RB3, SB = 1,5 °KW nOT, nur HE

Den Verläufen des Luftverhältnisses über dem mittleren Einspritzdruck aus Abbildung 10-14 entsprechend verlaufen die Kurven des Sauerstoffgehalts im Abgas in etwa parallel mit Ausnahme der 2,75 mm-Kurve, siehe Abbildung 10-16 (linkes Diagramm). Bedingt durch die höchste AGR-Rate und den niedrigsten Sauerstoffgehalt bei geringen Einspritzdrücken ergibt sich für diesen GSU der größte stöchiometrische Luftbedarf der Zylinderladung im niedrigen Einspritzdruckbereich (rechtes Diagramm). Bis zu den höchsten Einspritzdrücken kehrt sich die Situation bei der AGR-Rate und der Sauerstoffkonzentration um und die Kurve mit einem GSU von 2,75 mm weist den kleinsten stöchiometrischen Luftbedarf auf.

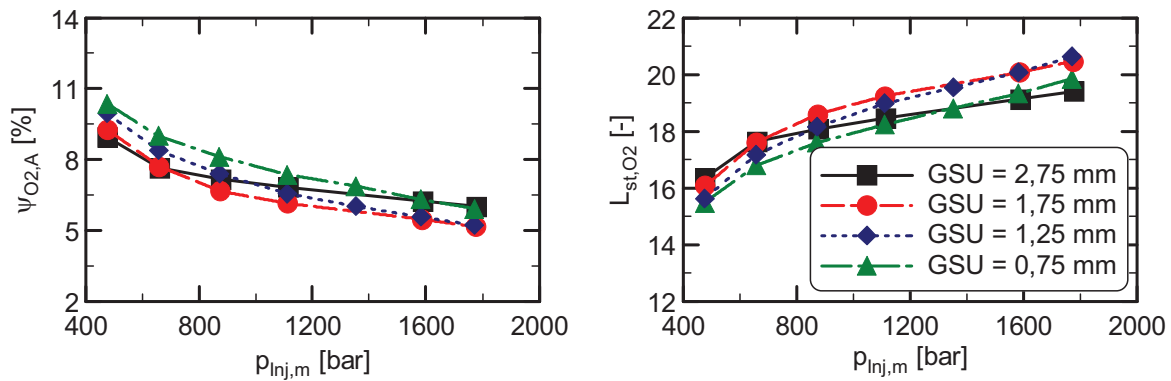


Abbildung 10-16: Vergleich des Sauerstoffgehalts im Abgas  $\psi_{O_2,A}$  und des stöchiometrischen Luftbedarfs der Zylinderladung  $L_{st,O_2}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation des geometrischen Strahlursprungs; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, RB3, SB = 1,5 °KW nOT, nur HE

Analog zu den vergleichbaren gemittelten Zylinderdrücken und Zylinderladungsdichten zwischen Brennbeginn und Spritzende liegen auch die Drücke und Dichten der Zylinderladung in OT bei Variation des geometrischen Strahlursprungs auf sehr ähnlichem Niveau, siehe Abbildung 10-17 (linkes und rechtes, oberes Diagramm). Die Werte der Zylinderladungsdichte liegen über der Variation um maximal  $0,6 \text{ kg/m}^3$  auseinander. Da der Kurbelwinkel des ersten Sprayauftreffens am Muldenkragenradius bei gegebenem mittlerem Einspritzdruck maßgeblich von der Dichte im Brennraum abhängt und sich diese mit dem GSU nur geringfügig ändert, trifft das Spray bei verschiedenen geometrischen Strahlursprüngen zum gleichen Kurbelwinkel erstmals am Muldenkragenradius auf (linkes, mittleres Diagramm). Mit einer identischen Spritzdauer überträgt sich dies auch auf das Penetrationsende am Muldenkragenradius (rechtes, mittleres Diagramm). Dominiert von der gemittelten Zylinderladungsdichte (vgl. Abbildung 10-15), die im Fall der GSU-Variation quasi unverändert bleibt, ergeben sich auch gleiche Spraykegelwinkel über der Variation (linkes, unteres Diagramm). Bei vergleichbaren Werten für die Temperatur im unverbrannten Teil der Zylinderladung und die Ladungsdichte ergibt sich bei gegebenem Einspritzdruck nur noch eine Abhängigkeit des Flame Lift-Offs vom Luftbedarf der Zylinderladung. Somit liegen die Kurven des Flame Lift-Offs entsprechend der Niveaus der Luftbedarfverläufe (rechtes, unteres Diagramm), vgl. Abbildung 10-16. Lediglich die Kurve mit einem GSU von  $0,75 \text{ mm}$  liegt insgesamt etwas niedriger durch die leicht erhöhte Temperatur  $T_{uv}$ , vgl. Abbildung 10-15.

