

Potential strömungsoptimierter Einspritzdüsen bei NKW-Motoren

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur (Dr.-Ing.)

von Dipl.-Ing. Robin Schifferdecker
geb. am 04.08.1978 in Karlsruhe

genehmigt durch die Fakultät Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter:

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

Prof. Dr.-Ing. Jürgen Schmidt

Promotionskolloquium am 01.03.2011

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit im Motorenprüffeld des Geschäftsbereichs Diesel Systems der Robert Bosch GmbH.

Wissenschaftlich betreut wurde die Arbeit von Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Helmut Tschöke vom Institut für Mobile Systeme der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, dem ich ganz herzlich für die wohlwollende Betreuung danke. Seine Anregungen und Ratschläge haben maßgeblich zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Jürgen Schmidt vom Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferats, sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. Karl-Heinrich Grote vom Institut für Maschinenkonstruktion für die Übernahme des Vorsitzes der Promotionskommission.

Herzlicher Dank gilt den Herren Dipl.-Ing. Jürgen Gerhardt, Dr.-Ing. Michael Krüger und Dipl.-Ing. Dirk Naber für die Möglichkeit, diese Arbeit im Motorenprüffeld der Robert Bosch GmbH durchführen zu können, ebenso wie Herrn Dr.-Ing. Klaus Weyer für die hervorragende firmenseitige Betreuung. Die zahlreichen Diskussionen waren sehr hilfreich für die Durchführung der Versuche und für die Erstellung der vorliegenden Ausarbeitung.

Den Herren Dr.-Ing. Christian Thulfaut aus der Simulationsabteilung, Dr.-Ing. Udo Riegler, Dipl.-Ing. Bernd Stuke und Dipl.-Ing. Andreas Vogel aus der Düsenentwicklung, meinem Diplomanden Jevgeniy Bluwstein, allen Kollegen der Abteilung DS/EVL sowie allen anderen Mitarbeitern der Robert Bosch GmbH, die mir bei der Durchführung der Untersuchungen zur Seite standen, entrichte ich meinen Dank für die entgegengebrachte Unterstützung, die zahlreichen Anregungen, die konstruktiven Diskussionen und das stets angenehme Arbeitsklima.

Ganz herzlich möchte ich mich auch bei meiner Freundin Inga, meinen Eltern und meinen Freunden für die Unterstützung und den nötigen Rückhalt auf dem Weg zur Promotion bedanken.

Stuttgart, im März 2011

Robin Schifferdecker

Kurzfassung

Durch immer weiter verschärfte Abgasgrenzwerte und durch den Wunsch nach sinkendem Kraftstoffverbrauch besteht auch beim Dieselmotor im NKW trotz Fortschritten bei den Abgasnachbehandlungssystemen der Bedarf nach einer Optimierung des Verbrennungsverlaufs. Die Gemischbildung hat dabei entscheidenden Einfluss auf die Verbrennung und somit auf die Schadstoffbildung und den Kraftstoffverbrauch.

In dieser Arbeit werden die Einflüsse einer Optimierung des Luft- und Einspritzsystems auf Gemischbildung und Verbrennung bei einem NKW-Brennverfahren untersucht. Seitens des Luftsystems wird dabei eine hohe Aufladung mit hohen AGR-Raten besonders im Volllastbereich betrachtet. Seitens des Einspritzsystems kommen hohe Einspritzdrücke und neuartige Düsengeometrien zum Einsatz, wobei besonders der Einfluss einer Erhöhung der Gemischbildungsenergie durch strömungsoptimierte Düsen mit einem hohen Durchflussbeiwert von Interesse ist.

In grundlegenden Untersuchungen an einem Einzylinderversuchsmotor zeigt sich das Potential hoher Aufladegrade verbunden mit hohen AGR-Raten auch bei Volllast hinsichtlich einer Verbesserung im Ruß/NO_x-Trade-Off. Eine Einspritzdrucksteigerung bis 2400 bar ergibt hier eine weitere Verbesserung. Der Vergleich von Standarddüsen mit einer strömungsoptimierten Düse zeigt bei Untersuchungen des Durchfluss- und Strahlaufbruchverhaltens sowie Simulationsrechnungen für die strömungsoptimierte Düse eine kavitationsfreie Düsenströmung und in der Folge schnelleres Eindringen des Kraftstoffes in den Brennraum mit kompakterem Strahl. In umfangreichen Motorversuchen ergeben sich für diese strömungsoptimierte Düse Vorteile bei den Rußemissionen verbunden mit Nachteilen bei den NO_x-Emissionen im Vergleich zu den Standarddüsen. Daraus resultiert bei hohen AGR-Raten besonders bei für die Gemischbildung eher nachteiligen Randbedingungen, wie niedrigem Einspritzdruck und höchster Brennraumgasdichte, ein Vorteil im Ruß/NO_x-Trade-Off für diese Düse. Simulationsrechnungen in einem Volllastpunkt zeigen Unterschiede im Gemischbildungsverhalten zwischen den Düsen. Bei der strömungsoptimierten Düse führen der höhere Strahlimpuls und die verstärkte Wandinteraktion der Dampfphase des Strahls zu erhöhtem Lufteintrag in den Strahl und somit zu verstärkter Abmagerung des Gemisches, was wiederum eine Erklärung für verminderte Ruß- und erhöhte NO_x-Emissionen darstellt. Dabei wird aufgezeigt, dass beim betrachteten Brennverfahren mit geringem Wandkontakt andere Effekte für die auch aus Untersuchungen an PKW-Motoren bekannten Vorteile für strömungsoptimierte Düsen maßgeblich sind.

Bei weiterer Steigerung der Spritzlochkonizität bei strömungsoptimierten Düsen zeigt sich ein unterschiedliches Düseninnenströmungsverhalten, aber ein vergleichbares Strömungsprofil am Spritzlochaustritt sowie ein vergleichbares Aufbruchverhalten, was somit in Motorversuchen zu keiner weiteren Emissionsverbesserung führt.

Das Potential einer einspritzsystemseitigen Erhöhung der Gemischbildungsenergie durch Einsatz einer strömungsoptimierten Düse im betrachteten NKW-Brennverfahren wird abgeschätzt: Im ESC-Test kann das Emissionsniveau einer Standarddüse verbrauchsneutral mit einem um einige 100 bar reduzierten Einspritzdruck erreicht werden. Wird der Einspritzdruck konstant gehalten, ergeben sich bei einer Auslegung mit hohen AGR-Raten etwa 30% niedrigere Rußemissionen.

Abstract

Despite progress in exhaust gas treatment systems it is still necessary to further optimize combustion in heavy duty diesel engines due to stricter legislative exhaust emission standards and due to the need for improved fuel efficiency. Mixture formation has a major impact on combustion and, therefore, on pollutant formation and fuel consumption.

This thesis deals with the optimization of air and fuel injection systems and with the influence on mixture formation and combustion in heavy duty diesel engines. Changes to the air system comprise high supercharging with high EGR ratios at full load. In the fuel injection system, injection pressures are raised and new injection nozzle geometries are examined with a particular focus on the influence of an increase in mixture formation energy through the use of flow-optimized nozzles with a high discharge coefficient.

Basic investigations performed on a single cylinder research engine show the soot/NO_x trade-off improvement potential of high supercharging with high EGR ratios even at full load. An increase in injection pressure of up to 2400 bar leads to another improvement in emissions rates. Comparisons between standard nozzles and a flow-optimized nozzle focused on nozzle flow and spray break-up analyses as well as flow simulations show that the flow-optimized nozzle free of cavitation leads to a higher penetration velocity with a more compact spray. In extensive engine tests, the flow-optimized nozzle proved more advantageous than standard nozzles in terms of soot emissions but showed a deterioration in NO_x emissions. As a result the flow-optimized nozzle shows an improvement in soot/NO_x trade-offs at high EGR ratios especially in adverse mixture preparation conditions such as low injection pressures and highest gas densities in the combustion chamber. Engine simulation calculations using full load operating point boundary conditions revealed differences in the mixture formation behavior of the different nozzles. The flow-optimized nozzle has an increased air entrainment into the spray as a result of the higher spray impulse and the intensified spray/wall interaction of the vapor phase, which leads to an increase in local air fuel ratios. This results in a reduction in soot but also in an increase in NO_x emissions. For the examined combustion process where spray/wall interaction effects are less predominant it is shown that other effects are relevant for the benefits of flow-optimized nozzles than those known from passenger car engine studies.

A further increase in the nozzle hole conicity of the flow-optimized nozzles leads to differences in the internal flow behavior but neither affects the flow profile at the nozzle hole exit nor the spray break-up behaviour. Therefore, engine tests do not show any additional emission improvement.

The potential benefits resulting from an increase in mixture formation energy produced by the injection system and achieved through the use of a flow-optimized nozzle is analyzed for the heavy duty combustion process under consideration: ESC tests show that it is possible to achieve emission levels equal to those of a standard nozzle with an injection pressure reduced by several 100 bar without adverse effects on fuel consumption. Constant injection pressures lead to a 30% reduction in soot emissions at high EGR ratios.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	I
Kurzfassung	III
Abstract	V
1. Einleitung	1
2. Grundlagen und Stand der Technik	3
2.1. Einspritzdüse	3
2.1.1. Bauformen von Einspritzdüsen	3
2.1.2. Düsendurchfluss und Durchflussbeiwert	4
2.1.3. Spritzlochgeometrie	5
2.1.4. Strömung und Kavitation im Spritzloch	6
2.2. Gemischbildung	8
2.2.1. Mechanismen des Primärzerfalls	9
2.2.2. Mechanismen des Sekundärzerfalls und Verdampfung	11
2.2.3. Strahlausbreitung und Einflussfaktoren	12
2.2.4. Wandinteraktion des Kraftstoffstrahls	16
2.3. Dieselmotorische Verbrennung	17
2.3.1. Selbstzündung und Zündverzug	17
2.3.2. Verbrennungsablauf	17
2.3.3. Schadstoffbildung	19
2.3.4. Besonderheiten des NKW-Brennverfahrens	22
2.4. Schadstoffemissionen bei NKW-Motoren	23
2.4.1. Emissionsgesetzgebung für NKW-Motoren	23
2.4.2. Abgasnachbehandlung und Zielfenster für Rohemissionen	24
2.5. Maßnahmen zur Senkung der Rohemissionen bei NKW-Motoren	25
2.5.1. Luftsystemparameter	25
2.5.2. Einspritzsystemparameter	30
2.6. Wissensstand zum Einfluss der Spritzlochgeometrie	33
2.6.1. Strömung im Spritzloch	33
2.6.2. Strahlausbreitung	34
2.6.3. Gemischbildung und Verbrennung	37
2.7. Ableitung der Aufgabenstellung	40
3. Vorgehen und Werkzeuge	42
3.1. Messtechnik zur Charakterisierung der Einspritzdüsen	42
3.1.1. Durchflussmessung	42
3.1.2. Strahlkraftmessung	42
3.2. Versuchsmotor	43
3.2.1. Luftsystem	44
3.2.2. Einspritzsystem	44
3.2.3. Messtechnik	45
3.2.4. Betriebspunkte	46

3.3.	Simulation	47
3.3.1.	Düseninnenströmungssimulation.....	47
3.3.2.	Motorsimulation	47
4.	Ergebnisse.....	49
4.1.	Einfluss Aufladung und Einspritzdruck.....	49
4.1.1.	Aufladung	49
4.1.2.	Einspritzdruck.....	56
4.1.3.	Fazit	59
4.2.	Vergleich Standarddüsen zu strömungsoptimierter Düse.....	60
4.2.1.	Charakterisierung der Düsen	60
4.2.2.	Motoregebnisse	68
4.2.3.	Ergebnisse der Motorsimulation.....	93
4.2.4.	Fazit	102
4.3.	Variation der Spritzlochkonizität.....	105
4.3.1.	Charakterisierung der Düsen	105
4.3.2.	Motoregebnisse	109
4.3.3.	Fazit	113
4.4.	Potentialabschätzung.....	114
5.	Zusammenfassung und Ausblick.....	119
6.	Symbolverzeichnis	125
7.	Literatur	129
8.	Anhang.....	141
8.1.	Technische Daten des Versuchsmotors.....	141
8.2.	Messstellenplan.....	142
8.3.	Berechnung der Abgasrückführrate	143
8.4.	Motorsimulation mit FIRE.....	145
8.5.	Ergebnisse Motorsimulation untere Spritzlochebene	149
8.6.	Vorgehen zur Abschätzung ESC-Test-Ergebnis.....	150

1. Einleitung

Der Dieselmotor ist seit vielen Jahren das Hauptantriebsaggregat für schwere Nutzfahrzeuge (NKW). Auch weltweit steigender Gesamtverbrauch an Dieselkraftstoff und ein damit verbundener Anstieg der Kraftstoffkosten sowie immer weiter verschärfte Auflagen bezüglich der Schadstoffemissionen werden dies in absehbarer Zeit nicht ändern.

Vor dem Hintergrund der endlichen Ressourcen an fossilen Kraftstoffen und aus Gründen des Klimaschutzes muss der Verbrauch und somit auch der CO₂-Ausstoß der Motoren, die mit konventionellen Dieselkraftstoffen betrieben werden, immer weiter reduziert werden.

Gleichzeitig müssen immer strengere Grenzwerte seitens der Abgasgesetzgebung erfüllt werden. **Abb. 1.1** zeigt die Entwicklung der Grenzwerte für die Schadstoffemissionen für die Emissionsstufen Euro I bis Euro VI bezüglich der Stickoxid- und Partikelemissionen für NKW-Motoren.

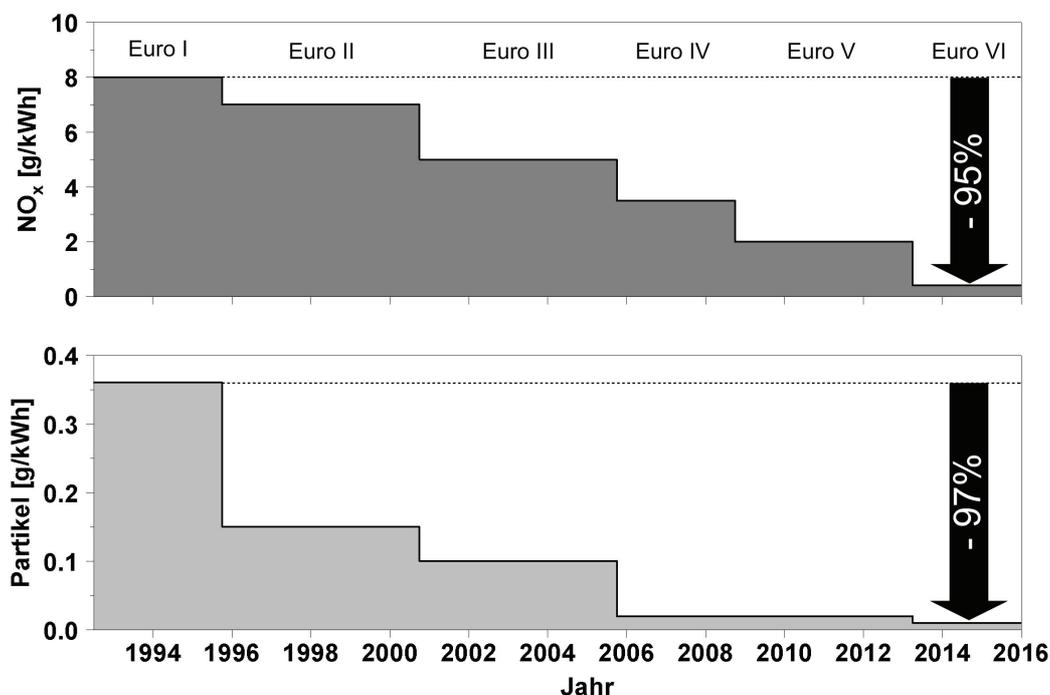


Abb. 1.1: Entwicklung der Emissionsgrenzwerte für schwere Nutzfahrzeuge von Euro I bis Euro VI im Stationärttest (für Zertifizierung, $P > 85 \text{ kW}$, $z_{GG} > 3,5 \text{ t}$; bis Euro II: ECE R-49-Test, ab Euro III: ESC-Test; Euro VI: EU-Vorschlag vom 21.12.2007)

Dabei erkennt man eine Reduzierung der zulässigen Stickoxidemissionen von Euro I (1992) bis Euro VI (geplant: 2013) um 95%. Die Partikelemissionen müssen im gleichen Zeitraum um über 97% reduziert werden. Dies stellt die Motorenentwickler vor große Herausforderungen, darf es doch bei allen ergriffenen Maßnahmen nach Möglichkeit nicht zu Nachteilen bezüglich des Kraftstoffverbrauchs der Fahrzeuge kommen.

Um die immer strengeren Emissionsgrenzwerte zu erfüllen, wird großer Aufwand zur Schadstoffreduzierung betrieben. Abgasnachbehandlungssysteme wie Partikelfilter

oder DeNO_x-Systeme (NO_x-Speicherkatalysator, SCR-Systeme) können die Emissionen reduzieren. Der Aufwand und sowohl die Anschaffungs- als auch die Betriebskosten für die Abgasnachbehandlungstechnik vermindern sich, wenn innermotorisch Emissionen vermindert werden können. Daher werden innermotorische Maßnahmen ergriffen, um die Rohemissionen auf ein möglichst niedriges Niveau zu bringen.

Zur innermotorischen Emissionsreduzierung treten besonders beim NKW neben klassischen Maßnahmen wie z.B. Brennraumgestaltung, Änderung des Verdichtungsverhältnisses oder homogenen Brennverfahren verschiedene Optimierungsmöglichkeiten am konventionellen Brennverfahren seitens des Luft- und des Einspritzsystems immer mehr in den Vordergrund. Es werden Brennverfahren eingesetzt, die hohe Aufladung (z.B. zweistufige Aufladung) zur Darstellung von hohem Luftüberschuss und hohen Abgasrückführraten und gleichzeitig sehr hohe Einspritzdrücke (z.T. größer 2000 bar) aufweisen [Mos04], [Ruh05], [Aoy06], [Läm06], [Mül06].

Die in dieser Arbeit beschriebenen Untersuchungen werden unter den praxisnahen Randbedingungen eines solchen zukünftigen Brennverfahrens für NKW durchgeführt. Der Fokus liegt dabei auf der Potentialanalyse einer Erhöhung der Gemischbildungsenergie durch Einspritzdüsen mit hohem Durchflussbeiwert durch strömungsoptimierte Spritzlochgeometrien als weitere einspritzsystemseitige Maßnahme. Der Einfluss auf Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung bei einem Motor für schwere NKW soll unter den genannten Randbedingungen betrachtet werden, wozu verschiedene Messtechniken und Simulationsprogramme eingesetzt und Versuche an einem Einzylinderversuchsmotor durchgeführt werden.

Die Untersuchungen sollen vorrangig zu einem tieferen Verständnis der grundsätzlichen Mechanismen beim Einsatz von unterschiedlichen Düsenkonzepten in Nutzfahrzeugmotoren beitragen. Es sollen praktische Empfehlungen für zukünftige Motor-konzepte unter verschärften Emissionslimits erarbeitet werden.

2. Grundlagen und Stand der Technik

Die Erforschung der Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor umfasst ein großes Wissensgebiet. In den folgenden Unterkapiteln wird auf den Stand der Technik in den jeweiligen Teilprozessen eingegangen.

Ein Schwerpunkt dieser Arbeit ist die Untersuchung des Verhaltens von Gemischbildung und Verbrennung in einem NKW-Dieselmotor bei Einsatz von Einspritzdüsen mit verschiedenen Spritzlochgeometrien. Daher werden zunächst grundlegende Eigenschaften der Einspritzdüse erläutert. Darauf folgend wird auf die Gemischbildung, die Zündung, den Ablauf der Verbrennung und die Entstehung der Emissionen eingegangen. Im Anschluss werden mögliche Maßnahmen zur Reduzierung der Rohemissionen beim NKW aufgezeigt. Da der Einfluss einer Variation der Spritzlochgeometrie der Einspritzdüse ein Schwerpunkt dieser Arbeit ist, werden abschließend bekannte Untersuchungen zum Geometrieinfluss auf die Gemischbildung und die Verbrennung zusammengefasst und daraus die Aufgabenstellung abgeleitet.

2.1. Einspritzdüse

Die Einspritzdüse als Schnittstelle zwischen Einspritzsystem und Brennraum beeinflusst in entscheidendem Maß die Gemischbildung und somit den Verbrennungsablauf, die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch.

2.1.1. Bauformen von Einspritzdüsen

Den grundsätzlichen Aufbau einer Einspritzdüse für direkteinspritzende Dieselmotoren (DI) zeigt **Abb. 2.1**. Die üblicherweise eingesetzten Bauformen sind die Sitzloch- und die Sacklochdüse. Bei der Sitzlochdüse liegen die Spritzlöcher im Sitzbereich der Düsennadel. Bei der Sacklochdüse befinden sich die Spritzlöcher in einem zylindrischen oder konischen Sackloch in der Düsenspitze. Dieses Sackloch wird oberhalb der Spritzlöcher bei geschlossener Nadel im Nadelsitz abgedichtet.

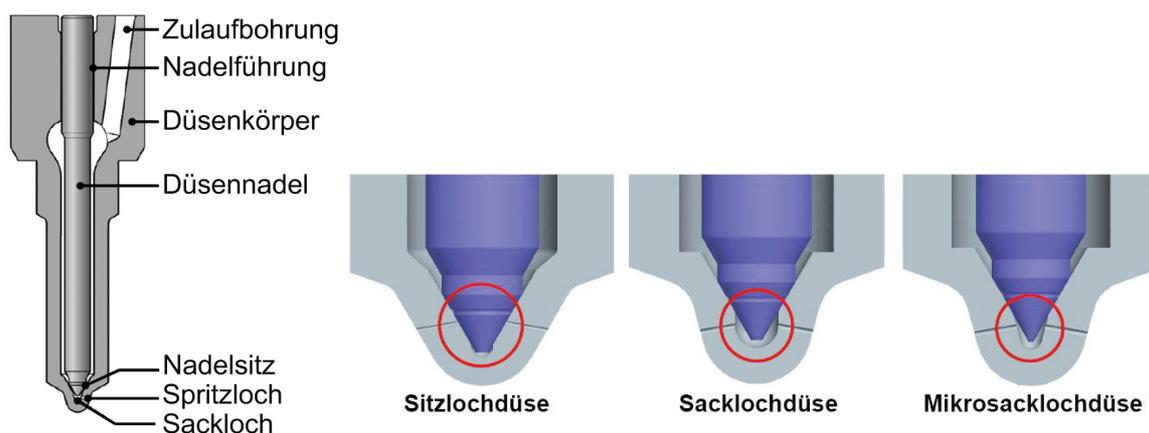


Abb. 2.1: Diesel-DI-Einspritzdüse (links) nach [Mol07], Bauformen (rechts) [Sch05]

Nur das Volumen unterhalb des Nadelsitzes ist bei geschlossener Nadel zum Brennraum hin als Schadvolumen nicht abgedichtet. Dieses Volumen besteht aus dem Volumen der Spritzlöcher und bei Sacklochdüsen zusätzlich aus dem Volumen des Sacklochs. Somit ist bei der Sacklochdüse dieses Schadvolumen größer. Schlecht aufbereiteter Kraftstoff, der nach Nadelschließen in den Brennraum austritt, kann hier zu

erhöhten HC-Emissionen führen. Andererseits ergibt sich bei der Sacklochdüse ein symmetrischeres Strahlbild, d.h. ein gleichmäßigeres Ausbreiten aller Einspritzstrahlen. Dieser Vorteil entsteht, da sich durch das Sacklochvolumen eine gleichmäßigere Anströmung aller Spritzlöcher ergibt. Bei der Sitzlochdüse kann sich durch leichte Nadeldesachsierung eine unterschiedliche Anströmung der Spritzlöcher und damit eine Unsymmetrie im Strahlbild ergeben. Durch eine zusätzliche Nadelführung kann die Desachsierung minimiert werden. Sacklochdüsen mit verkleinertem Sackloch wie z.B. Mikro- oder Midisacklochdüsen können die Vorteile der Sitzlochdüse mit der Sacklochdüse kombinieren [Pot00], [Kul03]. Da beim NKW die HC-Emissionen unkritisch sind (s. Kap. 2.3.4), werden hier in der Regel Minisacklochdüsen eingesetzt.

2.1.2. Düsendurchfluss und Durchflussbeiwert

Der hydraulische Durchfluss Q_{hyd} einer Einspritzdüse ist definiert als der Volumenstrom bei 100 bar Differenzdruck, 40 °C Öltemperatur und einer Messdauer von 30 Sekunden. Für die Messung wird ein nach ISO 4113 spezifiziertes Prüföl verwendet, das in seinen Eigenschaften dem Dieselmotorkraftstoff sehr ähnlich ist (vgl. [Kul03]). Die gemessene Menge wird in der Einheit $\text{cm}^3/30\text{s}$ angegeben. Übliche Werte sind im PKW-Bereich $Q_{\text{hyd}}=300..500 \text{ cm}^3/30\text{s}$ und beim NKW mit einem Hubraum von 2l/Zyl. etwa $Q_{\text{hyd}}=700..1000 \text{ cm}^3/30\text{s}$.

Aufgabe der Düse bzw. der Spritzlöcher ist die Umsetzung des statischen Drucks im Düseninnenraum in kinetische Energie am Spritzlochaustritt. Betrachtet man die Strömung als eindimensional, stationär, reibungsfrei, inkompressibel und isotherm, so ergäbe sich nach Bernoulli die Geschwindigkeit v_{Ber} am Spritzlochaustritt zu [Kul03]:

$$v_{\text{Ber}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_E - p_G)}{\rho}} \quad (2.1)$$

Dabei bezeichnet p_E den Zulaufdruck ins Spritzloch (Druck im Düseninnenraum), p_G den Gegendruck am Spritzlochaustritt und ρ die Dichte des Mediums (Kraftstoff oder Prüföl).

Bei realen Einspritzdüsen mit mehrdimensionaler, reibungsbehafteter Strömung treten jedoch Strömungsverluste auf, die das Strömungsprofil beeinflussen. Im Einzelnen sind dies Druckverluste durch Einschnürung der Strömung und Kavitation am Spritzlocheinlauf (s. Kap. 2.1.4) sowie Verluste durch Wandreibung [Wal02], [Jun05]. Die Strömungseigenschaften der Düse lassen sich in einem Durchflussbeiwert μ ausdrücken, der wie folgt definiert ist:

$$\mu = \frac{\dot{V}_{\text{real}}}{\dot{V}_{\text{Ber}}} = \frac{Q_{\text{Hyd}}}{A \cdot v_{\text{Ber}}} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q_{\text{Hyd}}}{\text{NSP} \cdot \text{DSP}_{\text{aus}}^2 \cdot v_{\text{Ber}}} \quad (2.2)$$

Dabei bezeichnet \dot{V}_{real} den tatsächlichen Volumenstrom, \dot{V}_{Ber} den theoretischen Volumenstrom nach Bernoulli, A die Querschnittsfläche aller Spritzlöcher, NSP die Lochanzahl und DSP_{aus} den Spritzlochaustrittsdurchmesser. Der Durchflussbeiwert stellt somit das Verhältnis des gemessenen hydraulischen Durchflusses zum verlust-

freien Durchfluss nach der Bernoulli-Gleichung dar und wird deshalb als Düsenwirkungsgrad bezeichnet. Durchflussbeiwerte liegen in der Größenordnung von 0,65..0,75 für Standarddüsen, bei strömungsoptimierten Spritzlochgeometrien können Durchflussbeiwerte von 0,8..0,9 erreicht werden [Pot00], [Wal02], [Bit03], [Bon03], [Sch05].

2.1.3. Spritzlochgeometrie

Neben der Bauform der Düse hat die Geometrie der Spritzlöcher einen wichtigen Einfluss auf die Düseninnenströmung und damit auf die anschließende Gemischbildung. Die einfachste Ausführung sind zylindrische Spritzlöcher, die meist durch einen Erodierprozess (Electro Discharge Machining: EDM) eingebracht werden. Es besteht die Möglichkeit, mit einem angepassten Erodierprozess die Löcher konisch zu gestalten. Man spricht dann von einem k-Faktor, der wie folgt definiert wird [Pot00]:

$$k - \text{Faktor} [-] = \frac{DSP_{\text{ein}} [\mu\text{m}] - DSP_{\text{aus}} [\mu\text{m}]}{10\mu\text{m}} \quad (2.3)$$

Dabei ist DSP_{ein} der Einlaufdurchmesser und DSP_{aus} der Austrittsdurchmesser des Spritzloches (jeweils in μm). Ein positiver k-Faktor bedeutet also eine Verjüngung des Spritzloches zum Spritzlochaustritt (s. **Abb. 2.2**).

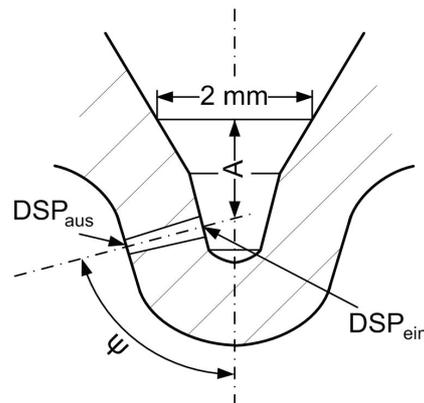


Abb. 2.2: Geometrie der Düsenkuppe (schematisch)

Weiterhin ist in Abb. 2.2 der Höhenwinkel ψ eines Spritzloches dargestellt. Das Maß A (auch A-Maß genannt) ist das Maß vom Durchmesser 2 mm im Sitzbereich bis zum fiktiven Strahlursprung (Schnittpunkt von Düsen- und Spritzlochachse) und ist somit ein Maß für die Lage des Spritzloches im Sackloch.

Mittels eines hydroerosiven Prozesses kann eine Verrundung der Einlaufkanten der Spritzlöcher durchgeführt werden (HE-Verrundung, s. **Abb. 2.3**). Zusätzlich erfolgt dabei eine Reduzierung der Oberflächenrauigkeiten. Dabei erzielt man eine Einengung der Durchflusstoleranzen zwischen einzelnen Düsenexemplaren und eine Vorwegnahme des Kantenverschleisses. Zusätzlich ergibt sich durch die HE-Verrundung eine Optimierung der Anströmbedingungen ins Spritzloch, woraus sich Vorteile in der Gemischbildung ergeben können. Darauf wird in Kap. 2.6 eingegangen.

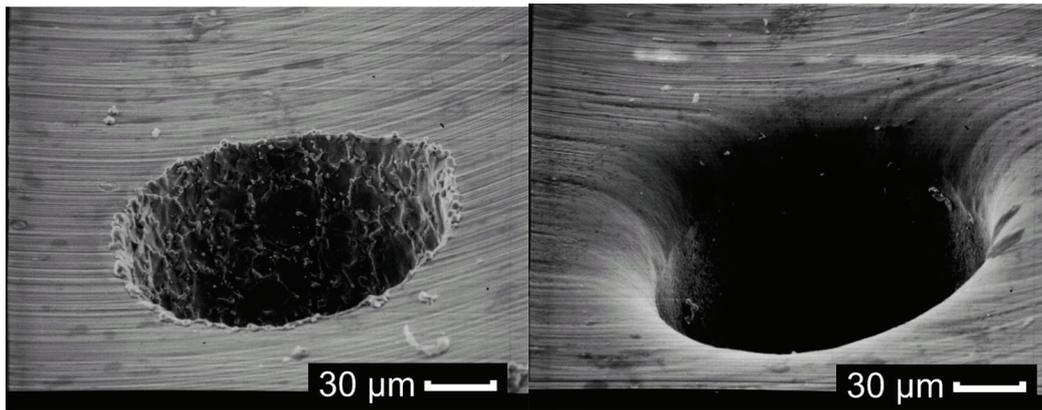


Abb. 2.3: Spritzlocheinlaufkante vor (links) und nach HE-Verrundung (rechts) [Urz03]

Der HE-Verrundungsgrad ist wie folgt definiert [Pot97]:

$$HE - Grad = \frac{Q_{Hyd, nach Verrunden} - Q_{Hyd, vor Verrunden}}{Q_{Hyd, vor Verrunden}} \quad (2.4)$$

Eine Weiterentwicklung des HE-Prozesses stellt die ks-Geometrie dar. Dabei handelt es sich um konische Spritzlöcher, deren Konizität auf den Rundungsprozess abgestimmt ist und die mit einem optimierten HE-Prozess verrundet werden. Diese Spritzlöcher weisen zusätzlich zur Einlaufkantenverrundung über die gesamte Spritzlochlänge eine Lochaufweitung mit Einebnung der Wandrauhigkeiten auf. Man spricht von strömungsoptimierten Düsen, da der Durchflussbeiwert (s. Kap. 2.1.2) weiter gesteigert ($\mu > 0,84$) wird. Eine ks-Düse ist in weiten Strömungsbereichen kavitationsfrei (s. auch Kap. 2.6.1) [Bon03]. Bei PKW-Motoren werden in aktuellen Anwendungen ks-Düsen bis ks3,5, d.h. strömungsoptimierte Düsen mit k-Faktor = 3,5 eingesetzt [Had08].

2.1.4. Strömung und Kavitation im Spritzloch

Die im vorhergehenden Abschnitt genannten Möglichkeiten der Ausgestaltung der Spritzlöcher einer Einspritzdüse beeinflussen das Strömungsverhalten des Kraftstoffes durch die Düse. Damit wird das Strömungsprofil am Spritzlochaustritt hinsichtlich Geschwindigkeitsverteilung und Turbulenz beeinflusst.

Durch die sehr hohen Einspritzdrücke können in der Düse Kavitationsphänomene auftreten [Bad99a]. Unter Kavitation versteht man die Ausbildung von Blasen oder Hohlräumen in Flüssigkeiten, die durch eine Absenkung des statischen Druckes auf den Dampfdruck p_D der Flüssigkeit entstehen. Die Gasphase bildet sich ausgehend von kleinsten Keimen, die in der Flüssigkeit bereits vorhanden sind [Bau06]. Nach Knapp et al. [Kna70] lassen sich je nach Entstehung unterschiedliche Kavitationsarten unterscheiden. Bei der Hochdruckeinspritzung in Dieseleinspritzdüsen muss nur die hydrodynamische Kavitation betrachtet werden [Bus01].

Das Durchflussverhalten durch ein Spritzloch am Beispiel einer Einlochdüse zeigt **Abb. 2.4**. Dabei wird sowohl der Fall einer kavitierenden (Bildteil A) als auch einer kavitationsfreien Durchströmung (Bildteil B) dargestellt.

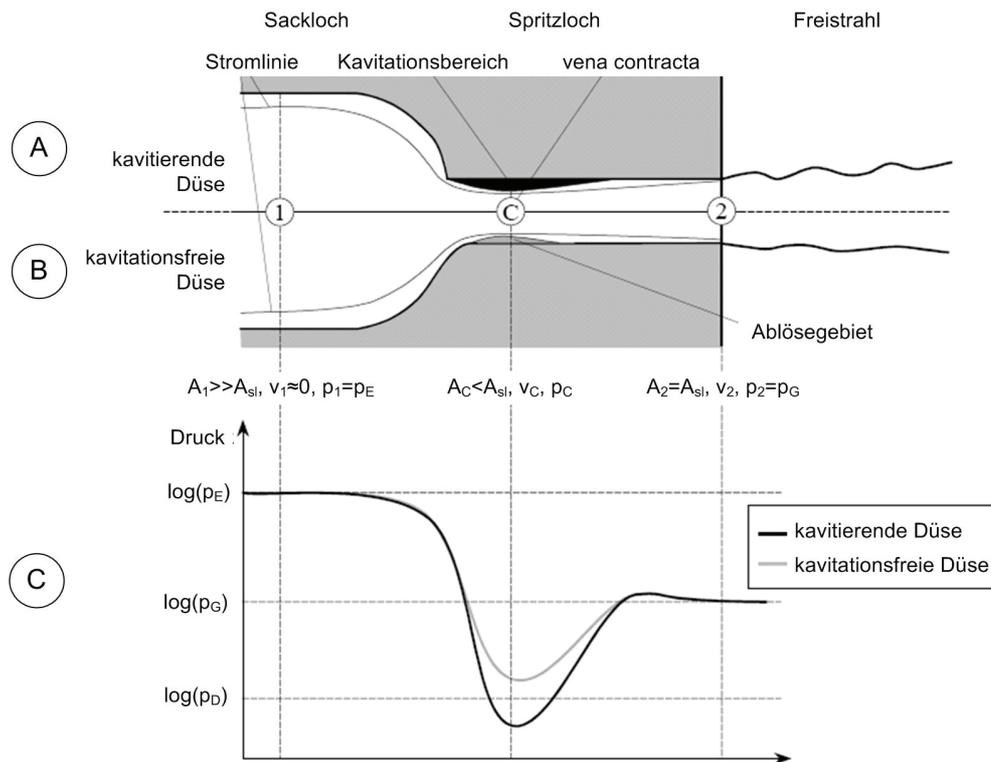


Abb. 2.4: Durchströmung von kavitierender und kavitationsfreier Düse am Beispiel Einlochdüse nach [Wal02]

Nach der Einlaufkante ergibt sich auch bei der kavitationsfreien Düse (Bildteil B) ein Ablösegebiet und somit ein verengter Strömungsquerschnitt, eine so genannte vena contracta. Durch diese Einschnürung und die anschließende Aufweitung ergeben sich Dissipationsverluste. Stromab der vena contracta kann sich die Strömung wieder an die Spritzlochwand anlegen.

Bei Spritzlöchern mit scharfkantigem oder nur leicht verrundetem Einlauf findet eine starke Umlenkung der Strömung vom Düsenkörper in das Spritzloch statt (Bildteil A). Dadurch entstehen Bereiche mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten. Betrachtet man die Strömung als eindimensional, stationär, reibungsfrei, inkompressibel und isotherm, kann der Druckabfall mit der Bernoulli-Gleichung erklärt werden. Bei einem Anstieg der Geschwindigkeit sinkt der statische Druck im Stromfaden (Bildteil C). Wenn dort lokal der Druck bis auf den Dampfdruck p_D des Kraftstoffes sinkt, kann es zur Ausbildung von Kavitation kommen. Dabei führen die oft filmförmigen Kavitationsbereiche hinter der Einlaufkante zu einer weiteren Einschnürung der Strömung [Wal02].

Je nach Verhältnis der anliegenden Druckniveaus und abhängig von der Geometrie wird die Düse kavitierend oder kavitationsfrei durchströmt, dabei kann sich der Kavitationsbereich auch bis zum Spritzlochaustritt in den Freistrahlschicht ausbreiten. Düsen mit strömungsoptimierter Spritzlochgeometrie sind in der Regel im normalen Betriebsbereich kavitationsfrei [Bod91], [Bad99a], [Wal02], [Cha05].

Kavitationsfreie Düsen weisen eine Abhängigkeit des Massenstroms von der Druckdifferenz zwischen Einspritzdruck und Gegendruck auf. Bei kavitierend durchströmten Düsen dagegen ist der Massenstrom durch die Düse nur vom Einspritzdruck und nicht vom Gegendruck abhängig. Man bezeichnet diese Gegendruckunabhängigkeit als

„Sperren“ („choked flow“) [Sot95], [Kul03], [Sot06]. In **Abb. 2.5** ist das Durchflussverhalten einer kavitierenden Düse dargestellt. Der Knick in den Kurven weist auf einsetzende Kavitation hin. Wird der Gegendruck p_G bei konstantem Einspritzdruck p_E weiter abgesenkt (Druckdifferenz steigt), steigt der Durchfluss nicht weiter an.

Dieser Effekt tritt auf, da der Gegendruck nicht bis zur vena contracta gelangen kann. Ursache ist der querschnittsbegrenzende Kavitationsbereich. Der Strömungsquerschnitt passt sich bei kavitierender Strömung dem anliegenden Gegendruck derart an, dass sich dieser stromabwärts bereits vor Erreichen der vena contracta bis auf den kritischen Wert p_D abgebaut hat [Wal02].