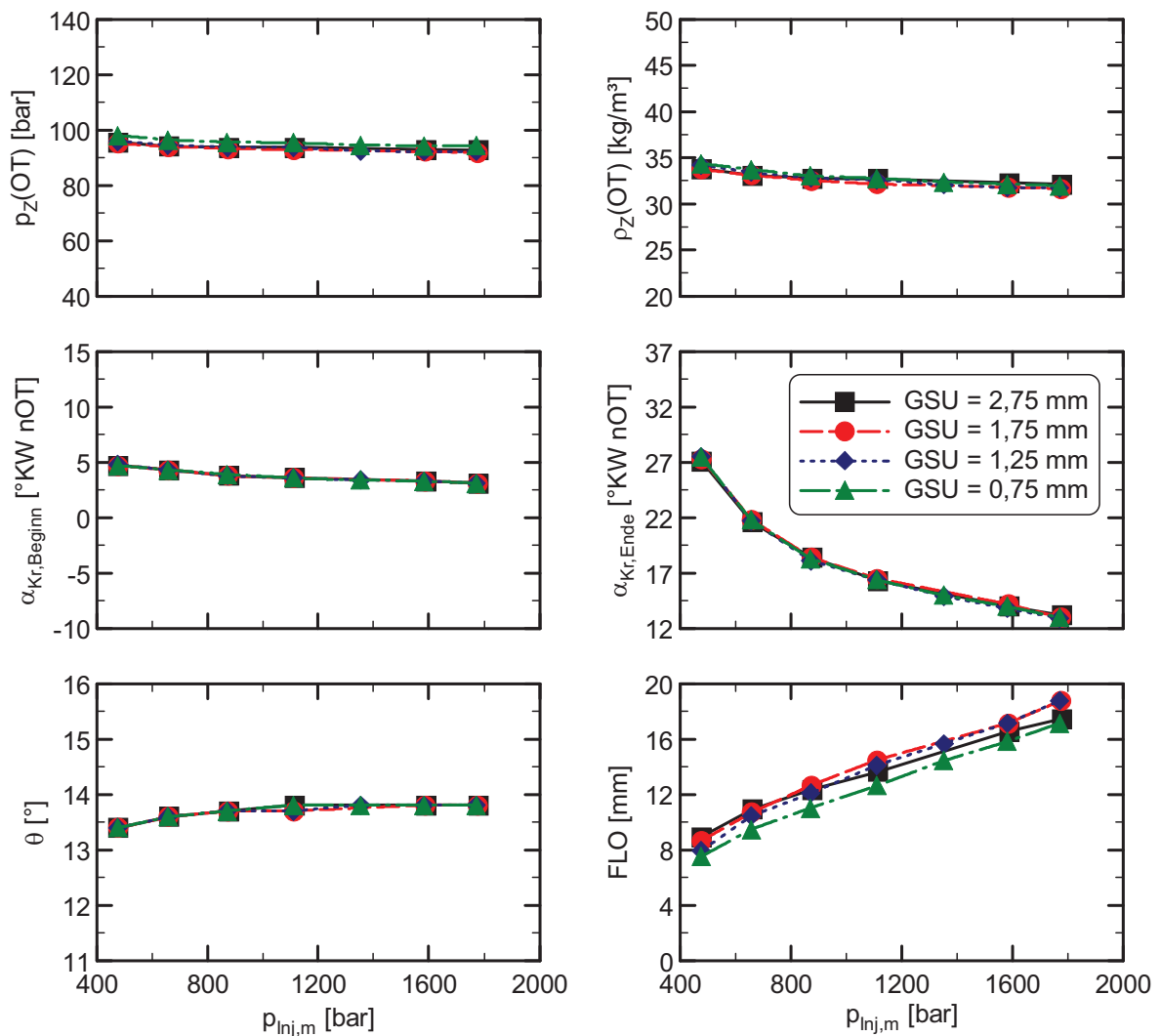


Abbildung 10-17: Vergleich des Zylinderdrucks  $p_z(OT)$  und der Dichte der Zylinderladung  $\rho_z(OT)$  in OT, des Kurbelwinkels bei Muldenkragen-Penetrationsbeginn  $\alpha_{Kr,Beginn}$  und Penetrationsende  $\alpha_{Kr,Ende}$ , des Spraykegelwinkels  $\theta$  und des Flame Lift-Offs FLO über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation des geometrischen Strahlursprungs; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $n = 2000$  U/min,  $p_{mi} = 12$  bar, RB3, SB = 1,5 °KW nOT, nur HE

## 10.9 Einfluss der Variation der Motordrehzahl auf diverse Verbrennungsparameter

In diesem Kapitel wird der Einfluss einer Drehzahlvariation auf die Verbrennungsparameter erläutert, die als Eingangsgrößen der zur Validierung der Haupteinflussgrößen des Sättigungsverhaltens in Kapitel 7 durchgeführten Berechnungen dienen. Bei der Variation der Motordrehzahl wird eine konstante Zylinderladungsdichte im oberen Totpunkt eingehalten. Aus Abbildung 10-18 ist deutlich zu erkennen, dass für die Einhaltung des Dichteniveaus bei

einer Motordrehzahlvariation der Ladedruck angepasst werden muss. Dieser wird mit steigender Drehzahl erhöht und führt damit auch zu einem höheren Zylinderdruck im oberen Totpunkt. Die Spritz- und Brenndauer in Grad Kurbelwinkel nehmen mit der Drehzahl zu, was aus der anwachsenden Länge der farbigen Balken, die die Zeitspanne von Brennbeginn bis Spritzende markieren, und dem Richtung spät verschobenen Heizverlauf zu entnehmen ist. Bei gegebenem mittlerem Einspritzdruck übersetzt sich die auf Zeitbasis konstante Einspritzrate des Common-Rail-Systems in eine sinkende Einspritzrate in Masse pro Grad Kurbelwinkel bei einer Steigerung der Motordrehzahl. Dies wird durch den flacheren Anstieg des Heizverlaufs und dem daraus resultierenden niedrigeren Zylinderdruck in der Diffusionsverbrennungsphase mit zunehmender Drehzahl ersichtlich.

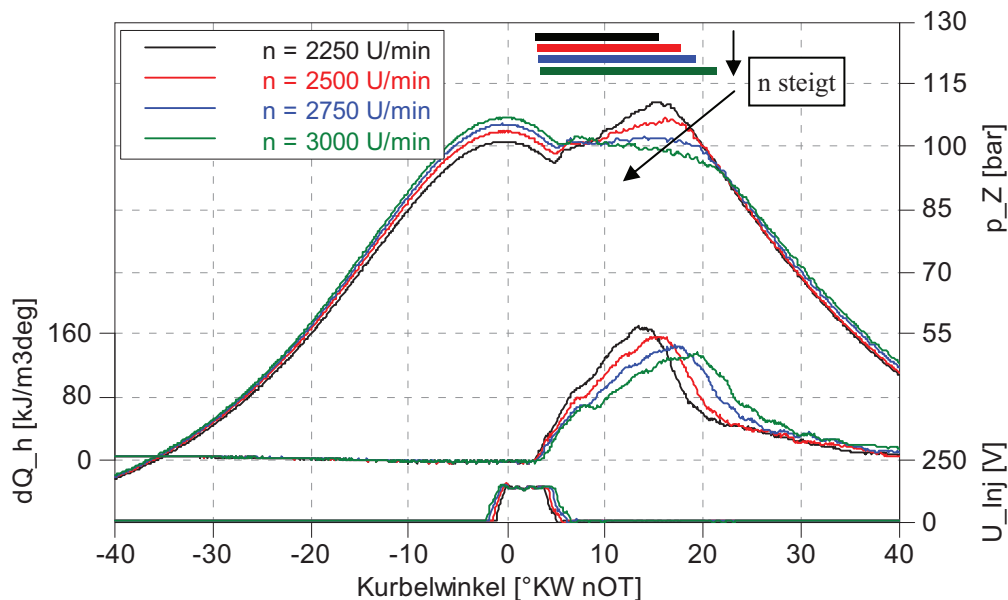


Abbildung 10-18: Zylinderdruck  $p_Z$ , Heizverlauf  $dQ_h$  und Injektorspannung  $U_{inj}$  über dem Kurbelwinkel für eine Variation der Drehzahl; Farbige Balken markieren Zeitdauer von BB bis SE; Ruß- zu  $\text{NO}_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2,  $p_{mi} = 12$  bar, RB4,  $p_{inj,m} \approx 1115$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Die AGR-Verträglichkeit sinkt mit steigender Motordrehzahl aufgrund der längeren Spritzdauern und des weiter in die Expansionsphase reichenden Brennendes, siehe Abbildung 10-19 (linkes Diagramm). Dieser Nachteil wird mit zunehmendem Einspritzdruck geringer, zu erkennen an den zusammenlaufenden Kurven der AGR-Raten. Die Verläufe des Luftverhältnisses über dem mittleren Einspritzdruck geben dies ebenfalls wieder (rechtes Diagramm). Sie nähern sich mit einem Anstieg des Einspritzdrucks an. Die Kurve der Drehzahl  $n = 3000$  U/min liegt etwas oberhalb der übrigen Kurven, was mit der leicht nach oben abweichenden Zylinderladungsdichte im oberen Totpunkt erklärt werden kann, vgl. Abbildung 10-22.

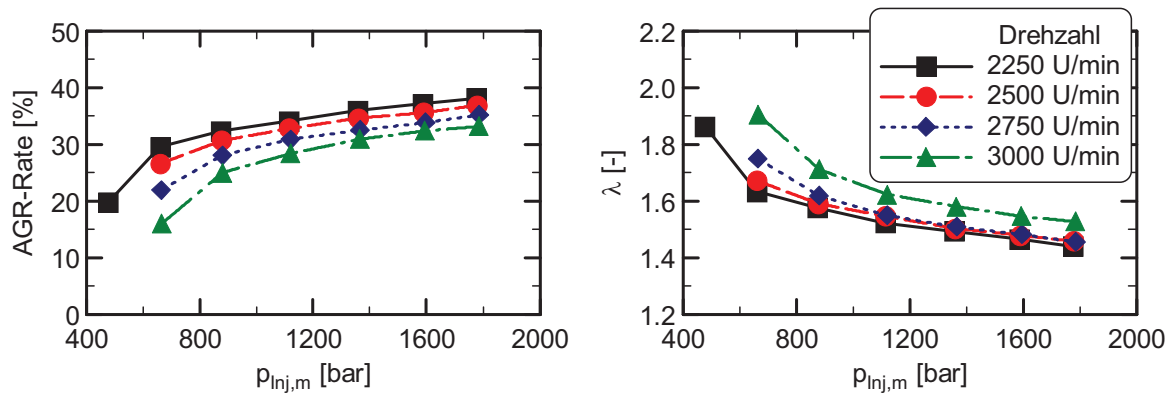


Abbildung 10-19: Vergleich der AGR-Rate und des Luftverhältnisses  $\lambda$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{inj,m}$  bei Variation der Drehzahl; Ruß- zu  $\text{NO}_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $p_{mi} = 12$  bar, RB4, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Anhand der in Abbildung 10-18 dargestellten Druckverläufe sind die mit der Drehzahl abfallenden gemittelten Zylinderdruckwerte in Abbildung 10-20 (linkes, oberes Diagramm) nachvollziehbar. Ein Ausgleich dieses Abfalls ist mit steigendem Einspritzdruck festzustellen. Hierbei nähern sich die Zylinderdruckverläufe über dem Kurbelwinkel im Bereich der Verbrennung etwas an und das höhere Ausgangsniveau im oberen Totpunkt bei steigender Drehzahl sorgt letztlich für den Ausgleich. Generell steigt die adiabate, isobare Flammentemperatur durch die niedrigeren Wandwärmeverluste bei einer Drehzahlsteigerung an [128]. Aufgrund des mit der Drehzahl zusätzlich ansteigenden Verdichtungsenddrucks bei gleichbleibender Ladungsmasse und des daraus resultierenden deutlich höheren Temperaturniveaus der Zylinderladung in OT nimmt auch die gemittelte Massenmitteltemperatur trotz des sinkenden Zylinderdrucks zwischen Brennbeginn und Spritzende mit steigender Motordrehzahl zu (linkes, mittleres Diagramm). Die Temperatur im unverbrannten Teil der Zylinderladung folgt diesem Trend (rechtes, oberes Diagramm). Ein geringerer Druck und eine höhere Temperatur bei Drehzahlsteigerung führen zu einer niedrigeren Dichte der Zylinderladung im Mittelungszeitraum (linkes, unteres Diagramm). Die Spraygeschwindigkeit am Spritzlochaustritt zeigt sich wieder primär als Funktion vom mittleren Einspritzdruck (rechtes, unteres Diagramm).