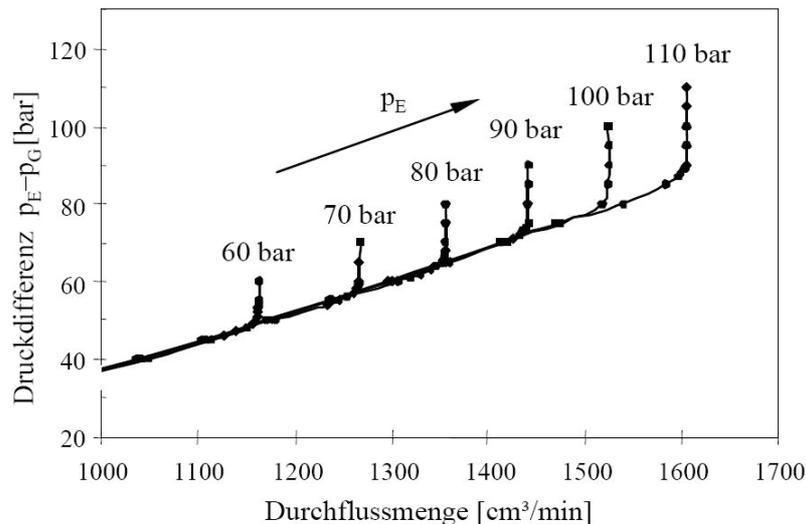


Abb. 2.5: Durchflussverhalten einer kavitierenden Düse nach [Bus01]

Eine kavitationsfreie Düse (mit hohem Durchflussbeiwert) und eine kavitierende Düse können somit bezüglich des Durchflusses nur bei einem bestimmten Einspritzdruck gleichgestellt werden (bei konstantem Gegendruck und konstanter Temperatur) [Sot06]. Werden beim Vergleich von kavitationsfreien und kavitierenden Düsen diese bezüglich des Durchflusses bei der Standarddurchflussmessung bei 100 bar Druckdifferenz gleichgestellt, können die realen Durchflüsse unter motorischen Randbedingungen (hoher Einspritzdruck, hoher Gegendruck im Brennraum) unterschiedlich sein. Daher empfiehlt sich eine Durchflussbestimmung bei realen motorischen Randbedingungen, wie in dieser Arbeit durchgeführt.

Weiterhin hat die Kavitation einen starken Einfluss auf den Strahlzerfall. Auch wenn am Spritzlochaustritt ein intakter Flüssigstrahl ohne Kavitationsbereiche vorliegt, wird die Turbulenz der Flüssigkeitsströmung am Austritt durch die Kavitation innerhalb des Spritzloches maßgeblich beeinflusst. Somit kann in diesem Fall der Kavitation ein indirekter Einfluss auf den Strahlzerfall zugeschrieben werden [Wal02].

2.2. Gemischbildung

Nach dem Austritt des flüssigen Kraftstoffstrahls aus dem Düsenspritzloch beginnt der Strahl in Tröpfchen zu zerfallen. Der Zerfallsprozess wird in Primärzerfall und Sekundärzerfall unterteilt. Parallel dazu findet die Tropfenverdampfung statt. Verschiedene Einflussfaktoren beeinflussen die Ausbreitung und Verteilung des Kraftstoffs im Brennraum. Alle diese Einzelmechanismen führen zu einem für die Gemischbildung im Dieselmotor typischen heterogen Kraftstoff-Luft-Gemisch.

2.2.1. Mechanismen des Primärzerfalls

Ausgehend von einem zusammenhängenden Flüssigkeitsstrahl am Spritzlochaustritt setzt der Primärzerfall ein. Die Strömung in der Düse und im Spritzloch beeinflusst dabei maßgeblich den Zerfall des Strahls am Spritzlochaustritt. Durch Kavitationsphänomene und Turbulenz im Strahl zerfällt dieser aufgrund der hohen inneren Kräfte in große Tropfen und Ligamente, die ein dichtes Spray in Düsenähe bilden. Der Strahlzerfall unterliegt dabei unterschiedlichen Aufbruchmechanismen, die von der Strahlgeometrie, der Relativgeschwindigkeit der Flüssigkeit zum umgebenden Gas und den physikalischen Eigenschaften der Flüssigkeit wie Dichte und Viskosität abhängig sind. Eine Einteilung der Mechanismen liefert [Ohn31] mit Hilfe der Reynoldszahl Re , der Weberzahl We und der Ohnesorgezahl Oh :

$$Re = \frac{v_{rel} \cdot d}{\nu_{fl}} = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Zähigkeitskraft}} \quad (2.5)$$

$$We = \frac{v_{rel}^2 \cdot \rho_{fl} \cdot d}{\sigma_{fl}} = \frac{\text{aerodynam. Kraft}}{\text{Oberflächenkraft}} \quad (2.6)$$

$$Oh = \frac{\sqrt{We}}{Re} \quad (2.7)$$

Dabei bezeichnen v_{rel} die Relativgeschwindigkeit zwischen Strahl und Gas im Brennraum, d den Spritzlochdurchmesser und ν_{fl} die kinematische Viskosität, ρ_{fl} die Dichte und σ_{fl} die spezifische Oberflächenspannung jeweils in der Flüssigphase (Kraftstoff).

Das Verhältnis der Oberflächenkräfte zu den Zähigkeitskräften bildet die Ohnesorgezahl Oh , mit deren Hilfe der Strahlaufbruch in Zertropfen (Rayleigh-Zerfall), Zerwellen (Windinduziert 1 und 2) und Zerstäuben (Atomisieren) eingeteilt werden kann [Rei78]. Im Ohnesorge-Diagramm (**Abb. 2.6**) werden diese Bereiche dargestellt.

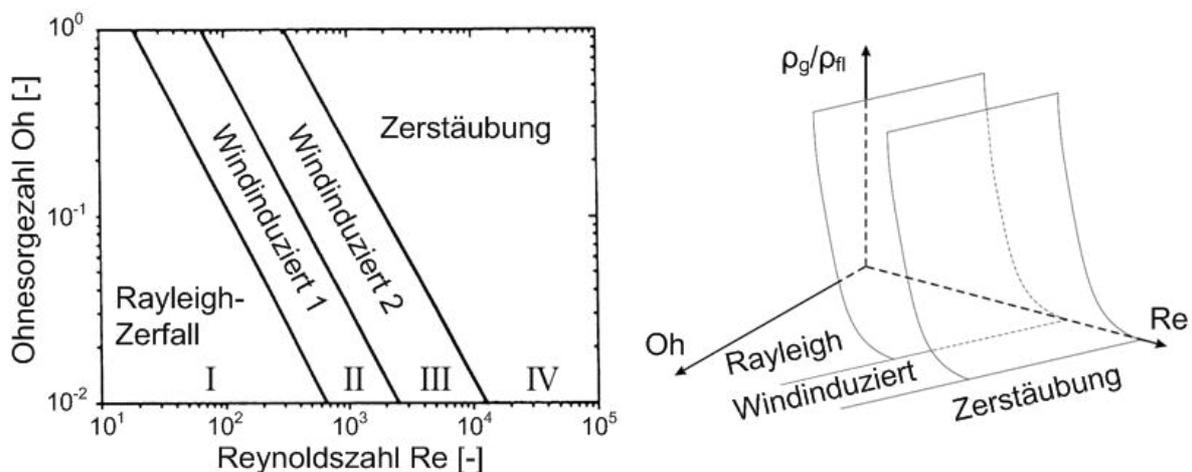


Abb. 2.6: Ohnesorge-Diagramm bei 1 bar Gegendruck (links) nach [Ble04] und mit Einfluss Gasdichte (rechts) nach [Rei72]

In Abb. 2.6 links wird dabei der Einfluss der Dichte der Gasatmosphäre, in die eingespritzt wird, nicht berücksichtigt. Eine hohe Gasdichte unterstützt jedoch die Zerstäubung. Der Einfluss der Gasdichte ρ_g ist in Abb. 2.6 rechts schematisch aufgezeigt.

Die Bereiche werden bei der instationären dieselmotorischen Einspritzung bei etwa konstanter Ohnesorgezahl durchlaufen, wobei die Mechanismen Rayleigh-Zerfall und Windinduzierter Zerfall nur sehr kurz zu Beginn und Ende der Einspritzung wirksam sind, weshalb darauf hier nicht detailliert eingegangen wird (Details s. [Rei78]).

Wichtigster Aufbruchmechanismus bei der Hochdruckeinspritzung ist somit das Zerstäuben. Der Strahlzerfall beginnt hier direkt am Spritzlochaustritt [Rei79], [Kul03]. Dabei ist bei sehr hohen Einspritzdrücken eine eindeutige Separierung zwischen den Mechanismen Primär- und Sekundärzerfall nicht mehr möglich [Bad99b], [Wal02].

Es existieren unterschiedliche Modelle, die die Zerstäubung beschreiben. [Fat97] gibt dazu einen Überblick und fasst die Mechanismen zu einem umfassenden Modell zusammen. Dabei sind die Interaktion des flüssigen Strahls mit dem umgebenden Gas und die Kavitation im Spritzloch die dominierenden Aufbruchmechanismen. Die Kavitation sorgt für erhöhte Turbulenz im Strahl, die im Freistrahls durch Querstörungen für das Ablösen von Ligamenten verantwortlich ist [Bad99b]. Auch ohne Kavitation liegen bei turbulenter Spritzlochströmung hohe Quergeschwindigkeitskomponenten in der Strömung vor, die den Strahl direkt am Spritzlochaustritt breiter werden lassen und den Zerfall unterstützen [Kul03].

Tropfengrößenverteilung

Das bei der Einspritzung gebildete Tropfenkollektiv bestimmt maßgeblich die anschließende Gemischbildung. [Kro04] fasst verschiedene Untersuchungen zu Tropfengrößenmessungen zusammen und kommt zu dem Schluss, dass die Tropfengrößen im einstelligen Mikrometerbereich liegen. Einzelne Einflüsse wie Druck oder Düsengeometrie zeigten keine eindeutigen Trends. In eigenen Untersuchungen weist [Kro04] aber einen eindeutigen Trend zu kleineren mittleren Tropfengrößen bei steigendem Einspritzdruck nach. Eine Drucksteigerung von 300 auf 1000 bar bewirkt eine signifikante Verringerung des mittleren Sauterdurchmessers SMD der Tropfen, eine weitere Steigerung auf 2000 bar bestätigt den Trend (s. **Abb. 2.7**). Der Sauterdurchmesser SMD charakterisiert das Tropfengrößenspektrum, indem er das Verhältnis des Gesamtvolumens aller Tropfen zur Gesamtoberfläche aller Tropfen beschreibt.

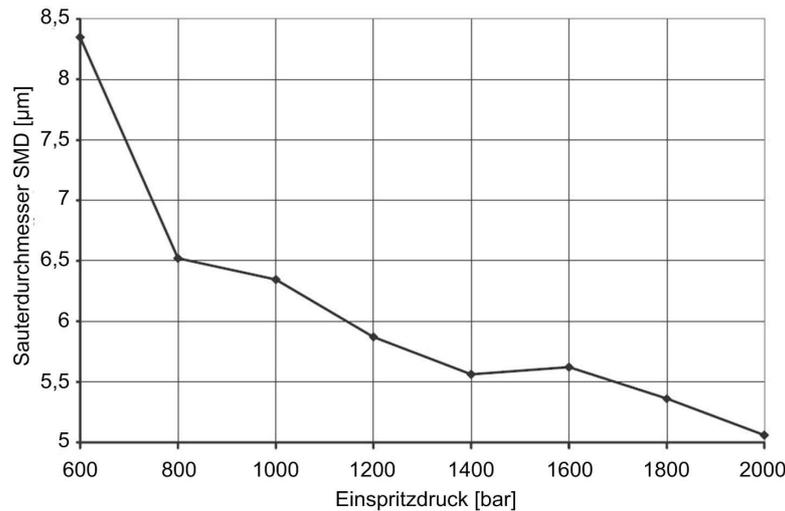


Abb. 2.7: Sauterdurchmesser SMD bei Variation des Einspritzdrucks nach [Kro04]

Da bis heute kein Modell existiert, das alle Zerstäubungsmechanismen berücksichtigt, wird für die Spraysimulation häufig ein empirisches Zerfallsmodell benutzt, um initiale mittlere Tropfengrößen zu berechnen. In diesen Modellen werden die wichtigsten Einflussparameter auf den Zerfall berücksichtigt [Hir89], [Schm01], [Ble04].

2.2.2. Mechanismen des Sekundärzerfalls und Verdampfung

Die beim Primärzerfall entstandenen Tropfen und Ligamente zerfallen aufgrund von aerodynamischen Effekten mit dem umgebenden Gas und durch Wechselwirkungen mit anderen Spraykomponenten in kleinere Tropfen. Dies bezeichnet man als Sekundärzerfall. Die Tropfen zerfallen solange, bis ihre Oberflächenspannung einen quasistabilen Zustand erreicht hat.

Zu den Wechselwirkungen der Tropfen und Ligamente untereinander zählen Kollision und Koaleszenz, aber auch indirekte Faktoren wie z.B. Windschatteneffekte. Durch Koaleszenz kann es auch wieder zu einem kurzfristigen Anstieg der Tropfengröße kommen [Ofn01].

Nimmt die Dichte des Sprays durch weiteren Gaseintrag und durch die Kegelform weiter ab, kommt es aufgrund der hohen Relativgeschwindigkeit zum weiteren Aufbruch der Einzeltropfen allein durch aerodynamische Effekte.

Die intensive Wechselwirkung des flüssigen Tropfens mit hoher Geschwindigkeit mit dem umgebenden Gas führt zu einem Impulsaustausch zwischen Tropfen und Gas. Wird die Weberzahl mit dem Tropfendurchmesser und der Gasdichte (Gas-Weberzahl We_g) gebildet, charakterisiert sie den Tropfenzerfall. Die auftretenden Mechanismen des Strahlzerfalls lassen sich nach [Pil87] mittels der Weberzahl unterteilen (s. **Abb. 2.8**).

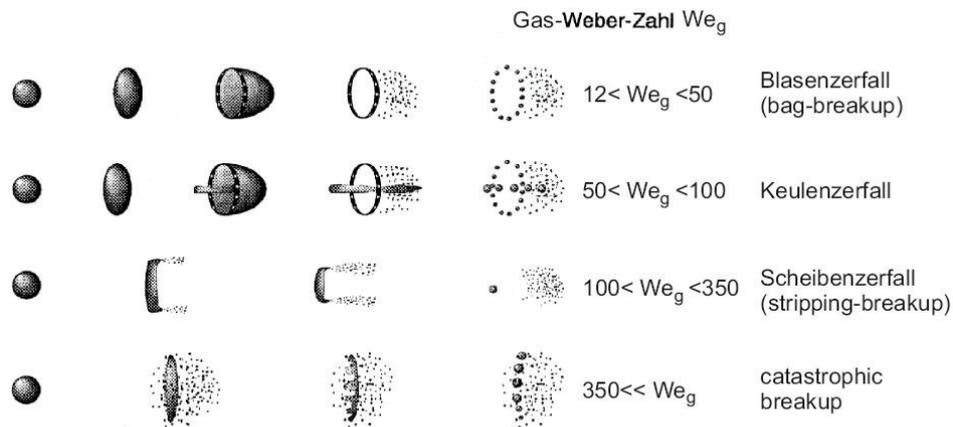


Abb. 2.8: Tropfenzerfallsmechanismen nach [Pil87] entnommen aus [Ofn01]

In einem Spray können dabei alle Mechanismen parallel auftreten, da je nach örtlicher Position verschiedene Tropfengrößen und Relativgeschwindigkeiten vorherrschen. Bei kleinen Weberzahlen wird der Tropfen aufgrund von Druckkräften abgeflacht und mit Gas gefüllt. Übersteigen die anliegenden Kräfte die Oberflächenspannung, platzt der Film und zerstäubt.

Bei Weberzahlen größer 100 wird der Zerfall durch Oberflächenwelligkeiten hervorgerufen. Am Rand eines abgeflachten Tropfens werden kleinere Tropfen abgeschert. Im Bereich von hohen Weberzahlen erfolgt der Zerfall durch „catastrophic breakup“. Dabei werden durch Schwingungen unterschiedlicher Wellenlänge kleine Tropfen in verschiedenen Tropfengrößen erzeugt.

Schließlich kommt es zur Verdampfung der gebildeten flüssigen Kraftstofftropfen. Dabei wird der Tropfen durch konvektiven Wärmeübergang vom umgebenden Gas erwärmt. Eine weitere Erwärmung findet durch Strahlung von heißen Brennraumwänden oder Rußteilchen statt. Die Verdampfung ist ein gekoppelter Wärme- und Stoffübertragungsprozess.

Die Rate der Tropfenverdampfung wird durch die Diffusion des Kraftstoffes von der Tropfenoberfläche mit hohen Dampfkonzentrationen zur Umgebung mit niedrigen Konzentrationen bestimmt [Mer99]. Durch eine große Phasengrenze kann die Verdampfungsrate erhöht werden. Eine sehr feine Zerstäubung beschleunigt somit die Verdampfung.

Bei der Modellierung der Verdampfung ist zu berücksichtigen, dass es sich bei Dieselmotorkraftstoff um einen Mehrkomponentenkraftstoff handelt. Jede Komponente hat ihre eigenen physikalischen Eigenschaften und dadurch ein unterschiedliches Verdampfungsverhalten.

2.2.3. Strahlausbreitung und Einflussfaktoren

Die Ausbildung des Einspritzstrahls hinsichtlich Eindringtiefe von flüssiger Phase und Dampfphase, Kegelwinkel und Strahlimpuls bestimmt maßgeblich die Güte der Gemischbildung und somit der anschließenden Verbrennung. In zahlreichen empirischen Untersuchungen wurde die Strahlausbreitung in Kammern mit optischem Zugang (z.T. als Hochdruck-/Hochtemperaturkammern) oder in Transparentmotoren betrachtet, wobei oft optische Messprinzipien Verwendung fanden. Daraus wurden

Erkenntnisse zum Eindringverhalten der Strahlen gewonnen und zum Teil Modelle für das Ausbreitungsverhalten abgeleitet. Wichtige Ergebnisse daraus werden im Folgenden dargestellt.

Eindringtiefe und Strahlkegelwinkel

Eindringtiefe und Strahlkegelwinkel sind geometrische Größen, die die Form des Einspritzstrahls beschreiben. Bei der Eindringtiefe kann dabei zwischen der Eindringtiefe der Flüssigphase und der der Dampfphase unterschieden werden. In dieser Arbeit wird die Bezeichnung „Strahl“ für die Kombination aus Flüssig- und Dampfphase benutzt. Der Winkel zwischen zwei Geraden ausgehend vom Spritzloch, die die Außenkontur des Strahls tangieren, wird als Strahlkegelwinkel (oft auch Strahl-aufbruchwinkel oder Strahlwinkel) bezeichnet.

In [Hir90] werden grundlegende Zusammenhänge für die **Eindringtiefe der Flüssigphase** dargestellt. Für die Eindringtiefe ergibt sich ein Zwei-Zonen-Modell, welches den Aufbruch in einen düsennahen und einen fernerer Bereich unterteilt. Laut [Pau01] liefert dieses Modell nur für Einspritzungen in kalte Umgebung plausible Ergebnisse. In anderen Modellen wird meistens eine Abhängigkeit der Form $s(t) \approx \sqrt{t}$ angegeben (z.B. [Hay72], [Mün93]). [Pay04] z.B. beschreibt das Eindringverhalten $s(t)$ und den düsennahen Strahlkegelwinkel θ mit folgenden Gleichungen:

$$s(t) = K_1 \cdot DSP^{0,5} \cdot p_E^{0,25} \cdot \rho_G^{-0,25} \cdot \tan\left(\frac{\theta}{2}\right)^{-0,5} \cdot t^{0,5} \quad (2.8)$$

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = K_2 \cdot \left(\frac{DSP}{LSP}\right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\rho_G}{\rho_K}\right)^{0,335} \quad (2.9)$$

Dabei sind K_1 und K_2 düsenspezifische Konstanten, DSP und LSP Spritzlochdurchmesser bzw. -länge, p_E Einspritzdruck, ρ_G Gasdichte im Brennraum und ρ_K Dichte des Kraftstoffs.

Bei [Nab96] und [Sie98] wird das Eindringverhalten in eine heiße Kammer betrachtet, bei der auch Verdampfung auftritt. Dabei dringt die Flüssigphase soweit ein, bis die Verdampfungsrate des Kraftstoffs so groß wie die Einspritzrate an dieser Stelle ist. Wenn diese Bedingung eintritt, dringt die Flüssigphase nicht weiter ein, sondern schwankt um eine maximale Eindringtiefe. Die Verdampfungsrate ist dabei abhängig vom Lufteintrag in das Spray, dem so genannten Air-Entrainment. Darunter versteht man das Einsaugen von umgebender, ruhender Luft in das sich relativ dazu mit hoher Geschwindigkeit bewegende Spray. Folgende Beziehungen werden für die Einspritzrate \dot{m}_K und die Rate des Air-Entrainment \dot{m}_{A-E} benutzt:

$$\dot{m}_K \approx \rho_K \cdot DSP^2 \cdot v_K \quad (2.10)$$

$$\dot{m}_{A-E} \approx \sqrt{\rho_G \cdot \rho_K} \cdot DSP \cdot x \cdot v_K \cdot \tan(\theta/2) \quad (2.11)$$

Hierbei bezeichnen v_K die Geschwindigkeit des Kraftstoffs am Spritzlochaustritt und x die Entfernung vom Spritzlochaustritt. Die Gültigkeit ist für vergleichbare Düsen (Bauform, Spritzlochgeometrie) gegeben.

Betrachtet man nun das Verhältnis $\dot{m}_K / \dot{m}_{A-E}$, so ergeben sich folgende Zusammenhänge: Die Eindringtiefe der Flüssigphase ist linear abhängig vom Spritzlochdurchmesser und wird Null, wenn der Durchmesser Null wird, d.h. eine **Veränderung im Spritzlochdurchmesser** wirkt sich proportional auf die Eindringtiefe der Flüssigphase aus. Bei **Erhöhung des Einspritzdrucks** verändert sich die Eindringtiefe der Flüssigphase nicht. Eine Erhöhung der Einspritzgeschwindigkeit durch höheren Druck erhöht die Verdampfungsrates um denselben Betrag, so dass die Eindringtiefe konstant bleibt. Diese beiden Ergebnisse zeigen, dass die Verdampfung hauptsächlich durch das Air-Entrainment kontrolliert wird (d.h. durch turbulente Vermischungsprozesse). Mit einer **Erhöhung der Gasdichte** bei konstanter Temperatur ergibt sich eine nichtlineare Abnahme der Eindringtiefe der Flüssigphase. Aus obiger Gleichung ergibt sich, dass das Air-Entrainment mit der Wurzel der Gasdichte zunimmt. Eine **Erhöhung der Gastemperatur** bei konstanter Dichte führt zu nahezu gleicher Eindringrate, aber zu einer Abnahme der maximalen Eindringtiefe der Flüssigphase [Esp95]. Durch die höhere Energie der durch Air-Entrainment in den Strahl eingebrachten Luft wird der Kraftstoff schneller aufgeheizt und verdampft schneller. Aus Gleichung (2.11) ergibt sich auch, dass bei abnehmendem **Strahlaufbruchwinkel** θ das Air-Entrainment kleiner wird, wodurch sich eine größere Eindringtiefe der Flüssigphase ergibt [Pot97].

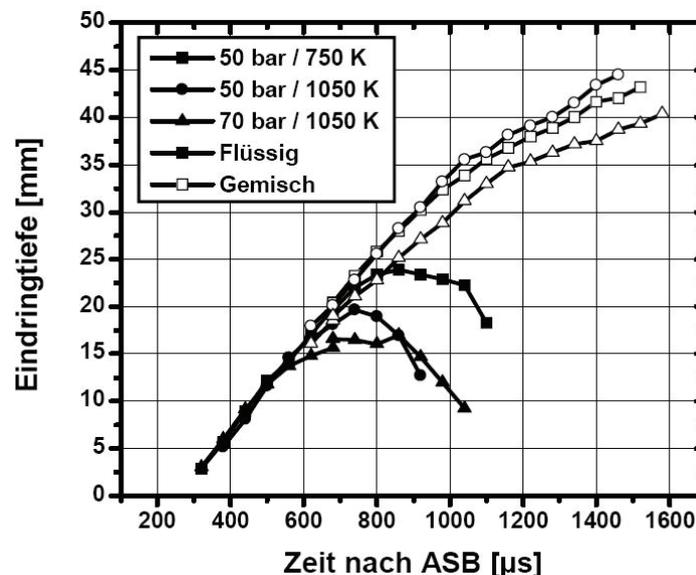


Abb. 2.9: Einfluss von Umgebungsdruck und -temperatur auf das zeitliche Ausbreitungsverhalten der flüssigen und dampfförmigen Phase der Einspritzung, Einspritzdruck 500 bar (ASB=Ansteuerbeginn) aus [Pau01]

Entscheidend für die Güte der Gemischbildung im Motor ist die Güte der Luftausnutzung im Brennraum und somit Verteilung des Kraftstoffs im Brennraum. Daher ist zusammen mit dem Verhalten des flüssigen Sprays auch das **Eindringverhalten der Dampfphase** zu betrachten. [Pau01] führte dazu grundlegende Untersuchungen durch. In **Abb. 2.9** ist der Einfluss von Kammerdruck und -temperatur auf Flüssig- und Dampfphase dargestellt.

Zunächst ist der oben beschriebene Einfluss von Gasdichte und Temperatur auf die maximale Eindringtiefe der Flüssigphase zu erkennen: Bei Steigerung einer von Temperatur (von 750 auf 1050 K) oder Druck (von 50 auf 70 bar) nimmt sie ab. Die Gasphase breitet sich zunächst mit derselben Geschwindigkeit wie die Flüssigphase aus. Während die Eindringtiefe der Flüssigphase begrenzt ist, breitet sich die Dampfphase weiter aus. Ein Einfluss der **Temperatur** auf die Dampfphase ist nicht zu erkennen. Bei gesteigertem Kammerdruck und konstanter Temperatur ist allerdings eine Abnahme der Eindringgeschwindigkeit zu beobachten. Diese Abhängigkeit der Eindringtiefe der Dampfphase von der **Gasdichte** beschreibt auch [Sch99].

Bei steigendem **Einspritzdruck** wird die Eindringgeschwindigkeit des Strahls größer. Die maximale Eindringtiefe der Flüssigphase wird dabei wie bereits dargestellt nicht vom Einspritzdruck beeinflusst, während die Gasphase weiter eindringt [Sch99], [Pau01], [Ken02], [Ble04]. In **Abb. 2.10** ist dieses Verhalten zu sehen. Dabei wirkt die Einspritzdrucksteigerung als „Beschleuniger“ der Gemischbildung, da schneller ein größeres Volumen vom Kraftstoff erfasst wird und somit eine verstärkte und schnellere Verteilung des Kraftstoffes (Abmagerung) stattfindet [Bru05a]. Dies kann sich wiederum positiv auf die Rußemissionen auswirken (vgl. Kap. 2.3.3).

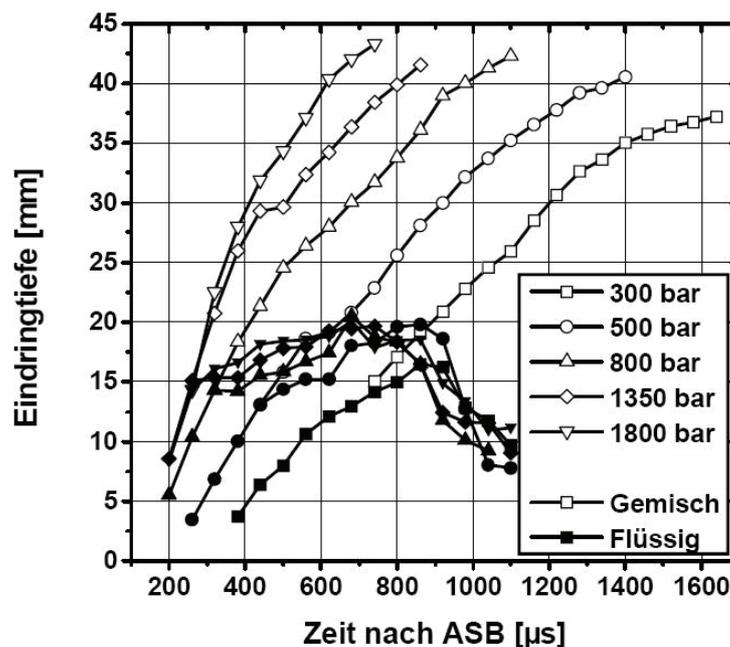


Abb. 2.10: Einfluss des Einspritzdrucks auf das zeitliche Ausbreitungsverhalten der flüssigen und dampfförmigen Phase der Einspritzung, Kammertemperatur 1050 K, Kammerdruck 50 bar aus [Pau01]

Zusammenfassend wird Folgendes festgehalten: Eine Erhöhung der Gasdichte im Brennraum z.B. durch hohe Aufladung oder hohes Verdichtungsverhältnis führt zu einem kürzeren und langsameren Eindringen des Strahls in den Brennraum. Unter Umständen verschlechtert sich dadurch die Luftausnutzung im Brennraum und somit die Güte von Gemischbildung und Verbrennung. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit und die Eindringtiefe der Dampfphase des Kraftstoffes können durch erhöhten Einspritzdruck wieder gesteigert werden. Eine weitere Möglichkeit, ein tieferes Eindringen der Dampfphase zu erzielen, ist die Erhöhung der Geschwindigkeit am

Spritzlochaustritt nicht durch erhöhten Einspritzdruck, sondern durch eine Steigerung des Strahlimpulses durch wirkungsgradoptimierte Düsen. Darauf wird in Kap. 2.6.2 eingegangen.

Strahlimpuls und Aufbruchlänge

Die Auswertungen von geometrischen Strahlgrößen wie Eindringtiefe und Kegelswinkel können wie beschrieben nur Daten über die Randbereiche des Strahls liefern. Aussagen über innen liegende Strahlbereiche können nicht getroffen werden. Mittels der Methode der Strahlkraftmessung können auch Unterschiede im Kernbereich des Strahls dargestellt werden. Eine genaue Beschreibung des Messprinzips erfolgt in Kap. 3.1.2.

Aus dem Impulsverlauf kann das Aufbruchverhalten des Strahls charakterisiert werden. Der Ort des maximalen Gradienten des Strahlimpulses wird als Aufbruchlänge („Break-Up length“) bezeichnet und stellt den Ort des maximalen Strahlaufruchs dar. Eine größere Aufbruchlänge bedeutet also einen düsenferneren Strahlaufruch. Der Betrag des maximalen Impulsgradienten ist ein Maß für die Güte der Zerstäubung [Wir97], [Har02], [Win04]. Bei Steigerung des Einspritzdruckes zeigt sich eine deutliche Zunahme des Strahlimpulses am Spritzlochaustritt durch die höhere Strömungsgeschwindigkeit.

2.2.4. Wandinteraktion des Kraftstoffstrahls

Im Brennraum kann es zur Interaktion des Kraftstoffstrahls mit der Kolbenmulde oder der Brennraumwand kommen. An optisch zugänglichen Kammern wurden zahlreiche Untersuchungen zur Wandinteraktion der flüssigen oder dampfförmigen Phase durchgeführt [Sta96], [Mat98], [Mei03], [Lop04], [Bru05b], [Pic05].

Dabei wurden für die Flüssigphase verschiedene Tropfen-Wand-Interaktionsmechanismen wie z.B. Reflexion oder Zerspritzen ermittelt [Sta96]. Diese können die Gemischbildung beeinflussen und gegebenenfalls zu einer besseren Aufbereitung führen. Ein erhöhter Strahlimpuls in Wandnähe führt zu verstärkter Wandinteraktion.

Auch wenn keine Flüssigphase mehr den Kolben oder die Zylinderwand erreicht, kann das Ausbreitungsverhalten der dampfförmigen Phase durch Wandinteraktion beeinflusst werden. Ein Effekt ist die Abkühlung des Gemischs an der Wand, die zu verminderter Rußbildung führen kann, wenn die notwendigen Temperaturbereiche zur Rußbildung nicht erreicht werden (s. auch Kap. 2.3.3). Ein weiterer Effekt ist die bessere Vermischung des Kraftstoffs mit der Brennraumluft und somit eine lokale Abmagerung des Gemischs: In [Bru05b] wurde die Dampfphase eines Strahls beim Aufprall auf eine ebene Wand im Vergleich zu einem Freistahl betrachtet. Dabei ergab sich durch das Aufstauen der Strömung auf die Wand eine etwas schlechtere Durchmischung direkt am Auftreffpunkt. Dagegen zeigte sich eine deutlich verbesserte Durchmischung im sich an der Wand ausbreitenden Wandstrahl durch die Wirbelbildung, die zu verstärkten Turbulenzen führt, die wiederum das Air-Entrainment erhöhen. Durch eine Steigerung des Einspritzdruckes konnte dieser Effekt nochmals verstärkt werden, da durch den höheren Strahlimpuls die Verwirbelung an der Wand weiter gesteigert wird. Es bildet sich ein größeres Strahlvolumen (mehr eingesaugte Luftmasse) im Vergleich zum Freistahl, d.h. die Gemischabmagerung wird durch intensive Interaktion des Strahls mit der Wand unterstützt, was sich wiederum positiv auf die Rußemissionen auswirkt [Lop04], [Pic05].

Fazit

Aus den erläuterten Mechanismen der Gemischbildung im Dieselmotor und deren Einflussfaktoren ergibt sich, dass für diese Arbeit bei den Versuchen mit hoher Aufladung die Betrachtung bei hoher Brennraumgasdichte, die für kurzes Eindringen und düsennahes Aufbrechen des Strahls sorgt, entscheidend ist. Die Interaktion des Strahls (auch der Dampfphase) mit der Muldenwand kann die Gemischbildung positiv beeinflussen und sollte deswegen verstärkt werden.

2.3. Dieselmotorische Verbrennung

Im Folgenden wird in der gebotenen Kürze auf die dieselmotorische Verbrennung eingegangen. Sie lässt sich untergliedern in den Selbstzündungsprozess mit einem charakteristischen Zündverzug, einen mehrphasigen Verbrennungsprozess und die Schadstoffbildung.

2.3.1. Selbstzündung und Zündverzug

Wesentliches Merkmal der dieselmotorischen Verbrennung ist die Selbstzündung eines inhomogenen Kraftstoff-Luft-Gemisches. Der eingespritzte Kraftstoff entzündet sich aufgrund der im Brennraum herrschenden Randbedingungen selbst und verbrennt anschließend. Der Zeitpunkt der Selbstzündung kann nur indirekt durch den Beginn der Einspritzung bestimmt werden. Zwischen Einspritzbeginn und Beginn der Selbstzündung liegt die so genannte Zündverzugszeit. Diese beträgt abhängig von Randbedingungen wie z.B. Zylinderdruck, Temperatur, Kraftstoffeigenschaften und Einspritzdruck zwischen 0,3..0,8 ms bei modernen aufgeladenen DI-Motoren mit hohen Einspritzdrücken und 1,0..1,5 ms bei Saugmotoren [Mol07].

Während des Zündverzugs laufen physikalische und chemische Prozesse ab, deren Geschwindigkeit die Zündverzugszeit beeinflussen. Die physikalischen Prozesse der Gemischbildung umfassen die Zerstäubung des Kraftstoffs, die Verdampfung der Tropfen und die Vermischung des Kraftstoffs mit dem Brennraumgas [Sit64]. Die chemische Zündverzugszeit wird bestimmt von notwendigen Vorreaktionen zwischen der Bildung eines brennfähigen Gemisches und dem Einsetzen der tatsächlichen Verbrennung. Während dieser Zeit muss das Gemisch die für die Selbstzündung notwendige Temperatur erreichen.

Die Zündung erfolgt immer an Orten mit bereits verdampftem Kraftstoff, an denen lokal ein bestimmtes Luftverhältnis λ vorliegt. Verschiedene Literaturquellen geben Werte von ca. $\lambda=0,5..0,8$ an [Pis01a], [Mer06]. Eine Erhöhung der Gasdichte im Brennraum und eine Erhöhung der Temperatur führen wie auch ein erhöhter Einspritzdruck zu einem kürzeren Zündverzug [Esp95], [Ben04b].

2.3.2. Verbrennungsablauf

Nach der Selbstzündung des Kraftstoff-Luft-Gemischs folgt die Verbrennung. Der Ablauf der Verbrennung lässt sich dabei in drei Phasen untergliedern (s. **Abb. 2.11**):

- 1. Phase: Vorgemischte Verbrennung („premixed burn“)
- 2. Phase: Hauptverbrennung (Mischungskontrollierte Diffusionsverbrennung)
- 3. Phase: Nachverbrennung (Reaktionskinetisch kontrollierte Diffusionsverbrennung)

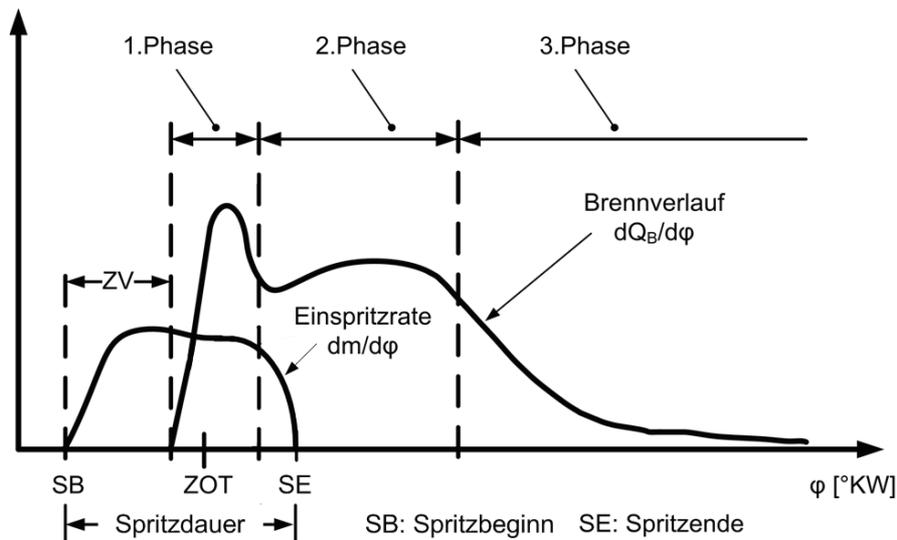


Abb. 2.11: Ablauf der dieselmotorischen Verbrennung in Anlehnung an [Kop06]

In Abb. 2.11 sind dabei die Einspritzrate $dm/d\varphi$ und der Brennverlauf $dQ_B/d\varphi$ dargestellt. ZV bezeichnet den Zündverzug und ZOT markiert den oberen Totpunkt des Verbrennungszyklusses (Zünd-OT). Der Brennverlauf lässt sich für den geschlossenen Hochdruckprozess aus dem gemessenen Druckverlauf unter Vorgabe eines Modells für den Wandwärmeübergang berechnen, dafür sei auf die Literatur (z.B. [Mer06]) verwiesen.

In der vorgemischten Verbrennung (1. Phase) erfolgt eine schlagartige Umsetzung des in der Zündverzugszeit eingebrachten und aufbereiteten Kraftstoffs. Dabei kann es zu hohen Zylinderdruckgradienten kommen, die für den akustisch wahrnehmbaren „Dieselschlag“ verantwortlich sind. Weiterhin können durch die schnelle Umsetzung des lokal gut aufbereiteten Gemischs örtlich hohe Temperaturen auftreten, die sich nachteilig auf die NO_x -Emissionen auswirken können (s. auch Kap. 2.3.3).

Während der Hauptverbrennung (2. Phase) wird der größte Anteil des Kraftstoffs umgesetzt. Gemischbildung und Verbrennung laufen hierbei parallel ab. Der Verlauf dieser Phase wird deshalb als mischungskontrolliert bezeichnet, da die Gemischbildungsvorgänge den Ablauf der Verbrennung und die Schadstoffentstehung bestimmen. Die Reaktionszone reicht dabei bis in die fetten Bereiche des Strahls. Dort kann sich der für die Dieselverbrennung typische Ruß bilden. Das Ende der Hauptverbrennung ist durch das Erreichen der maximalen Temperatur im Brennraum gekennzeichnet [Sit64], [Mer06].

In der Nachverbrennung (3. Phase) finden die Umsetzung des noch unverbrannten Kraftstoffs sowie die Oxidation des bis dahin gebildeten Rußes statt. Die Umsetzung erfolgt zunehmend verzögert, da in der Expansionsphase niedrigere Temperaturen vorliegen und auch das Sauerstoffangebot zum Ende der Verbrennung kleiner ist. Der Verbrennungsablauf wird also durch die Reaktionskinetik der chemischen Prozesse bestimmt. Bis zu 90% des vorher gebildeten Rußes können wieder oxidiert werden, sofern noch genügend Restsauerstoff und ausreichend hohe Temperaturen vorliegen (s. auch Kap. 2.3.3) [Mer99], [Mer06].

2.3.3. Schadstoffbildung

Die Abgase der dieselmotorischen Verbrennung enthalten verschiedene Schadstoffe. Besonders bedeutend sind dabei die Emissionen von Partikeln und Stickoxiden (NO_x), da beide gegenläufig voneinander abhängig sind. Das Abgas enthält noch weitere unerwünschte Bestandteile wie z.B. unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid, die aber bei NKW-Motoren eine untergeordnete Rolle spielen. Die jeweiligen Schadstoffkomponenten unterliegen dabei gesetzlichen Limitierungen. Im Folgenden wird kurz auf die Entstehung der bedeutendsten Schadstoffe NO_x und Partikel eingegangen.