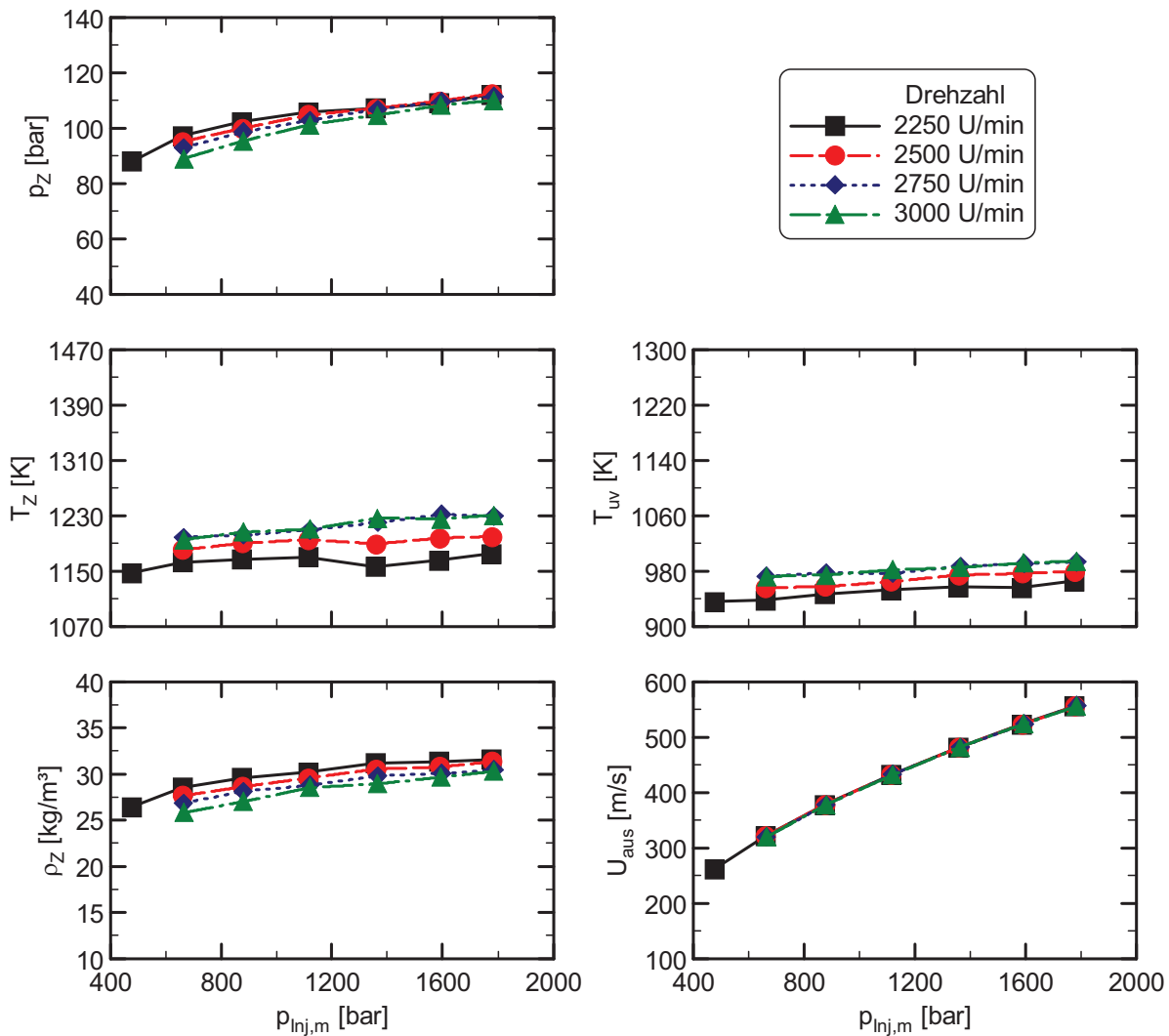


Abbildung 10-20: Vergleich des Zylinderdrucks  $p_z$ , der Massenmitteltemperatur  $T_z$ , der Temperatur im unverbrannten Teil der Zylinderladung  $T_{uv}$ , der Dichte der Zylinderladung  $\rho_z$  und der Spraygeschwindigkeit am Düsenlochaustritt  $U_{aus}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{inj,m}$  bei Variation der Drehzahl; Ruß- zu  $\text{NO}_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $p_{mi} = 12$  bar, RB4, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Abbildung 10-21 ist zu entnehmen, dass mit steigender Drehzahl die Sauerstoffkonzentration im Abgas wegen der schlechteren Luftausnutzung, den Lambdakurven aus Abbildung 10-19 gemäß, zunimmt (linkes Diagramm). Der stöchiometrische Luftbedarf der Zylinderladung wird durch eine sinkende AGR-Rate und einen steigenden Sauerstoffgehalt im Abgas reduziert und fällt damit bei einer Anhebung der Motordrehzahl ab (rechtes Diagramm). Die mit steigendem mittlerem Einspritzdruck sich annähernden Kurven der AGR-Rate und des Luftverhältnisses zeigen sich auch in diesen beiden Diagrammen.

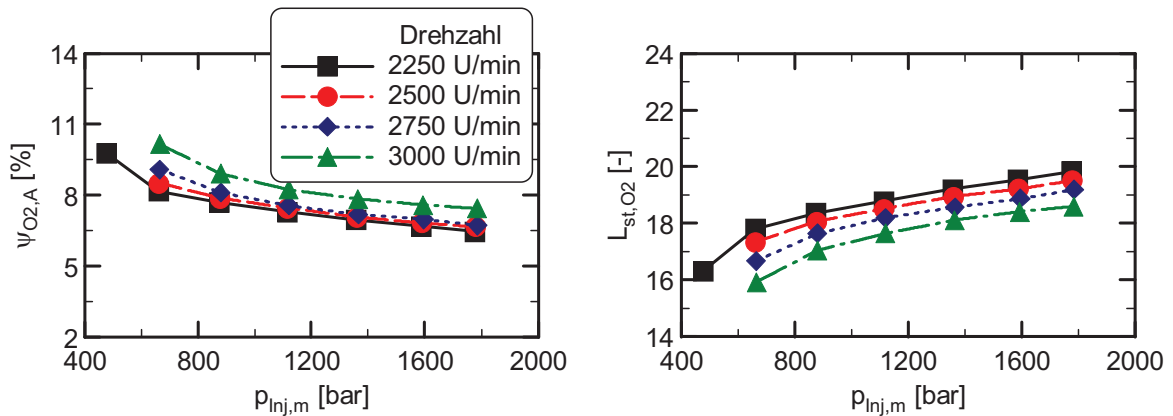


Abbildung 10-21: Vergleich des Sauerstoffgehalts im Abgas  $\psi_{O_2,A}$  und des stöchiometrischen Luftbedarfs der Zylinderladung  $L_{st,O_2}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation der Drehzahl; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $p_{mi} = 12$  bar, RB4, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Die Anpassung des Ladedrucks für eine konstante Zylinderladungsdichte zum Zeitpunkt des Spritzbeginns (um OT) ist in Abbildung 10-22 (linkes, oberes Diagramm) nochmals ersichtlich. Der Zylinderdruck im oberen Totpunkt muss mit einer Erhöhung der Drehzahl ansteigen, um die Dichte der Zylinderladung bei diesem Kurbelwinkel auf vergleichbarem Niveau zu halten (rechtes, oberes Diagramm). Durch den Drehzahlanstieg wird die Eindringzeit des Sprays in Grad Kurbelwinkel verlängert und der Kurbelwinkel, zu dem das Spray den Muldenkragenradius erreicht, verschiebt sich in Richtung spät (linkes, mittleres Diagramm). Die auf die Drehzahlerhöhung folgende Spritzdauererlängerung in Grad Kurbelwinkel führt zur Spreizung der Kurven des Penetrationsendes am Muldenkragenradius (rechtes, mittleres Diagramm). Mit zunehmender Motordrehzahl verschieben sich die Kurven zu größeren Kurbelwinkeln. Die für die Ausprägung des Spraykegelwinkels verantwortliche gemittelte Zylinderladungsdichte (vgl. Abbildung 10-20) sinkt mit steigender Drehzahl und reduziertem Einspritzdruck ab und führt so zu einer leichten Verschmälerung des Sprays (linkes, unteres Diagramm). Bei der Berechnung des Flame Lift-Offs überwiegen bei der Drehzahlsteigerung der Temperaturanstieg im unverbrannten Anteil der Zylinderladung und der sinkende stöchiometrische Luftbedarf den Rückgang der Zylinderladungsdichte. Somit verkürzt sich der Flame Lift-Off mit steigender Drehzahl (rechtes, unteres Diagramm). Aufgrund des geringen Unterschieds der Temperaturen bei 2750 und 3000 U/min liegen diese beiden Verläufe des Flame Lift-Offs über dem mittleren Einspritzdruck ebenfalls näher zusammen.

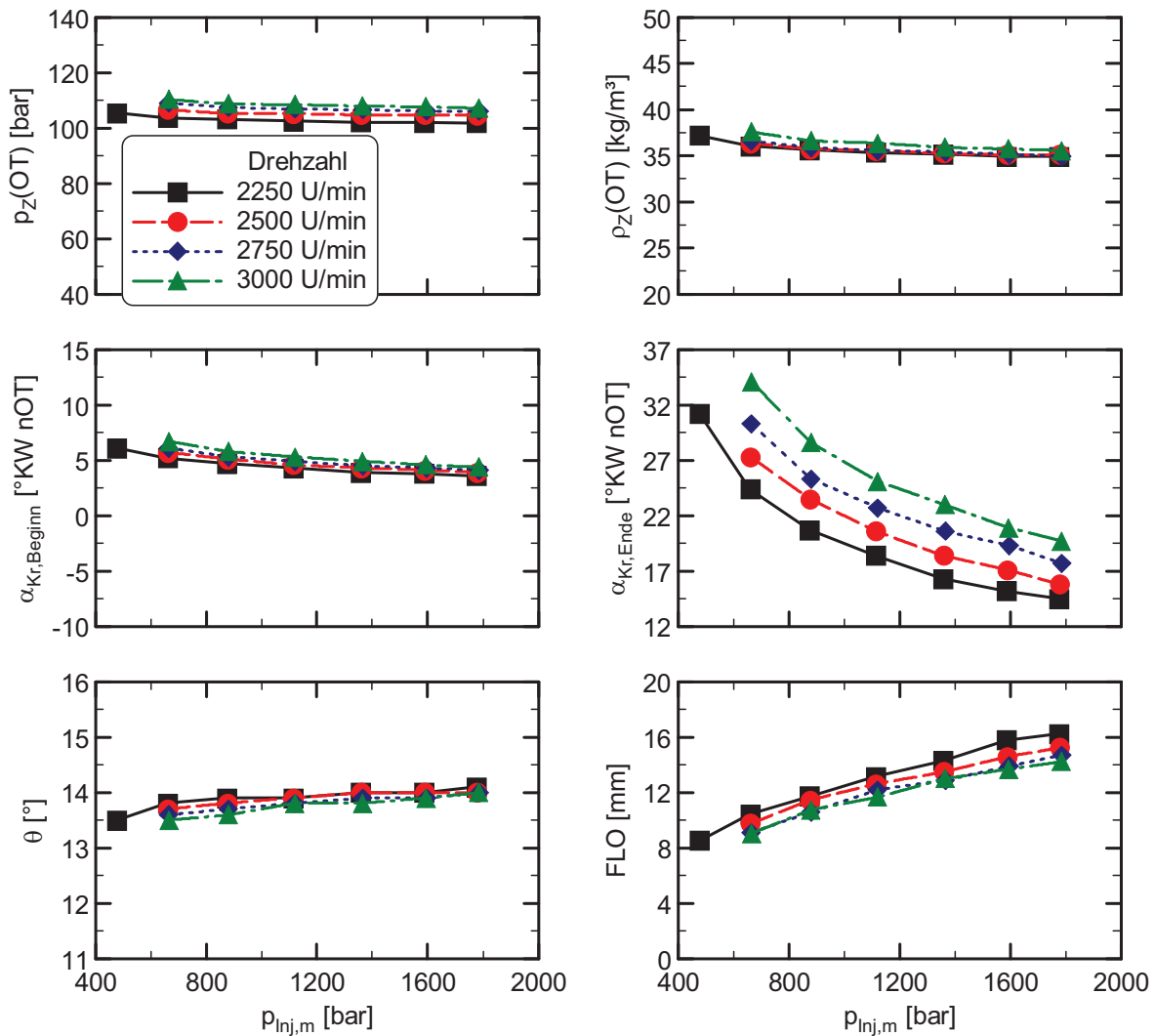


Abbildung 10-22: Vergleich des Zylinderdrucks  $p_z(OT)$  und der Dichte der Zylinderladung  $\rho_z(OT)$  in OT, des Kurbelwinkels bei Muldenkragen-Penetrationsbeginn  $\alpha_{Kr,Beginn}$  und Penetrationsende  $\alpha_{Kr,Ende}$ , des Spraykegelwinkels  $\theta$  und des Flame Lift-Offs FLO über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation der Drehzahl; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2;  $p_{mi} = 12$  bar, RB4, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

## 10.10 Einfluss der Variation der Last auf diverse Verbrennungsparameter

In diesem Kapitel werden die Auswirkungen der in Kapitel 7 vorgestellten Lastvariationen auf diverse Verbrennungsparameter näher erläutert. Die Ergebnisse für die Zylinderdruck-, Heiz- und Injektorspannungsverläufe bei einer Variation des indizierten Mitteldrucks zwischen 10 und 20 bar sind Abbildung 10-23 zu entnehmen. Der signifikante Anstieg des Verdichtungsenddrucks mit zunehmender Last liegt im starken Rückgang der AGR-Rate begründet, vgl. auch Abbildung 10-24. Der Rückgang bewirkt einen Anstieg des



Polytropenexponenten der Zylinderladung und eine geringere thermische Drosselung des Frischluftmassenstroms. Beides führt zu einem höheren Zylinderdruck im oberen Totpunkt bei konstantem Ladedruck. Die Heizverläufe sind in ihrem Anstieg vergleichbar und unterscheiden sich lediglich in der Dauer ihrer Ausprägung. Daher bleibt die absolute Kraftstoffmasse, die während der vorgemischten Verbrennung umgesetzt wird, konstant und der Vormischanteil an der gesamten umgesetzten Kraftstoffmasse wird mit zunehmender Last kleiner, vgl. hierzu Kapitel 4.5.

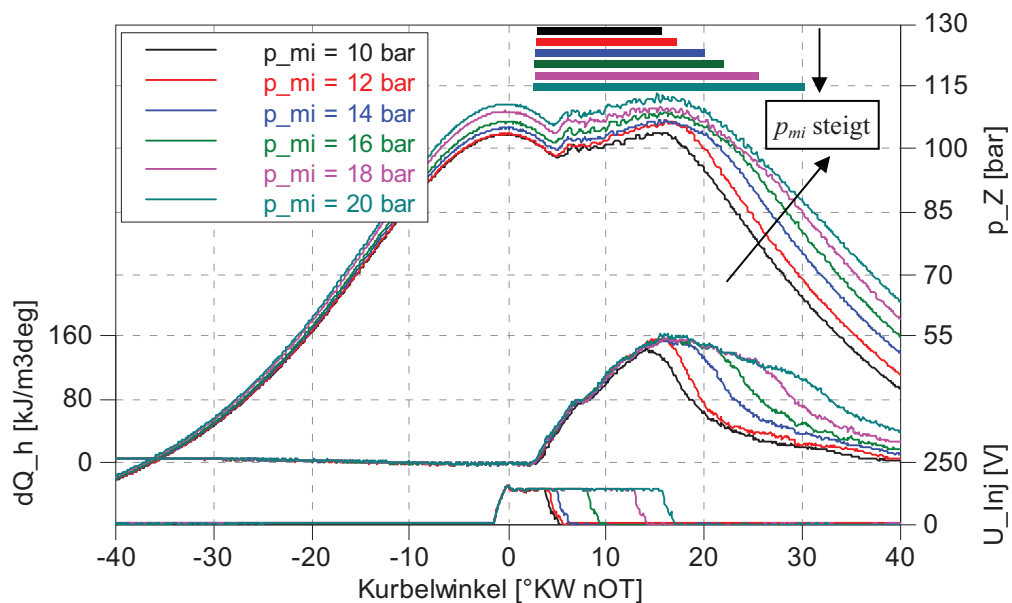


Abbildung 10-23: Zylinderdruck  $p_z$ , Heizverlauf  $dQ_h$  und Injektorspannung  $U_{inj}$  über dem Kurbelwinkel für eine Variation der Last; Farbige Balken markieren Zeitdauer von BB bis SE; Ruß- zu  $\text{NO}_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2,  $n = 2500$  U/min, RB4,  $p_{inj,m} \approx 1140$  bar, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Abbildung 10-24 zeigt anhand der AGR-Raten die deutlichen Unterschiede in der AGR-Verträglichkeit bei einer Steigerung der Last bzw. Verlängerung der Einspritzdauer (linkes Diagramm). Für die in Abbildung 10-23 gezeigten Messpunkte mit einem durchschnittlichen mittlerem Einspritzdruck von  $p_{inj,m} \approx 1140$  bar sinkt die AGR-Rate von knapp 40 % bei 10 bar  $p_{mi}$  auf ca. 10 % bei einer Last von 20 bar  $p_{mi}$ . Die Abnahme der Abgasrückführrate mit der Last ist über den gesamten Einspritzdruckbereich vergleichbar. Durch die Steigerung der Einspritzmasse bei konstantem mittlerem Einspritzdruck sinkt das Luftverhältnis ab (rechtes Diagramm). Bis auf die beiden größten indizierten Mitteldrücke verlaufen die Kurven in weiten Teilen ähnlich. Bei einer Last von 18 bzw. 20 bar  $p_{mi}$  steigen die Kurven des Luftverhältnisses bei hohen Einspritzdrücken aufgrund der mit zunehmendem Einspritzdruck nicht steigerungsfähigen AGR-Rate wieder an.