Stickoxidbildung

Die bedeutendsten Stickoxide, die bei der dieselmotorischen Verbrennung entstehen, sind NO , NO_2 und N_2O . Bei der Verbrennung entsteht hauptsächlich NO , das jedoch in der Atmosphäre rasch zu NO_2 oxidiert wird. NO und NO_2 werden in der Regel unter der Bezeichnung NO_x zusammengefasst [Gär01].

Vier verschiedene Mechanismen der NO_x -Bildung lassen sich unterscheiden [Mer04]: Thermisches NO , Prompt- NO (Fenimore- NO), sowie NO -Bildung aus N_2O und aus im Brennstoff enthaltenem Stickstoff.

Der Großteil der Stickoxidemissionen mit 90 bis 95% entsteht als thermisches NO aus Luftstickstoff nach dem erweiterten Zeldovich-Mechanismus, der im heißen Bereich hinter der Flammenfront nach folgenden Elementarreaktionen abläuft [Hoh92]:



Dabei hat die erste Reaktion nach Gleichung (2.12) aufgrund der starken Dreifachbindung des Stickstoffmoleküls eine hohe Aktivierungsenergie und läuft erst bei sehr hohen Temperaturen (>1700 K) ausreichend schnell ab, was zur Bezeichnung „thermisches NO “ geführt hat. Nach [Mer99] erhöht eine Verdopplung der Reaktionstemperatur von 2500 auf 5000 K die NO -Bildung um den Faktor 1000, eine Temperaturanhebung von 2000 auf 2500 K führt immer noch zu einer Steigerung der NO -Bildung um den Faktor 50.

Prompt- NO (Fenimore- NO) hat einen wesentlich komplizierteren Bildungsmechanismus. Es entsteht direkt in der Flammenzone bei kraftstoffreichen Bedingungen durch Radikalangriff schon ab Temperaturen um 1000 K. Da die Flammenzone bei der dieselmotorischen Verbrennung sehr dünn ist, ist der Beitrag des Prompt- NO zur gesamten NO -Bildung sehr gering [Mer99], [Gro03]. Auch die NO -Bildung aus N_2O hat bei der konventionellen Dieselverbrennung einen geringen Anteil an den gesamten NO -Emissionen, ebenso wie die NO -Bildung aus dem Kraftstoff, da dieser in der Regel keinen Stickstoff enthält [Gro03].

Partikelemissionen

Als Partikel werden nach [EWG91] die Bestandteile des Abgases bezeichnet, die nach definierter Verdünnung und Abkühlung auf 52°C auf einem definierten Filter gesammelt werden können. Ruß und polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK) sind mit 95% der Hauptbestandteil der Partikelemissionen, der Rest sind anorganische Bestandteile wie z.B. Ölaschen.

In **Abb. 2.12** sind die Bereiche der Rußbildung und -oxidation im Temperatur-Luftverhältnis-Diagramm dargestellt. Dabei sind typische Bereiche von Gemisch und Verbranntem bei einer dieselmotorischen Verbrennung zum Zeitpunkt um den oberen Totpunkt eingezeichnet. Ruß entsteht in Bereichen extremen Luftmangels bei Temperaturen über 1500 K [Mer06].

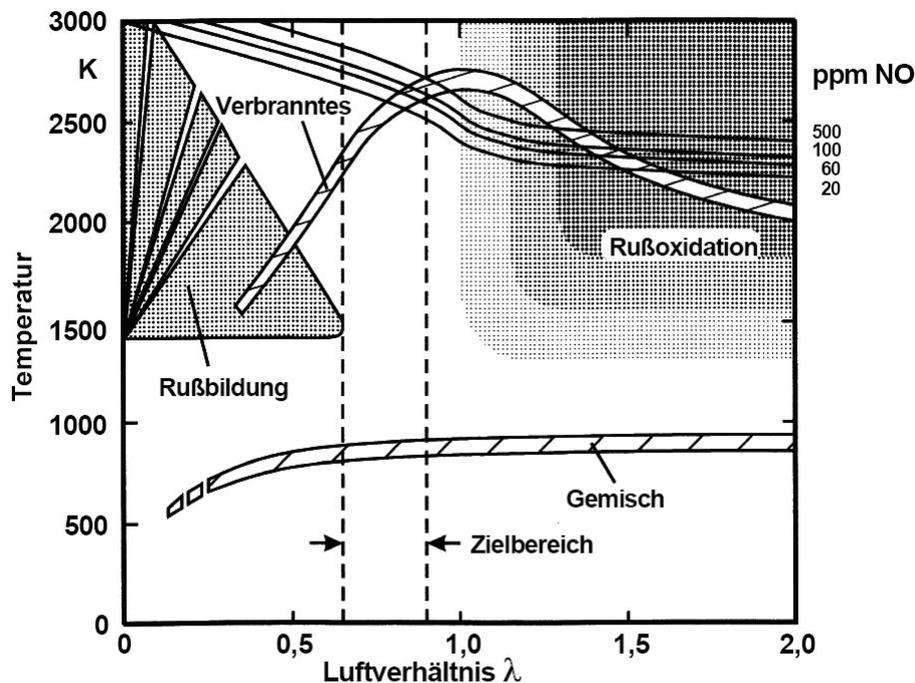


Abb. 2.12: Rußbildung und -oxidation sowie NO-Bildung über Luftverhältnis und Temperatur nach [Pis01b]

Die Rußbildung ist ein komplexer Vorgang, bei dem mehrere chemische und physikalische Teilprozesse durchlaufen werden. Verschiedene Theorien sind aus der Literatur bekannt, von denen die folgende die gebräuchlichste ist [Tao03]: Aus unverbrannten Kohlenwasserstoffen entstehen molekulare Rußvorläufer. Daraus bilden sich aromatische Ringe, die zu polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen (PAK) wachsen. Durch Oberflächenreaktionen, Kondensation aus der Gasphase und Koagulation entstehen daraus Rußpartikel in der Größenordnung 10 bis 20 nm Durchmesser. Aus bis zu 30-1800 dieser Primärpartikel bilden sich durch Zusammenschluss kettenförmige Strukturen (Agglomeration) [Hay81], [Str02].

Ruß entsteht besonders, wenn der Einspritzvorgang bei Verbrennungsbeginn noch nicht abgeschlossen ist, wie dies bei höheren Lastpunkten mit größeren Einspritzmengen üblich ist. Die Einspritzung des flüssigen Kraftstoffs in die Flamme führt zu Bereichen mit lokal extremem Luftmangel bei hohen Temperaturen.

Ein Großteil des entstandenen Rußes wird bereits während der Verbrennung und in der Ausbrandphase wieder oxidiert. Entscheidend für die tatsächliche Partikelemission ist

somit der nach Abschluss der Oxidationsvorgänge verbleibende Ruß. An der Oxidation ist der Restsauerstoff O_2 , aber auch atomarer Sauerstoff O und das OH-Radikal beteiligt. Auch Komponenten wie H_2O , CO_2 , NO , N_2O und NO_2 können oxidierend wirken. Bedingung für die Oxidation sind Temperaturen über 1300 K und lokal $\lambda > 1$ im Brennraum (s. Abb. 2.12) [Pis01b], [Tao03], [Mer04], [Mol07].

Eine verbesserte Kraftstoffzerstäubung und räumlich bessere Verteilung des Kraftstoffs im Brennraum führen zu besserer Durchmischung mit dem für die Oxidation zur Verfügung stehenden Sauerstoff. Damit kann die Rußemission gesenkt werden. Die bessere Verteilung im Brennraum und die optimierte Ausnutzung der zur Verfügung stehenden Luft kann z.B. durch höheren Strahlimpuls, durch höheren Einspritzdruck oder durch Düsen mit hohem Wirkungsgrad erzielt werden [Pau01], [Sch01].

Ruß/ NO_x -Trade-Off

Ein besonderes Problem beim Dieselmotor ergibt sich daraus, dass sich Ruß- und NO_x -Emissionen gegenläufig verhalten. Verbrennungsbedingungen, bei denen geringere NO_x -Emissionen entstehen, wirken sich oft nachteilig auf die Rußemissionen aus und umgekehrt. Dieser Zielkonflikt eines so genannten Ruß/ NO_x -Trade-Off (oft auch: Ruß- NO_x -Schere) ist in **Abb. 2.13** (links) dargestellt. Variiert wurde dabei der Spritzbeginn. Das gegenläufige Verhalten von Ruß- und NO_x -Emissionen ist zu erkennen.

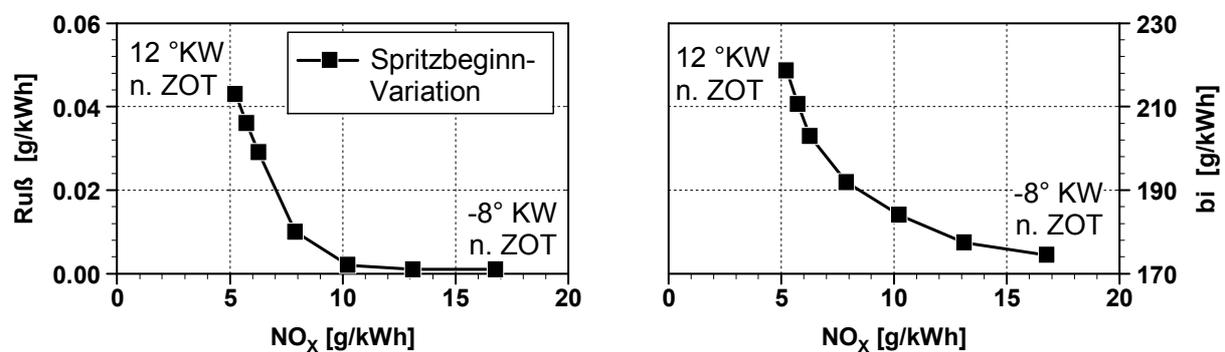


Abb. 2.13: Beispiel für Spritzbeginnvariation; NKW-Motor, Betriebspunkt B75 ($n=1420 \text{ min}^{-1}$, 75% Last), Einspritzdruck 1600 bar

Um die NO_x -Emissionen zu reduzieren, sollte der kritische Temperaturbereich zur Bildung von thermischem NO möglichst nicht oder nur kurz überschritten werden. Dies kann z.B. durch eine Spätverstellung des Spritzbeginns erreicht werden. Dabei sinken die Prozesstemperaturen durch die in die Expansionsphase verschobene Verbrennung und damit auch die maximalen Flammentemperaturen, die für die NO_x -Bildung kritisch sind. Allerdings ergibt sich hieraus der Konflikt mit den Rußemissionen, da die niedrigeren Temperaturen durch die verschleppte Verbrennung für einen Anstieg der Rußemissionen sorgen, weil der gebildete Ruß in der kälteren Umgebung schlechter oxidiert werden kann. Außerdem erhöht sich der spezifische Kraftstoffverbrauch durch die Verschlechterung des thermischen Wirkungsgrads der Verbrennung (s. Abb. 2.13 (rechts)) [Mer04].

2.3.4. Besonderheiten des NKW-Brennverfahrens

Da diese Arbeit speziell auf Brennverfahren im NKW-Motor (kurz: „NKW-Brennverfahren“) ausgerichtet ist und diese im Vergleich zum PKW-Motor einige prinzipbedingte Unterschiede aufweisen, werden im Folgenden einige dieser Besonderheiten erläutert.

Der Hubraum eines Motors für schwere NKW liegt im Bereich um die 2 l/Zylinder, im Vergleich zum PKW, bei dem er in der Regel 0,3 bis 0,6 l/Zylinder beträgt (s. auch **Tab. 2.1**). Dadurch ergeben sich den Brennraum betreffend unterschiedliche geometrische Abmessungen. Beim NKW ergeben sich größere Zylinderbohrungen und dadurch größere Kolbenmulden, was einen Einfluss auf die freien Weglängen der Einspritzstrahlen hat. Zeichnet sich das PKW-Brennverfahren durch intensive Wechselwirkung des Kraftstoffstrahls mit der Kolbenmulde aus, so sind beim NKW eine Gemischbildung mit deutlich geringerer Wandunterstützung und vor allem keine Interaktion der Flüssigphase des Kraftstoffstrahls mit der Muldenwand zu erwarten.

Tab. 2.1: Unterschiede zwischen PKW- und HD-NKW-Motoren

	PKW*	NKW (Heavy Duty)**
Zylindervolumen [cm ³]	390	1991
Bohrung x Hub [mm x mm]	75 x 88	130 x 150
Muldenform	Omega-Form	W-Form
Muldendurchmesser [mm]	50	90
Düse	Mikrosackloch	Minisackloch
Spritzlochanzahl	6	8
Spritzlochdurchmesser [µm]	129	174
Durchfluss [mm ³ /30sec]	290	700
Spez. Durchfluss [mm ³ /30sec/l]	745	350
Drallniveau	groß	klein
Nenndrehzahl [1/min]	4000	1800
Max. Mitteldruck [bar]	19	20
Verdichtungsverhältnis [-]	18	16,7
Max. Ladedruck [bar]	2,3	4,0

* typischer PKW (4-Zylinder, Hubraum 1,6 l, Leistung 80 kW)

** NKW-Einzylinderversuchsmotor aus dieser Arbeit

Das Drehzahlband beim NKW-Motor ist deutlich kleiner, da die Maximaldrehzahl durch den größeren Hub und die begrenzte mittlere Kolbengeschwindigkeit kleiner sein muss. Außerdem ist eine Drehzahlbegrenzung durch die notwendige Zeit für die Gemischbildung bei den größeren geometrischen Abmessungen nötig.

Der größere spezifische Hubraum führt zu kleinerem Oberflächen-Volumenverhältnis, was sich positiv auf die Emissionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC) und Kohlenmonoxid (CO) auswirkt. Der Anteil an HC aus kalten Brennraumbereichen (Flame-Quenching) ist dabei so gering, dass der Anteil, der aus dem Wandschmierfilm eingebracht wird, einen Großteil der HC-Emissionen ergibt. Dennoch sind die HC-Emissionen in der Regel weit unter den zulässigen Grenzwerten und damit bei der Auslegung von konventionellen Brennverfahren unkritisch, so dass beim NKW Sacklochdüsen mit größerem Sacklochvolumen eingesetzt werden können. Außerdem ergeben sich für den NKW aufgrund der größeren einzubringenden Kraftstoffmasse

größere Spritzlochdurchmesser und Werte des hydraulischen Durchflusses. Der auf das Hubvolumen bezogene Durchfluss („Spez. Durchfluss“ in Tab. 2.1) ist aufgrund der geringeren maximalen Drehzahl deutlich kleiner als beim PKW.

2.4. Schadstoffemissionen bei NKW-Motoren

Für NKW gibt es Besonderheiten bei der Gesetzgebung hinsichtlich der Abgasemissionen, auf die im Folgenden eingegangen wird. Anschließend wird beschrieben, wie sich beim Einsatz von Abgasnachbehandlungssystemen zu erreichende Zielfenster für die motorischen Rohemissionen ergeben.

2.4.1. Emissionsgesetzgebung für NKW-Motoren

Beim NKW bestehen hinsichtlich der Emissionsgesetzgebung grundlegende Unterschiede zum PKW. Bedingt durch den hohen Anteil an Vollastbetrieb beim Anfahren oder bei der Bewältigung von Steigungen mit hoher Last, decken die zur Zertifizierung vorgeschriebenen Tests auch den Vollastbereich ab. Der NKW-Motor wird dabei auf einem Motorenprüfstand zertifiziert. Es existieren verschiedene stationäre und transiente Tests, die je nach Staat und Emissionsstufe zum Einsatz kommen.

Einer der drei in der EU geltenden Tests ist der Stationärtest ESC (European Steady-State Cycle), dessen zu untersuchende Betriebspunkte in **Abb. 2.14** dargestellt sind. Da am Einzylinderprüfstand üblicherweise stationäre Untersuchungen durchgeführt werden, werden in der Regel Betriebspunkte aus diesem ESC-Test betrachtet.

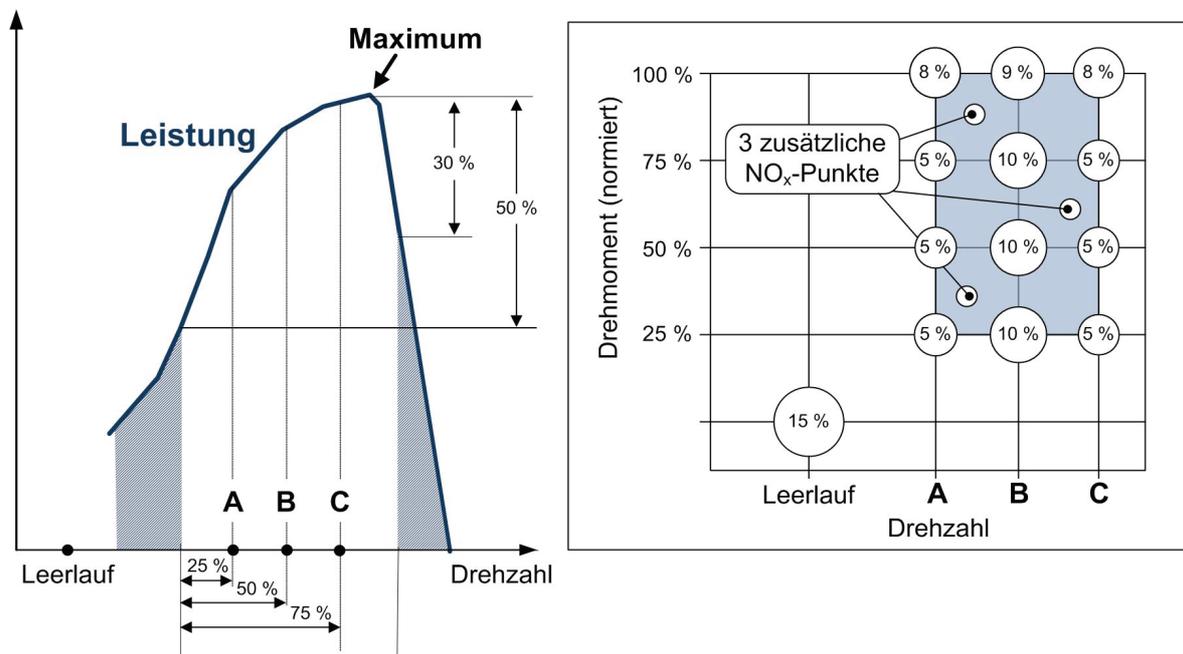


Abb. 2.14: ESC-Test: Definition der Testdrehzahlen (links) und Gewichtung der Lastpunkte (rechts)

Die Betriebspunkte aus diesem ESC-Test werden auch in dieser Arbeit als Motorbetriebspunkte verwendet. Es ergeben sich aus den Grenzdrehzahlen wie in Abb. 2.14 dargestellt drei Testdrehzahlen A, B und C. Dort wird jeweils bei 25%, 50%, 75% und 100% Last ein Testpunkt definiert. Die Emissionsergebnisse dieser zwölf Punkte und zusätzlich des Leerlaufpunkts ergeben mit verschiedenen Gewichtungen (s. Zahlen-

werte im rechten Bildteil in Abb. 2.14) aufsummiert das Gesamt-Testergebnis. Zusätzlich können an drei beliebigen Punkten im Testbereich die NO_x -Emissionen gemessen werden. Damit soll eine nur auf die einzelnen Testpunkte angepasste Applikation verhindert werden.

Durch die hohen Abgasmassenströme bei Vollast gehen die Vollastbetriebspunkte sehr stark in das Gesamtergebnis ein und tragen zu etwa 50% der Gesamtemissionen des Stationärtests bei [Koc06].

Grenzwerte für Partikel und NO_x im ESC-Test finden sich in Abb. 1.1. Dabei sind die für Euro VI vorgeschlagenen Grenzwerte vergleichbar mit den für die USA ab 2010 festgesetzten Grenzwerten.

2.4.2. Abgasnachbehandlung und Zielfenster für Rohemissionen

Werden Abgasnachbehandlungssysteme eingesetzt, müssen die Grenzwerte nicht innermotorisch erreicht werden, sondern die Rohemissionen können höher sein. Dabei kann zwischen Systemen zur NO_x - und zur Partikelminderung unterschieden werden.

Zur NO_x -Reduktion werden bei schweren Nutzfahrzeugen in der Regel SCR-Systeme („Selective Catalytic Reduction“) eingesetzt. Dabei wird in einem Katalysatorsystem aus einer zusätzlich mitzuführenden Harnstoff-Wasser-Lösung Ammoniak gewonnen, der schließlich für eine Reduktion der NO_x sorgt. Aktuelle Systeme in der Serie erreichen Konvertierungsraten von etwa 60%, bei modernen Systemen sind bis zu 85% Konvertierungsrate möglich [Jac08].

Zur Partikelreduktion existieren offene und geschlossene Partikelfiltersysteme. Bei einem offenen System findet eine passive kontinuierliche Regeneration statt. Diese Systeme können die Partikel im Bestpunkt um bis zu 60% reduzieren [Hel07]. Bei geschlossenen Systemen sind üblicherweise über das Motormanagement aktive Maßnahmen zur Regeneration erforderlich, dabei können (abhängig von den Regenerationsintervallen) deutlich höhere Konvertierungsraten von nahezu 100% erreicht werden. In der Praxis führt eine sinnvolle Beladungsgrenze zu einer maximalen Konvertierungsrate von etwa 90 bis 95%.

Durch erhöhten Abgasgedruck und durch aktive Regenerationsmaßnahmen können sich Abgasnachbehandlungssysteme negativ auf den Kraftstoffverbrauch auswirken.

Ausgehend von den gesetzlichen Grenzwerten für die Schadstoffe NO_x und Partikel ergibt sich unter Annahme von Konvertierungsraten für die Nachbehandlungssysteme und unter Vorgabe eines Sicherheitsabstands bei der Auslegung („Engineering Goal“) ein Zielfenster für die motorischen Rohemissionen wie in **Abb. 2.15** dargestellt. Die Vorgabe eines Engineering Goal berücksichtigt dabei Systemtoleranzen und Abweichungen über die Lebensdauer. Zusätzlich ist für die Betrachtung zu berücksichtigen, dass am benutzten Einzylinderversuchsmotor indizierte statt effektive spezifische Emissionen betrachtet und dass Ruß- statt Partikelemissionen gemessen werden. Ein Engineering Goal von z.B. 20% bedeutet dabei, dass das Ziel für die motorischen Rohemissionen um 20% niedriger als die zu erreichenden Emissionen angesetzt wird.

In dieser Arbeit wird für die Motorversuche als Zielfenster für NO_x -Emissionen $\text{NO}_x < 1 \text{ g/kWh}$ und für Rußemissionen $\text{Ruß} < 0,1 \text{ g/kWh}$ vorgegeben.

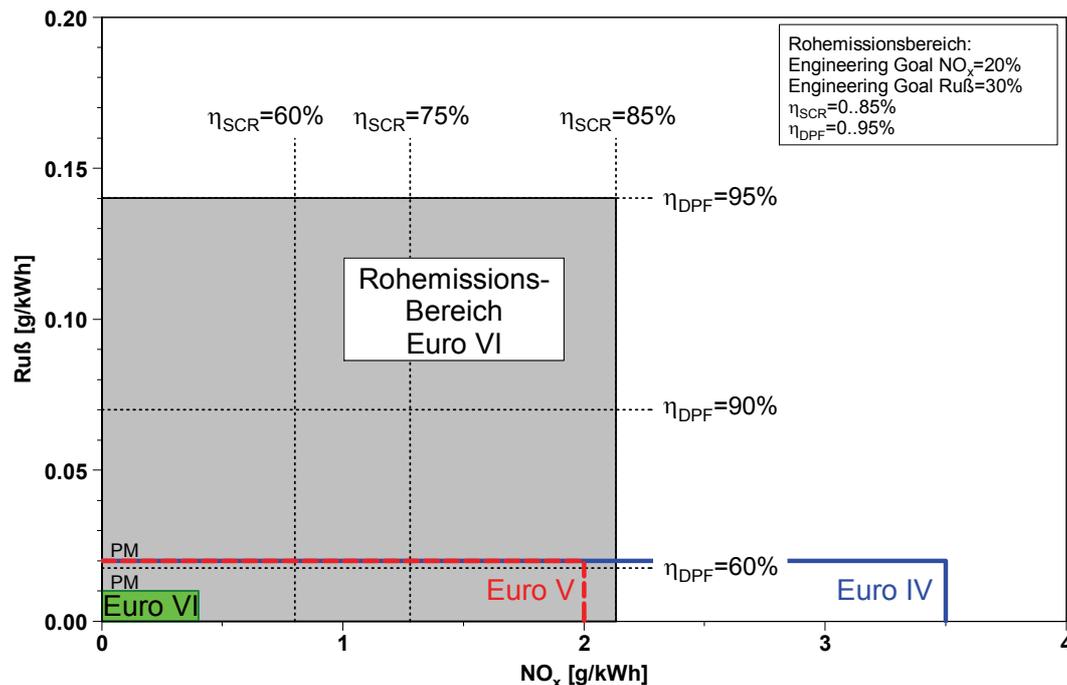


Abb. 2.15: Rohemissionsfenster für Euro VI (PM: Grenzwert für Partikelemissionen)

2.5. Maßnahmen zur Senkung der Rohemissionen bei NKW-Motoren

NKW-Motoren müssen wie dargestellt auch im Volllastbereich bestimmte Grenzwerte erfüllen. Dabei werden höchste Anforderungen an das Brennverfahren gestellt. Dazu treten neben klassischen Maßnahmen wie z.B. Brennraumgestaltung, Änderung des Verdichtungsverhältnisses oder homogenen Brennverfahren verschiedene Optimierungsmöglichkeiten am konventionellen Brennverfahren seitens des Luft- und des Einspritzsystems immer mehr in den Vordergrund.

Sehr hohe Aufladung und hohe Abgasrückführaten auch bei Volllast setzen sich als innermotorische Maßnahmen mehr und mehr durch. Die hohe Aufladung wird dabei nur zum Teil zur Leistungssteigerung oder zum Down-Sizing benutzt, sondern zur Darstellung von hohem Luftüberschuss und zur Ermöglichung von hohen AGR-Raten auch bei Volllast, um die scharfen Emissionsziele zu erreichen. Erste Motoren mit zweistufiger Aufladung sind bereits in Serie. Dabei ist eine optimale Abstimmung mit dem Einspritzsystem notwendig [Mos04], [Ruh05], [Raa05], [Aoy06], [Läm06], [Mül06].

In dieser Arbeit wird besonders der Einfluss dieser luft- und einspritzsystemseitigen Maßnahmen zur innermotorischen Emissionsreduzierung betrachtet. Daher wird im Folgenden auf die entsprechenden Grundlagen eingegangen.

2.5.1. Luftsystemparameter

Zum Luftsystem eines Motors gehören das Aufladesystem (z.B. Abgasturbolader), die Abgasrückführung und Kühler für Ladeluft und rückgeführtes Abgas. Verschiedene Maßnahmen seitens des Luftsystems können zur Reduzierung der Schadstoffemissionen beitragen.

Abgasrückführung

Eine Möglichkeit zur innermotorischen Emissionsreduzierung ist die Abgasrückführung (AGR). Während sie bei PKW-Dieselmotoren seit vielen Jahren Stand der Technik ist, setzt sie sich auch bei NKW-Anwendungen mehr und mehr durch. Bei der externen AGR wird ein Teilstrom des Abgases dem Motor auf der Einlassseite wieder zugeführt. Der interne AGR-Anteil ergibt sich aus dem beim Ladungswechsel im Brennraum verbleibenden Restgasanteil. Durch eine Erhöhung der AGR können die NO_x -Emissionen gesenkt werden.

Die NO_x -mindernde Wirkung der AGR aufgrund globaler und lokaler Temperaturabsenkung kann nach [Koz05] in drei Hauptmechanismen unterteilt werden:

- Durch den höheren Anteil an Verbrennungsprodukten wie CO_2 und H_2O wird die spezifische Wärmekapazität der Zylinderladung erhöht, was zu niedrigeren Verdichtungsendtemperaturen führt (thermischer Effekt).
- Die Absenkung der Sauerstoffkonzentration im Brennraum und die homogen verteilten Verbrennungsprodukte senken die Temperatur am Ort der NO_x -Bildung (hinter der Flammenfront im verbrannten Anteil des Gasgemisches) ab, da für die gleiche Energiefreisetzung ein größerer Anteil der unverbrannten Zylinderladung mit hohem Inertgasanteil aufgeheizt werden muss (Verdünnungseffekt).
- Der endotherme Zerfall der Verbrennungsprodukte bei der Dissoziation senkt die lokale Temperatur hinter der Flammenzone ab (Dissoziationseffekt).

Der Hauptanteil (ca. 90%) an der Reduzierung der NO_x -Bildung ergibt sich dabei durch die Reduzierung der lokalen Spitzentemperaturen im verbrannten Anteil des Gasgemisches durch Absenkung der Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung. Eine Kühlung des rückgeführten Abgases bewirkt eine weitere Absenkung der Temperaturen im Brennraum und trägt zur weiteren NO_x -Minderung bei [Mat99], [Gro03].

Ein Beispiel für den Einfluss der AGR-Rate auf das motorische Emissionsverhalten an einem NKW-Motor (Hubraum 2l/Zyl.) ist in **Abb. 2.16** dargestellt. Die AGR-Rate bezeichnet dabei den Massenanteil an Abgas m_{AGR} an der dem Motor zugeführten gesamten Gasmasse m_{gesamt} , bestehend aus Frischluft und Abgas:

$$AGR - Rate[\%] = \frac{m_{\text{AGR}}}{m_{\text{gesamt}}} = \frac{m_{\text{AGR}}}{m_{\text{AGR}} + m_{\text{Frischluft}}} \quad (2.15)$$

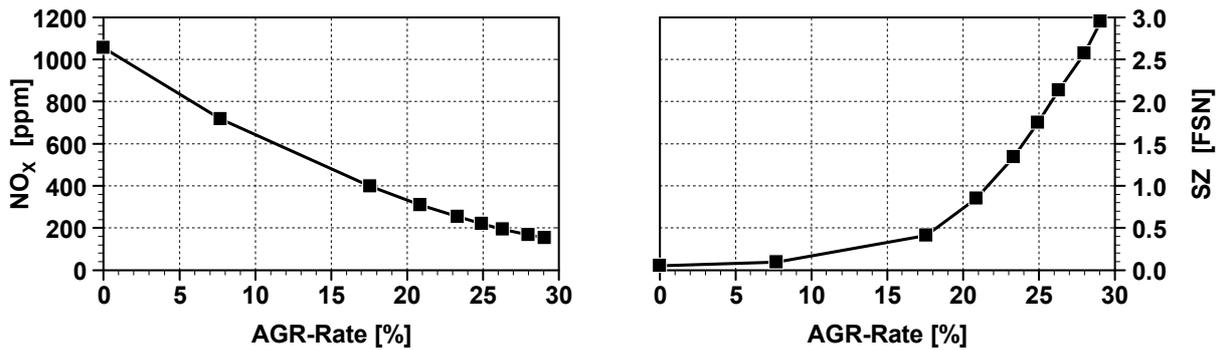


Abb. 2.16: Beispiel für AGR-Variation, NO_x - und Rußemissionen; NKW-Motor, Betriebspunkt C100, Einspritzdruck 1600 bar, Standardaufladung, Spritzbeginn -1°KW

Die NO_x -Emissionen können mit hohen AGR-Raten drastisch gesenkt werden, wie Abb. 2.16 zeigt. Allerdings ist dabei ein Anstieg der Rußemissionen zu verzeichnen. Dies hat verschiedene Effekte: Zunächst reduzieren der höhere Anteil an vorgemischter Verbrennung durch längeren Zündverzug und die niedrigeren Brennraumtemperaturen durch die nach spät verschleppte Verbrennung die Rußbildung. Andererseits verschlechtert sich die Rußoxidation durch die niedrigeren Temperaturen und die kürzere zur Verfügung stehende Zeit. Insgesamt ergibt sich ein leichter Rußanstieg mit zunehmender AGR-Rate. Bei hohen AGR-Raten wird dann ein weiterer Einfluss dominant: Der Frischluftmassenstrom und somit der im Brennraum verfügbare Sauerstoff nehmen mit zunehmender AGR-Zumischung ab. Dadurch nimmt die Rußbildung zu und es verschlechtern sich die Bedingungen zur Oxidation von gebildetem Ruß, wodurch die Rußemissionen ab einer bestimmten AGR-Rate (abhängig von z.B. Last, Drehzahl, Spritzbeginn, Einspritzdruck) drastisch ansteigen. Es ergibt sich ein Ruß/ NO_x -Trade-Off wie in **Abb. 2.17** dargestellt (s. auch Kap. 2.3.3) [Sch01], [Koc06].

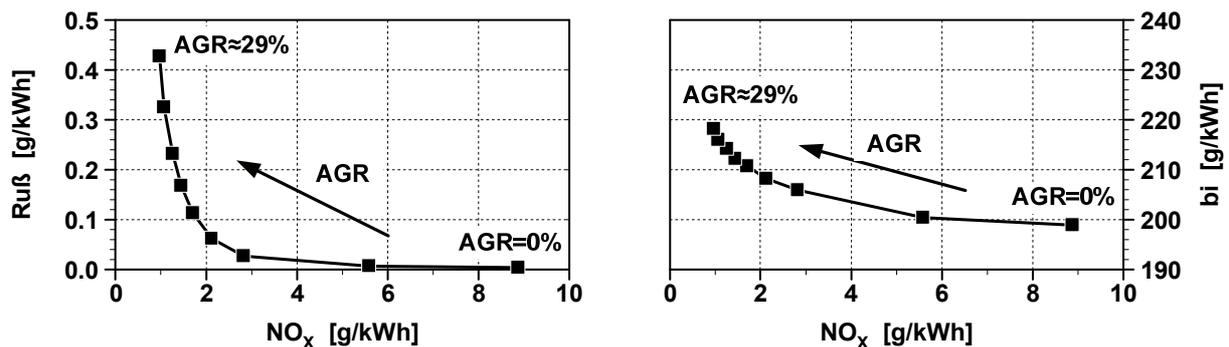


Abb. 2.17: Beispiel für AGR-Variation, Trade-Off-Verhalten Ruß/ NO_x und bi/NO_x ; NKW-Motor, Betriebspunkt C100, Einspritzdruck 1600 bar, Standardaufladung, Spritzbeginn -1°KW

Mit zunehmender AGR-Rate steigt auch der spezifische Verbrauch an (s. Abb. 2.17, rechts). Die Erklärung dafür ist die zunehmend verschleppte Verbrennung mit höherem AGR-Anteil. Der Schwerpunkt des Kraftstoffumsatzes bei der Verbrennung verschiebt sich in Richtung „spät“, was zu einem schlechteren Wirkungsgrad führt. In

Abb. 2.18 ist der integrierte Heizverlauf dargestellt. Dabei ist dieses Verhalten zu erkennen.

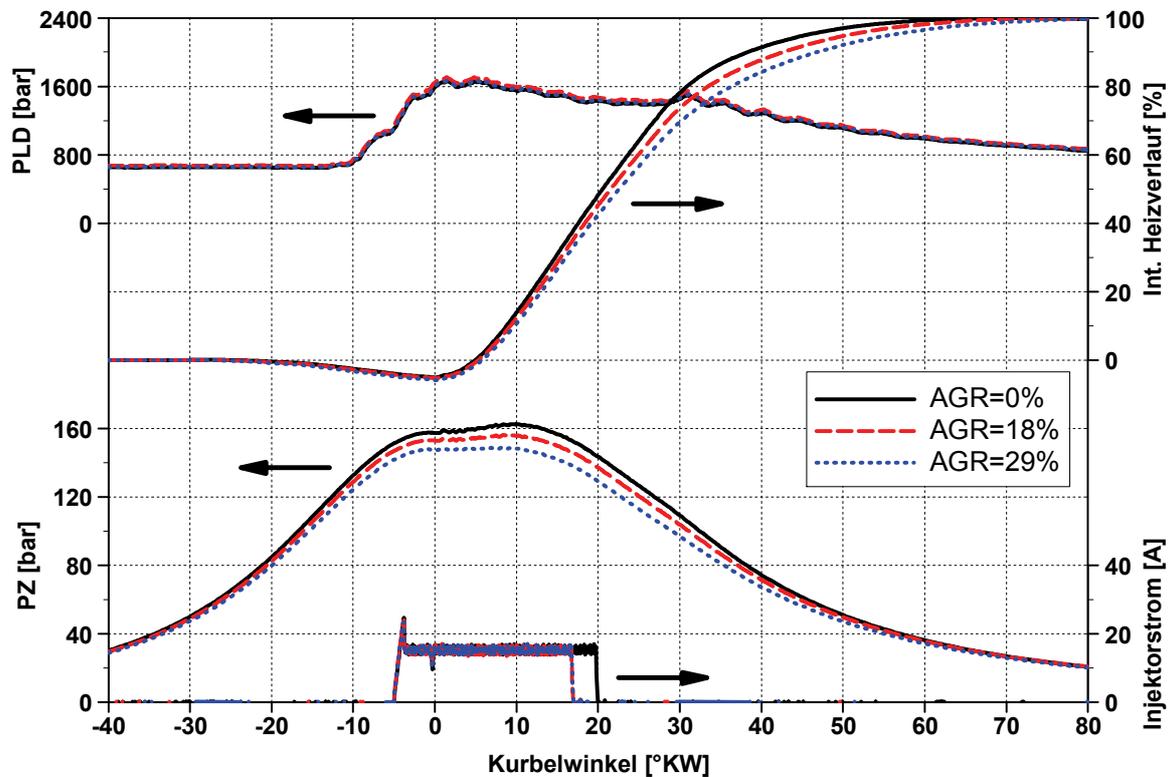


Abb. 2.18: Verlauf von Zylinderdruck, Einspritzdruck und integriertem Heizverlauf bei AGR-Variation; NKW-Motor, Betriebspunkt C100, Einspritzdruck 1600 bar, Standardaufladung, Spritzbeginn -1°KW

Weiterhin ist in dieser Abbildung bei steigender AGR-Rate die Absenkung der Zylinderdrücke PZ zu beobachten, die sich durch größeren Polytropenexponent wegen der unterschiedlichen Wärmekapazitäten bei größerem AGR-Anteil im Gemisch, durch geringere Zylinderfüllung (Ladungsmasse) resultierend aus der thermischen Drosselung und durch größere Wandwärmeverluste bei den höheren Gastemperaturen ergibt.

Aufladung

Bei Motoren in schweren NKW wird üblicherweise eine Turboaufladung eingesetzt. Hohe Ladedrücke und somit eine Erhöhung der Ladungsdichte können zur Leistungssteigerung (Leistungsdichte erhöht bei konstantem Hubraum) oder zum Down-Sizing (konstante Leistung durch Erhöhung der Leistungsdichte bei Verkleinerung des Hubraums) genutzt werden. Eine weitere Steigerung der Aufladung kann zur Darstellung von hohem Luftüberschuss und zur Ermöglichung von höheren AGR-Raten auch bei Vollast eingesetzt werden, um die zukünftigen Emissionsziele zu erreichen. In **Abb. 2.19** wird dies am Beispiel einer AGR-Variation bei verschiedenen Ladedrücken in einem B75-Betriebspunkt eines NKW-Einzylindermotors (Hubraum 2l/Zylinder) dargestellt. Dabei ist auf der x-Achse die Sauerstoffkonzentration am Einlass aufgetragen, die sich durch die AGR-Variation ergibt. Ausgehend von etwa 21% bei Frischluft nimmt diese bei steigender AGR-Rate ab.