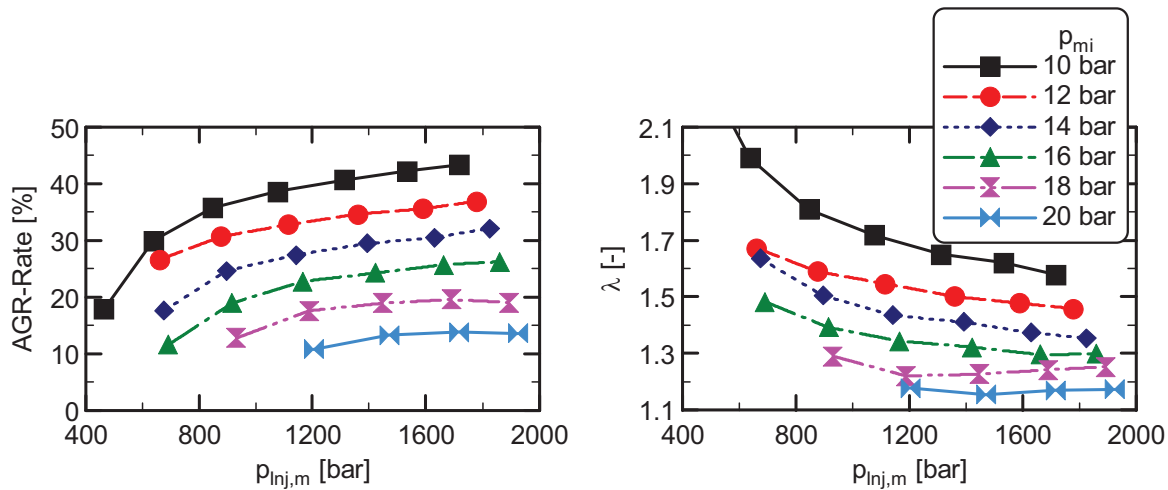


Abbildung 10-24: Vergleich der AGR-Rate und des Luftverhältnisses  $\lambda$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation der Last; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2,  $n = 2500$  U/min, RB4, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Trotz der Verlängerung der Einspritzdauer bei einer Anhebung der Last und der damit verbundenen Ausdehnung des Mittelungszeitraums auf Kurbelwinkelbereiche, in denen der Zylinderdruck schon wieder merklich absinkt (vgl. Abbildung 10-23), ergeben sich aufgrund des höheren Grundniveaus konstante oder sogar leicht steigende gemittelte Zylinderdruckwerte mit zunehmender Last bei gleichem Einspritzdruck, siehe Abbildung 10-25 (linkes, oberes Diagramm). Die Verlängerung des Zeitraums zwischen Brennbeginn und Spritzende wirkt sich auf die Massenmitteltemperatur aus. Sie wird in zunehmendem Maße von dem mit der Zeit wachsenden Anteil des bereits verbrannten Gemischs beeinflusst und steigt dadurch bei Erhöhung des Mittelldrucks signifikant an (linkes, mittleres Diagramm). Dieser Einfluss schlägt sich auch auf die Temperatur im unverbrannten Teil der Zylinderladung nieder. Sie steigt ebenfalls bei gleichem mittlerem Einspritzdruck und einer Anhebung der Last an (rechtes, oberes Diagramm). Der Anstieg der Massenmitteltemperatur bei gleichbleibendem Zylinderdruck resultiert in einer sinkenden gemittelten Zylinderladungsdichte (linkes, unteres Diagramm). Da die Strömungsgeschwindigkeit des Sprays am Spritzlochaustritt unabhängig von der eingespritzten Masse ist, liegen die Kurven dieses Diagramms (rechts, unten) wieder übereinander.