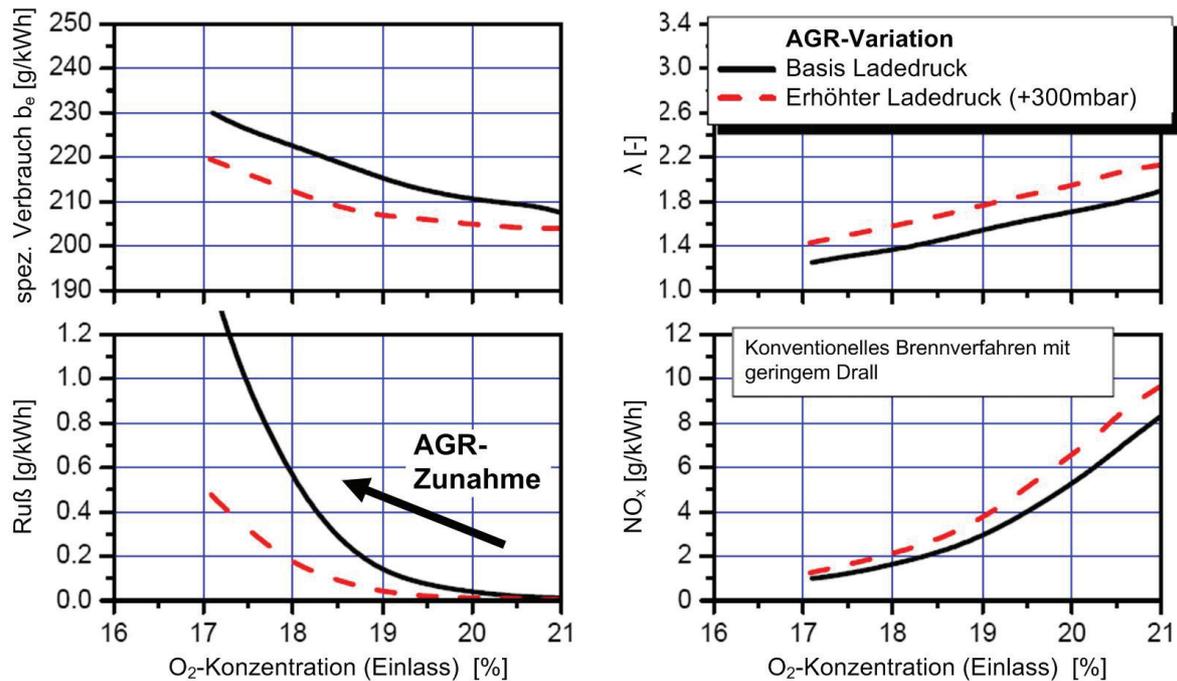


Abb. 2.19: Einfluss des Ladedrucks bei Variation der Sauerstoffkonzentration durch AGR-Variation (NKW-Einzylinder, Betriebspunkt B75) nach [Ruh05]

Die spezifische Massenemission an NO_x steigt mit Erhöhung des Ladedrucks (Abb. 2.19 rechts unten) durch den größeren Abgasmassenstrom und wird durch Gemischbildungseffekte, die zu höherer Umsatzrate und lokal höheren Verbrennungspitzentemperaturen sowie größeren Bereichen mit lokal $\lambda \approx 1$ führen können, beeinflusst.

Mit zunehmender AGR und somit abnehmender Sauerstoffkonzentration sinken die NO_x -Emissionen soweit, dass die Unterschiede zwischen den beiden Ladedruckvarianten sehr klein werden (Abb. 2.19 rechts unten). Gleichzeitig steht bei erhöhtem Ladedruck auch bei hohen AGR-Raten durch größeres Luftverhältnis λ der Verbrennung eine größere Masse Sauerstoff zur Verfügung, wodurch eine rußärmere Verbrennung erzielt wird (Abb. 2.19 links unten). Mit der Ladedrucksteigerung können hier somit Vorteile im Ruß- NO_x -Konflikt erzielt werden [Ruh05]. In diesem Beispiel ergibt sich bei der Ladedruckerhöhung auch ein Vorteil im spezifischen Verbrauch (Abb. 2.19 links oben), wobei dieser nicht nur von der Verbrennung, sondern auch von der Ladungswechselerarbeit (Spülgefälle) beeinflusst wird. Somit kann sich bei anderen Anwendungen ein anderes Bild ergeben.

Die Gemischbildung wird durch die Ladedruckerhöhung wie folgt beeinflusst: Einerseits kann sich das Durchströmungsverhalten der Einspritzdüse bei Variation des Gegendrucks verändern, wodurch es zu einem unterschiedlichen Aufbruchverhalten des Sprays kommen kann (s. Kap. 2.1). Des Weiteren erhöht sich mit steigendem Ladedruck die Gasdichte im Brennraum, was Auswirkungen auf die Sprayausbreitung und Gemischbildung hat (s. Kap. 2.2). Eine erhöhte Gasdichte führt zu kürzerem Eindringen des Strahls in den Brennraum und zu düsennäherem Aufbruchverhalten, wodurch es zu verschlechterter Luftausnutzung kommen kann. In diesem Fall könnte eine weitere Ladedrucksteigerung sogar nachteilige Auswirkungen auf die Emissionen haben.

Drall

Durch hohen Drall kann eine verbesserte Luftausnutzung im Brennraum erzielt werden, indem der Transport von Sauerstoff in den Einspritzstrahl und in die Flamme erhöht wird [Ruh05]. Bei der Drallerzeugung wird auf optimale Zylinderfüllung verzichtet, was eine Wirkungsgradverschlechterung und somit eine Verbrauchserhöhung zur Folge hat. Da bei schweren Nutzfahrzeugen besonders durch die hohen Fahrleistungen ein niedriger Kraftstoffverbrauch wichtig ist, wird deswegen zunehmend auf starken Drall zur Unterstützung der Gemischbildung verzichtet [Bos07]. Höhere Gemischbildungsenergie durch erhöhten Einspritzdruck ersetzt dabei die Notwendigkeit von starker Luftbewegung. Außerdem kann es bei Anwendungen mit vielen Spritzlöchern und langen Spritzdauern bei hohem Drall zum seitlichen Verwehen der Einspritzstrahlen ineinander kommen, wodurch lokal fette Bereiche mit starker Rußbildung auftreten können.

Ladeluftkühlung

Mit einer Ladeluftkühlung kann eine weitere Emissionsreduzierung bei gleichzeitigem Verbrauchsvorteil erzielt werden. Zunächst können durch abgesenkte Prozesstemperaturen die NO_x -Emissionen gesenkt werden. Weiterhin sorgt eine Temperatursenkung der Ladung zu einer Erhöhung der Ladungsdichte. Dadurch kann einerseits die Sauerstoffmasse im Brennraum erhöht werden, was positive Auswirkungen auf die Rußemissionen haben kann, andererseits kann durch bessere Füllung ein Verbrauchsvorteil erzielt werden [Ruh05]. Durch das höhere Luftverhältnis können die NO_x -Emissionen allerdings auch ansteigen.

2.5.2. Einspritzsystemparameter

Generell bedarf es einer optimalen Abstimmung zwischen den genannten Maßnahmen des Luftsystems mit den Parametern des Einspritzsystems, um niedrigste Emissionen zu erzielen. Wichtige Stellgrößen auf Seiten des Einspritzsystems werden im Folgenden beschrieben.

Spritzbeginn

Der bekannteste Parameter zur Beeinflussung von NO_x - und Rußemissionen aber auch des spezifischen Verbrauchs ist der Spritzbeginn, mit dem der Beginn der Verbrennung mittelbar gesteuert wird.

Ein früher Spritzbeginn führt zu hohen NO_x -Emissionen, niedrigen Rußemissionen und niedrigem Verbrauch durch einen guten Verbrennungswirkungsgrad bei hohen Prozesstemperaturen. Eine Spätverstellung führt zu einer Absenkung der NO_x -Emissionen, aber auch zu einem Anstieg des spezifischen Verbrauchs und der Rußemissionen. Eine ausführlichere Beschreibung dazu wurde in Kap. 2.3.3 (Ruß/ NO_x -Trade-Off) gegeben.

Einspritzdruck

Eine weitere Möglichkeit, die Rußemissionen zu senken, ist eine Anhebung des Einspritzdrucks. Dabei steigen allerdings die NO_x -Emissionen an. Der Einspritzdruck hat, wie in Kap. 2.2 beschrieben, großen Einfluss auf die Tröpfchengrößenverteilung im Spray und somit auf die Gemischaufbereitung sowie auf das Ausbreitungsverhalten des Kraftstoffs im Brennraum und somit auf das zeitlich veränderliche lokale Luftver-

hältnis. **Abb. 2.20** zeigt eine AGR-Variation bei verschiedenen Einspritzdrücken. Auf der x-Achse ist die O_2 -Konzentration am Einlass aufgetragen, die sich durch die AGR-Variation ergibt. Bei konstanter O_2 -Konzentration ist jeweils die AGR-Rate konstant.

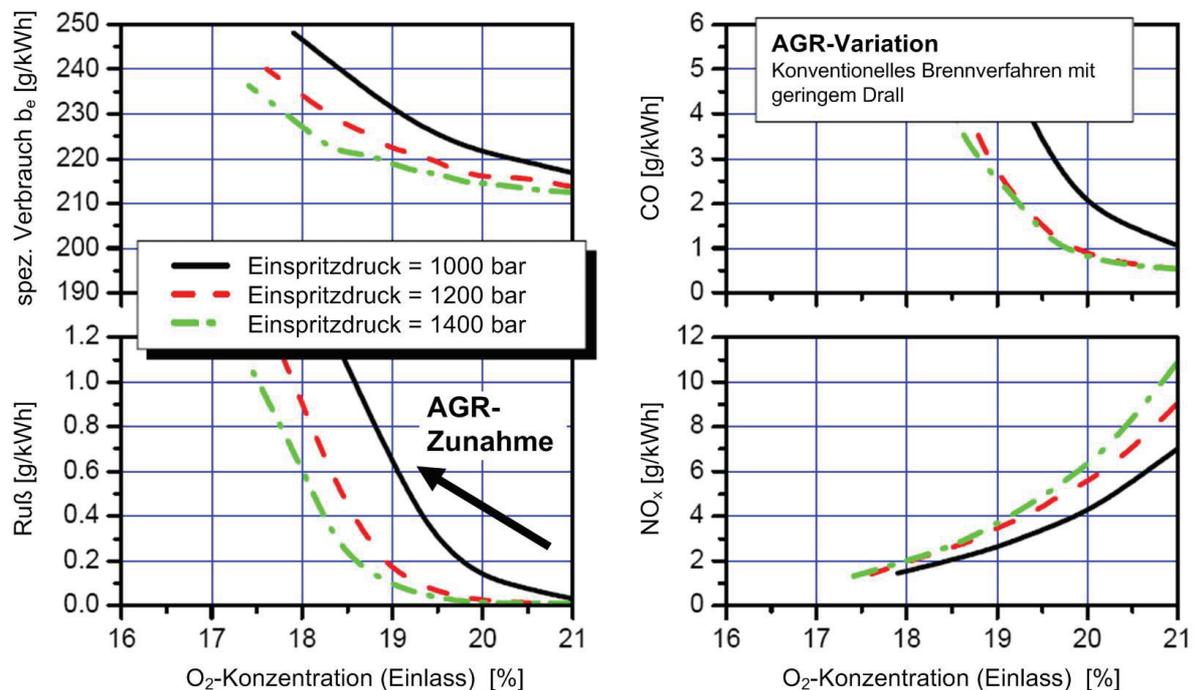


Abb. 2.20: Einfluss des Einspritzdrucks bei AGR-Variation (NKW-Einzylinder, Betriebspunkt B75) nach [Ruh05]

Dabei ist zunächst die NO_x -erhöhende Wirkung des höheren Einspritzdrucks ersichtlich. Durch bessere Aufbereitung in der Zündverzugsphase kann eine größere Menge Kraftstoff schnell umgesetzt werden. Außerdem erhöhen sich mit steigendem Einspritzdruck die Einspritzrate und damit auch die Umsatzrate im weiteren Verlauf der Verbrennung. Beides führt lokal zu hohen Temperaturen und unterstützt somit die NO_x -Bildung [Ben04b]. Mit zunehmendem AGR-Anteil wird der Unterschied in den NO_x -Emissionen jedoch geringer. Dabei ergibt sich dann ein Vorteil hinsichtlich der Rußemissionen bei höherem Einspritzdruck. Bei höherem Einspritzdruck erhöht sich die AGR-Verträglichkeit, d.h. bei der gleichen AGR-Rate (hier: gleiche O_2 -Konzentration am Einlass) entstehen geringere Rußemissionen.

Dies ergibt sich durch die bessere Gemischaufbereitung durch kleinere Tröpfchen und höhere Gemischbildungsenergie. Obwohl hier bei gleicher AGR-Rate ein global gleicher Sauerstoffgehalt vorliegt, wird durch bessere Durchmischung lokal die Verfügbarkeit von Sauerstoff erhöht, wodurch weniger Ruß bei der Verbrennung gebildet wird und bessere Bedingungen zur Rußoxidation geschaffen werden [Sch01], [Ben04b], [Koz05]. Zusätzlich wirkt die Einspritzdrucksteigerung als „Beschleuniger“ der Gemischbildung, da schneller ein größeres Volumen vom Kraftstoff erfasst wird und somit eine verstärkte und schnellere Abmagerung stattfindet [Bru05a]. Dies kann sich wiederum positiv auf die Rußemissionen auswirken (vgl. Kap. 2.3.3).

Das Potential zur Emissionsverbesserung mit einer Einspritzdruckerhöhung zeigt jedoch eine Sättigung (vgl. Abb. 2.20 links unten: kleiner werdende Abstände der Kurven). Bei sinkendem Luftverhältnis, z.B. durch Erhöhung der AGR-Rate, steht

weniger Sauerstoff für die rußarme Verbrennung zur Verfügung (s. Kap. 2.5.1), wobei für jede Konfiguration (Motorgeometrie, Betriebspunkt, Aufladung, etc.) ein Grenzluftverhältnis existiert, bei dem ein definierter Rußwert erreicht wird. Unter konstanten Randbedingungen kann bei einer Einspritzdruckvariation ein bestimmtes minimales Grenzluftverhältnis nicht unterschritten werden, da die Verfügbarkeit von Sauerstoff begrenzt ist. In der Nähe dieses minimalen Grenzluftverhältnisses kann eine weitere Einspritzdrucksteigerung nur noch kleine oder gar keine Verbesserungen bei den Rußemissionen erzielen. Das Niveau, auf dem diese Sättigung stattfindet, ist jedoch für jeden Betriebspunkt und je nach Randbedingungen unterschiedlich [Gau09].

In Abb. 2.20 ergibt sich auch ein niedriger spezifischer Kraftstoffverbrauch bei höherem Einspritzdruck. Durch die kürzere Spritzdauer bei höherem Einspritzdruck (bei gleicher Einspritzdüse) wird die Brenndauer verkürzt, was zu einem besseren Verbrennungswirkungsgrad führt. Allerdings wird für höheren Einspritzdruck eine höhere Leistung für die Hochdruckpumpe benötigt, was den Effekt des Verbrauchsvorteils aus der kürzeren Brenndauer durch höhere Reibleistung in einigen Anwendungen wieder aufheben oder sogar umkehren kann.

Besonders bei Brennverfahren mit hohen AGR-Raten auch im Volllastbereich (NKW) ist somit ein Einspritzsystem erforderlich, von dem hohe Flexibilität und höchste Drücke jenseits von 2000 bar gefordert werden. Während sich bei Untersuchungen bei Teillast eine Sättigung des Einspritzdruckbedarfs abzeichnet, ist eine Begrenzung des nötigen Einspritzdrucks bei hohen Motorlasten heute noch nicht ersichtlich. Nur ein optimales Zusammenspiel von Luftsystem (Aufladung, AGR) und Einspritzsystem garantiert eine Erfüllbarkeit der zukünftigen Grenzwerte [Pau01], [Sch01], [Mos04], [Jac05], [See06].

Einspritzverlauf und Mehrfacheinspritzung

Einspritzsysteme wie das in dieser Arbeit betrachtete APCRS (s. Kap. 3.2.2) bieten die Möglichkeit einer Einspritzverlaufsformung. Damit können über die Gestaltung der Einspritzung der Verbrennungsablauf und somit das Leistungsverhalten und die Emissionen beeinflusst werden. Eine Einspritzverlaufsformung ist jedoch bei AGR-Raten über 25% nicht notwendig [Gär04], [Läm06].

Ähnliche Möglichkeiten bieten Mehrfacheinspritzungen, d.h. mehrfaches Öffnen der Einspritzdüse während eines Arbeitsspiels. Voreinspritzungen können Geräusch sowie NO_x-Emissionen, Nacheinspritzungen Rußemissionen reduzieren [Tul03]. Da in dieser Arbeit Grundlagenuntersuchungen durchgeführt werden, wird auf Mehrfacheinspritzungen und Einspritzverlaufsformung verzichtet.

Einspritzdüse

Auf den Einfluss von Einspritzdüse und Spritzlochgeometrie wird aufgrund der Relevanz für diese Arbeit gesondert im folgenden Unterkapitel ausführlich eingegangen.

2.6. Wissensstand zum Einfluss der Spritzlochgeometrie

Schwerpunkt dieser Arbeit sind die Untersuchung von Düsen mit verschiedenen Spritzlochgeometrien und die Betrachtung der Auswirkungen auf Düseninnenströmung, Strahlausbreitung, Gemischbildung und Verbrennung. Ergebnisse aus der Literatur zu diesen Aspekten sind der folgenden Zusammenfassung zu entnehmen.

2.6.1. Strömung im Spritzloch

Die in Kap. 2.1.3 genannten Möglichkeiten der Ausgestaltung der Spritzlöcher einer Einspritzdüse beeinflussen das Strömungsverhalten des Kraftstoffes durch die Düse. Damit wird das Strömungsprofil am Spritzlochaustritt hinsichtlich Geschwindigkeitsverteilung und Turbulenz beeinflusst. Zahlreiche Untersuchungen zum Einfluss der Spritzlochgeometrie auf die Innenströmung und die Kavitation wurden an planaren Drosseln ([Roo97], [Win00], [Kul03]), Einlochvorausdüsen ([Bad99a], [Wal02]) und Düsen in Realgeometrie ([Bod91], [Sot95], [Bus01], [Wal02], [Pay03]) durchgeführt.

Durch konische Spritzlochgeometrie und durch strömungsoptimierende Verrundung der Einlaufkanten lassen sich die Einlaufbedingungen ins Spritzloch optimieren. Dadurch werden die Ablösegebiete und die daraus resultierenden Verluste stark vermindert. Je größer der k-Faktor und je größer die Einlaufkantenverrundung, desto geringer ist die Neigung der Düsenströmung zur Kavitation [Wal02], [Kul03], [Ben04a], [Sot06], [Tua07]. In **Abb. 2.21** ist dies beispielhaft dargestellt.

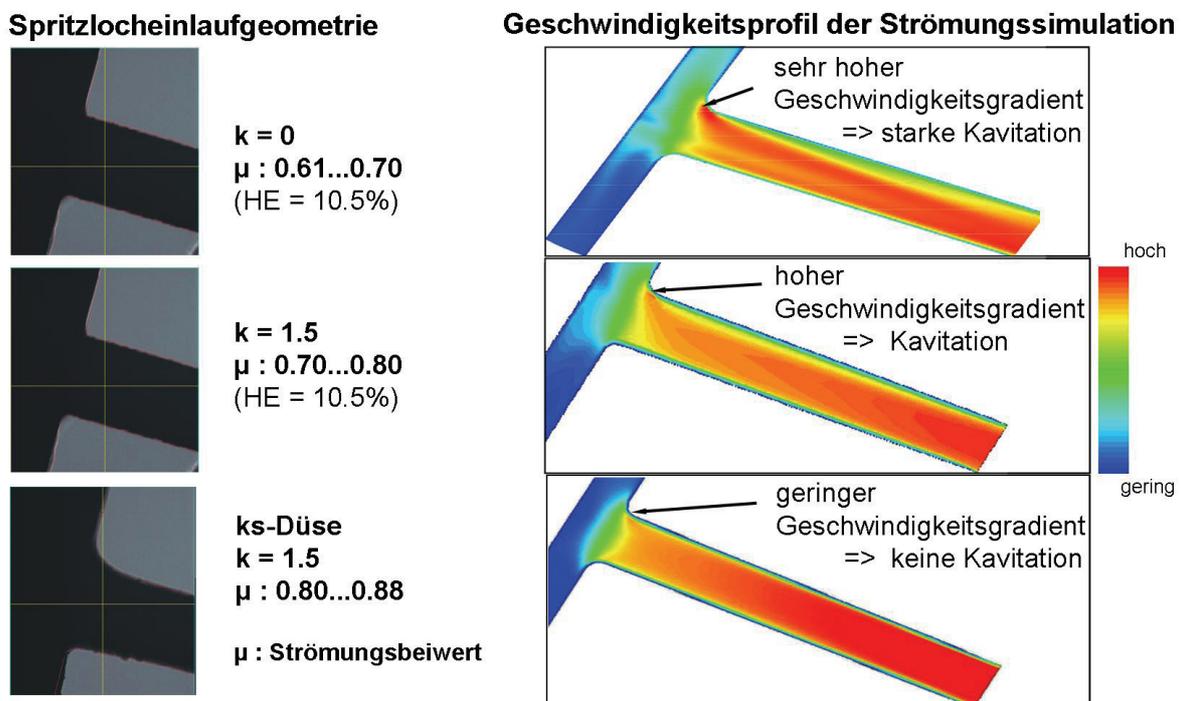


Abb. 2.21: Strömung im Spritzloch bei unterschiedlichen Einlaufgeometrien nach [Pot00]

Strömungsoptimierte Düsen mit hohen k-Faktoren und starker Einlaufkantenverrundung und insbesondere Düsen mit ks-Geometrie sind daher in der Regel kavitationsfrei und zeigen höchste Durchflussbeiwerte. Blessing [Ble04] z.B. zeigt

Ergebnisse, bei denen eine Düse mit $k=2,5$ bereits ab einem HE-Grad von 9,9% nahezu kavitationsfrei ist. [Cha05] leitet aus seinen Untersuchungen an zylindrischen Spritzlöchern ab, dass ab einem Verhältnis des Einlaufkantenradius des Spritzlochs zum Spritzlochdurchmesser von 0,15 keine Kavitation auftritt.

Die Kavitation hat einen starken Einfluss auf den Strahlzerfall. Die Turbulenz der Flüssigkeitsströmung am Austritt wird durch die Kavitation innerhalb des Spritzloches maßgeblich beeinflusst, auch wenn am Spritzlochaustritt dann ein Flüssigstrahl ohne Kavitationsbereiche vorliegen kann. Somit kann in diesem Fall der Kavitation ein indirekter positiver Einfluss auf den Strahlzerfall zugeschrieben werden [Wal02].

2.6.2. Strahlausbreitung

Der Einfluss des Spritzlochdurchmessers DSP auf das Eindringverhalten wurde bereits in Kap. 2.2.3 diskutiert. Ein kleinerer Spritzlochaustrittsdurchmesser bewirkt ein kürzeres Eindringen der Flüssigphase durch erhöhtes Air-Entrainment in das Spray.

Bei kleinerem Spritzlochaustrittsdurchmesser ergeben sich kleinere Tröpfchen. In Untersuchungen mit Düsen mit konischen und mit ks-Spritzlöchern konnte kein Einfluss der Geometrie (bezüglich Konizität und Verrundung) auf die Tropfengrößenverteilung beobachtet werden [Dod02], [Kro04].

Grundsätzliche Zusammenhänge zum Einfluss von strömungsoptimierten Spritzlochgeometrien auf den Strahl fasst [Pau01] zusammen: Bei Düsen mit positivem k -Faktor verjüngt sich das Spritzloch zum Düsenaustritt. Dadurch werden der Druck in kinetische Energie umgesetzt und die Strömung beschleunigt. Dies führt zu einem höheren Impuls am Spritzlochaustritt und zu einer düsenferneren Zerstäubung.

Mit HE-Rundung werden die Einströmbedingungen ins Spritzloch verbessert. Die Kavitation nimmt ab, wodurch sich ein erhöhter Durchflussbeiwert ergibt. Am Spritzlochaustritt ergibt sich dadurch eine höhere mittlere Geschwindigkeit und zusätzlich wird das Geschwindigkeitsprofil über dem Spritzlochaustrittsdurchmesser symmetrischer. Die turbulente kinetische Energie (TKE) als Maß für die Turbulenzintensität nimmt mit zunehmender Verrundung ab, wodurch die Zerstäubung düsenferner stattfindet. Es ergibt sich ein schlankerer Strahlkegelwinkel durch die verminderte kavitationsinduzierte Turbulenz im Spray, wodurch das düsennahe Aufbrechen reduziert wird [Kam96], [Wir97], [Han02], [Ble04].

Andere Untersuchungen von Düsen mit gesteigertem Durchflussbeiwert (durch stärkere HE-Verrundung, durch konischen statt zylindrischen Spritzlöchern oder durch ks-Geometrie) zeigen vergleichbares Verhalten. In [Han02], [Bit03], [Pas03], [Pay04], [Leu05] und [Sal05] wird bei den Düsen mit höherem Durchflussbeiwert ein tieferes und schnelleres Eindringen des Strahls, düsenferneres Aufbrechen und ein kleinerer Strahlaufbruchwinkel beobachtet.

Der Einfluss unterschiedlicher Spritzlochgeometrien auf die Ausbreitung der Flüssig- und der Dampfphase wird in [Sch04] und [Sch05] betrachtet. Hier wird festgestellt, dass diese sich bei der Düse mit Spritzlöchern mit höherem Durchflussbeiwert schneller und mit einem kompakteren Spray ausbreiten (s. **Abb. 2.22**). Dies wird auf den durch die optimierte Spritzlochströmung erhöhten Sprayimpuls zurückgeführt.

Deutliche Unterschiede in Form und Ausbreitungsverhalten zwischen dem zylindrischen und dem konischen ($k=1,5$) bzw. dem ks-Spritzloch sind zu erkennen. Durch eine weitere Steigerung des Durchflussbeiwerts von konischer auf ks-Geometrie konnte hier keine signifikante Veränderung im Ausbreitungsverhalten beobachtet werden.

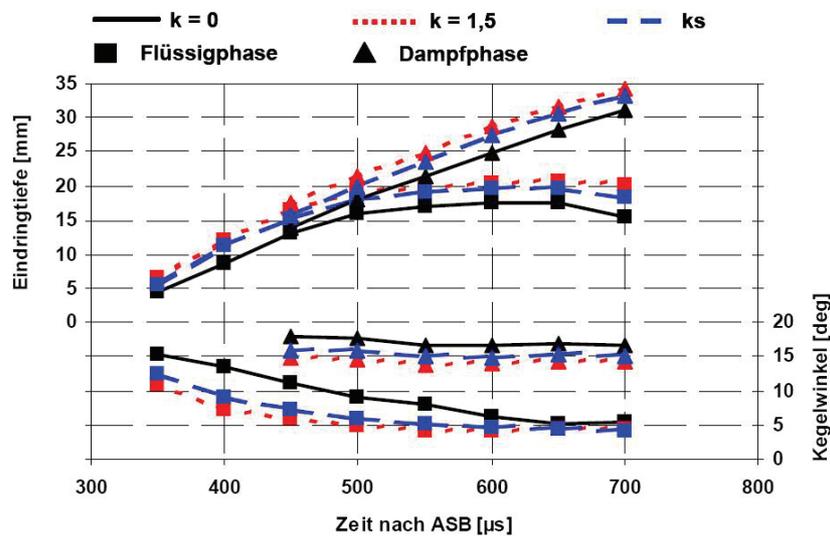


Abb. 2.22: Spritzlochgeometrieinfluss auf Eindringverhalten der Flüssig- und Dampfphase, Kammertemperatur=880K, Einspritzdruck=1350 bar, Gasdichte=16kg/m³ aus [Sch05]

[Oßw06] hat Untersuchungen mit Düsen mit lasergebohrten Spritzlöchern mit Konizitäten von $k=2,0$ bis $k=8,0$ durchgeführt. Im Eindringverhalten konnten bei Einspritzdrücken zwischen 300 und 1350 bar kaum Unterschiede bei den verschiedenen Düsengeometrien festgestellt werden (s. **Abb. 2.23**).

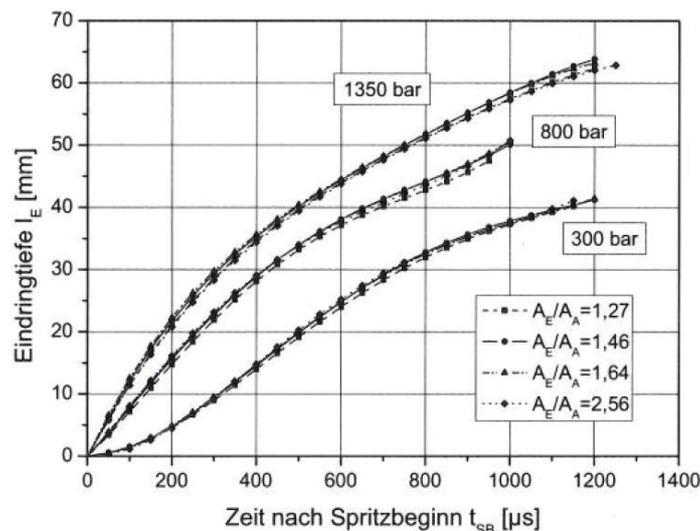


Abb. 2.23: Eindringverhalten von ks-Düsen mit unterschiedlichen Spritzlochkonizitäten (hier: Einlauf-Auslauf-Flächenverhältnisse A_E/A_A) aus [Oßw06]

Ergebnisse aus Strahlkraftmessungen mit PKW-Sitzloch-Düsen mit unterschiedlichen Spritzlochkonizitäten werden in [Win04] dargestellt. Im Vergleich von Düsen mit $k=-1,5$, $k=0$ und $k=1,5$ zeigt sich die kleinste Aufbruchlänge für die Düse mit der

meisten Kavitation ($k=-1,5$). Eine Erhöhung des Durchflussbeiwerts verlagert den Aufbruch in düsenfernere Gebiete (vgl. auch [Kam96]). Auch für erhöhte Gasdichte ($\rho=42\text{kg/m}^3$) bleibt der Trend erhalten (s. **Abb. 2.24**).

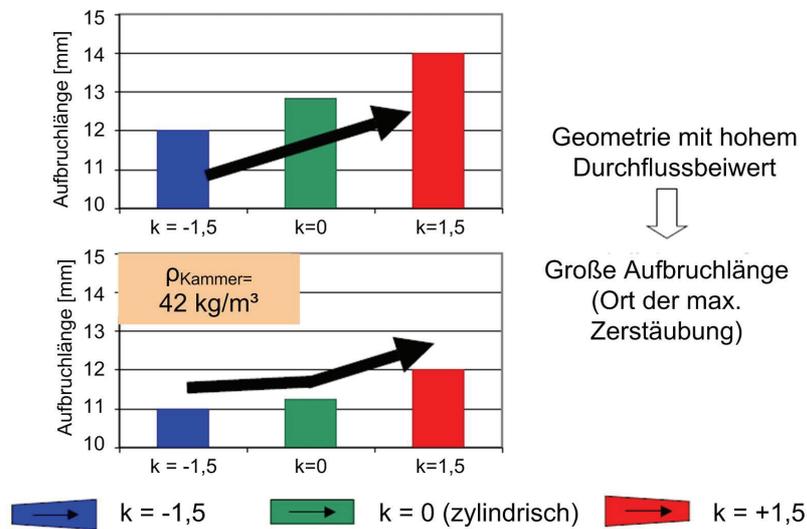


Abb. 2.24: Einfluss der Spritzlochkonizität auf die Aufbruchlänge: divergent, zylindrisch, konvergent nach [Win04]

Bei einer Erhöhung der Konizität von $k=1,5$ auf $k=3$ konnten bei ks-Düsen im Innenströmungsverhalten Unterschiede in der Umsetzung des Druckes in Geschwindigkeit und im Geschwindigkeitsprofil aufgezeigt werden. Bei Strahlkraftmessungen ergaben sich jedoch auch bei unterschiedlichen Einspritzdrücken und Gasdichten nur sehr kleine Unterschiede zwischen den Düsen (s. **Abb. 2.25**). Offensichtlich tritt ab einem bestimmten k-Faktor eine Sättigung des positiven Effekts auf die Aufbruchlänge ein.

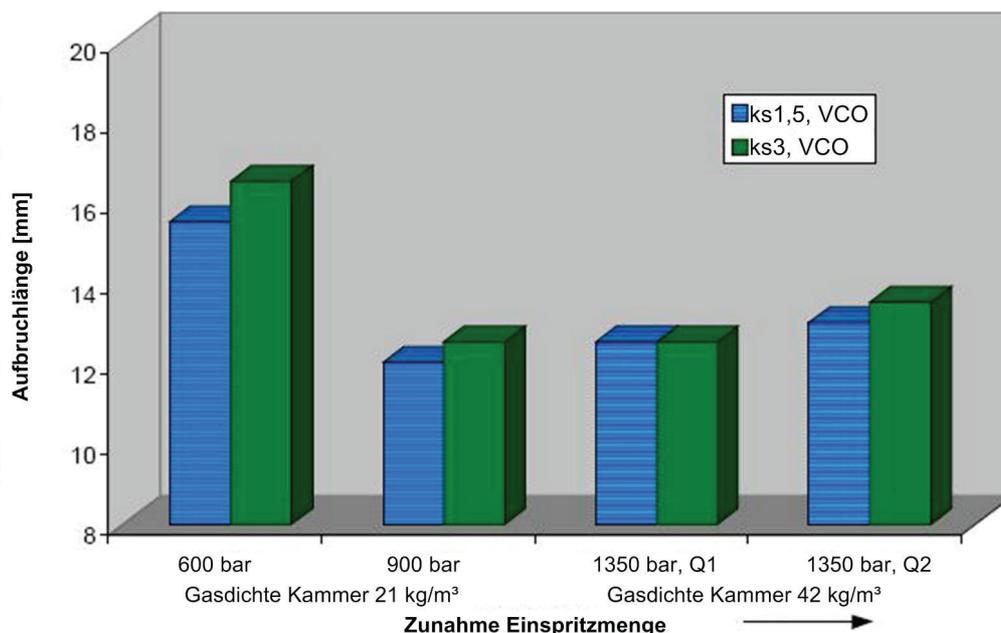


Abb. 2.25: Steigerung der Konizität bei ks-Düsen (VCO: Sitzlochdüse) aus [Win04]

Bei Einspritzdüsen ohne optimierte Spritzlochgeometrie (ohne bzw. mit sehr kleiner Konizität oder HE-Verrundung) kann eine Ablenkung des Sprays in Richtung

Brennraumdach beobachtet werden. Durch die starke Umlenkung am Spritzlocheinlauf treten die bereits beschriebenen Ablösegebiete besonders an der Oberseite der Spritzlöcher auf. Dadurch ergibt sich eine asymmetrische Geschwindigkeitsverteilung im Spritzloch, die zu einer Ablenkung des Sprays in Richtung Brennraumdach und somit zu einer Vergrößerung des dynamischen Höhenwinkels des Sprays im Vergleich zum geometrischen Höhenwinkel entsprechend der Spritzlochachse führen. Bei nicht strömungsoptimierten Düsen beträgt die Abweichung des dynamischen vom geometrischen Höhenwinkel etwa 1° . Durch strömungsoptimierte Spritzlöcher gleicht sich der dynamische dem geometrischen Höhenwinkel an [Wir97], [Wal02].

2.6.3. Gemischbildung und Verbrennung

Zu den Auswirkungen der von der Spritzlochgeometrie beeinflussten Gemischbildung auf Verbrennung und Schadstoffbildung wurden zahlreiche Untersuchungen in Brennkammern und Motoren (zum Teil mit optischem Zugang) durchgeführt.

In Brennkammerversuchen zum Einfluss des Spritzlochdurchmessers DSP beobachten [Pic01], [Dod02] und [Sie02] bei kleinerem DSP ein düsennäheres Entflammen. Zusätzlich wurde an diesem Ort der Entflammung ein sauerstoffreicheres Gemisch festgestellt. Dies wird durch höheres Air-Entrainment in das schmalere Spray und somit bessere Durchmischung von Kraftstoff und Luft begründet. Als Folge ergaben sich geringe Rußemissionen für Spritzlöcher mit kleinerem DSP. Wird der DSP zu gering, können die Rußemissionen wieder ansteigen, wenn der Strahlimpuls zu gering wird, um eine gute Gemischbildung zu erzielen. Eine Variation der Lochanzahl NSP zeigt, dass bei zu geringen NSP die Luftausnutzung zwischen den Einspritzstrahlen schlecht wird und dass bei zu großen NSP die Einspritzstrahlen, abhängig vom Drall, überlappen können. Beides führt zu gesteigerten Rußemissionen [Hen06].

Die meisten Arbeiten zum Einfluss einer Steigerung des Durchflussbeiwerts von Düsen beschäftigen sich mit der Verbrennung im PKW-Motor, bei dem die Wandinteraktion der Flüssigphase des Strahls für die Gemischbildung eine große Rolle spielt. Diese Untersuchungen können Trends aufzeigen, auch wenn in dieser Arbeit ein NKW-Brennverfahren betrachtet wird, weshalb die Ergebnisse hier vorgestellt und Unterschiede beschrieben werden.

Untersuchungen bei PKW-Brennverfahren

Wie gezeigt wird bei Einspritzdüsen mit hohem Durchflussbeiwert durch strömungsoptimierte Spritzlochgeometrie der Einspritzdruck mit höherem Wirkungsgrad umgesetzt, wodurch die einspritzsystemseitige Gemischbildungsenergie erhöht wird. Es ergeben sich ein größerer Strahlimpuls und düsenerfer Strahlaufbruch. Die Ergebnisse der Arbeiten zu PKW-Brennverfahren zeigen folgende maßgebliche Effekte auf die Gemischbildung:

- Durch höhere Strahlgeschwindigkeit wird schneller mehr Luftvolumen erfasst und somit eine verbesserte Abmagerung des Kraftstoff-Luft-Gemisches erzielt [Kam96], [Mat98], [Fet02], [Bit03], [Pay04]
- Düsenerfer Strahlaufbruch unterstützt besonderes bei hohen Gasdichten die Luftausnutzung [Sch05]
- Verstärkte Strahl/Wand-Wechselwirkung führt zu zusätzlichem Lufteintrag in den Strahl [Kam96], [Mat98], [Bit03], [Koc05], [Hüb08]

Bei allen Untersuchungen konnte durch die optimierte Gemischbildung eine Reduzierung der Rußemissionen erzielt werden. Bei den NO_x -Emissionen kam es zum Teil zu einer Erhöhung, zum Teil blieben diese nahezu unverändert.

Höheres Air-Entrainment kann durch Erhöhung des Strahlkegelwinkels (bei konstanter Austrittsgeschwindigkeit) oder durch schnelleres Eindringverhalten erreicht werden (vgl. Kap. 2.2.3), wobei letzteres der dominierende Faktor für eine bessere Luft-erfassung ist. Schnelleres Eindringen mit schlankerem Spray durch eine Düse mit hohem Durchflussbeiwert ermöglicht somit eine bessere Gemischbildung [Pay04].

Eine Einspritzdüse mit hohem Durchflussbeiwert bewirkt eine Rußreduzierung besonders in den Betriebspunkten, in denen der erhöhte Strahlimpuls die Luftausnutzung maßgeblich verbessern kann, wie z.B. bei hoher Gasdichte [Sch05].

Düsen mit extrem niedrigem Durchflussbeiwert (z.B. durch divergente Spritzlöcher) führen in Untersuchungen bei [Pay04] zu einer Verschlechterung der Emissionsergebnisse.

Abb. 2.26 zeigt den Vergleich zwischen einer Referenzdüse und einer ks-Düse in einem PKW-Motor in einem Modell zum Einfluss der Strahl/Wand-Interaktion.

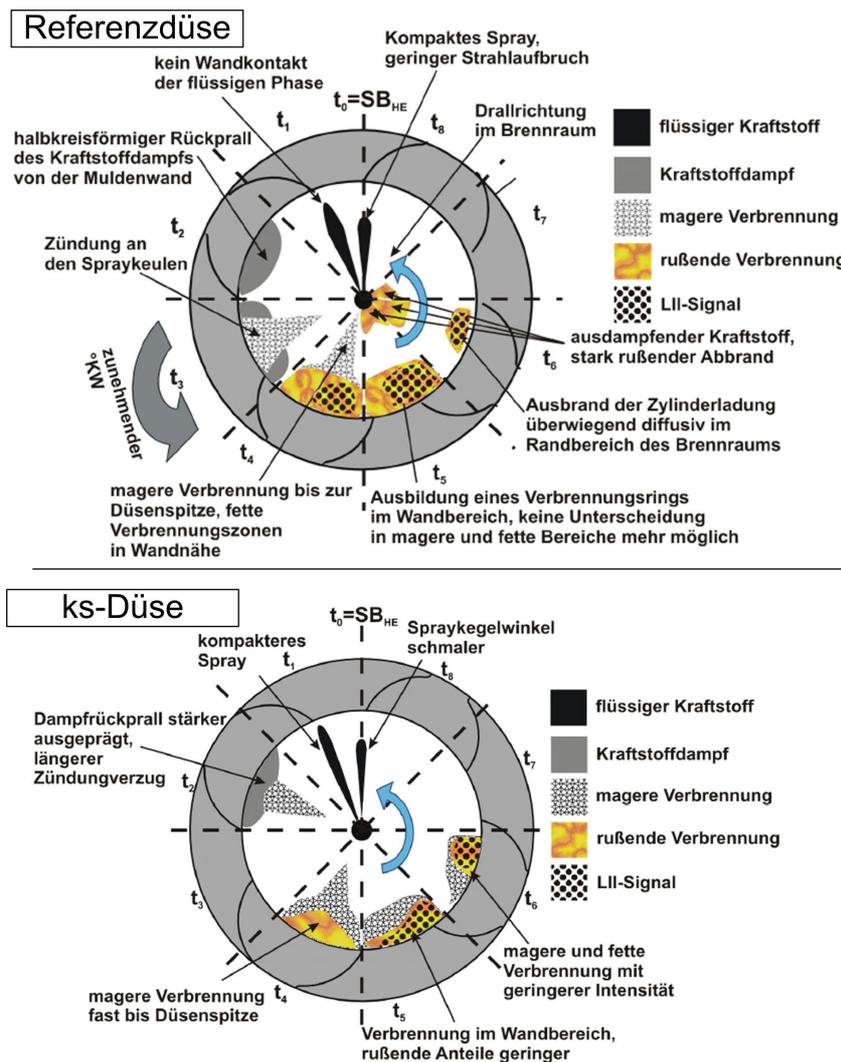


Abb. 2.26: Modell für Wandeeinfluss auf Gemischbildung und Verbrennung bei Referenzdüse (oben) und ks-Düse (unten) in Anlehnung an [Koc05] (blauer Pfeil: Drallrichtung; LII: Laserinduzierte Inkandescenz: Maß für Rußvolumenkonzentration))

Die ks-Düse hat ein kompaktes Spray mit hohem Strahlimpuls und düsenfernerem Strahlaufbruchverhalten. Ein Wandkontakt der Flüssigphase findet in diesem Beispiel nicht statt. Dennoch kommt es zu einer Intensivierung der Wandinteraktion des Strahls bei der ks-Düse, was den Lufteintrag in die Dampfzonen steigert und für eine bessere Verteilung des Kraftstoff-Luft-Gemisches im Brennraum sorgt. Es ergeben sich ein niedrigeres Maximum der Rußkonzentration im Brennraum und eine erhöhte Rußoxidation im Vergleich zur Referenzdüse. Sowohl die bessere Brennraumausnutzung des Gemischs mit besserer Abmagerung durch die verstärkte Wandinteraktion als auch der größere Anteil an vorgemischter Verbrennung ergaben für die ks-Düse insgesamt eine leichte Erhöhung der NO_x -Emissionen bei deutlicher Abnahme der Rußemissionen.