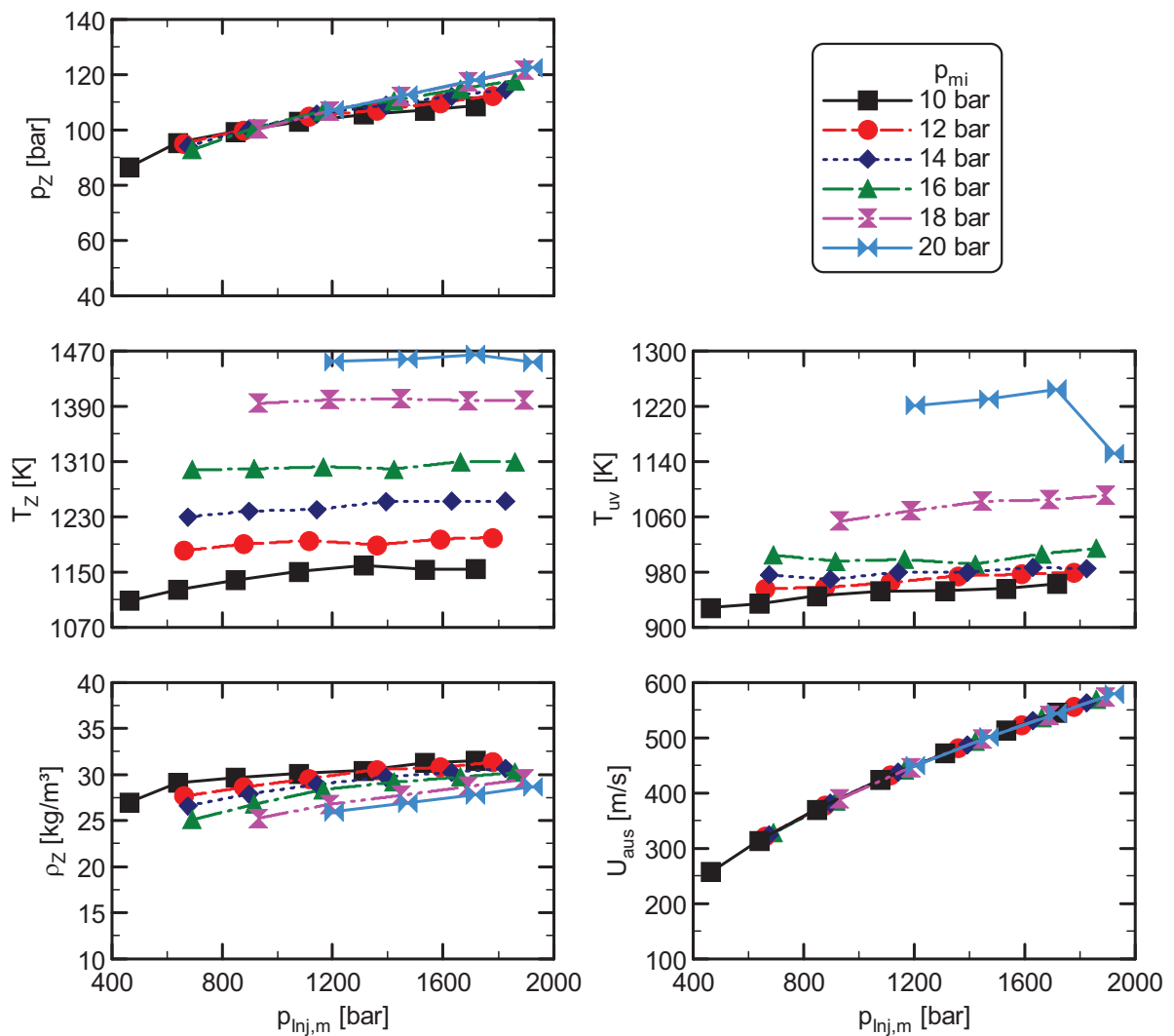


Abbildung 10-25: Vergleich des Zylinderdrucks  $p_z$ , der Massenmitteltemperatur  $T_z$ , der Temperatur im unverbrannten Teil der Zylinderladung  $T_{uv}$ , der Dichte der Zylinderladung  $\rho_z$  und der Spraygeschwindigkeit am Düsenlochaustritt  $U_{aus}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{inj,m}$  bei Variation der Last; Ruß- zu  $\text{NO}_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2,  $n = 2500$  U/min, RB4, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Abbildung 10-26 zeigt den Sauerstoffgehalt im Abgas (linkes Diagramm) und den stöchiometrischen Luftbedarf der Zylinderladung (rechtes Diagramm) über dem mittleren Einspritzdruck für die Variation der Last. Aufgrund der höheren Einspritzmasse mit steigender Last sinken das Luftverhältnis und dementsprechend auch die Sauerstoffkonzentration im Abgas, vgl. Abbildung 10-24. Der Rückgang der erreichbaren Abgasrückführrate überwiegt den sinkenden Sauerstoffgehalt im Abgas bei einer Steigerung der Last und führt letztlich zu einer Absenkung des stöchiometrischen Luftbedarfs der Zylinderladung.

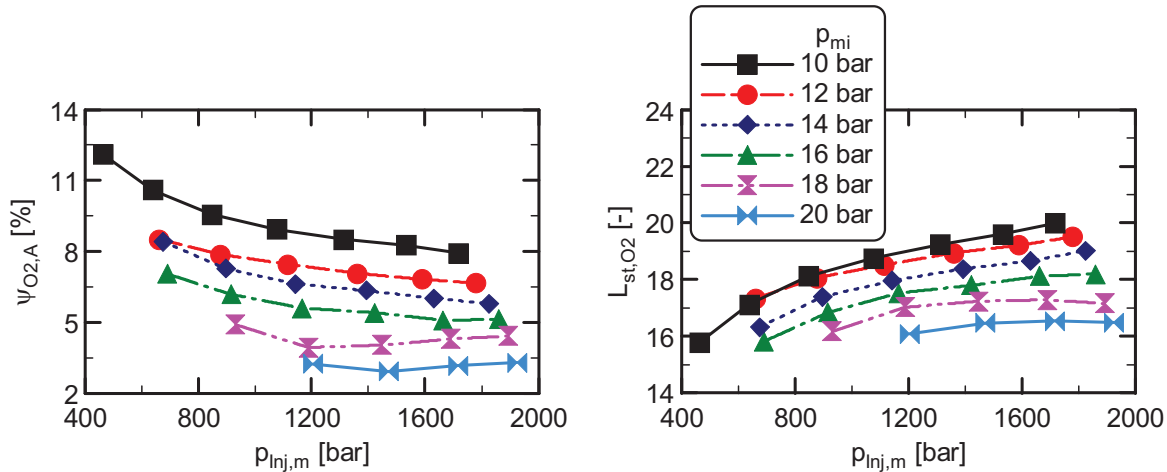


Abbildung 10-26: Vergleich des Sauerstoffgehalts im Abgas  $\psi_{O_2,A}$  und des stöchiometrischen Luftbedarfs der Zylinderladung  $L_{st,O_2}$  über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation der Last; Ruß- zu  $NO_x$ -Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2,  $n = 2500$  U/min, RB4, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

Das mit steigender Last höhere Zylinderdruckniveau im oberen Totpunkt aus Abbildung 10-23 kann auch den Zylinderdruckkurven über dem mittleren Einspritzdruck in Abbildung 10-27 (linkes, oberes Diagramm) entnommen werden. Diese Kurven dominieren darüber hinaus die Berechnung der Zylinderladungsdichte in OT und führen zu einer leichten Steigerung der Dichte bei zunehmender Last und konstantem Einspritzdruck (rechtes, oberes Diagramm). Der Auftreffzeitpunkt des Sprays am Muldenkragenradius ist über der Last vergleichbar (linkes, mittleres Diagramm). Demgegenüber verlängert sich durch die Erhöhung der Einspritzdauer der Zeitraum, in dem das Spray den Kragenradius trifft, und das Ende der Spray-Muldenkrageninteraktion verschiebt sich mit zunehmendem Mitteldruck somit zu größeren Kurbelwinkeln (rechtes, mittleres Diagramm). Mit der Verringerung der zeitlich gemittelten Zylinderladungsdichte bei Lasterhöhung (vgl. Abbildung 10-25) und konstantem Einspritzdruck sinkt der Spraykegelwinkel ab (linkes, unteres Diagramm). Bei der Berechnung des Flame Lift-Offs dominiert der Anstieg der Massenmitteltemperatur mit der Last. Zusammen mit dem sinkenden stöchiometrischen Luftbedarf der Zylinderladung überwiegen diese beiden Effekte die Verminderung der Dichte der Zylinderladung und es kommt zu einer Verkürzung des Flame Lift-Offs mit steigender Last.