Der Einfluss der optimierten Gemischbildung auf Zündverzug und Brenngeschwindigkeit wird in der Literatur uneinheitlich angegeben. Bei [Bit03] und [Leu05] wird mit der besseren Aufbereitung ein kürzerer Zündverzug und schnelleres Durchbrennen beobachtet, während sich bei [Koc05] und [Hüb08] ein verlängerter Zündverzug ergibt. [Mat98] kann keinen Einfluss auf den Zündverzug erkennen.

Untersuchungen bei NKW-Brennverfahren

Die Unterschiede des NKW-Brennverfahrens zum PKW wurden bereits in Kap. 2.3.4 ausführlich diskutiert. Es sind besonders durch größere freie Weglängen der Einspritzstrahlen eine Gemischbildung mit deutlich geringerer Wandunterstützung und vor allem keine Interaktion der Flüssigphase des Kraftstoffstrahls mit der Muldenwand zu erwarten.

In [Sch03] und [See06] wurden Untersuchungen an vergleichbaren Motoren wie in dieser Arbeit durchgeführt. Dabei zeigten sich wie bei den oben beschriebenen PKW-Ergebnissen reduzierte Rußemissionen für Düsen mit erhöhtem Durchflussbeiwert durch intensivere Gemischbildung. Bei [See06] ist aber der Einfluss des Einspritzdrucks dominant gegenüber dem Potential zur Emissionsverbesserung durch Optimierung der Einspritzdüse.

In einem ähnlichen Motor wurden Untersuchungen mit Düsen mit verschiedenen Durchflussbeiwerten (Spritzlöcher zylindrisch, konvergent und divergent) bei konstantem kleinstem Spritzlochaustrittsdurchmesser durchgeführt, um den Einfluss des Spritzlochdurchmessers auf die Motorergebnisse auszuschließen [Ber04]. Dabei ist zu beachten, dass die dabei auftretenden unterschiedlichen Raten der Kraftstoffeinbringung zu unterschiedlichen Brennverläufen führen. Dieser Einfluss des Brennverlaufs auf die Emissionen (durch Brenndauer und Temperaturniveau) wurde bei diesen Untersuchungen jedoch nicht betrachtet. Dennoch soll auf die Ergebnisse kurz eingegangen werden. Mit der Düse mit dem niedrigsten Durchflussbeiwert (divergente Spritzlöcher) wurden dabei die besten Ergebnisse hinsichtlich Rußemissionen erzielt, was auf eine optimale Gemischbildung zurückgeführt wird. Dieses Ergebnis ist konträr zu den meisten anderen Untersuchungen mit divergenten Spritzlöchern (z.B. [Sch03], [Pay04]). Die Düsen mit hohem Durchflussbeiwert wiesen dagegen höhere Rußemissionen als die Referenzdüse auf. Auch dies widerspricht bekannten Untersuchungen und wird darauf zurückgeführt, dass bisher bei Düsen mit hohem Durchflussbeiwert zur Beibehaltung des Durchflusses der Spritzlochdurchmesser verkleinert

wurde und die Emissionsvorteile somit aus dem kleineren Spritzlochdurchmesser und nicht aus der Steigerung des Durchflussbeiwerts resultieren.

Untersuchungen in [Mar08] zeigen ebenfalls für Düsen mit niedrigem Durchflussbeiwert und düsenahem Aufbruchverhalten Vorteile bei den Rußemissionen bei einem NKW-Brennverfahren.

Beim NKW ergibt sich somit kein einheitliches Bild zum Einfluss einer veränderten Gemischbildung durch den Einsatz von Einspritzdüsen mit hohem Durchflussbeiwert auf Verbrennung und Schadstoffbildung.

2.7. Ableitung der Aufgabenstellung

Wie bereits diskutiert, muss bei Dieselmotoren für Nutzfahrzeuge neben der Weiterentwicklung von Abgasnachbehandlungssystemen eine Optimierung des Brennverfahrens hinsichtlich der emittierten Schadstoffe unter Beibehaltung eines niedrigen Kraftstoffverbrauchs stattfinden. Dazu erfolgt eine Optimierung sowohl des Luftsystems, das heißt die Einführung hoher Aufladegrade (zweistufige Aufladung) und hoher Abgasrückführraten, als auch gleichzeitig des Einspritzsystems, unter anderem mit einer weiteren Steigerung des Einspritzdrucks aber auch durch den Einsatz von Einspritzdüsen mit gesteigertem Durchflussbeiwert.

Die Erhöhung der einspritzsystemseitigen Gemischbildungsenergie durch strömungsoptimierte Düsen mit hohem Durchflussbeiwert zeigt in Untersuchungen an PKW-Brennverfahren Vorteile bei den Emissionen. Bei NKW-Brennverfahren, deren grundsätzliche Besonderheiten in Kap. 2.3.4 erläutert wurden, sind die Einflüsse der Einspritzdüse auf die Gemischbildung, die anschließende Verbrennung und Schadstoffbildung nur gering erforscht und nicht vollständig geklärt. Vor allem unter Randbedingungen mit hohen Gegendrücken bzw. Gasdichten im Brennraum durch die hohe Aufladung, hohen AGR-Raten und gleichzeitig sehr hohen Einspritzdrücken sind keine Untersuchungen zum Einfluss von wirkungsgradgesteigerten Einspritzdüsen bekannt.

Es ist zu klären, welches Optimierungspotential eine einspritzsystemseitige Erhöhung der Gemischbildungsenergie durch Einspritzdüsen mit hohem Durchflussbeiwert auf das Emissionsverhalten eines Brennverfahrens mit geringem Wandkontakt und hoher Gasdichte bei hohen AGR-Raten, wie es bei modernen NKW-Motoren erwartet wird, bietet. In der vorliegenden Arbeit soll dieses Potential durch Variation der Spritzlochgeometrie der Einspritzdüsen in einem NKW-Motor unter verschiedenen Randbedingungen seitens der Luft- und Einspritzsystemparameter praxisnah untersucht werden. Dabei werden die Einflüsse auf die Gemischbildung, die Verbrennung und die Schadstoffbildung betrachtet. Folgendes soll dabei im Detail untersucht werden:

Grundlegende Untersuchungen zur Auswirkung veränderter Randbedingungen, wie sie bei modernen Brennverfahren zur Erfüllung zukünftiger Abgasgrenzwerte zu erwarten sind, auf die Verbrennung und Schadstoffbildung im NKW-Einzylinder-Versuchsmotor:

- Einfluss hohe Aufladung
- Einfluss Einspritzdrucksteigerung
- Betrachtung hoher AGR-Raten (auch bei Volllast)

Einfluss einer strömungsoptimierten, kavitationsfreien Einspritzdüse im Vergleich zu Standarddüsen auf:

- Innenströmungs- und Durchflussverhalten
- Strahlausbreitung und Gemischbildung
- Verbrennung und Schadstoffbildung

Dazu werden sowohl Messungen und Simulationsrechnungen zur Düsencharakterisierung als auch Motorversuche am NKW-Einzylinder-Versuchsmotor unter Berücksichtigung der oben genannten motorischen Randbedingungen entsprechend zukünftiger Brennverfahren durchgeführt. Zusätzlich wird zur detaillierten Betrachtung der Gemischbildung eine 3D-CFD-Motorsimulation eingesetzt.

Einfluss einer Steigerung der Spritzlochkonizität bei strömungsoptimierten, kavitationsfreien Einspritzdüsen. Dazu wird ebenfalls folgendes untersucht:

- Innenströmungs- und Durchflussverhalten
- Strahlausbreitung und Gemischbildung
- Verbrennung und Schadstoffbildung

Auch dazu werden wie oben Messungen und Simulationsrechnungen zur Düsencharakterisierung und Motorversuche am NKW-Einzylinder-Versuchsmotor durchgeführt.

Die Arbeit beschäftigt sich im Unterschied zu bisher bekannten Untersuchungen mit folgenden Inhalten und Zielen:

- Betrachtung der Emissionen eines NKW-Motors auf zukünftigen Niveaus wie Euro VI bzw. US 2010
- Untersuchungen in Volllastpunkten bis 230 bar Zylinderspitzenruck
- Einsatz von strömungsoptimierten ks-Düsen mit sehr hohen Spritzlochkonizitäten im NKW-Motor
- Betrachtung der Auswirkungen von unterschiedlichen Düsengeometrien auf Emissionen und Verbrauch im NKW-Motor
- Einsatz einer Motorsimulation zum detaillierten Verständnis der Wirkmechanismen unterschiedlicher Düsen auf Gemischbildung und Verbrennung im NKW-Motor

Es ist zu untersuchen, inwiefern sich das vom PKW bekannte Optimierungspotential einer einspritzsystemseitigen Erhöhung der Gemischbildungsenergie durch Einspritzdüsen mit hohem Durchflussbeiwert auf ein Brennverfahren mit geringerem Wandkontakt und hoher Gasdichte übertragen lässt, wie es ein modernes NKW-Brennverfahren darstellt. Der wissenschaftliche Erkenntnisgewinn soll dabei in einem weiteren Verständnis der grundsätzlichen Mechanismen beim Einsatz von unterschiedlichen Düsenkonzepten bei diesen Brennverfahren liegen. Dabei wird der Schwerpunkt auf eine Betrachtung unter fortschrittlichen praxisnahen Randbedingungen gelegt. Praktische Empfehlungen für zukünftige Motorkonzepte unter verschärften Emissionslimits sollen abgeleitet werden.

3. Vorgehen und Werkzeuge

In diesem Kapitel werden zunächst die eingesetzten Werkzeuge zur Untersuchung der verschiedenen Einspritzdüsen vorgestellt. Anschließend wird die Prüfstandseinrichtung vorgestellt, auf der die Motorversuche durchgeführt werden. Dabei wird besonders auf das Luft- und das Einspritzsystem sowie die verwendete Prüfstandsmesstechnik eingegangen. Im Anschluss werden Grundlagen zu den eingesetzten Simulationstools erläutert.

3.1. Messtechnik zur Charakterisierung der Einspritzdüsen

Schwerpunkt dieser Arbeit ist die Betrachtung der Auswirkung von Geometrieänderungen an den Einspritzdüsen auf das motorische Emissionsverhalten. Daher werden zunächst die zu untersuchenden Düsen näher charakterisiert. Aus Unterschieden bei bestimmten Düseneigenschaften sollen dann Rückschlüsse auf das motorische Verhalten gezogen werden.

Zur Charakterisierung der Düsen wird dabei auf existierende Messtechnik zurückgegriffen, die von der Düsenentwicklungsabteilung im Geschäftsbereich Diesel Systems der Robert Bosch GmbH eingesetzt wird. Die Versuche werden auch dort durchgeführt. Im Folgenden werden die verwendeten Messtechniken beschrieben.

3.1.1. Durchflussmessung

Zur Bestimmung des Massendurchflusses durch die verschiedenen Einspritzdüsen werden Messungen auf einem hydraulischen Hochdruck-Durchflussprüfstand durchgeführt. Bei der Messung wird Prüföl nach DIN 4113 verwendet. Dabei wird die Düse bei konstantem Nadelhub (oder ohne Nadel) mit einem bestimmten Einspritzdruck von bis zu 2500 bar beaufschlagt. Auf der Auslassseite kann ein konstanter Gegendruck bis zu 200 bar vorgegeben werden. Die Messdauer beträgt eine Minute.

3.1.2. Strahlkraftmessung

Die Auswertungen von geometrischen Strahlgrößen wie Eindringtiefe und Kegelwinkel in Strahlkammern können nur Daten über die Randbereiche des Sprays liefern. Aussagen über innen liegende Spraybereiche können nicht getroffen werden.

Mittels der Methode der Strahlkraftmessung können auch Unterschiede im Kernbereich des Sprays dargestellt werden. Dabei wird in eine Strahlkammer bei festgelegten Randbedingungen (Gas, Druck, Temperatur) eingespritzt. Ein Kraftsensor kann auf sphärischen Koordinaten senkrecht zu den Spritzlochachsen im Einspritzstrahl positioniert werden und ermöglicht eine räumliche und zeitliche Auflösung des Eindringverhaltens.

An einer bestimmten Position kann der zeitliche Kraftverlauf gemessen werden (s. **Abb. 3.1** rechts oben). Eine Zeitintegration liefert den Strahlimpuls für diesen Ort, also in einem bestimmten Abstand vom Spritzlochaustritt. Wird der Sensor schrittweise von der Düse wegbewegt, erhält man den Impulsverlauf über dem Abstand vom Spritzlochaustritt (s. **Abb. 3.1** links oben). Die Ableitung dieses Impulsverlaufs nach dem Ort ergibt den Impulsgradienten, der das Aufbruchverhalten des Sprays charakterisiert und ein Maß für die Intensität der Zerstäubung darstellt (s. **Abb. 3.1** links unten). Der Ort des maximalen Gradienten wird als Aufbruchlänge („Break-Up length“) bezeichnet und stellt den Ort des maximalen Strahlaufbruchs dar. Eine

größere Aufbruchlänge ist also mit einem düsenferneren Strahlaufbruch gleichzusetzen. Der Betrag des maximalen Impulsgradienten ist ein Maß für die Güte der Zerstäubung [Wir97], [Har02], [Win04].

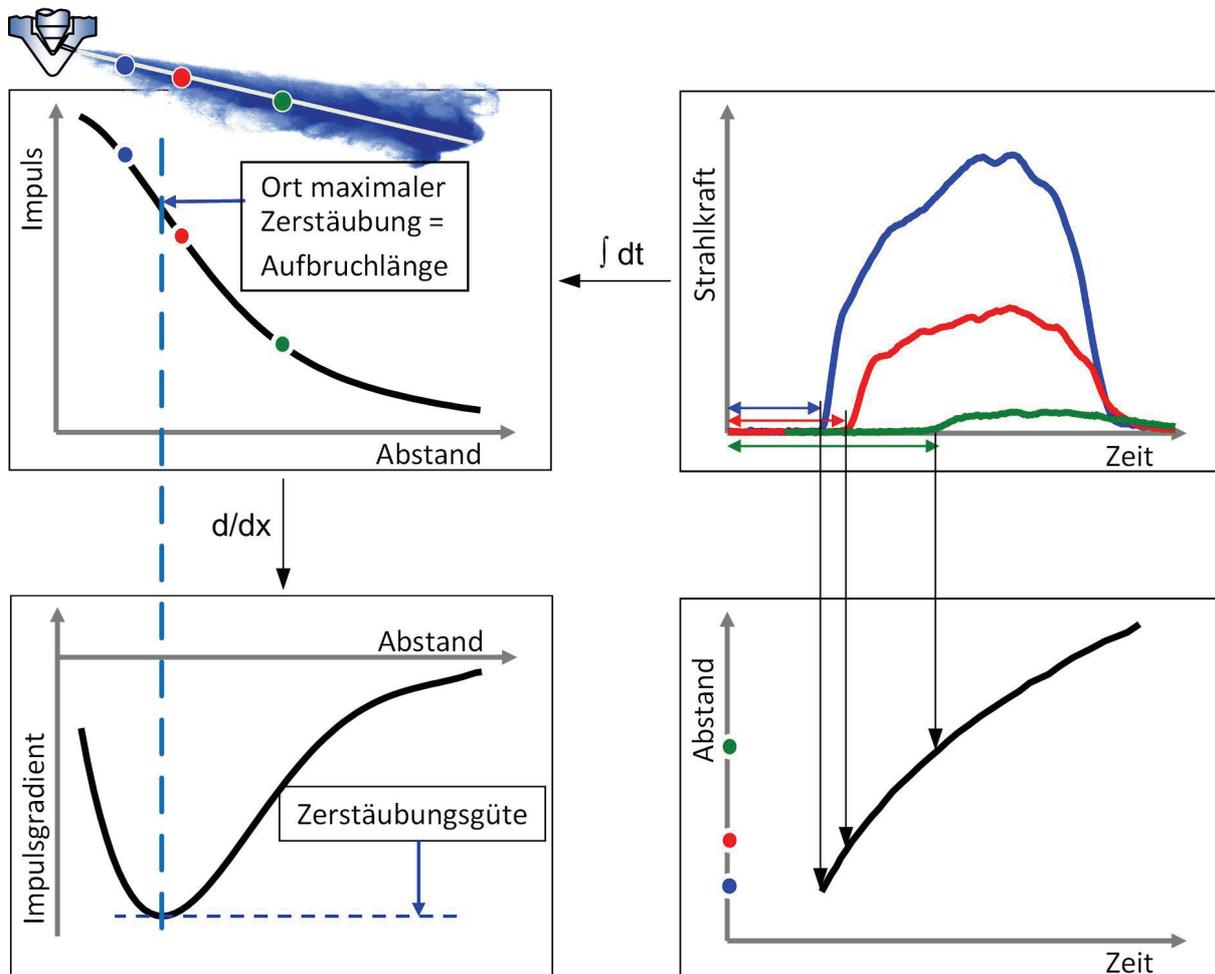


Abb. 3.1: Prinzip der Strahlkraftmessung nach [Har04]

Auch aus der Strahlkraftmessung kann der zeitliche Verlauf der Eindringtiefe der Strahlspitze dargestellt werden (s. Abb. 3.1 rechts unten). Aus der Zeitdauer bis zum ersten Auftreten eines Kraftsignals an einem bestimmten Abstand zum Spritzloch kann der Eindringverlauf ermittelt werden [Har02]. Das Verschieben des Kraftsensors über Seiten- und Höhenwinkel erlaubt eine Auswertung der dynamischen Strahlrichtung, die nicht mit der geometrischen Richtung (gegeben aus der Spritzlochachse) übereinstimmen muss. Man erhält den dynamischen Höhenwinkel, wodurch ein Vergleich mit dem geometrischen Höhenwinkel möglich wird [Wir97].

Bei Steigerung des Einspritzdruckes zeigt sich eine deutliche Zunahme des Strahlimpulses am Spritzlochaustritt durch die höhere Strömungsgeschwindigkeit.

3.2. Versuchsmotor

Für die Motorversuche wird ein Einzylinder-Forschungsmotor auf der Basis eines NKW-Motors mit einem Hubraum von 2l/Zylinder verwendet. Dabei ist dieser entsprechend den extremen Anforderungen für Zünddrücke bis 240 bar ausgelegt.

Dafür wird ein druckfester Zylinderkopf verwendet, außerdem sind Kurbeltrieb und -gehäuse sowie Kolben gegenüber dem Serienaggregat modifiziert. Brennraumgestaltung und Ventiltrieb entsprechen dem Serienmotor. Details zu technischen Daten und Geometrie von Mulde und Brennraum finden sich im Anhang (s. Anh. 8.1).

3.2.1. Luftsysteem

Die Aufladung ist extern über einen Druckluftanschluss realisiert. Der Abgasgegendruck kann mit einer regelbaren Klappe im Abgasrohr eingestellt werden. Die Ladeluft wird auf 25°C vorkonditioniert. Es kommt eine äußere Abgasrückführung zum Einsatz, bei der das Abgas vom Motorkühlwasser mittels zweier PKW-AGR-Kühler gekühlt wird. Dabei wird ein pneumatisches AGR-Ventil zur stufenlosen Einstellung der AGR-Rate verwendet.

3.2.2. Einspritzsystem

Als Einspritzsystem wird ein Common-Rail-System mit Druckverstärker benutzt (s. **Abb. 3.2**). Dabei wird von einer Hochdruckpumpe der Kraftstoff in das Rail gepumpt. Daran schließt sich ein Druckverstärkermodul an, das über eine Hochdruckleitung den Höchstdruck an den Injektor liefert. Das geometrische Übersetzungsverhältnis des Druckverstärkers beträgt etwa 2,8, wobei sich im Betrieb bei Volllast ein Druckübersetzungsverhältnis von etwa 2,5 einstellt. Dadurch können am Injektor Drücke bis 2400 bar erzielt werden.

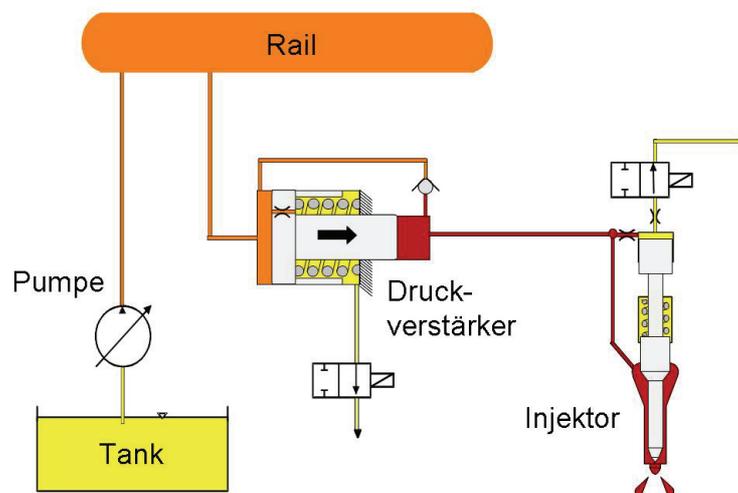


Abb. 3.2: Einspritzsystem APCRS (Amplifier Piston Common Rail System)

Druckverstärker und Injektor können unabhängig voneinander über jeweils ein Magnetventil angesteuert werden. Dadurch ist eine Einspritzverlaufsformung (square, boot, ramp) möglich. In dieser Arbeit wird nur die square-Ansteuerung verwendet, bei der ab Einspritzbeginn der höchste Druck anliegt, um ein Standard-Common-Rail-System ohne Druckverstärker zu simulieren. Der Injektor basiert auf einem Serien-CR-Injektor für NKW, der für Anwendungen bis 2400 bar modifiziert ist.

In **Abb. 3.3** ist ein Beispiel für einen Volllastbetriebspunkt dargestellt. Man erkennt den Raildruck (Druck vor DV), der etwa 630 bar beträgt. Mit Ansteuerung des Druckverstärkermoduls beginnt eine Druckübersetzung. Der Druck im Injektor (Druck nach DV) wird auf etwa 1600 bar verstärkt. Am Nadelhubverlauf können Beginn

(-1 °KW) und Ende (26 °KW) der Einspritzung abgelesen werden. Es ist eine Nadelhubbewegung in Richtung Nadelsitz erkennbar, bevor der Öffnungsvorgang und die Einspritzung beginnen, die durch die Druckerhöhung bewirkt wird. Im Verlauf der Einspritzung bleibt der im Injektor für die Einspritzung anliegende Druck auf hohem Niveau und sinkt um etwa 200 bar ab. Dadurch ergibt sich keine Einschränkung hinsichtlich der Übertragbarkeit der erzielten Versuchsergebnisse des druckübersetzten Einspritzsystems auf zukünftige Common-Rail-Systeme, die den Einspritzdruck auch ohne Druckverstärkung liefern können, für die vorliegende Arbeit aber noch nicht verfügbar waren.

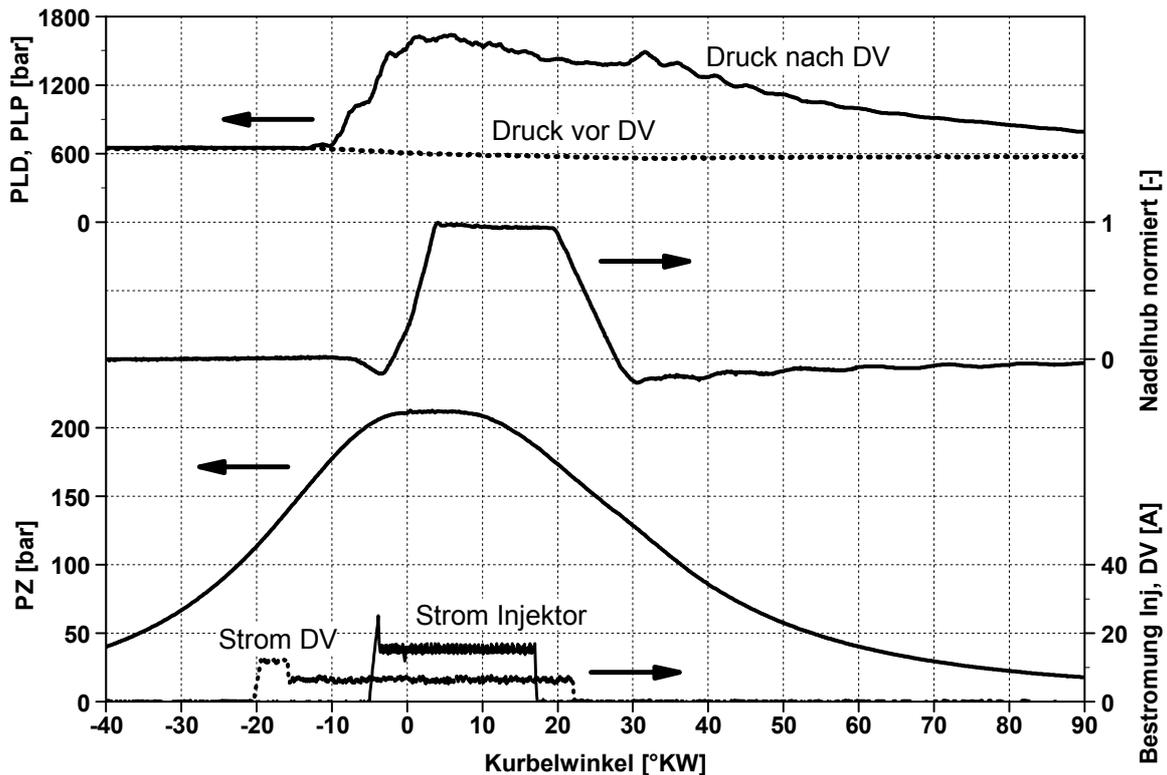


Abb. 3.3: Beispiel für druckübersetzte Einspritzung, Betriebspunkt C100 ($n=1710 \text{ min}^{-1}$, 100% Last), zweistufige Aufladung, Einspritzdruck 1600 bar, Spritzbeginn -1° KW

Die unterschiedlichen Einspritzdüsen für die Untersuchungen werden in den jeweiligen Ergebniskapiteln (s. Kap. 4) vorgestellt.

3.2.3. Messtechnik

Eine Übersicht über die am Versuchsmotor gemessenen Größen und die Positionen der Messstellen liefert der Messstellenplan im Anhang (s. Anh. 8.2). Zur kurbelwinkel aufgelösten Aufzeichnung von Zylinderdruck sowie der für die Einspritzung charakteristischen Größen, wie Bestromungssignale und Leitungsdrücke, wird eine Standardmesstechnik zur Indizierung eingesetzt. Dabei werden die Größen über jeweils 25 Zyklen gemittelt. Als Messtechnik für die Emissionen im Abgas wird die Standardmesstechnik des Prüfstands benutzt. Die eingesetzten Messprinzipien zeigt **Tab. 3.1**.

Tab. 3.1: Messgrößen Abgasanalyse und Messprinzipien

Messgröße	Messprinzip
SZ	Smokemeter
NO _x	Chemilumineszenzdetektor
HC	Flammenionisationsdetektor
CO	Nichtdispersiver Infrarotanalysator
CO ₂	Nichtdispersiver Infrarotanalysator
O ₂	Magneto-pneumatischer Detektor

Die Darstellung der Emissionen in den Diagrammen erfolgt jeweils als Rohemissionen oder als spezifische Emissionen bezogen auf die indizierte Leistung, wie bei Einzylinder Versuchsmotoren üblich.

Die Vorgehensweise bei der Berechnung der AGR-Rate aus verschiedenen Messgrößen ist im Anhang beschrieben (s. Anh. 8.3).

3.2.4. Betriebspunkte

Versuche mit Einzylinderforschungsmotoren am Motorprüfstand werden in der Regel in stationären Betriebspunkten durchgeführt. Bei dem verwendeten Aggregat werden die Punkte aus dem Stationärtest ESC (s. Kap. 2.4) betrachtet. In dieser Arbeit sind detaillierte Ergebnisse in den Betriebspunkten C50 und C100 dargestellt, d.h. bei C-Drehzahl (1710 min^{-1}) und bei 50% bzw. 100% Last. Des Weiteren werden Motorversuche in den Punkten A50 und A100 durchgeführt, deren Ergebnisse nicht detailliert dargestellt werden, die aber in die Berechnungen von ESC-Test-Ergebnissen (s. Kap. 4.4) einfließen. **Tab. 3.2** zeigt die Randbedingungen der einzelnen Betriebspunkte.

Tab. 3.2: Betriebspunkte der Motorversuche

Betriebspunkt	Bezeichnung	Drehzahl [1/min]	Kraftstoffmenge [mg/ASP]	SB [°KW n. ZOT]	p2 [mbar]	p3 [mbar]	T1 [°C]
A50	p2 hoch	1130	115	1	2030	2140	25
A100	p2 hoch	1130	225	-1	3430	3770	25
C50	p2 niedrig	1710	111	-2	1940	2140	25
C50	p2 hoch	1710	111	-2	2880	3410	25
C100	p2 niedrig	1710	213	-1	2965	3165	25
C100	p2 hoch	1710	213	-1	3980	4950	25

Als Aufladerandbedingungen werden einerseits die bekannten Drücke aus der Serie von einem Motor ohne AGR eingesetzt (p2 niedrig). Zur Realisierung eines für AGR notwendigen Spülgefälles wird ein veränderter Gegendruck eingestellt, der 200 mbar höher als der Ladedruck ist.

In Ermangelung seriennaher Daten von zweistufig aufgeladenen NKW-Motoren zu Beginn der Untersuchungen mit diesem Versuchsmotor stammen die Werte für Untersuchungen mit erhöhter Aufladung (p2 hoch) aus einer Ladungswechselsimulations-

rechnung mit GT-Power. Bei diesen Rechnungen wird ein zweistufiges Aufladesystem auf Basis zweier unterschiedlicher Abgasturbolader als Berechnungsmodell benutzt. Die zur Erzielung von bestimmten Luftverhältnissen bei hoher AGR nötigen Ladedrücke und entsprechenden Abgasgegendrücke sind das Ergebnis dieser Simulation. Die Ladedrücke entsprechen in etwa den Werten von heute in Serie befindlichen NKW-Motoren mit zweistufiger Aufladung, die Abgasgegendrücke liegen etwas höher, um mit großen Spülgefällen höchste AGR-Raten zu ermöglichen.

In den Versuchen wird dabei im jeweiligen Betriebspunkt die Kraftstoffmenge konstant gehalten. Des Weiteren sorgt eine Konditionierung der zugeführten Frischluft für konstante Temperatur vor der AGR-Zumischstelle von 25 °C.

3.3. Simulation

Zum weiteren Verständnis für von außen nicht einsehbare Vorgänge in der Einspritzdüse bzw. im Brennraum wurden Simulationsrechnungen durchgeführt. Die benutzten Programme und das jeweilige Vorgehen werden im Folgenden beschrieben.

3.3.1. Düseninnenströmungssimulation

Die Simulation der Düseninnenströmung erfolgt mit dem Programm CFX von ANSYS. Das Berechnungsgitter umfasst die gesamte Düseninnengeometrie. Als Randbedingung liegt an der Düsendichtfläche ein Kraftstoffdruck aus Rechnungen mit der Hydrauliksimulation AMESim und an den Spritzlochaustrittsöffnungen ein Gasdruck von 200 bar vor, um die im Motorversuch betrachteten Randbedingungen nachzustellen.

Die Berechnungen werden bei vollem Nadelhub durchgeführt. In den hier dargestellten Untersuchungen am NKW-Motor ist selbst im betrachteten Teillastpunkt C50 die Ansteuerdauer so lang, dass der Anteil der Phasen von Nadelöffnen und -schließen sehr klein wird und somit zur Beschränkung des Simulationsaufwands vernachlässigt wird.

3.3.2. Motorsimulation

Eine 3D-CFD-Motorsimulation soll zum vertieften Verständnis der Ergebnisse vom Versuchsmotor dienen. Die Simulation kann dabei Erkenntnisse liefern, die messtechnisch nur schwer oder überhaupt nicht zu erfassen sind. In dieser Arbeit wird für die 3D-CFD-Simulation der dieselmotorischen Verbrennung der kommerzielle Code FIRE von AVL benutzt. Grundlagen zur Modellierung mit FIRE, zu den verwendeten Modulen und zur Parametrierung für diese Arbeit sind im Anhang (s. Anh. 8.4) beschrieben. Im Folgenden wird die Vorgehensweise in dieser Arbeit erläutert (s. **Abb. 3.4**).

Ausgehend von den bekannten Geometriedaten und mit Messdaten aus dem Motorversuch erfolgen verschiedene Vorarbeiten.

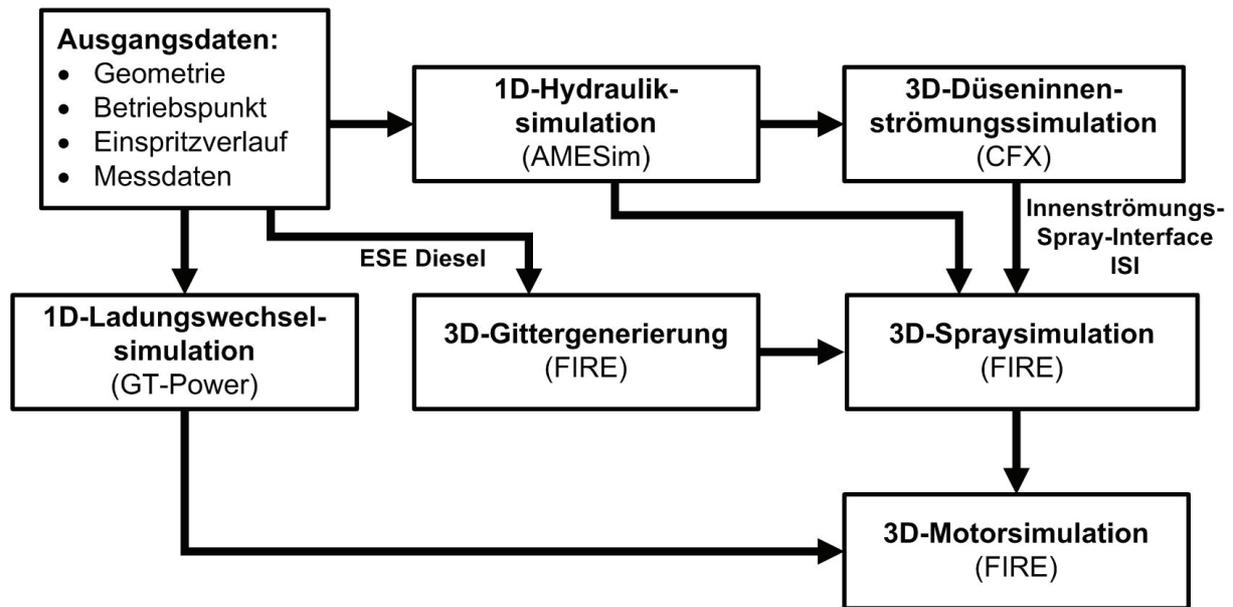


Abb. 3.4: Vorgehensweise bei der Motorsimulation in dieser Arbeit

Eine 1D-Hydrauliksimulation mit AMESim liefert den zeitlichen Verlauf des Einspritzdrucks während der Einspritzung. Dieser kann mit der Messung abgeglichen werden. Zusätzlich wird hier zur Initialisierung des Sprays eine orts aufgelöste Geschwindigkeitsverteilung am Spritzlochaustritt bereitgestellt. Die Daten stammen aus einer 3D-Düseninnenströmungssimulation mit CFX (s. auch Kap. 3.3.1). Dadurch können Effekte, die durch die Düseninnenströmung verursacht werden und die Sprayausbreitung beeinflussen (wie z.B. Kavitation), abgebildet werden. Aus den Geometriedaten wird mit „ESE Diesel“ ein Motorgitter generiert. In dieser Arbeit kommt ein 90°-Gitter des Brennraums zum Einsatz. Dadurch befinden sich zwei nebeneinander liegende Spritzlöcher im Gitter, wodurch die beiden unterschiedlichen Spritzlochebenen abgebildet werden. In diesem Gitter erfolgt mit den Daten aus der Hydraulik- und Innenströmungssimulation eine Spraysimulationsrechnung zur Parametrierung des Sprays.

Da das Motorgitter nur die Brennraumgeometrie bei geschlossenen Ventilen darstellt, kann die 3D-CFD-Motorsimulation nur von „Einlass schließt“ bis „Auslass öffnet“ durchgeführt werden. Daher sind Daten zum Zeitpunkt „Einlass schließt“ notwendig, die mit einer 1D-Ladungswechselrechnung mit GT-Power aus den Messdaten vom Versuchsmotor berechnet und an FIRE übergeben werden.

In diesem Kapitel wurden die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Messtechnik zur Düsencharakterisierung, der Aufbau und die Messtechnik des Versuchsmotors sowie die Simulationstools beschrieben. Im Folgenden werden die Ergebnisse der durchgeführten Untersuchungen vorgestellt.

4. Ergebnisse

Schwerpunkt dieser Arbeit ist die Untersuchung des Einflusses der Spritzlochgeometrie auf Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung bei einem Brennverfahren im NKW-Dieselmotor unter praxisnahen Randbedingungen, wie sie zur Erfüllung zukünftiger Abgasgrenzwerte zu erwarten sind. Dabei wird zunächst in Motorversuchen der Einfluss dieser Randbedingungen als Basis für die weiteren Untersuchungen analysiert. Anschließend erfolgen umfangreiche Betrachtungen zu den Auswirkungen der Spritzlochgeometrie.

4.1. Einfluss Aufladung und Einspritzdruck

Im Motorversuch sollen die Ergebnisse unter den Randbedingungen eines zukünftigen Brennverfahrens betrachtet werden. Bezüglich des Luftsystems werden Lade- und Gegendrucke vorgegeben, die einer zweistufigen Abgasturboaufladung am Vollmotor entsprechen. Seitens des Einspritzsystems werden Drücke eingestellt, die deutlich über denen der heute üblicherweise in Serie benutzten Systeme liegen, lediglich bei einer Applikation werden derzeit ähnliche Drücke eingesetzt. In diesem Unterkapitel erfolgt eine Diskussion der Auswirkungen dieser Randbedingungen auf die Messergebnisse. Dabei kommt eine Standarddüse mit k-Faktor 0,5 zum Einsatz (s. **Tab. 4.1**), die in etwa einer Seriendüse für ein Euro III-Brennverfahren entspricht.

Tab. 4.1: Daten Standarddüse

Düsenbezeichnung	Spritzlochanzahl	Höhenwinkel [°]	k-Faktor [-]	HE-Grad [%]	DSP _{aus} [µm]
k0,5/184	8	75	0,5	13,5	184

4.1.1. Aufladung

Zunächst wird der Einfluss der Steigerung von Lade- und Gegendruck betrachtet. Dabei erfolgt der Vergleich der Ergebnisse bei seriennahen Standardrandbedingungen und Randbedingungen entsprechend einer zweistufigen Aufladung. Eine Übersicht über die Versuchsparameter für die Versuche bei Standardaufladung (p2 niedrig) und bei zweistufiger Aufladung (p2 hoch) zeigt **Tab. 4.2**. Der Einspritzdruck beträgt jeweils 1600 bar.

Tab. 4.2: Betriebspunkte für Untersuchungen zum Einfluss der Ladedruckrandbedingungen

Betriebspunkt	Bezeichnung	Drehzahl [1/min]	Kraftstoffmenge [mg/ASP]	SB [°KW n. ZOT]	p2 [mbar]	p3 [mbar]	Einspritzdruck [bar]
C50	p2 niedrig	1710	111	-2	1940	2140	1600
C50	p2 hoch	1710	111	-2	2880	3410	1600
C100	p2 niedrig	1710	213	-1	2965	3165	1600
C100	p2 hoch	1710	213	-1	3980	4950	1600

Zunächst werden die Ergebnisse für den Volllastbetriebspunkt C100 und anschließend für den Teillastpunkt C50 betrachtet.

Betriebspunkt Volllast C100

In **Abb. 4.1** sind die Auswirkungen der Ladedruckerhöhung auf das Luftverhältnis λ und auf die Sauerstoffkonzentration am Einlass bei einer AGR-Variation im Volllastbetriebspunkt C100 dargestellt. In den Diagrammen repräsentieren die Symbole in den Kurven jeweils einen Messpunkt. Dies gilt auch für alle weiteren Diagramme in diesem Kapitel. Durch die Erhöhung des Ladedrucks wird ein deutlich höheres Luftverhältnis erzielt. Dadurch kann auch bei hohen AGR-Raten (AGR>30%) noch ein deutlicher Luftüberschuss realisiert werden.

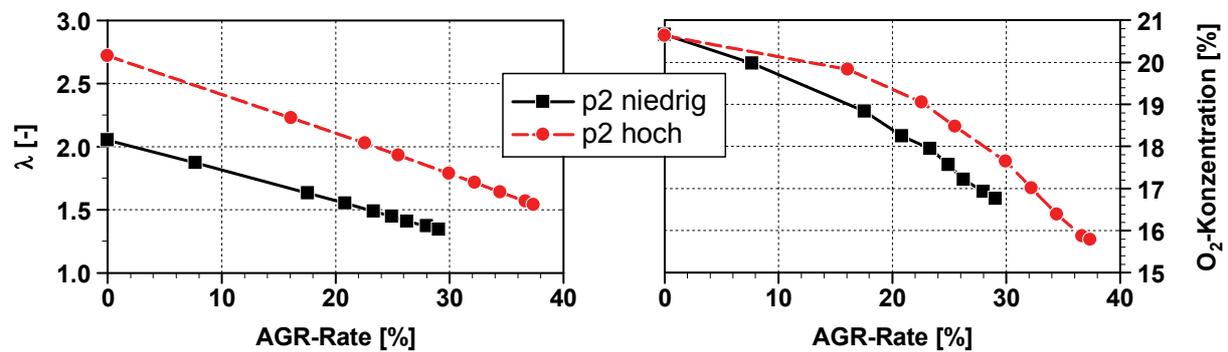


Abb. 4.1: Ladedruckvariation: Luftverhältnis (links) und Sauerstoffkonzentration am Einlass (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C100, Einspritzdruck 1600 bar

Die Reduzierung der Sauerstoffkonzentration am Einlass durch die AGR ist mitentscheidend für die Reduzierung der NO_x -Bildung. Bei hoher Aufladung ist ein größerer Massenanteil Abgas zurückzuführen, um die gleiche Sauerstoffkonzentration am Einlass zu erreichen (z.B. 32% statt 27% AGR für konstante Sauerstoffkonzentration von 17%, s. Abb. 4.1 rechts), weil das rückgeführte Abgas bei der hohen Aufladung bei konstanter AGR-Rate durch das größere λ mehr Sauerstoff enthält.

Bei konstanter Sauerstoffkonzentration am Einlass resultiert mit höherer Aufladung ein größerer Luftüberschuss (s. **Abb. 4.2** links). In dieser Abbildung ist rechts die maximale Massenmitteltemperatur, d.h. die mittels idealer Gasgleichung aus Druck und Volumen berechnete (über die gesamte Brennraummasse gemittelte) Temperatur, während der Verbrennung dargestellt. Da die Gasmasse im Brennraum bei der niedrigen Aufladung deutlich geringer ist, sinkt ihre Wärmekapazität. Dadurch ergibt sich bei der Verbrennung einer konstanten Kraftstoffmasse eine deutlich höhere maximale Massenmitteltemperatur. Die maximale Massenmitteltemperatur steigt mit zunehmender AGR-Rate an, da durch erhöhte Zumischung von heißem Abgas zur kalten Frischluft die Einlasstemperatur und somit die Verdichtungs- und Verbrennungstemperatur ansteigen.

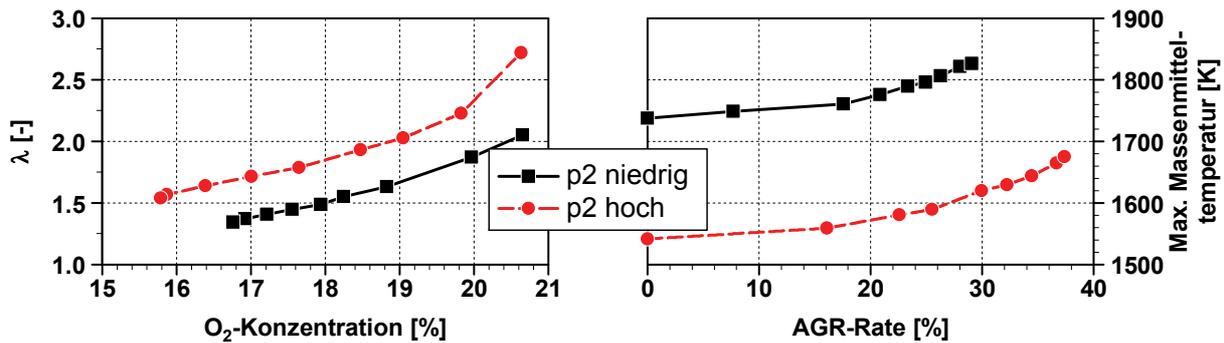


Abb. 4.2: Ladedruckvariation: Luftverhältnis über der Sauerstoffkonzentration am Einlass (links) und maximale Massenmitteltemperatur über AGR-Rate (rechts), Betriebspunkt C100, Einspritzdruck 1600 bar

Abb. 4.3 zeigt die NO_x - und Rußemissionen als Konzentrationen (oben) und Massenströme (unten). Die NO_x -Konzentrationen sind bei der niedrigen Aufladung im Punkt ohne AGR höher, hervorgerufen durch höhere Brennraumtemperaturen. Für beide Aufladegrade sinken wie erwartet die NO_x -Emissionen mit zunehmender AGR, während die Rußemissionen ansteigen. Entscheidender als die Schadstoffkonzentration ist der Schadstoffmassenstrom für die Abgasgesetzgebung und die Vergleichbarkeit der Emissionen. Bei hoher Aufladung ist der Frischluftmassenstrom bei gleicher AGR-Rate entsprechend dem Verhältnis der Luftverhältnisse deutlich größer. Gleiches gilt bei Vernachlässigung von zugeführter Kraftstoffmasse und Blowby- und Leckageverlusten auch für den Abgasmassenstrom. Abb. 4.3 zeigt im unteren Teil die Massenströme der Schadstoffkomponenten.

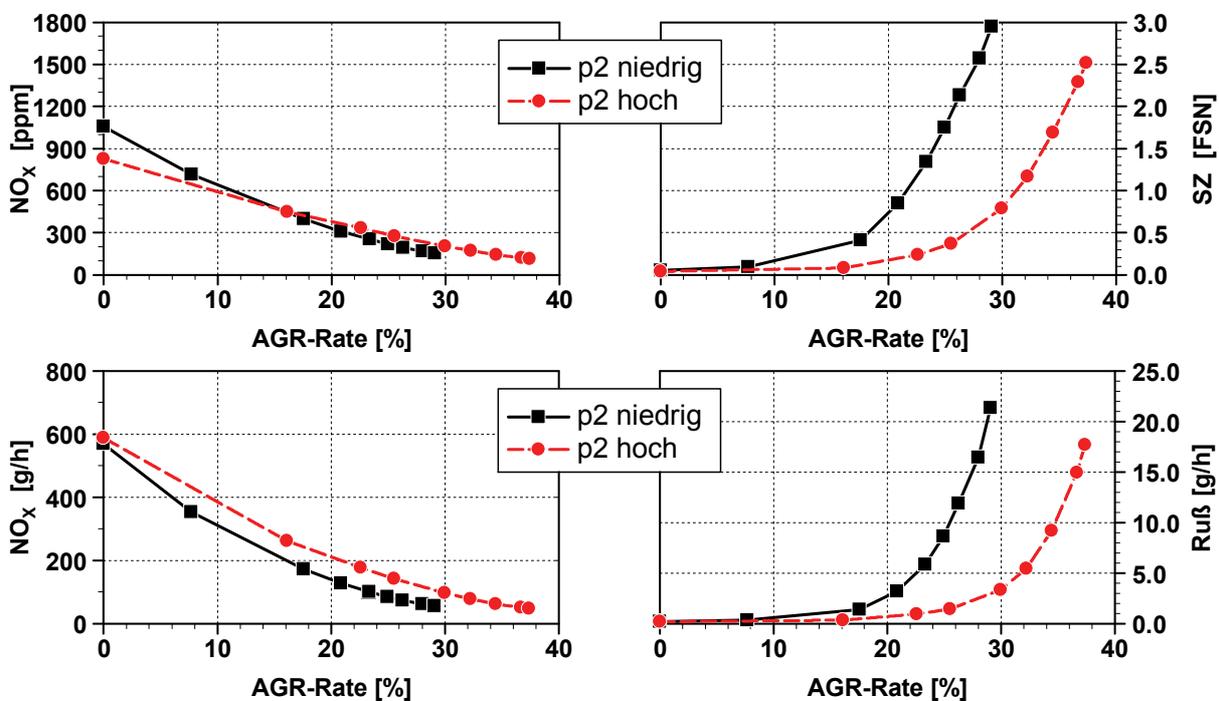


Abb. 4.3: Ladedruckvariation: NO_x - (links) und Rußemissionen (rechts) bei AGR-Variation als Konzentration (oben) und als Massenstrom (unten), Betriebspunkt C100, Einspritzdruck 1600 bar

Hier zeigen sich im Punkt ohne AGR vergleichbare und mit AGR höhere NO_x -Emissionen bei der zweistufigen Aufladung. Dies resultiert aus der oben dargestellten höheren Sauerstoffkonzentration bei jeweils gleicher AGR-Rate (s. Abb. 4.1 rechts). Bei den Rußemissionen ermöglicht es der erhöhte Luftüberschuss durch die zweistufige Aufladung mit erhöhtem Sauerstoffangebot größere AGR-Raten einzustellen, bevor definierte Rußgrenzen erreicht werden.

Für die Emissionszertifizierung ist das Verhalten im Ruß/ NO_x -Trade-Off relevant, da sowohl für Ruß als auch für NO_x bestimmte Grenzwerte einzuhalten sind. In **Abb. 4.4** ist dieser Trade-Off dargestellt. Erkennbar ist der deutliche Vorteil mit den zweistufigen Aufladerandbedingungen. Dabei steigt in diesem Beispiel der spezifische Kraftstoffverbrauch leicht an, da durch die höhere Differenz zwischen Abgasgedruck und Ladedruck mehr Ladungswechselarbeit verrichtet werden muss.

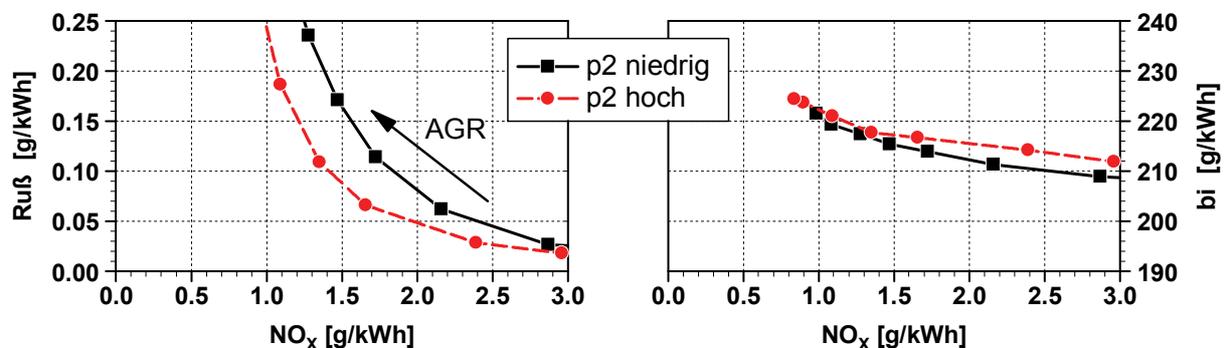


Abb. 4.4: Ladedruckvariation: Trade-Off-Verhalten Ruß/ NO_x (links) und bi/NO_x (rechts), Betriebspunkt C100, Einspritzdruck 1600 bar

Die Verläufe von Zylinderdruck, Einspritzdruck sowie integriertem Heizverlauf für diesen Betriebspunkt bei beiden Aufladerandbedingungen sind einmal für Betrieb ohne AGR und einmal mit AGR in **Abb. 4.5** dargestellt. Ansteuerdauer und Einspritzdruckverlauf sind unverändert.

Mit zweistufiger Aufladung ergeben sich im Vergleich zur Standardaufladung ein Zylinderdruckverlauf auf höherem Druckniveau und eine schnellere Umsatzrate im Heizverlauf. Bei Betrieb mit AGR ist der Kompressionsenddruck jeweils geringer. Dies ergibt sich durch einen kleineren Polytropenexponenten bei der Verdichtung von Abgas- und Frischluftgemisch im Vergleich zu reiner Luft und durch geringere Zylinderfüllung (Ladungsmasse) durch erhöhte thermische Drosselung. Außerdem sind durch höhere Gastemperaturen die Wandwärmeverluste größer. Ebenso zeigt sich beim Betrieb mit AGR, wie bereits in Kap. 2.5.1 beschrieben, ein verschleppter Verlauf der Verbrennung, wie am integrierten Heizverlauf erkennbar ist.

Besonders zu bemerken ist noch, dass bei allen Messungen ein kaum merklicher Anteil an vorgemischter Verbrennung zu beobachten ist. Durch die hohen Zylinderdrücke und -temperaturen und durch die gute Gemischaufbereitung durch den hohen Einspritzdruck stellt sich ein sehr kurzer Zündverzöger ein.

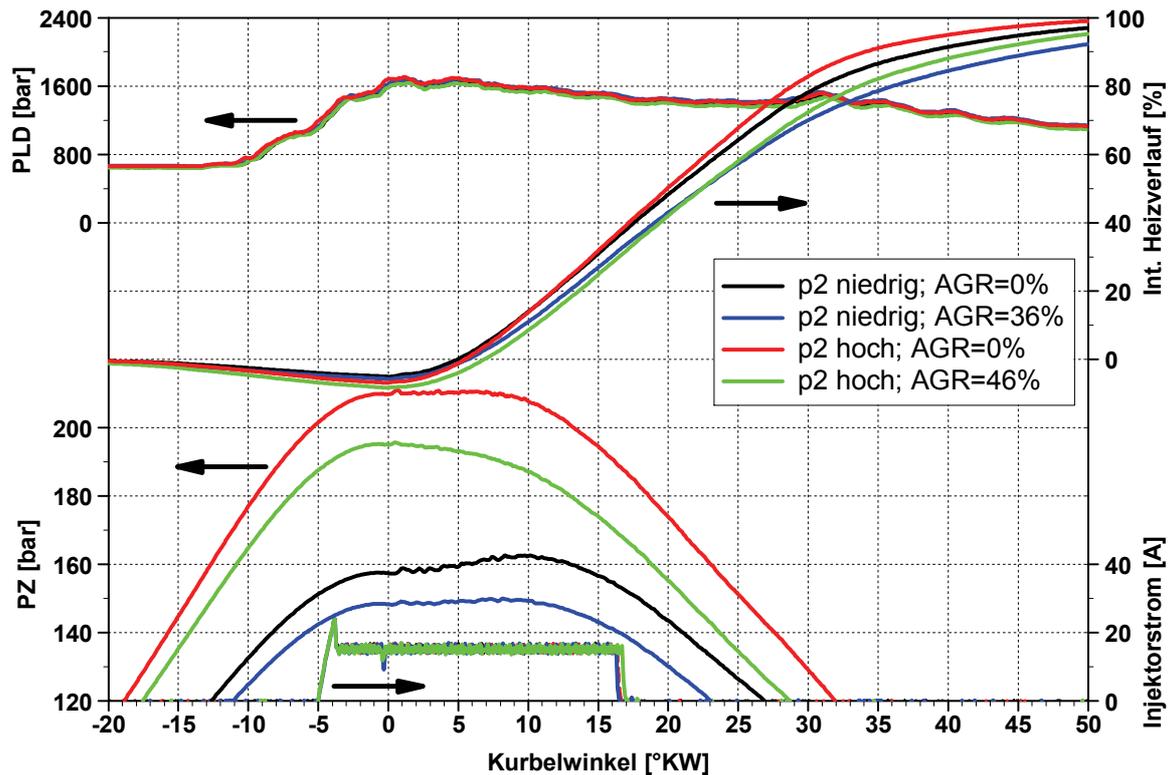


Abb. 4.5: Vergleich p_2 niedrig vs. p_2 hoch, mit und ohne AGR, Betriebspunkt C100, Einspritzdruck 1600 bar

Betriebspunkt Teillast C50

Wird die Ladedrucksteigerung im Teillastpunkt C50 betrachtet, zeigt sich ein ähnliches Verhalten wie bei Vollast. In **Abb. 4.6** sind λ und Sauerstoffkonzentration dargestellt. Insgesamt ergeben sich λ -Werte auf einem höheren Niveau. Durch das größere Verhältnis der Ladedrücke von Standard- zu zweistufiger Aufladung ist das Verhältnis zwischen den λ -Werten größer. Durch den höheren Luftüberschuss ist für entsprechende Reduzierung der Sauerstoffkonzentration eine höhere AGR-Rate notwendig.

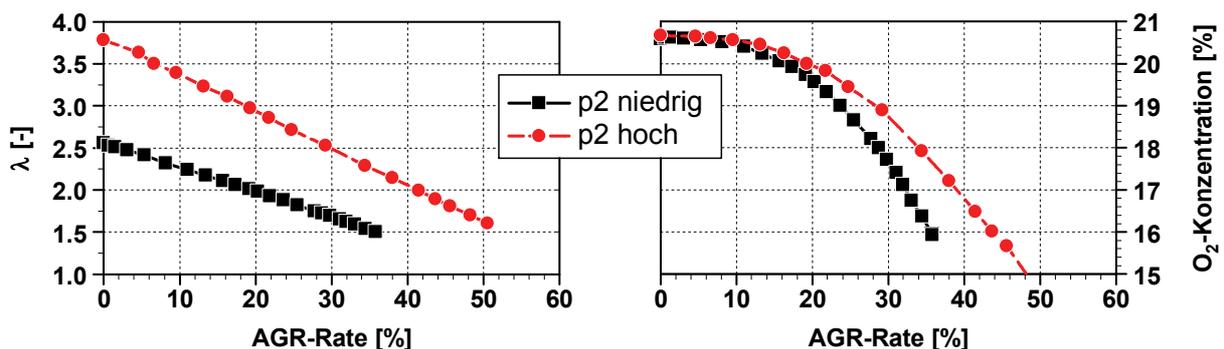


Abb. 4.6: Ladedruckvariation: Luftverhältnis (links) und Sauerstoffkonzentration am Einlass (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C50, Einspritzdruck 1600 bar

Den aus höherer Aufladung resultierenden größeren Luftüberschuss bei konstanter Sauerstoffkonzentration am Einlass zeigt **Abb. 4.7** (links). Wie auch im C100-Punkt führt bei niedriger Aufladung die kleinere Gasmasse im Brennraum zu höherer maximaler Massenmitteltemperatur (rechts).

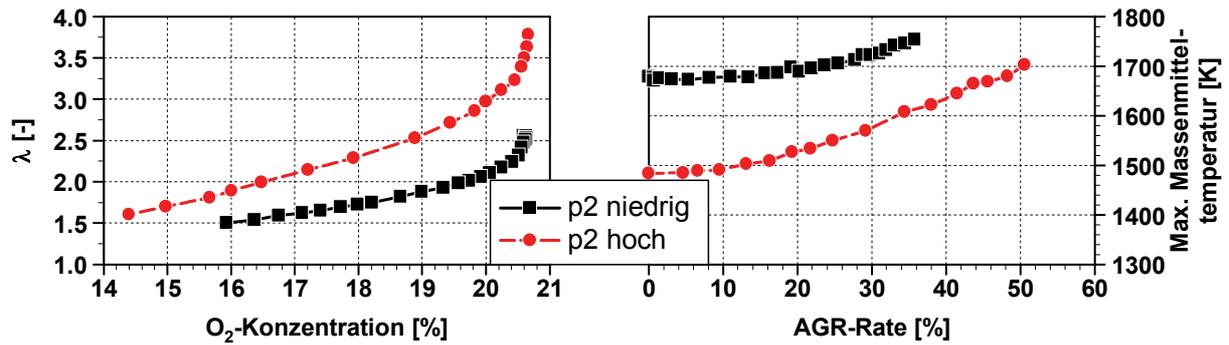


Abb. 4.7: Ladedruckvariation: Luftverhältnis über der Sauerstoffkonzentration am Einlass (links) und maximale Massenmitteltemperatur über AGR-Rate (rechts), Betriebspunkt C50, Einspritzdruck 1600 bar

Bei Betrachtung der Rohemissionen (s. **Abb. 4.8**) ergibt sich ein grundsätzlich vergleichbares Verhalten zum Vollastpunkt bezüglich der Ladedrucksteigerung. Die NO_x -Emissionen zeigen ähnliches Verhalten auf niedrigerem Niveau (bezüglich der Massenströme). Der Anstieg der Rußemissionen erfolgt jedoch erst bei deutlich höheren AGR-Raten. Bis AGR=20% (p2 niedrig) bzw. AGR=40% (p2 hoch) sind quasi keine Rußemissionen zu beobachten, dann erfolgt ein steiler Anstieg durch das mit zunehmender AGR geringere Sauerstoffangebot.

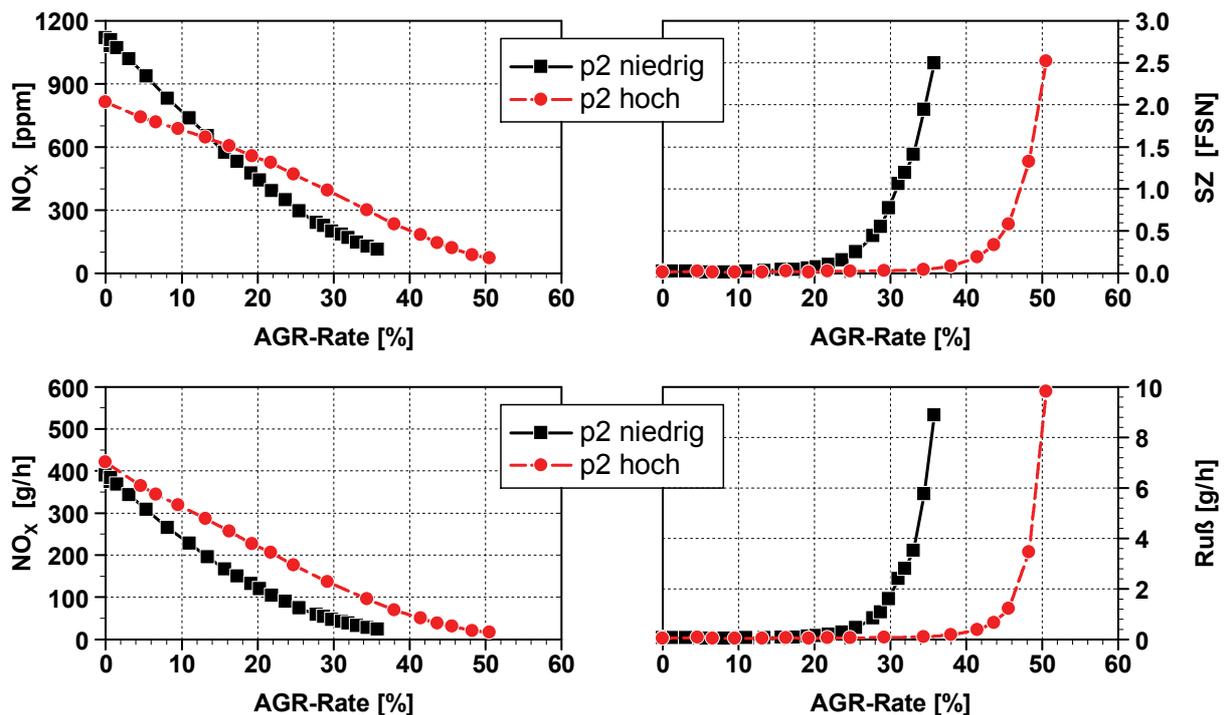


Abb. 4.8: Ladedruckvariation: NO_x - (links) und Rußemissionen (rechts) bei AGR-Variation als Konzentration (oben) und als Massenstrom (unten), Betriebspunkt C50, Einspritzdruck 1600 bar

In **Abb. 4.9** ist das Trade-Off-Verhalten dargestellt. Man sieht auch hier die deutlichen Vorteile im Ruß/ NO_x -Trade-Off bei Steigerung des Ladedrucks. Ebenso ergeben sich wie bei Vollast leichte Verbrauchsnachteile durch die höhere Ladungswechselarbeit durch das größere negative Spülgefälle (vgl. Kap. 3.2.4).

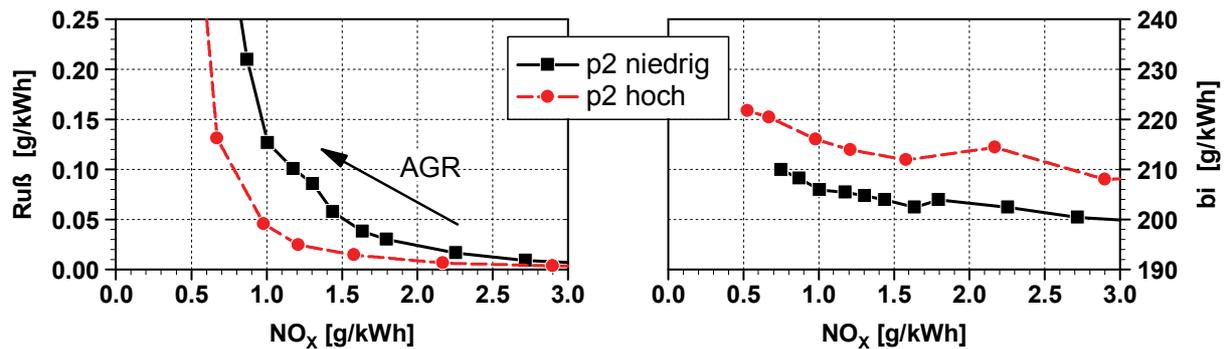


Abb. 4.9: Ladedruckvariation: Trade-Off-Verhalten Ruß/ NO_x (links) und bi/NO_x (rechts), Betriebspunkt C50, Einspritzdruck 1600 bar

Die Verläufe von Zylinderdruck, Einspritzdruck sowie integriertem Heizverlauf für diesen Betriebspunkt bei beiden Aufladerandbedingungen sind einmal für Betrieb ohne AGR und einmal mit AGR in **Abb. 4.10** dargestellt. Ansteuerdauer und Einspritzdruckverlauf sind unverändert. Dabei zeigen sich vergleichbare Einflüsse von Aufladung und AGR auf Zylinderdruck und Heizverlauf wie beim Volllastpunkt C100. Der Anteil an vorgemischter Verbrennung ist auch hier sehr klein, aber besonders bei Standardaufladung etwas deutlicher ausgeprägt als im Volllastpunkt.

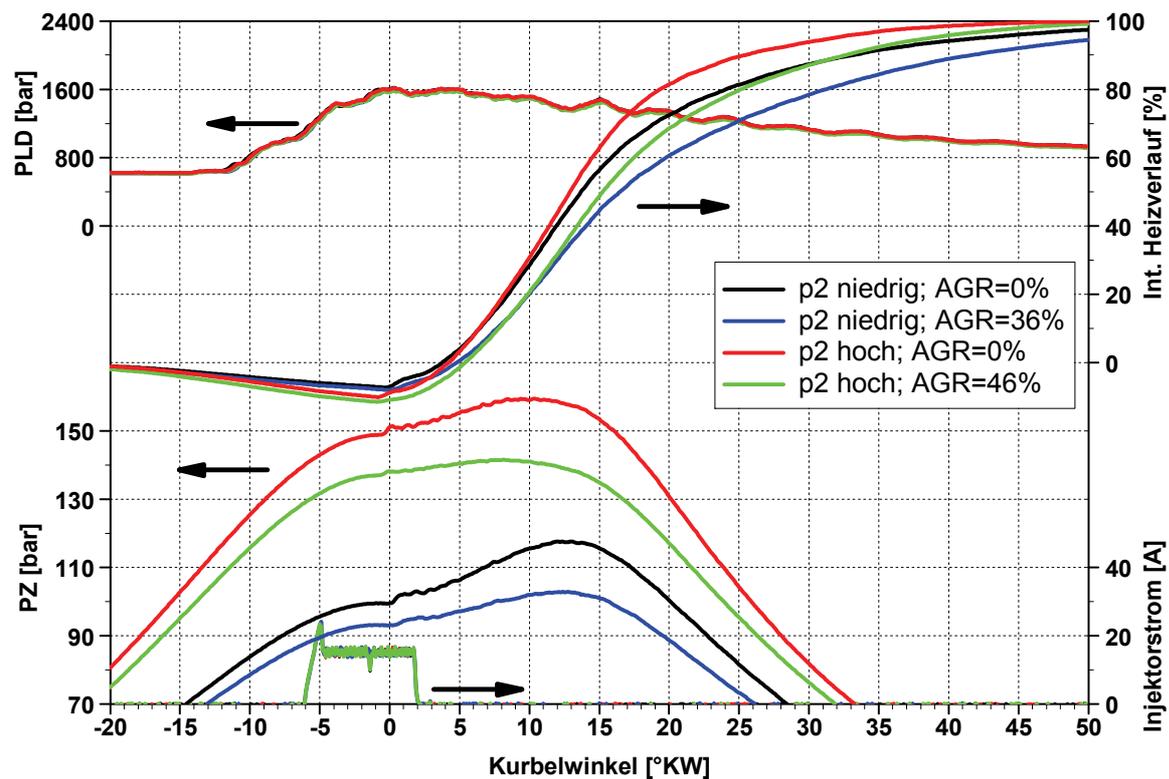


Abb. 4.10: Vergleich p_2 niedrig vs. p_2 hoch, mit und ohne AGR, Betriebspunkt C50, Einspritzdruck 1600 bar

4.1.2. Einspritzdruck

Die Betrachtung des Einspritzdruckeinflusses erfolgt sowohl bei der zweistufigen Aufladung (p2 hoch), als auch bei den Standardrandbedingungen (p2 niedrig). Die untersuchten Betriebspunkte zeigt **Tab. 4.3**.

Tab. 4.3: Betriebspunkte für Untersuchungen zum Einfluss des Einspritzdrucks

Betriebspunkt	Bezeichnung	Drehzahl [1/min]	Kraftstoffmenge [mg/ASP]	SB [°KW n. ZOT]	p2 [mbar]	p3 [mbar]	Einspritzdruck [bar]
C50	p2 hoch	1710	111	-2	2880	3410	1600 2000 2400
C100	p2 niedrig	1710	213	-1	2965	3165	1600 2000 2400
C100	p2 hoch	1710	213	-1	3980	4950	1600 1800 2000 2200 2400

Zunächst werden die Ergebnisse im Volllastpunkt C100 sowohl bei hoher als auch bei Standardaufladung gezeigt. Im Anschluss erfolgt eine Betrachtung im Teillastpunkt C50.

Betriebspunkt Volllast C100

In **Abb. 4.11** ist der Einfluss des Einspritzdrucks auf die Rohemissionen von NO_x und SZ bei einer AGR-Variation dargestellt. Betrachtet wird der Volllastpunkt C100 bei zweistufiger Aufladung. Die NO_x-Emissionen nehmen, wie erwartet, mit steigender AGR-Rate ab und mit steigendem Einspritzdruck zu. Bei sehr hohen AGR-Raten (AGR>37%) werden die Unterschiede hier sehr klein.

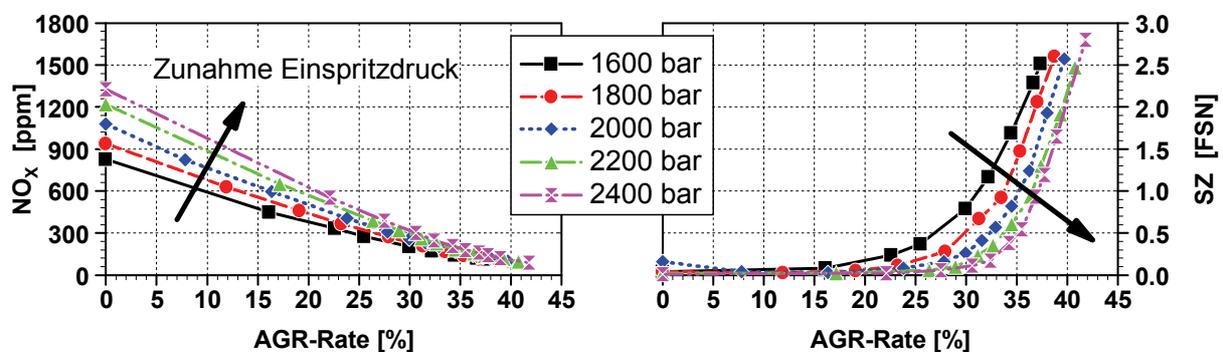


Abb. 4.11: Variation des Einspritzdrucks: NO_x- und Ruß-Rohemissionen bei AGR-Variation, Betriebspunkt C100, p2 hoch

Die Rußemissionen sind bei AGR-Raten kleiner 15% sehr gering und erst bei größeren AGR-Raten erfolgt ein steiler Anstieg mit zunehmender AGR-Rate. Mit einer Steigerung des Einspritzdrucks verschiebt sich der Rußanstieg zu größeren AGR-Raten, d.h. die AGR-Verträglichkeit erhöht sich. Dabei sind bei hohen, konstanten AGR-Raten die Unterschiede in den Rußemissionen deutlich erkennbar.

Bei der Verbesserung der AGR-Verträglichkeit mit zunehmendem Einspritzdruck zeichnet sich eine Sättigung ab, wie in Abb. 4.11 (rechts) an den kleiner werdenden Abständen der Kurven zu erkennen ist. Offensichtlich sind bei den hohen AGR-Raten das Luftverhältnis und somit die für rußarme Verbrennung zur Verfügung stehende Sauerstoffmenge so gering, dass auch eine optimierte Gemischbildung mit weiter gesteigertem Einspritzdruck nur noch geringe Verbesserungen erzielen kann (s. auch Kap. 2.5.2)

Betrachtet man nun den Ruß/ NO_x -Trade-Off (s. **Abb. 4.12** links), kann man die Vorteile einer Einspritzdrucksteigerung erkennen. Die zunehmende AGR-Verträglichkeit bezüglich der Rußemissionen führt trotz leichter Nachteile in den NO_x -Emissionen zu einem besseren Trade-Off-Verhalten. In Abb. 4.12 rechts ist der indizierte Verbrauch dargestellt. Er nimmt mit zunehmendem Einspritzdruck aufgrund der verkürzten Brenndauer und des somit erhöhten Wirkungsgrads ab.

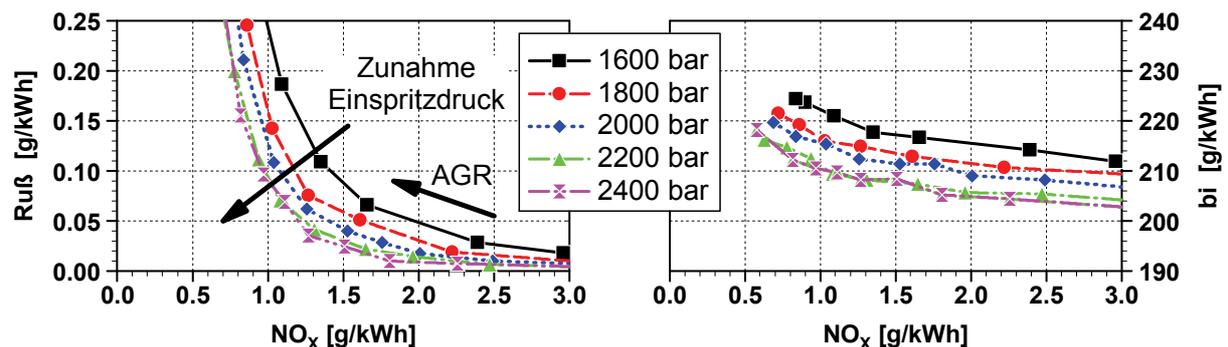


Abb. 4.12: Variation des Einspritzdrucks: Trade-Off-Verhalten Ruß/ NO_x und bi/NO_x , Betriebspunkt C100, p_2 hoch

Während sich bei einer Steigerung des Einspritzdrucks von 1600 auf 1800 bar noch starke Vorteile im Ruß/ NO_x -Trade-Off ergeben, wird dieser Vorteil bei einer Steigerung von 2200 auf 2400 bar schon sehr klein. Die Nachteile in den NO_x -Emissionen können durch die nur noch geringen Rußvorteile nicht mehr kompensiert werden. Bei dieser Anwendung kommt es in diesem Betriebspunkt C100 mit zwei-stufiger Aufladung zu einer Sättigung, was den Einspritzdruckbedarf bezüglich des Ruß/ NO_x -Trade-Offs betrifft.

Den Einfluss des Einspritzdrucks bei Standardaufladerandbedingungen zeigt **Abb. 4.13**. Dabei ist die unterschiedliche Skalierung der x-Achse zu beachten. Der Anstieg der Rußemissionen erfolgt deutlich früher, wie in Kap. 4.1.1 schon dargestellt. Somit können bei Begrenzung der zulässigen Rußemissionen nur kleinere AGR-Raten als unter zweistufigen Aufladerandbedingungen erreicht werden. Bei den NO_x -Emissionen zeigen sich für AGR-Raten im Bereich der betrachteten Auslegungspunkte

(um $SZ=1$), anders als bei den Versuchen mit hoher Aufladung, noch deutliche Unterschiede zwischen den untersuchten Einspritzdrücken.

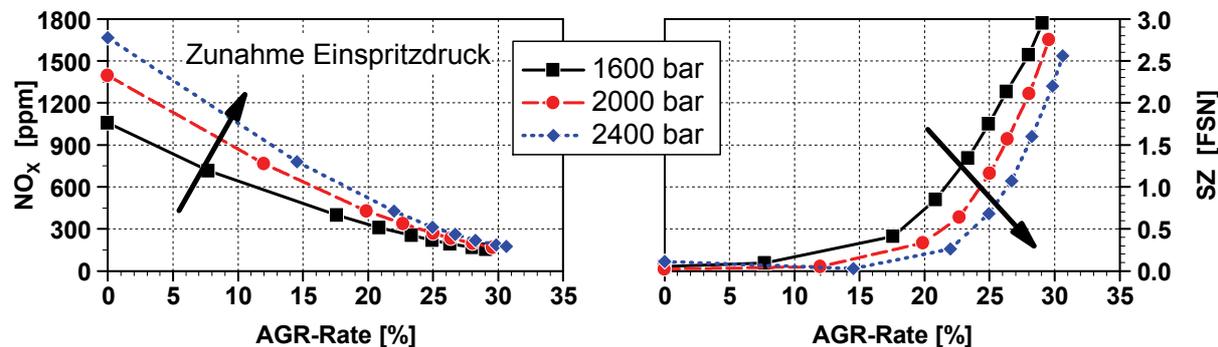


Abb. 4.13: Variation des Einspritzdrucks: NO_x - und Ruß-Rohemissionen bei AGR-Variation, Betriebspunkt C100, p_2 niedrig

Aus den gezeigten Unterschieden ergibt sich der in **Abb. 4.14** dargestellte Ruß/ NO_x -Trade-Off. Es zeigt sich, dass der Vorteil der Einspritzdrucksteigerung deutlich kleiner ausfällt als unter den Randbedingungen der zweistufigen Aufladung. Im spezifischen Verbrauch sind, wie erwartet, die Vorteile bei hohem Einspritzdruck erkennbar.