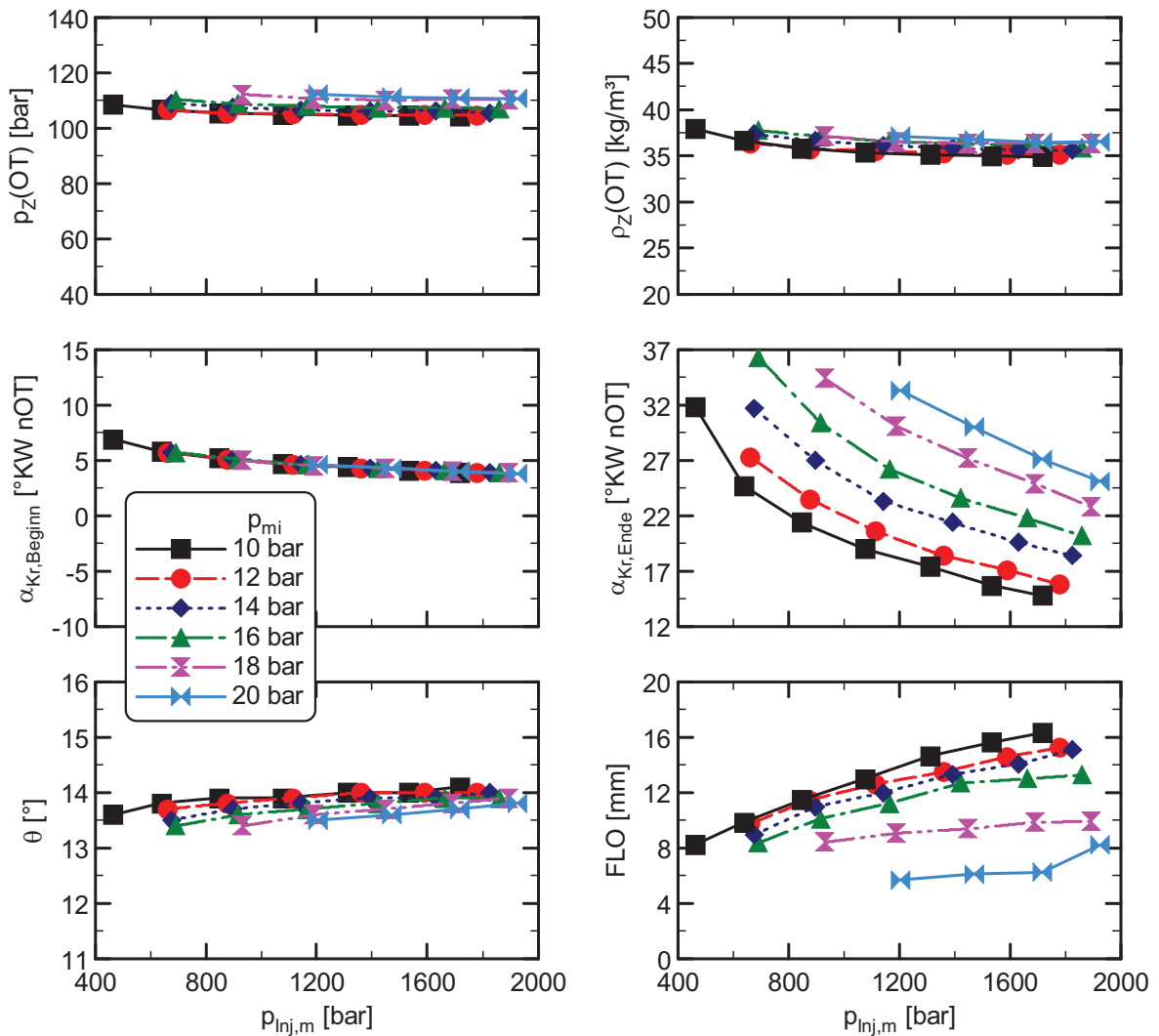


Abbildung 10-27: Vergleich des Zylinderdrucks  $p_z(OT)$  und der Dichte der Zylinderladung  $\rho_z(OT)$  in OT, des Kurbelwinkels bei Muldenkragen-Penetrationsbeginn  $\alpha_{Kr,Beginn}$  und Penetrationsende  $\alpha_{Kr,Ende}$ , des Spraykegelwinkels  $\theta$  und des Flame Lift-Offs FLO über dem mittleren Einspritzdruck  $p_{Inj,m}$  bei Variation der Last; Ruß- zu NO<sub>x</sub>-Emissionen = 1:10; Injektor 2 mit Düse 2,  $n = 2500$  U/min, RB4, SB = 1,5 °KW nOT, GSU = 2,25 mm, nur HE

## 10.11 Sensitivitätsanalysen

Die folgenden Sensitivitätsanalysen wurden bei einer Drehzahl von 2000 U/min und der Aufladerandbedingung RB3 durchgeführt.

### Variation Kraftstoffdichte/ -temperatur

Annahme in der Arbeit Kraftstoffdichte = konst. =  $840 \text{ kg/m}^3$  (@ 1000 bar/ 100 °C):

- Bei 100 °C und 400...2000 bar Druck ergeben sich  $\sim 800 \dots 870 \text{ kg/m}^3$  (Sommerdiesel)
- Bei Variation um  $\pm 30 \text{ K}$  ergeben sich  $\pm 20 \text{ kg/m}^3$  @ 400 bar,  $\pm 10 \text{ kg/m}^3$  @ 2000 bar
- Bei Variation der Kraftstoffdichte zwischen  $800 \dots 900 \text{ kg/m}^3$ :
  - Spraykegelwinkel  $\pm 0,15^\circ$
  - Auftreffkurbelwinkel  $\pm 0,1^\circ \text{KW}$
  - Auftreffanteile  $\pm 0,5 \text{ %-Punkte}$

### Verwendung des Spray-Modells nach Siebers (ohne Verdampfung)

- Siebers-Ergebnisse: Delta der Sprayeindringtiefen von Flüssig- und Dampfphase nur 9...13 % (im Dichtebereich  $18 \dots 35 \text{ kg/m}^3$ ) mit Nkw-Düse, Abweichung für kleinere Düsenlöcher tendenziell geringer
- Bei Vergrößerung der Sprayeindringzeit bis Auftrefffläche um 20 %:
  - Auftreffkurbelwinkel  $+ 0,9^\circ \text{KW}$
  - Auftreffanteile  $\pm 1,5 \text{ %-Punkte}$



# Lebenslauf

Name Sebastian Fischer  
Geburtsdaten 23.04.1978 in Offenbach a.M.

## Schulbildung und Zivildienst

08/1988 – 06/1997 Augustiner-Gymnasium, Friedberg  
08/1997 – 08/1998 Arbeiter-Samariter-Bund Deutschland e.V. (ASB), Karben

## Berufsausbildung und Berufspraxis

09/1998 – 01/2001 Ausbildung zum Prozessleitelektroniker bei der Infracor GmbH,  
Degussa-Hüls Gruppe, Hanau  
02/2001 – 05/2001 Prozessleitelektroniker bei der Infracor GmbH, Degussa Industriepark  
Services Wolfgang, Hanau  
06/2001 – 09/2001 Prozessleitelektroniker bei der OMG Corp., Automotive Catalysts  
Division, Auburn Hills, USA

## Studium und wissenschaftliche Tätigkeiten

10/2001 – 02/2007 Studium der Fahrzeug- und Motorentchnik an der Universität  
Stuttgart  
10/2002 – 01/2004 Wissenschaftliche Hilfskraft in der Fahrzeugakustik beim Forschungs-  
institut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart FKFS  
02/2004 – 02/2005 Wissenschaftliche Hilfskraft in der Thermodynamik und Brennver-  
fahrensentwicklung beim Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und  
Fahrzeugmotoren Stuttgart FKFS  
09/2006 – 02/2007 Diplomand in der Motorenentwicklung bei MAHLE Powertrain  
Ltd., Northampton, GB  
04/2007 – 03/2010 Doktorand in der Abteilung Entwicklung Fahrzeug- und  
Motorenprüffeld (DS/EVL2) bei der Robert Bosch GmbH, Stuttgart  
seit 04/2010 Entwicklungstrainee im Geschäftsbereich Diesel Systems der Robert  
Bosch GmbH, Stuttgart

Stuttgart, 21. November 2011