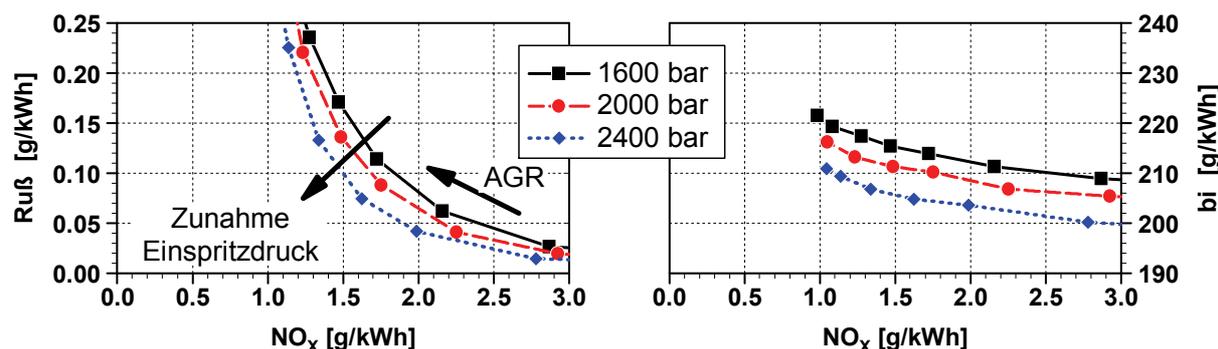


Abb. 4.14: Variation des Einspritzdrucks: Trade-Off-Verhalten Ruß/ NO_x und bi/NO_x , Betriebspunkt C100, p_2 niedrig

Die dargestellten Ergebnisse zeigen, dass bei dieser Anwendung mit zweistufiger Aufladung eine Erhöhung des Einspritzdrucks bis auf 2400 bar für eine Verbesserung der Emissionen im Ruß/ NO_x -Trade-Off sorgt. Durch die zweistufige Aufladung werden hohe AGR-Raten zur NO_x -Reduktion ermöglicht, die zur Begrenzung der Rußemissionen eine Verbesserung der AGR-Verträglichkeit seitens der Gemischbildung erfordern. Dies kann durch sehr hohen Einspritzdruck erreicht werden.

Betriebspunkt Teillast C50

In **Abb. 4.15** sind die NO_x - und Rußemissionen bei einer Einspritzdruckvariation im Teillastbetriebspunkt C50 bei zweistufiger Aufladung dargestellt. Hier zeigen sich mit steigendem Einspritzdruck ebenso Nachteile bei den NO_x - und Vorteile bei den Rußemissionen.

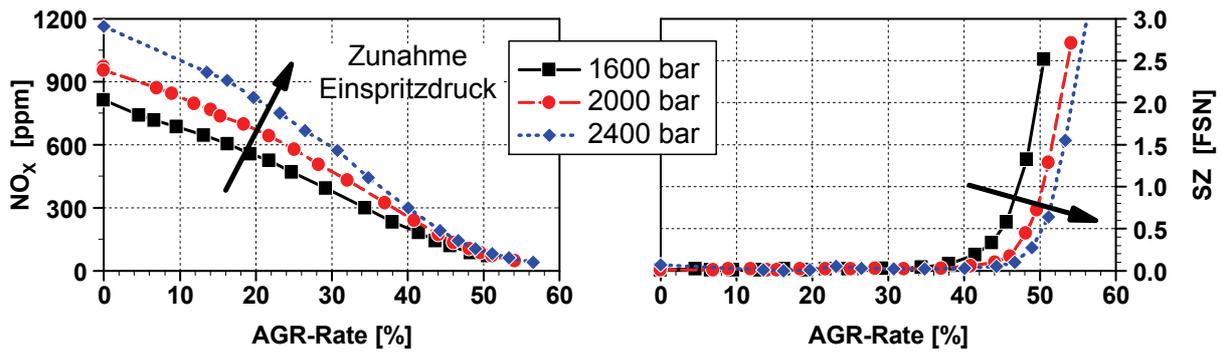


Abb. 4.15: Variation des Einspritzdrucks: NO_x - und Ruß-Rohemissionen bei AGR-Variation, Betriebspunkt C50, p_2 hoch

Bei Betrachtung des Trade-Off-Verhaltens ergibt sich ein Vorteil mit zunehmendem Einspritzdruck im Ruß/ NO_x -Trade-Off (s. **Abb. 4.16**). Auch die Steigerung von 2000 bar auf 2400 bar bringt eine weitere Verbesserung. Beim spezifischen Verbrauch zeigt sich tendenziell ein leichter Vorteil mit erhöhtem Einspritzdruck.

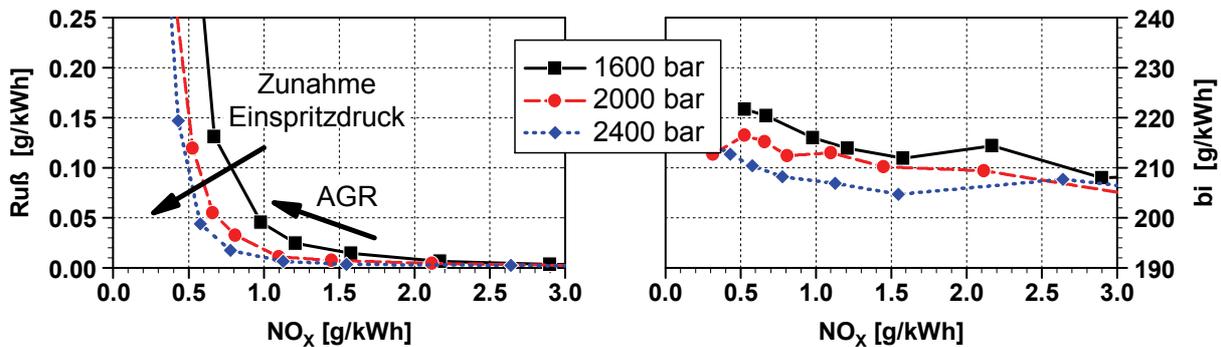


Abb. 4.16: Variation des Einspritzdrucks: Trade-Off-Verhalten Ruß/ NO_x und bi/NO_x , Betriebspunkt C50, p_2 hoch

Auch im Teillastpunkt C50 zeigt sich bei zweistufiger Aufladung das Potential einer Einspritzdrucksteigerung auf 2400 bar.

4.1.3. Fazit

In diesen Untersuchungen wurde das Potential zur Optimierung des konventionellen Brennverfahrens mittels Ladedrucksteigerung und Einspritzdruckerhöhung für die zwei betrachteten Betriebspunkte C100 und C50 eines NKW-Motors aufgezeigt. Eine Ladedruckerhöhung führt zu einer deutlichen Verbesserung der Emissionen. Die Steigerung des Einspritzdrucks auf bis zu 2400 bar führt zu Nachteilen bei den NO_x - und zu Vorteilen bei den Rußemissionen. Insgesamt werden im Ruß/ NO_x -Trade-Off mit den höchsten Einspritzdrücken die besten Emissionswerte erreicht.

Ausgehend von diesen Vorbetrachtungen wird der Fokus in den weiteren Untersuchungen zum Einfluss der Geometrie der Düsenspritzlöcher auf diese praxisnahen Randbedingungen gelegt.

4.2. Vergleich Standarddüsen zu strömungsoptimierter Düse

Das Potential einer strömungsoptimierten, kavitationsfreien Düse im Vergleich zu kavitierenden Standarddüsen wird in diesem Unterkapitel untersucht. Dabei erfolgt zunächst eine Charakterisierung der Düsen hinsichtlich Durchflussverhalten, Innenströmung und Verhalten in der Strahlkraftkammer. Mit diesem Vorwissen werden Motorversuche in verschiedenen Betriebspunkten bei unterschiedlichen Randbedingungen durchgeführt, wobei besonders das Emissionsverhalten des Motors bei Einsatz der Düsenvarianten von Interesse ist. Zum weiteren Verständnis für die im Motorversuch erzielten Ergebnisse soll eine 3D-CFD-Motorsimulationsrechnung in einem ausgewählten Betriebspunkt dienen.

4.2.1. Charakterisierung der Düsen

Im Folgenden werden die bei den Untersuchungen eingesetzten Düsen vorgestellt und einige charakteristische Eigenschaften der Düsen quantifiziert.

Düsenmatrix

Die untersuchten Düsen basieren auf einer Seriidüse aus einem NKW-Motor mit der Emissionsstufe Euro III und einem Hubraum von 2l/Zylinder. Es handelt sich um Sacklochdüsen mit konischem Sackloch. Außerdem haben die Düsen einen modifizierten Nadelsitz und eine erhöhte Druckschwellfestigkeit, um sie bei Einspritzdrücken bis 2400 bar einsetzen zu können. Aus Festigkeitsgründen sind bei allen Düsen die 8 bzw. 10 Spritzlöcher auf 2 Spritzlochebenen zu je 4 bzw. 5 Spritzlöchern angeordnet, da sonst die Stegbreiten zwischen den Spritzlöchern zu gering wären. Die A-Maße der Spritzlochebenen (s. auch Kap. 2.1.3) unterscheiden sich dabei um 0,19..0,22 mm. Die Düsen sind in **Tab. 4.4** dargestellt.

Tab. 4.4: Düsenmatrix Standarddüsen und ks1,5

Düsenbezeichnung	Spritzlochanzahl	Höhenwinkel [°]	k-Faktor [-]	HE-Grad [%]	DSP _{aus} [µm]
k0,5/174	8	75	0,5	13,5	174
k0,5/184	8	75	0,5	13,5	184
ks1,5	8	76	1,5	ks	174
k0,5/NSP10	10	75	0,5	13,5	167
ks1,5/NSP10	10	76	1,5	ks	155

Bei den 8-Loch-Düsen wird ausgehend von einer kavitierenden Standarddüse k0,5/174 (mit k-Faktor k=0,5 und leichter HE-Verrundung) eine ks1,5-Düse (mit k-Faktor k=1,5 und strömungsoptimiert) mit dem gleichen Spritzlochaustrittsdurchmesser DSP_{aus} eingesetzt, um in den Untersuchungen den Einfluss des DSP_{aus} zu eliminieren. Diese ks1,5-Düse ist kavitationsfrei und weist aufgrund des höheren Strömungsbeiwertes einen höheren Durchfluss auf. Daher kommt mit der Düse k0,5/184 eine weitere k0,5-Düse mit größerem Spritzlochdurchmesser und somit größerem Durchfluss zum Einsatz, die mit der ks1,5-Düse bezüglich des Durchflusses gleichgestellt ist. Diese Gleichstellung im Durchfluss erfolgt nicht wie üblich bei 100 bar Druckdifferenz,

sondern so, dass diese Düsen unter motorischen Randbedingungen den gleichen Durchfluss aufweisen (s. nächster Abschnitt „Durchflussverhalten“). Besonders die Betrachtung unter hohem Gegendruck ist bei diesem Vergleich zwischen kavitierenden und kavitationsfreien Düsen wichtig (s. auch Kap. 2.1.4), um bei motorischen Untersuchungen die Einspritzrate gleichstellen zu können.

Zusätzlich zu den 8-Loch-Düsen kommen Düsen mit 10 Spritzlöchern zum Einsatz, um auch bei variierter Düsengeometrie die Effekte analysieren zu können. Dazu stehen eine k0,5-Düse und eine ks1,5-Düse zur Verfügung, die unter motorischen Randbedingungen den gleichen Durchfluss aufweisen.

Bei den kavitierenden Düsen ist eine Abweichung des dynamischen Höhenwinkels vom geometrischen Höhenwinkel um etwa 1° zu erwarten (s. auch Kap. 2.6.2). Deswegen ist bei den ks1,5-Düsen der Höhenwinkel der Spritzlöcher von 75° auf 76° angepasst, um die gleiche Ausbreitungsrichtung im Brennraum zu erhalten.

Durchflussverhalten

Um die Düsen bezüglich ihres Durchflussverhaltens unter praxisnahen, hohen Einspritzdrücken und unterschiedlichen Gegendrücken charakterisieren und untereinander vergleichen zu können, werden Durchflussmessungen auf der Prüfbank durchgeführt. Dabei erfolgt eine stationäre Durchströmung der Düsen ohne Düsennadel bei vorgegebenen Zulauf- und Gegendrücken mit anschließender Messung der durchgeströmten Gesamtmasse pro Zeiteinheit. Im Folgenden werden die Ergebnisse dieser Messungen für die Düsen mit acht Spritzlöchern dargestellt.

Den Massenstrom durch die Düsen bei steigendem Zulaufdruck ohne Gegendruck zeigt **Abb. 4.17**.

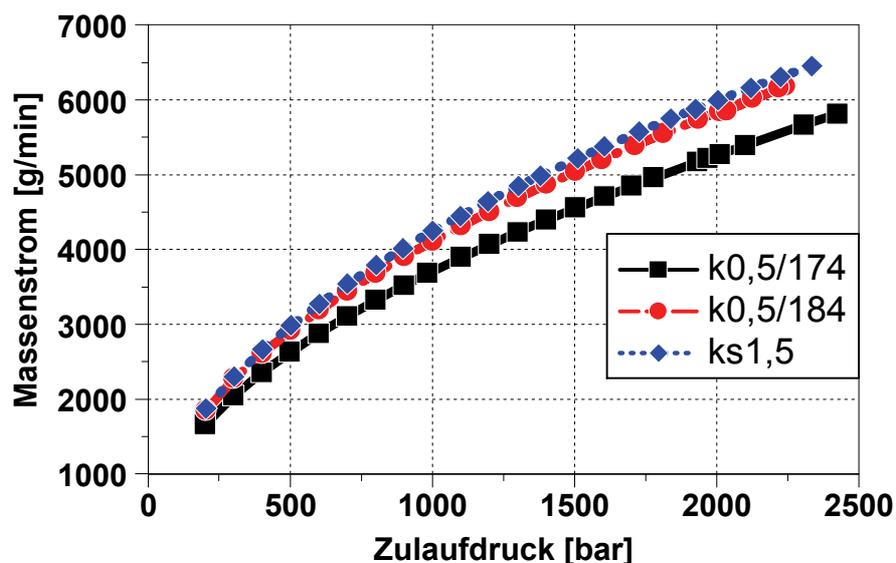


Abb. 4.17: Massenstrom bei variablem Zulaufdruck, Gegendruck = 1 bar

Bei zunehmendem Zulaufdruck erhöht sich erwartungsgemäß der Massenstrom. Die Standarddüse $k_{0,5/174}$ zeigt hierbei den kleinsten Massenstrom aufgrund des kleinen Durchflussbeiwerts und Austrittsdurchmessers. Die $ks_{1,5}$ -Düse weist trotz gleichen Austrittsdurchmessers einen höheren Durchfluss bedingt durch den größeren Durchflussbeiwert auf. Für die kavitierende Düse $k_{0,5/184}$ ergibt sich ein größerer Durchfluss als für die Standarddüse $k_{0,5/174}$ durch den größeren Austrittsdurchmesser bei ähnlichem Durchflussbeiwert. Die $ks_{1,5}$ -Düse liegt bei diesen Messungen noch leicht über der Düse $k_{0,5/184}$.

Das Durchflussverhalten bei Änderung des Gegendrucks am Spritzlochaustritt zeigt **Abb. 4.18**. Hier wird bei konstantem Zulaufdruck von 2200 bar der Gegendruck von etwa 10 bis 200 bar verändert. Dabei entsprechen 200 bar Gegendruck in etwa dem Zylinderdruck in einem Vollastpunkt des untersuchten Motors mit hoher Aufladung im OT (Kompressionsenddruck). Zu diesem Zeitpunkt um den OT findet die Einspritzung statt.

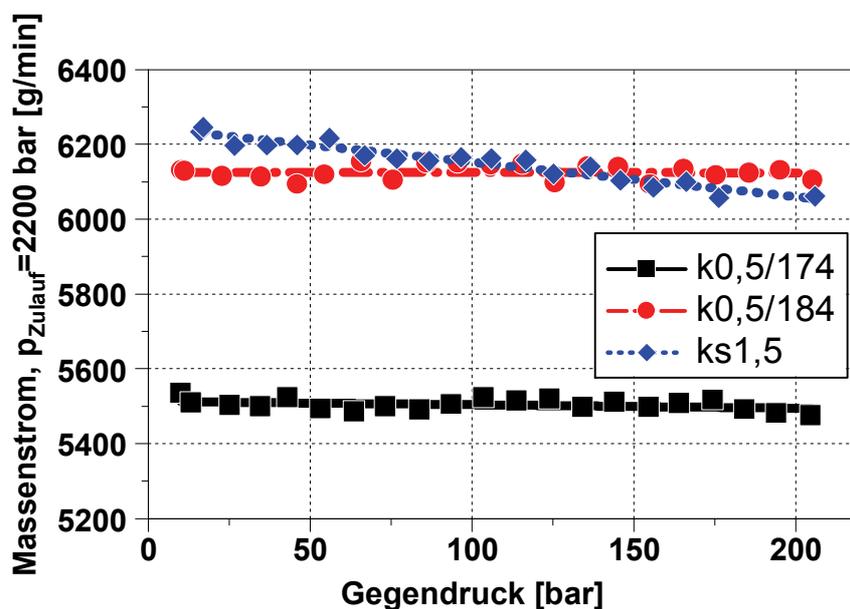


Abb. 4.18: Massenstrom bei variablem Gegendruck, Zulaufdruck = 2200 bar

Zunächst deutlich erkennbar ist die Unabhängigkeit des Massenstroms der kavitierenden Düsen $k_{0,5/174}$ und $k_{0,5/184}$ vom Gegendruck, wie in Kap. 2.1.4 beschrieben. Auch bei steigendem Gegendruck bleibt der Massenstrom konstant. Anders das Verhalten der kavitationsfreien $ks_{1,5}$ -Düse: Bei steigendem Gegendruck sinkt der Massenstrom durch die Düse.

Die kavitierende Düse $k_{0,5/184}$ und die kavitationsfreie $ks_{1,5}$ -Düse weisen bei 2200 bar Einspritzdruck den gleichen Durchfluss bei etwa 130 bar Gegendruck auf. Bei den für den Motorversuch relevanten Randbedingungen von 2200 bar Einspritzdruck und ca. 200 bar Gegendruck unterscheidet sich der Durchfluss nur minimal (etwa 1%). Somit ergibt sich eine vergleichbare Einspritzrate. Dies ist insofern wichtig, da damit bei diesen Düsen ein Einfluss der Einspritzrate auf die Verbrennung ausgeschlossen werden kann. Nur bei der Standarddüse $k_{0,5/174}$ wird sich aufgrund des deutlich kleineren Durchflusses (bei Motorversuchsrandbedingungen etwa 10%

kleiner als ks1,5-Düse) eine entsprechend kleinere Einspritzrate ergeben, die sich möglicherweise auf die Verbrennung auswirken kann.

Des Weiteren folgt aus diesen Messergebnissen für die ks1,5-Düse eine höhere mittlere axiale Strahlgeschwindigkeit am Spritzlochaustritt als für die k0,5/184-Düse, da die Massenströme etwa gleich sind, aber der Austrittsquerschnitt der ks1,5-Düse deutlich kleiner ist. Offensichtlich wird der zur Verfügung stehende Einspritzdruck von der ks1,5-Düse mit höherem Wirkungsgrad in Strahlgeschwindigkeit umgesetzt: Hier zeigt sich der höhere Durchflussbeiwert durch die strömungsoptimierte Spritzlochgeometrie. Dadurch ergibt sich für eine konstante Einspritzmasse auch ein höherer Strahlimpuls, da bei gleichem Massenstrom eine höhere Geschwindigkeit vorliegt.

Ergebnisse von Untersuchungen am Versuchsmotor zum Einfluss des Gegendrucks auf den Massenstrom durch die Düse zeigt beispielhaft **Abb. 4.19**. Durch eine Ladedruckvariation in einem Volllastpunkt wird der zu Beginn der Einspritzung erreichte Zylinderdruck im Brennraum variiert. In diesem Betriebspunkt soll eine konstante Kraftstoffmasse von 213 mg/Hub zugeführt werden. Betrachtet man nun die dafür notwendige Ansteuerdauer des Injektors, kann man den Einfluss des veränderten Gegendrucks auf die Düsenströmung und den Durchfluss erkennen: Mit Erhöhung des Gegendrucks im Brennraum erhöht sich bei der ks1,5-Düse die notwendige Ansteuerdauer für eine konstante Einspritzmasse. Der Einfluss des Gegendrucks bei dieser kavitationsfreien Düse ist klar ersichtlich, während bei der kavitierenden Standarddüse kein Gegendruckeinfluss erkennbar ist. Dieses unterschiedliche Verhalten von kavitierenden und kavitationsfreien Düsen ist bei der Motorapplikation zu berücksichtigen.

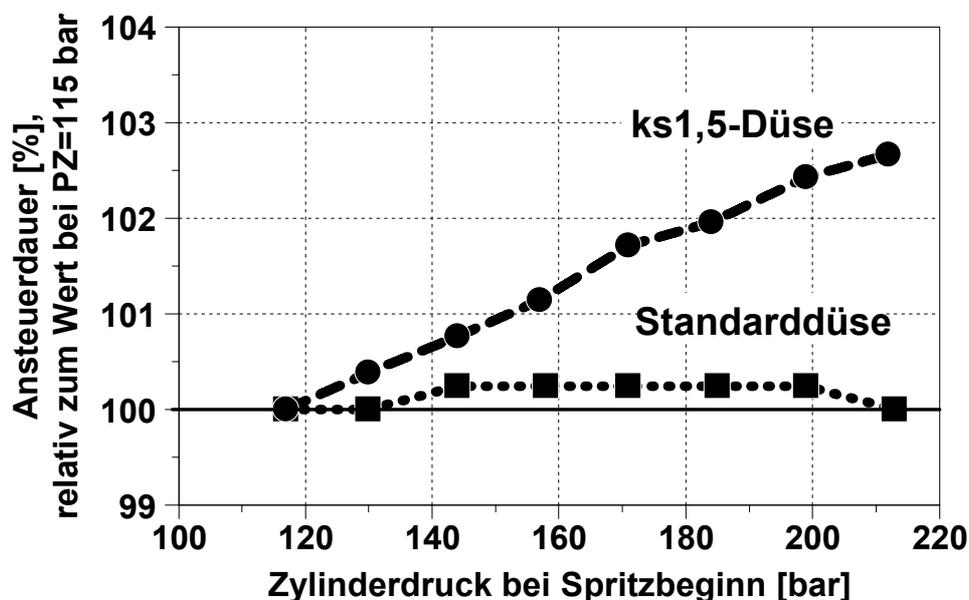


Abb. 4.19: Einfluss des Gegendrucks im Brennraum auf die Ansteuerdauer für konstante Einspritzmasse, 10-Loch-Düsen, Betriebspunkt C100, Einspritzdruck 1600 bar

Düseninnenströmung

Das Innenströmungsverhalten der Düsen und die sich daraus ergebenden Bedingungen am Spritzlochaustritt als Schnittstelle zum Brennraum sind entscheidend für die Ausbildung des Einspritzstrahls und die Gemischbildung. Da die Innenströmung im Rahmen dieser Arbeit messtechnisch nicht erfasst werden kann, werden Simulationsrechnungen mit dem kommerziellen CFD-Code CFX durchgeführt.

Die aufwändigen Simulationsrechnungen der Düseninnenströmung erfolgen hier nur für die Düsen $k_{0,5/184}$ und $ks_{1,5}$, weil in den späteren Betrachtungen der Fokus auf den Vergleich zwischen diesen beiden Düsen gelegt wird, da diese unter gleichen Versuchsrandbedingungen einen vergleichbaren Durchfluss aufweisen.

In **Abb. 4.20** sind Ergebnisse aus den Rechnungen dargestellt. Für jede Düse wird dabei jeweils ein Axialschnitt durch Spritzlöcher der oberen und der unteren Spritzlochebene gezeigt.

Für beide Düsen ergeben sich Ablösegebiete am Spritzlocheinlauf durch die starke Umlenkung der Strömung. Diese Ablösung ist bei der oberen Spritzlochebene stärker ausgeprägt. Bei der $k_{0,5/184}$ -Düse ergeben sich im Vergleich zur $ks_{1,5}$ -Düse größere Ablösegebiete und es tritt starke Kavitation auf (s. auch **Abb. 4.21**). Dies führt zu einer inhomogenen Geschwindigkeitsverteilung im Spritzloch, die sich bis zum Spritzlochaustritt fortsetzt. Bei der $ks_{1,5}$ -Düse dagegen stellt sich trotz der Ablösung am Spritzlocheinlauf eine deutlich gleichmäßigere Strömung mit homogenerer Geschwindigkeitsverteilung am Spritzlochaustritt ein.

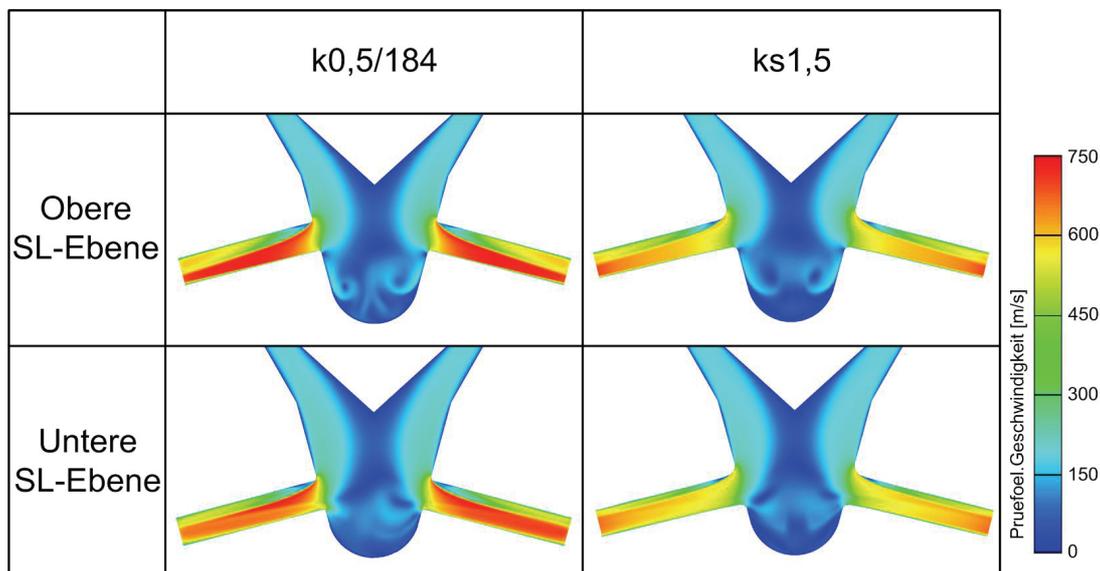


Abb. 4.20: Geschwindigkeitsverteilung im Sackloch und in den Spritzlöchern (Axialschnitt) aus der CFX-Rechnung für $k_{0,5}$ - (links) und $ks_{1,5}$ -Düse (rechts)

In **Abb. 4.21** ist der Volumenanteil an Prüföl in Radialschnitten der Spritzlöcher dargestellt. Damit kann die Kavitation veranschaulicht werden. Rote Bereiche bestehen aus Flüssigphase, während die andersfarbigen Bereiche einen gewissen Dampfanteil enthalten, der auftretende Kavitation anzeigt. Nur bei der $k_{0,5/184}$ -Düse sind Kavitationsbereiche zu erkennen. Diese treten zunächst im Spritzlocheinlauf an der oberen Kante auf, da dort die stärkste Umlenkung der Strömung stattfindet. Im weiteren axialen Verlauf im Spritzloch breiten sie sich durch Verwirbelungen auch in

Bereiche in der Spritzlochmitte aus. Bei der strömungsoptimierten ks1,5-Düse tritt keine Kavitation auf. Dies korreliert mit den Ergebnissen aus den Durchflussmessungen (s. Kap. 4.2.1).

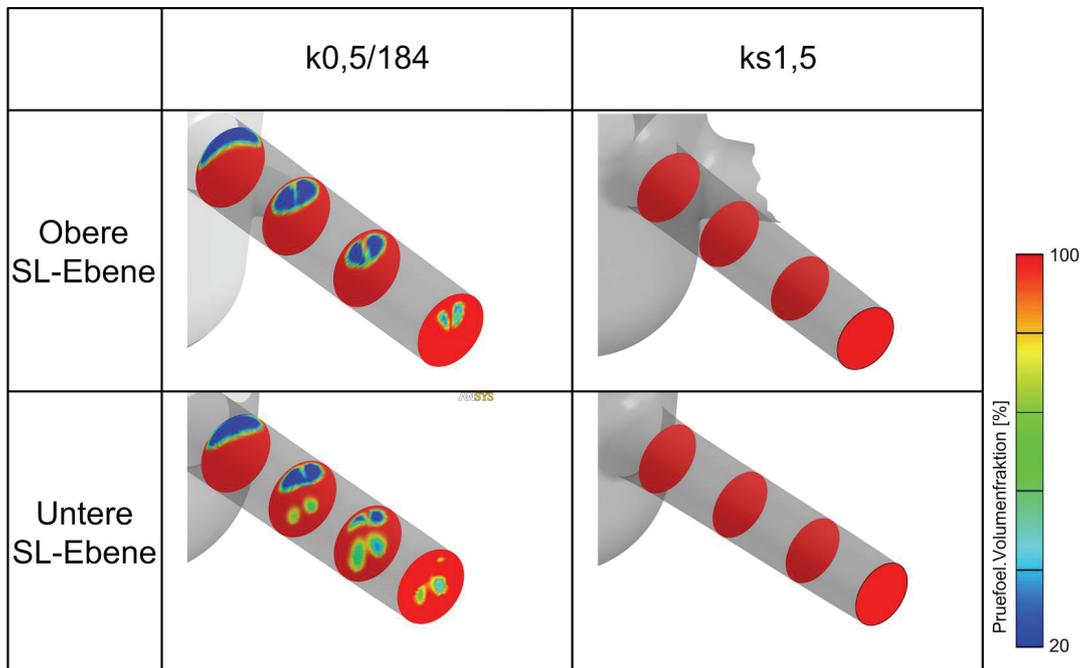


Abb. 4.21: Volumenfraktion Prüföl als Maß für Kavitation in den Spritzlöchern (Radialschnitt) aus der CFX-Rechnung für k0,5- (links) und ks1,5-Düse (rechts)

In **Tab. 4.5** sind vier charakteristische Werte am Spritzlochaustritt für beide Düsen und jeweils beide Spritzlochebenen dargestellt. Dabei handelt es sich bei v_{axial} und v_{radial} jeweils um die über den Spritzlochquerschnitt gemittelte Geschwindigkeit. Zusätzlich ist die berechnete Durchflussmasse m während der Öffnungsdauer dargestellt. α bezeichnet den mittleren Spraykegelwinkel, berechnet aus der Vektoraddition von v_{axial} und v_{radial} .

Tab. 4.5: Werte am Spritzlochaustritt aus der Düseninnenströmungssimulation mit CFX

	k0,5/184		ks1,5	
	o. SL-Ebene	u. SL-Ebene	o. SL-Ebene	u. SL-Ebene
v_{axial} [m/s]	632	613	668	662
v_{radial} [m/s]	44,0	38,5	12,5	22,8
m [mg]	26,9	26,3	27,0	26,2
α [°]	7,96	7,18	2,14	3,94

Zwischen den beiden Spritzlochebenen ergeben sich für beide Düsen jeweils leichte Unterschiede. Die obere Spritzlochebene erzielt jeweils leicht höhere Axialgeschwindigkeiten durch die bessere Anströmung der Spritzlochlöcher. Dadurch ergeben sich auch geringfügig höhere Kraftstoffmassen für die oberen Ebenen.

Beim Vergleich der Düsen untereinander zeigt sich, dass beide Düsen (in Summe beider Spritzlochebenen) die gleiche Kraftstoffmasse durchsetzen. Dabei weist die strömungsoptimierte und kavitationsfreie ks1,5-Düse durch ihren höheren Durchflussbeiwert eine deutlich höhere mittlere Axialgeschwindigkeit auf, was einen größeren

Strahlimpuls am Spritzlochaustritt ergibt. Dies korreliert mit den Messergebnissen vom Durchflussprüfstand (s. vorheriger Abschnitt). Dagegen zeigt die kavitierende $k_{0,5/184}$ -Düse deutlich größere mittlere Radialgeschwindigkeitskomponenten. Durch die Kavitation ergibt sich eine höhere Turbulenz am Spritzlochaustritt, wodurch die radialen Geschwindigkeitskomponenten zunehmen.

Der rechnerische Strahlhalbkegelwinkel α ergibt für die kavitationsfreie $ks_{1,5}$ -Düse ein deutlich schlankeres Spray als für die kavitierende $k_{0,5/184}$ -Düse. Dieses Verhalten korreliert mit den Literaturergebnissen, die in Kap. 2.6.2 beschrieben sind.

Strahlkraft

Für Untersuchungen der Düsen mit acht Spritzlöchern in einer Strahlkraftkammer wird das im Motorversuch verwendete APCRS-Einspritzsystem am Strahlkraftprüfstand eingesetzt. Um einen vergleichbaren Einspritzdruckverlauf des C100-Betriebspunkts mit 2400 bar Einspritzdruck nachzustellen, werden der gleiche Raildruck und die gleichen Verläufe der Injektor- und Druckverstärkerbestromung wie am Motorprüfstand vorgegeben. Eingespritzt wird in eine Kammer mit inerter Stickstoffatmosphäre. Die Dichte in der Kammer ist mit der Dichte im Brennraum zu Beginn der Einspritzung auf 44 kg/m^3 etwa gleichgestellt, da die hier betrachtete Aufbruchlänge als Maß für das Strahlaufruchverhalten maßgeblich von der Gasdichte beeinflusst wird. Bei der vorliegenden Kammertemperatur von $25 \text{ }^\circ\text{C}$ ergibt sich in etwa ein Kammerdruck von 39 bar. Der Gegendruck ist somit niedriger als bei Motorversuchsrandbedingungen, wodurch sich eine leicht unterschiedliche Einspritzrate ergibt. Dies wirkt sich jedoch nur auf den Absolutwert des Strahlimpulses aus, d.h. die erzielten Ergebnisse zum Aufbruchverhalten können für die weitere vergleichende Diskussion verwendet werden.

Die Auswertemethode von den Kraftverläufen als Rohsignale bis zur Aufbruchlänge als Ort der maximalen Zerstäubung ist in Kap. 3.1.2 beschrieben. Die Aufbruchlängen für die Düsen als Ergebnis der Strahlkraftmessungen sind in **Abb. 4.22** dargestellt.

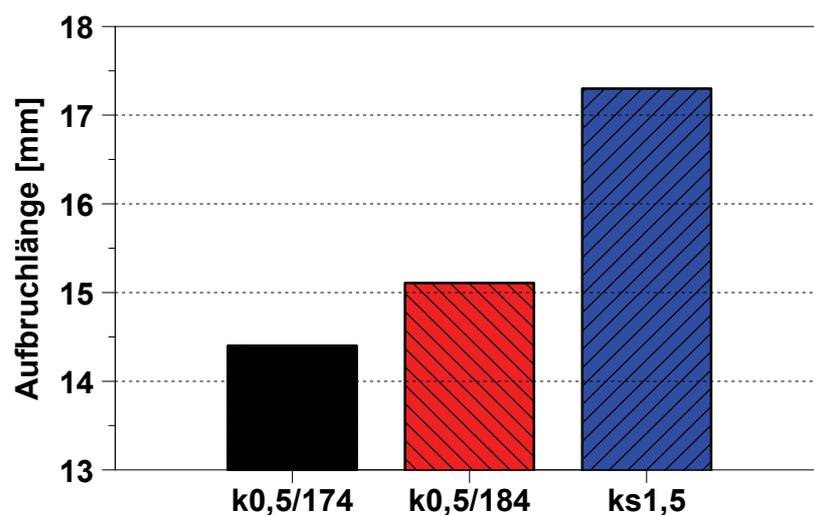


Abb. 4.22: Vergleich Aufbruchlänge der $k_{0,5}$ - und $ks_{1,5}$ -Düsen

Dabei zeigt sich eine Steigerung der Aufbruchlänge von der $k_{0,5/174}$ - zur $k_{0,5/184}$ -Düse um etwa 5%. Beide Düsen unterscheiden sich hauptsächlich durch den Austrittsdurchmesser der Spritzlöcher DSP_{aus} . Bei der Düse mit den größeren Spritzlöchern

weisen die Strahlen ein kleineres Oberflächen-Volumenverhältnis auf, was offensichtlich zu einem düsenferneren Aufbruchverhalten führt.

Die ks1,5-Düse erzielt eine nochmals deutlich gesteigerte Aufbruchlänge (etwa 20% höher als k0,5/174-Düse). Durch den höheren Strahlimpuls am Spritzlochaustritt und durch den schlankeren Strahl mit geringerem Air-Entrainment in Düsennähe wird der Strahlaufbruch deutlich in düsenfernere Gebiete verlagert. Der Strahl weist in einer bestimmten Entfernung von der Düse einen höheren Impuls auf. Besonders beim Kontakt (der Dampfphase) des Strahls mit der Muldenwand ist somit durch den erhöhten Impuls eine verstärkte Interaktion zu erwarten.

Bei der Auslegung und Fertigung der Düsen ist berücksichtigt, dass bei den kavitierenden Düsen eine leichte Ablenkung des Strahls in Richtung Brennraumdach auftreten kann, weshalb der geometrische Höhenwinkel bei den ks-Düsen um 1° größer ist. Bei den Strahlkraftmessungen erfolgt eine Auswertung der tatsächlichen dynamischen Höhenwinkel. In den Motorversuchen wird mittels variiertes Dicks der Dichtscheibe für den Injektor das Düsenvorstehmaß in den Brennraum so korrigiert, dass sich eventuell verbliebene Unterschiede beim Höhenwinkel ausgleichen und gleiche theoretische Auftreffpunkte der Strahlen in der Brennraummulde ergeben.

4.2.2. Motorergebnisse

Auf die Untersuchungen zur Charakterisierung der verschiedenen kavitierenden und kavitationsfreien Einspritzdüsen folgen umfangreiche Motorversuche mit diesen Düsen. Die untersuchten Betriebspunkte für diese Versuche zeigt **Tab. 4.6**. Die Randbedingungen der Betriebspunkte entsprechen Tab. 3.2.

Tab. 4.6: Betriebspunkte für Düsenvergleich k0,5- und ks1,5-Düsen

Betriebspunkt	Bezeichnung	Einspritzdruck [bar]
A50	p2 hoch	1600, 2000, 2400
A100	p2 hoch	1600, 2000, 2400
C50	p2 niedrig	1600, 2000, 2400
C50	p2 hoch	1600, 2000, 2400
C100	p2 niedrig	1600, 2000, 2400
C100	p2 hoch	1600, 2000, 2400

Die Ergebnisse in den Betriebspunkten C50 und C100 werden im Folgenden ausführlich diskutiert. Bei den Motorversuchen bei A-Drehzahl (A50 bzw. A100) ergeben sich ähnliche Effekte wie in den Versuchen bei C-Drehzahl (C50 bzw. C100). Daher werden die Ergebnisse bei der A-Drehzahl hier nicht gezeigt, da sie keinen neuen Erkenntnisgewinn darstellen. Bei der Hochrechnung von Ergebnissen für den Stationärtest ESC (s. Kap. 2.4) gehen die Messergebnisse dieser Punkte jedoch in die Berechnungen ein.

Da der Volllastpunkt C100 für das Gesamtergebnis im ESC-Test mit hoher Gewichtung relevant ist, werden zunächst die Ergebnisse des Düsenvergleichs bei den Motorversuchen in diesem Punkt dargestellt. Darauf folgt eine Betrachtung im Teillastpunkt C50. Anschließend werden Ergebnisse aus einem Vergleich von Düsen mit veränderter Spritzlochzahl gezeigt.

Betriebspunkt Volllast C100 - Zweistufige Aufladung

In **Abb. 4.23** sind AGR-Variationen im Betriebspunkt C100 mit den verschiedenen Düsen bei drei Einspritzdrücken dargestellt. Die Aufladung entspricht hier einer zweistufigen Aufladung (p2 hoch). Bei den NO_x-Emissionen (links) werden die Unterschiede zwischen allen Düsen bei hohen AGR-Raten sehr klein. Vergleicht man die Messergebnisse der zwei Standarddüsen, erkennt man, dass die Düse mit größerem DSP (k0,5/184) und somit größerem Durchfluss bei 1600 bar Einspritzdruck noch etwa zu gleichen, bei den hohen Einspritzdrücken aber zu etwas höheren NO_x-Emissionen neigt. Diese ergeben sich durch die höhere Einspritzrate der Düse mit größerem Durchfluss. Dadurch wird die Umsatzrate bei der Verbrennung größer und der Verbrennungsschwerpunkt verschiebt sich in Richtung früh, was zu höheren lokalen Spitzentemperaturen und somit mehr NO_x führt. Bei dem niedrigen Einspritzdruck 1600 bar ist dieser Effekt nicht erkennbar, da hier vermutlich die Einspritzrate durch den kleineren Druck so gering ist, dass sich eine leichte Erhöhung bei Einsatz der Düse mit größerem Durchfluss nur sehr gering auf die lokale Temperaturverteilung auswirkt.

Die ks1,5-Düse liegt bezüglich der NO_x -Emissionen deutlich über beiden Standarddüsen. Dies spricht dafür, dass sich bei der ks1,5-Düse mehr Bereiche mit lokal $\lambda \approx 1$ bei hohen Temperaturen ausbilden, da vermutlich durch einen höheren Strahlimpuls eine bessere Gemischaufbereitung mit verstärkter Abmagerung verursacht wird.

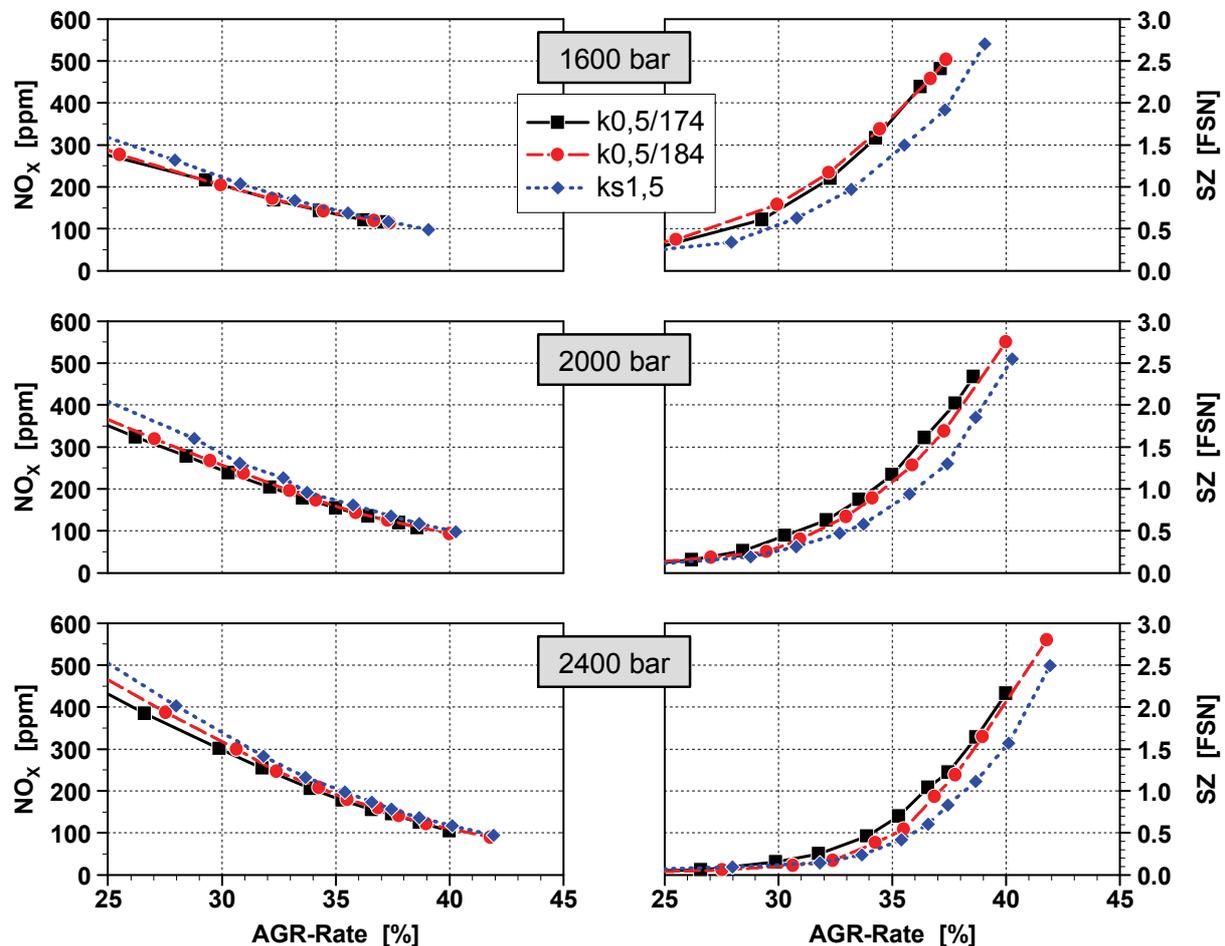


Abb. 4.23: Düsenvariation $k_{0,5}$ vs. $ks_{1,5}$: NO_x - (links) und Rußemissionen (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C100, p_2 hoch

Bei Betrachtung der Rußemissionen (dargestellt als Schwärzungszahl SZ, Abb. 4.23 rechts), ergeben sich erst bei hohen AGR-Raten Unterschiede zwischen den Düsen. Unterhalb von etwa 25% (bei 1600 bar) bis 30% AGR-Rate (bei 2400 bar) treten nur sehr geringe Rußemissionen auf, erst danach ist ein steiler Anstieg zu beobachten. Erst dort werden Unterschiede zwischen den Düsen ersichtlich. Aus diesem Grund ist auch nur dieser Bereich auf der x-Achse dargestellt.

Man sieht bei allen Einspritzdrücken nur kleine Unterschiede zwischen den beiden Standarddüsen bezüglich der AGR-Verträglichkeit. Die Standarddüse mit größerem DSP ($k_{0,5/184}$) zeigt dabei bei 1600 bar Einspritzdruck minimal schlechtere Rußemissionen und mit zunehmendem Einspritzdruck tendenziell einen leichten Vorteil gegenüber der Düse mit kleinem DSP ($k_{0,5/174}$). Der größere DSP führt zu größeren Kraftstofftröpfchen. Dadurch ergibt sich bei der langen Ansteuerdauer mit dem niedrigen Einspritzdruck von 1600 bar ein Nachteil bezüglich der Rußemissionen. Erst bei hohem Einspritzdruck und kurzer Spritzdauer kann der höhere Durchfluss der $k_{0,5/184}$ -Düse verbunden mit kürzerer Einspritzzeit und Verbrennungsdauer in einen

Vorteil bei den Rußemissionen umgesetzt werden, der aus den höheren Temperaturen durch früheres Brennen und aus der längeren Zeit zur Rußoxidation resultiert.

Betrachtet man die Rußemissionen der ks1,5-Düse im Vergleich zu den Standarddüsen, werden ebenfalls erst bei hohen AGR-Raten, größer 25% (bei 1600 bar) bzw. 30% (bei 2400 bar), Unterschiede zwischen den Düsen ersichtlich. Es ist bei allen Einspritzdrücken ein großer Vorteil der ks1,5-Düse bei der AGR-Verträglichkeit zu erkennen. Eine mögliche Erklärung für die rußärmere Verbrennung der ks1,5-Düse ist die bessere Gemischaufbereitung durch den höheren Strahlimpuls, der durch verstärktes Air-Entrainment und die Verlagerung des Aufbruchs in düsenfernere Gebiete für eine bessere Durchmischung des Kraftstoffstrahls mit dem Sauerstoff sorgt. Zusätzlich zur verbesserten Lufterfassung im Strahl erfolgt durch erhöhte Interaktion mit der Brennraumwand eine verbesserte Abmagerung des Kraftstoff-Luft-Gemisches, was ebenfalls zu geringeren Rußemissionen führt. Eine ausführlichere Betrachtung dazu erfolgt im Rahmen der 3D-CFD-Simulationsrechnungen in Kap. 4.2.3.

In **Abb. 4.24** sind für einzelne Messpunkte aus den oben dargestellten AGR-Variationen (jeweils bei 37% AGR-Rate) verschiedene Indiziergrößen dargestellt. Dabei ist zunächst bei der Bestromung des Injektors die deutlich längere Ansteuerdauer der k0,5/174-Düse im Vergleich zu k0,5/184- und ks1,5-Düse zu erkennen, die sich aus dem kleineren Durchfluss ergibt. Aus der Gleichstellung von k0,5/184- und ks1,5-Düse bezüglich des Durchflusses bei Versuchsrandbedingungen resultiert die gleiche Ansteuerdauer für diese beiden Düsen.

Der unterschiedliche Durchfluss der Düsen ergibt eine unterschiedliche Rate der Kraftstoffeinbringung, was wiederum zu Unterschieden in der Umsatzrate bei der Verbrennung führt. Im Heizverlauf und im Zylinderdruckverlauf erkennt man, dass sich bei der k0,5/174-Düse eine langsamere Verbrennung ergibt als bei den anderen Düsen. Für die in dieser Arbeit durchgeführten Versuche wurde in jedem Betriebspunkt ein konstanter Einspritzbeginn gewählt. Dies ist für eine Ergebnisbetrachtung der Düsen mit gleichgestelltem Durchfluss zulässig, da bei ihnen Umsatzraten und Verbrennungsschwerpunkte nur marginal differieren. Auch für das später in dieser Arbeit betrachtete Strahlausbreitungsverhalten im Brennraum sind vergleichbare Brennraumbedingungen zu Beginn der Einspritzung hinsichtlich Druck und Temperatur wichtig. Bei Düsen mit unterschiedlichem Durchfluss führt der konstante Einspritzbeginn zu leicht unterschiedlichen Verbrennungsschwerpunkten. Die Gleichstellung der Verbrennungsschwerpunkte, die in der Motorenentwicklung gängige Praxis ist, wird im weiteren Verlauf dieses Unterkapitels durch Verstellung des Einspritzbeginns separat diskutiert.

Der dargestellte zeitlich unterschiedliche Verbrennungsablauf bei konstantem Einspritzbeginn hat Auswirkungen auf die NO_x-Bildung durch lokal unterschiedliche Temperaturen und Verweildauern bei diesen Temperaturen. Außerdem werden die Rußbildung und vor allem die Rußoxidation ebenfalls durch die verschleppte Verbrennung mit niedrigen Temperaturen am Ende beeinflusst.

Die Düsen k0,5/184 und ks1,5 mit gleichgestelltem Durchfluss dagegen zeigen keine Unterschiede im Heizverlauf. Somit ist für diese Düsen ein Einfluss der Umsatzrate auf die Emissionen auszuschließen. Unterschiede in den Emissionen zwischen diesen Düsen sind folglich in lokalen Effekten zu suchen.

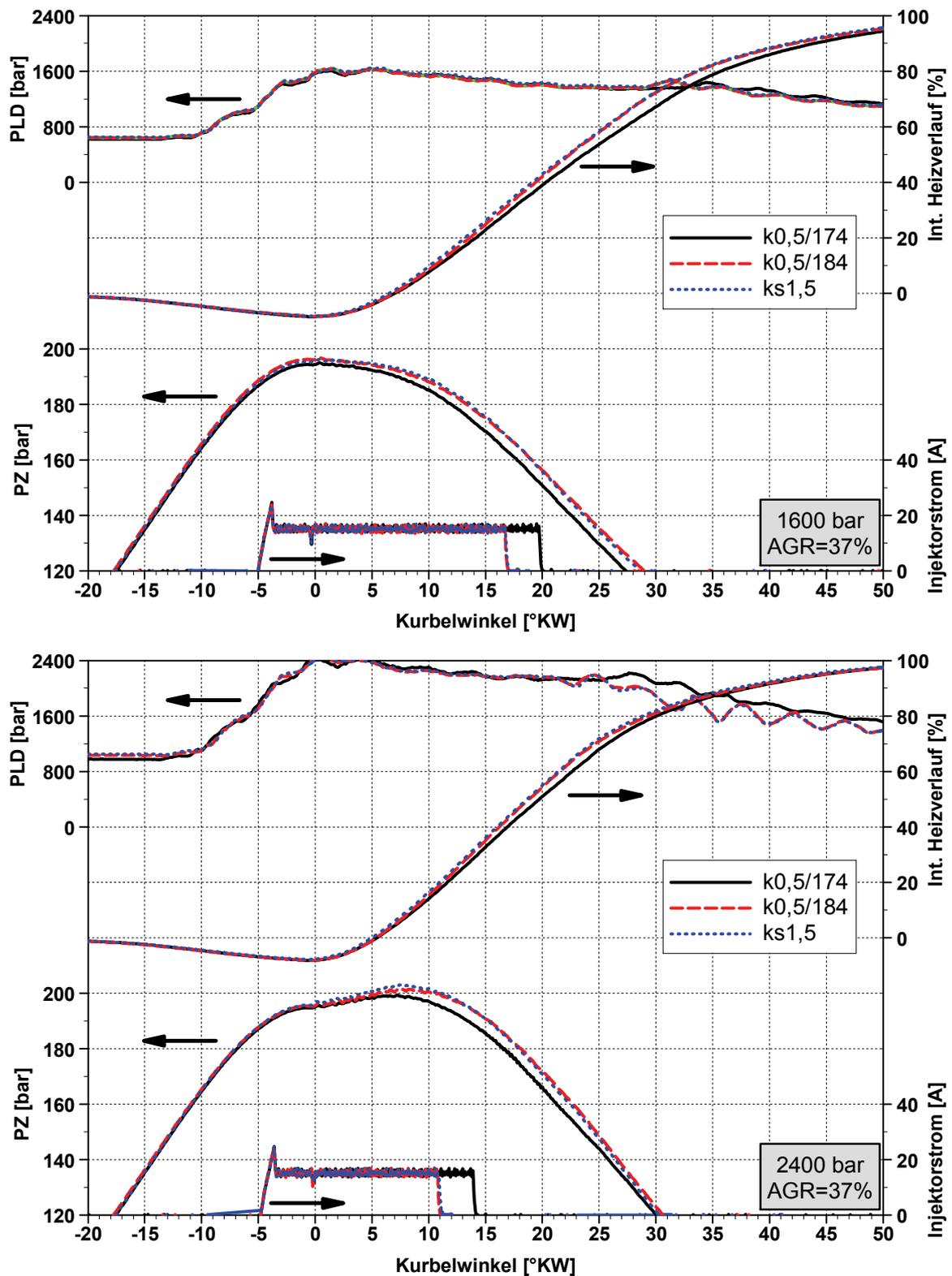


Abb. 4.24: Düsenvariation k0,5 vs. ks1,5: Zylinderdruck PZ, Einspritzdruck PLD, Injektorbestromung und integrierter Heizverlauf, Betriebspunkt C100, p2 hoch, Einspritzdruck 1600 bar (oben) und 2400 bar (unten), AGR-Rate 37%

Das Trade-Off-Verhalten für Ruß bzw. den indizierten spezifischen Verbrauch b_i gegenüber NO_x ist in **Abb. 4.25** dargestellt. Bei Ruß/ NO_x ergibt sich mit zunehmendem Einspritzdruck ein kleiner Vorteil für die Standarddüse mit großem DSP ($k_{0,5}/184$) gegenüber der anderen Standarddüse. Für einen Vergleich werden die Rußemissionen beim NO_x -Zielwert (s. auch Kap. 2.4.2) von $1,0 \text{ g/kWh}$ betrachtet. Bei 2400 bar Einspritzdruck sind die Rußemissionen etwa 10% geringer.

Für die $ks_{1,5}$ -Düse ergibt sich aus den oben betrachteten leichten Nachteilen beim NO_x bei gleichzeitig großen Vorteilen bei den Rußemissionen eine klare Verbesserung im Ruß/ NO_x -Trade-Off gegenüber beiden Standarddüsen. Diese ist bei 1600 bar Einspritzdruck noch deutlich zu erkennen (etwa 40% weniger Ruß bei $\text{NO}_x = 1,0 \text{ g/kWh}$) und wird mit zunehmendem Einspritzdruck kleiner (bei 2400 bar Einspritzdruck etwa 25% weniger Ruß bei $\text{NO}_x = 1,0 \text{ g/kWh}$).

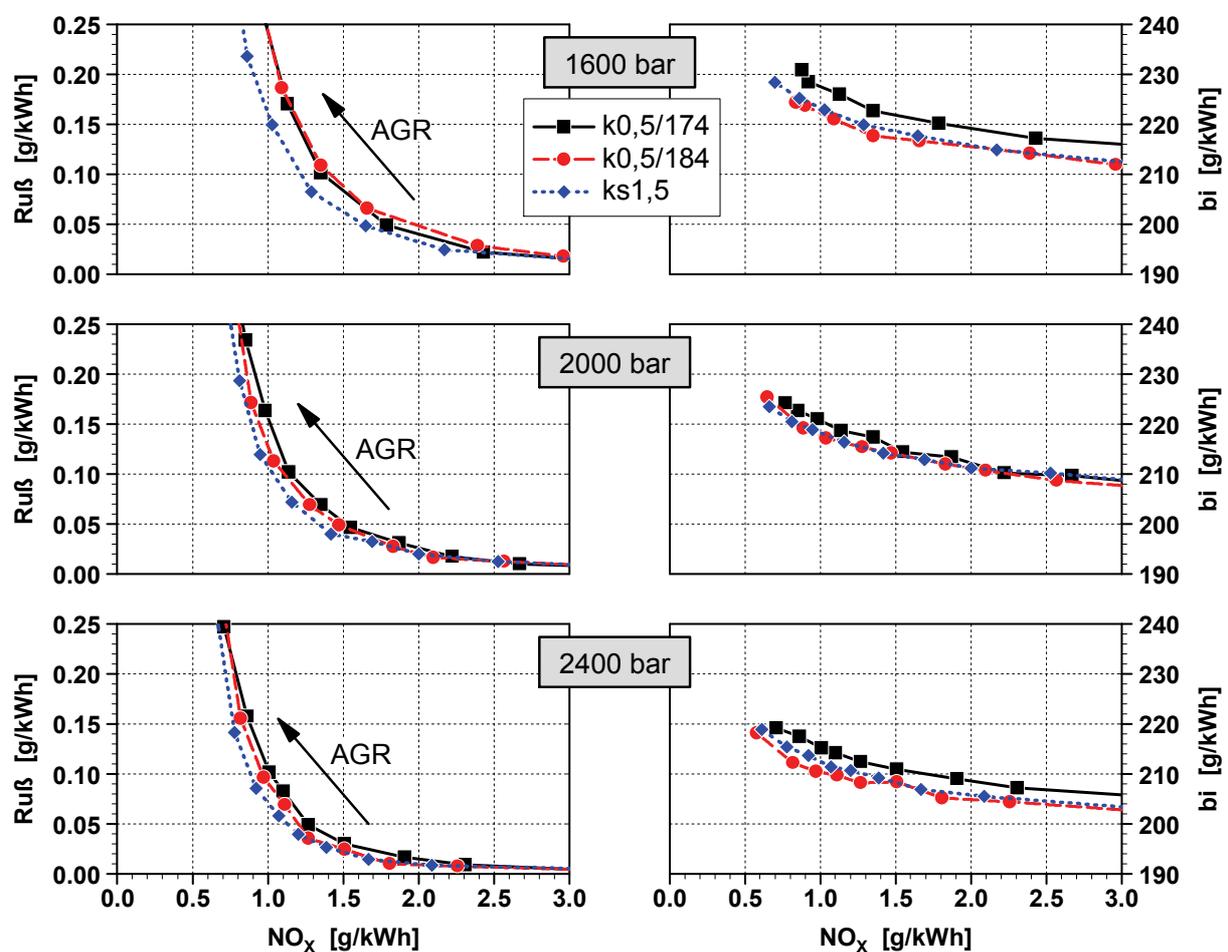


Abb. 4.25: Düsenvariation $k_{0,5}$ vs. $ks_{1,5}$: Trade-Off-Verhalten Ruß/ NO_x (links) und b_i/NO_x (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C100, p_2 hoch

Im spezifischen Verbrauch spiegelt sich das in Abb. 4.24 dargestellte Verhalten der Umsatzraten wider. Für die beiden Düsen mit gleichem Durchfluss ($k_{0,5}/184$ und $ks_{1,5}$) und gleichem Heizverlauf ergibt sich ein gleicher Verbrauch. Die Düse mit kleinerem DSP ($k_{0,5}/174$) führt durch die längere Spritzdauer zu einer verzögerten Verbrennung und somit zu einem schlechteren Wirkungsgrad, was sich hier in einem geringfügig höheren Kraftstoffverbrauch darstellt.

Für die Düsen mit unterschiedlichem Durchfluss war in den dargestellten Betrachtungen bei konstantem Spritzbeginn die Lage des Verbrennungsschwerpunktes nicht identisch. Eine Gleichstellung des Verbrennungsschwerpunktes wird in diesem Betriebspunkt exemplarisch für 1600 bar Einspritzdruck durchgeführt. Dabei wird der 50%-Umsatzpunkt aus dem Heizverlauf gleichgestellt, was hier in guter Näherung (wegen Einzeleinspritzung und etwa symmetrischer Einspritzrate) einer Gleichstellung des Verbrennungsschwerpunktes entspricht. Dies wird durch eine Verstellung des Einspritzbeginns für die Düsen k0,5/184 und ks1,5 um 2° KW nach spät (von -1° auf +1° KW n. OT) erreicht, wie die in **Abb. 4.26** dargestellten Heizverläufe zeigen.

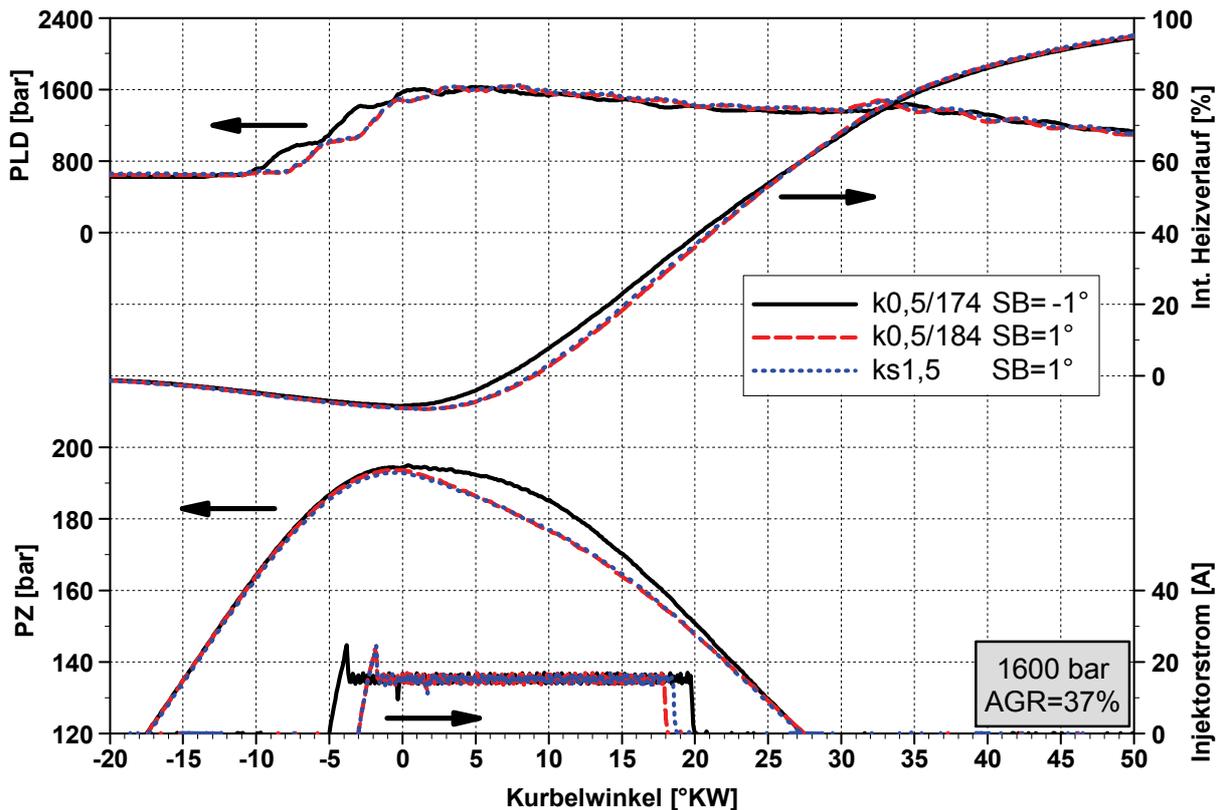


Abb. 4.26: Düsenvariation k0,5 vs. ks1,5, konstanter Verbrennungsschwerpunkt: Zylinderdruck PZ, Einspritzdruck PLD, Injektorbestromung und integrierter Heizverlauf, Betriebspunkt C100, p2 hoch, Einspritzdruck 1600 bar, AGR-Rate 37%

Daraus ergeben sich die in **Abb. 4.27** gezeigten Ruß- und NO_x-Emissionen. Für die Düsen mit hohem Durchfluss sind durch die Spätverstellung durch abgesenkte Verbrennungstemperaturen etwas niedrigere NO_x-Emissionen als in **Abb. 4.23** zu beobachten. Somit liegen die NO_x-Emissionen der ks1,5-Düse etwa auf dem Niveau der k0,5/174-Düse, während die der k0,5/184-Düse leicht darunter liegen. Die Rußemissionen sind nahezu unbeeinflusst durch die Verstellung des Einspritzbeginns. Es bleibt ein deutlicher Vorteil für die ks1,5-Düse bestehen.

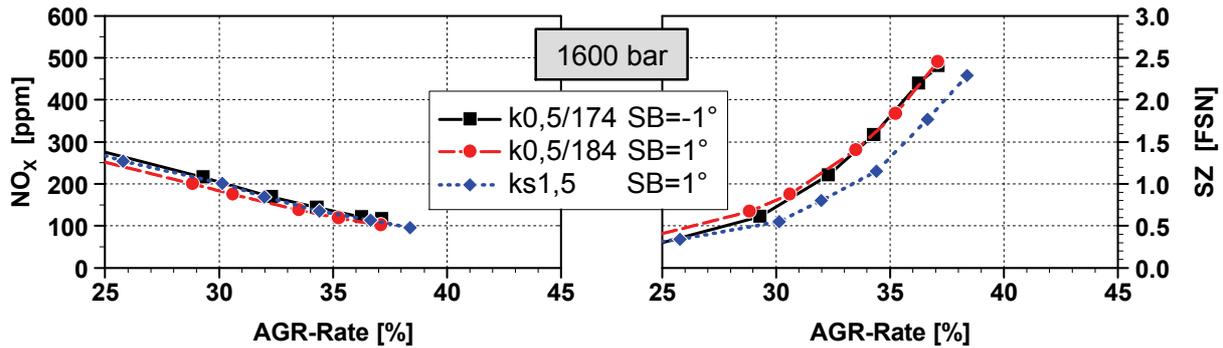


Abb. 4.27: Düsenvariation $k_{0,5}$ vs. $ks_{1,5}$, konstanter Verbrennungsschwerpunkt: NO_x - (links) und Rußemissionen (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C100, p_2 hoch

Im Ruß/ NO_x -Trade-Off (s. **Abb. 4.28**) ergibt sich durch die Gleichstellung des Verbrennungsschwerpunktes mittels Spätverschiebung des Einspritzbeginns ein Vorteil für die $k_{0,5/184}$ -Düse und ein vergrößerter Vorteil für die $ks_{1,5}$ -Düse im Vergleich zur $k_{0,5/174}$ -Düse, bei der der Einspritzbeginn konstant gehalten wurde. Durch den konstanten Verbrennungsschwerpunkt wird der spezifische indizierte Verbrauch für alle drei Düsen gleich.

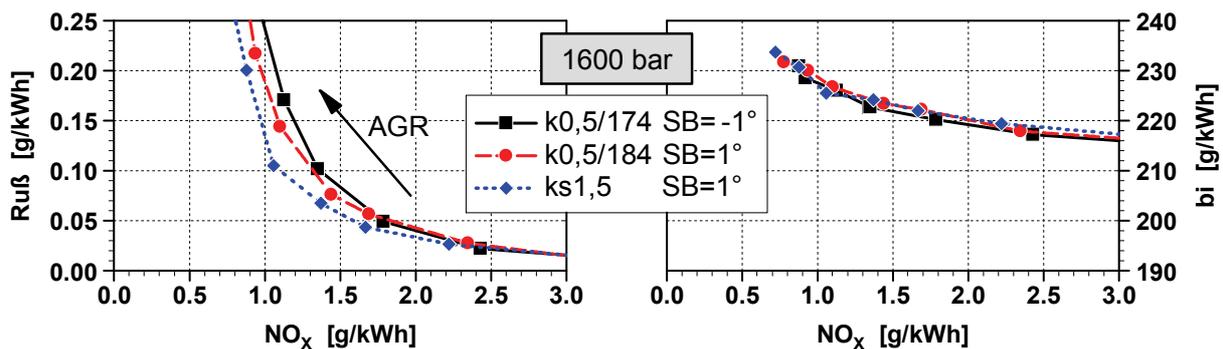


Abb. 4.28: Düsenvariation $k_{0,5}$ vs. $ks_{1,5}$, konstanter Verbrennungsschwerpunkt: Trade-Off-Verhalten Ruß/ NO_x (links) und bi/NO_x (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C100, p_2 hoch

Somit wurde gezeigt, dass unter den betrachteten Randbedingungen sowohl bei konstantem Spritzbeginn als auch bei gleichgestelltem Verbrennungsschwerpunkt bei Düsen mit dem gleichen Spritzlochaustrittsdurchmesser mit einer Düse mit gesteigertem Durchflussbeiwert ($ks_{1,5}$ -Düse) deutliche Vorteile im Ruß/ NO_x -Trade-Off im Vergleich zu einer Standarddüse ($k_{0,5/174}$ -Düse) erzielt werden können. Dies widerspricht den Ergebnissen der Untersuchungen in [Ber04], bei denen sich bei konstantem Spritzlochaustrittsdurchmesser Nachteile für strömungsoptimierte Düsen ergeben haben, woraus abgeleitet wurde, dass aus der Literatur bekannte Vorteile von strömungsoptimierten Düsen aus einem reduzierten Spritzlochaustrittsdurchmesser resultieren (s. auch Kap. 2.6.3).

Die beiden betrachteten Verfahren (Gleichstellung Spritzbeginn bzw. Verbrennungsschwerpunkt) stellen für den Vergleich der motorischen Ergebnisse von Düsen mit unterschiedlichem Durchfluss einen Kompromiss dar. Da hier die Emissionsergebnisse bei beiden Verfahren gleiche Rückschlüsse zulassen, wird für das weitere Vorgehen

die Gleichstellung des Spritzbeginns favorisiert, da die Interpretation der Ergebnisse des später betrachteten Strahlausbreitungsverhaltens im Brennraum aufgrund der gleichen Startbedingungen aussagekräftiger ist.

Betriebspunkt Vollast C100 - Vergleich Standard-/zweistufige Aufladung

Wie beschrieben ist besonders der Vergleich der $k_{0,5/184}$ - und $ks_{1,5}$ -Düse interessant, da sie bei gleichem Durchfluss und gleichem Heizverlauf unterschiedliches Emissionsverhalten zeigen. Dies wird im Folgenden zusätzlich zur zweistufigen auch bei der Standardaufladung betrachtet. Dabei ist zu beachten, dass die Düsen $k_{0,5/184}$ und $ks_{1,5}$ bei Brennraumdrücken (Gegendrücken) entsprechend der Volllastrandbedingungen mit zweistufiger Aufladung im Durchfluss gleichgestellt sind. Die Brennraumdrücke bei Standardaufladung sind allerdings noch so groß, dass sich die Einspritzraten nur gering unterscheiden (vgl. Abb. 4.18).

In **Abb. 4.29** sind die NO_x - und Rußemissionen beider Düsen bei den verschiedenen Randbedingungen dargestellt. Die $ks_{1,5}$ -Düse liegt bei den NO_x -Emissionen bei hoher Aufladung jeweils leicht und bei Standardaufladung nur sehr gering über den Emissionen der Standarddüse, während sich bei den Rußemissionen in allen Punkten große Vorteile ergeben.

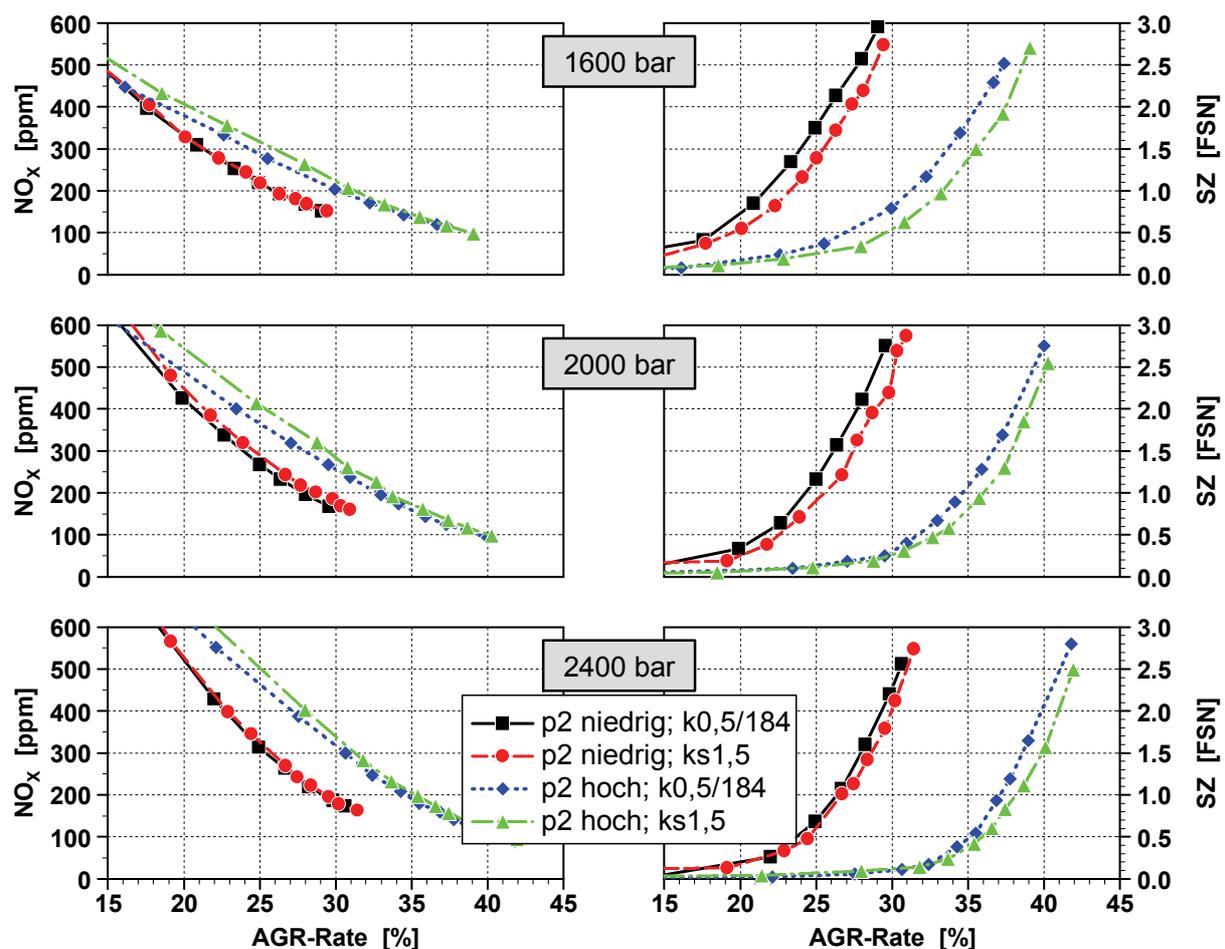


Abb. 4.29: Düsenvariation $k_{0,5}$ vs. $ks_{1,5}$: NO_x - (links) und Rußemissionen (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C100, p_2 niedrig/hoch

Es zeigen sich tendenziell größere Unterschiede in den Rußemissionen bei hoher Aufladung (entsprechend hoher Gasdichte) und niedrigerem Einspritzdruck. Hier können offensichtlich die Vorteile der ks1,5-Düse in der Gemischbildung (mit dem Resultat erhöhter NO_x - und verminderter Rußemissionen) besser umgesetzt werden.

Um das Verhalten bezüglich der Rußemissionen zu quantifizieren, werden die AGR-Raten bei jeweils konstanter Schwärzungszahl $SZ=1,5$ als Maß für die AGR-Verträglichkeit betrachtet. In **Abb. 4.30** ist die Zunahme der AGR-Verträglichkeit (Unterschied in der AGR-Rate für jeweils konstanten Ruß bei $SZ=1,5$) beim Schritt von Standard- auf ks1,5-Düse bei den unterschiedlichen Randbedingungen Einspritzdruck und Aufladung dargestellt.

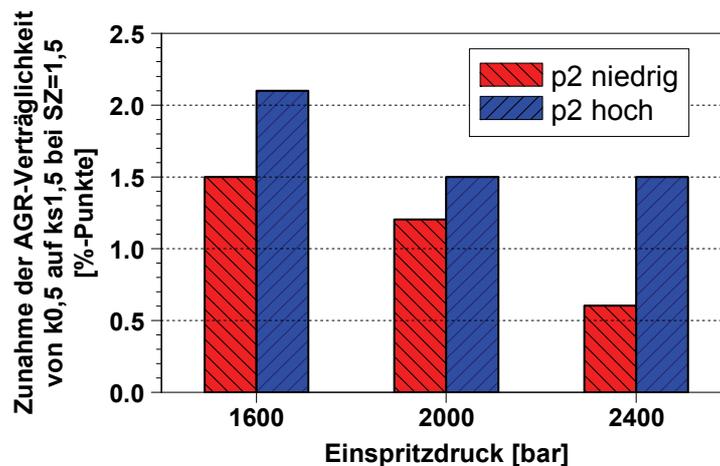


Abb. 4.30: Zunahme der AGR-Verträglichkeit von k0,5/184-Düse auf ks1,5-Düse bei $SZ=1,5$, Betriebspunkt C100

Unter allen Randbedingungen ist ein klarer Vorteil in der AGR-Verträglichkeit für die ks1,5-Düse im Vergleich zur Standarddüse k0,5/184 ersichtlich. Zunächst ist dabei ein Trend zu einer größeren Verbesserung der AGR-Verträglichkeit mit ks1,5-Düse bei kleineren Einspritzdrücken zu erkennen. Die Betrachtung bei Standardaufladung (p_2 niedrig) zeigt, dass bei 1600 bar Einspritzdruck eine Steigerung der AGR-Verträglichkeit um 1,5 Prozentpunkte erzielt werden kann, während sich bei 2400 bar die AGR-Verträglichkeit um 0,6 Prozentpunkte erhöht. Zusätzlich zeigt sich bei allen untersuchten Einspritzdrücken bei der höheren Aufladung und somit höheren Gasdichte im Brennraum eine weitere Steigerung der AGR-Verträglichkeit durch die ks1,5-Düse auf bis zu 2,1 Prozentpunkte bei 1600 bar Einspritzdruck.

Durch gesteigerten Strahlimpuls und düsenferneres Aufbrechen bei der ks1,5-Düse wird, wie bereits beschrieben, eine bessere Durchmischung mit lokal magerem Gemisch erzielt, was zu erhöhten NO_x - und reduzierten Rußemissionen führt.

Da bei hoher Gasdichte der Strahl kürzer in den Brennraum eindringen kann und düsennäheres Aufbrechen nur eine schlechte Lufterfassung ermöglicht, kann hier die ks1,5-Düse durch größeren Strahlimpuls und Verlagerung des Strahlauflaufs in düsenfernere Gebiete zu einer besseren Lufterfassung beitragen. Bei der niedrigen Gasdichte ist die Lufterfassung durch ein tieferes Eindringen des Strahls, offensichtlich auch bei der k0,5/184-Düse, schon so groß, dass das Potential der ks1,5-Düse zur Verbesserung geringer ausfällt.

Bei niedrigem Einspritzdruck zeigt sich eine deutliche Reduzierung der Rußemissionen mit der ks1,5-Düse. Dagegen kann bei hohem Einspritzdruck, der durch kleinere Tröpfchen, erhöhte Gemischbildungsenergie und schnellere Lufterfassung bessere Durchmischung verursacht, die ks1,5-Düse die Gemischbildung nur noch geringer verbessern. Es tritt ein vergleichbarer Sättigungseffekt wie bei dem Rußreduzierungspotential einer Einspritzdrucksteigerung auf (vgl. 2.5.2): Bei hohen AGR-Raten in der Nähe eines minimalen Grenzluftverhältnisses sind die Sauerstoffkonzentrationen bereits so gering, dass die erhöhte Gemischbildungsenergie, die aus der Strahlimpulserhöhung durch den höheren Durchflussbeiwert der strömungsoptimierten ks1,5-Düse resultiert, nur noch geringere Verbesserungen der Gemischbildung und somit der Rußemissionen ergibt.

In **Abb. 4.31** ist das Trade-Off-Verhalten für Ruß bzw. spezifischen Verbrauch dargestellt. Durch die gezeigten großen Vorteile bei den Rußemissionen ergeben sich trotz der leichten NO_x -Nachteile Vorteile im Ruß/ NO_x -Trade-Off. Diese sind besonders groß bei 1600 bar Einspritzdruck und werden mit zunehmendem Einspritzdruck kleiner. Dies gilt sowohl für Standard- (p2 niedrig) als auch für zweistufige (p2 hoch) Aufladung.

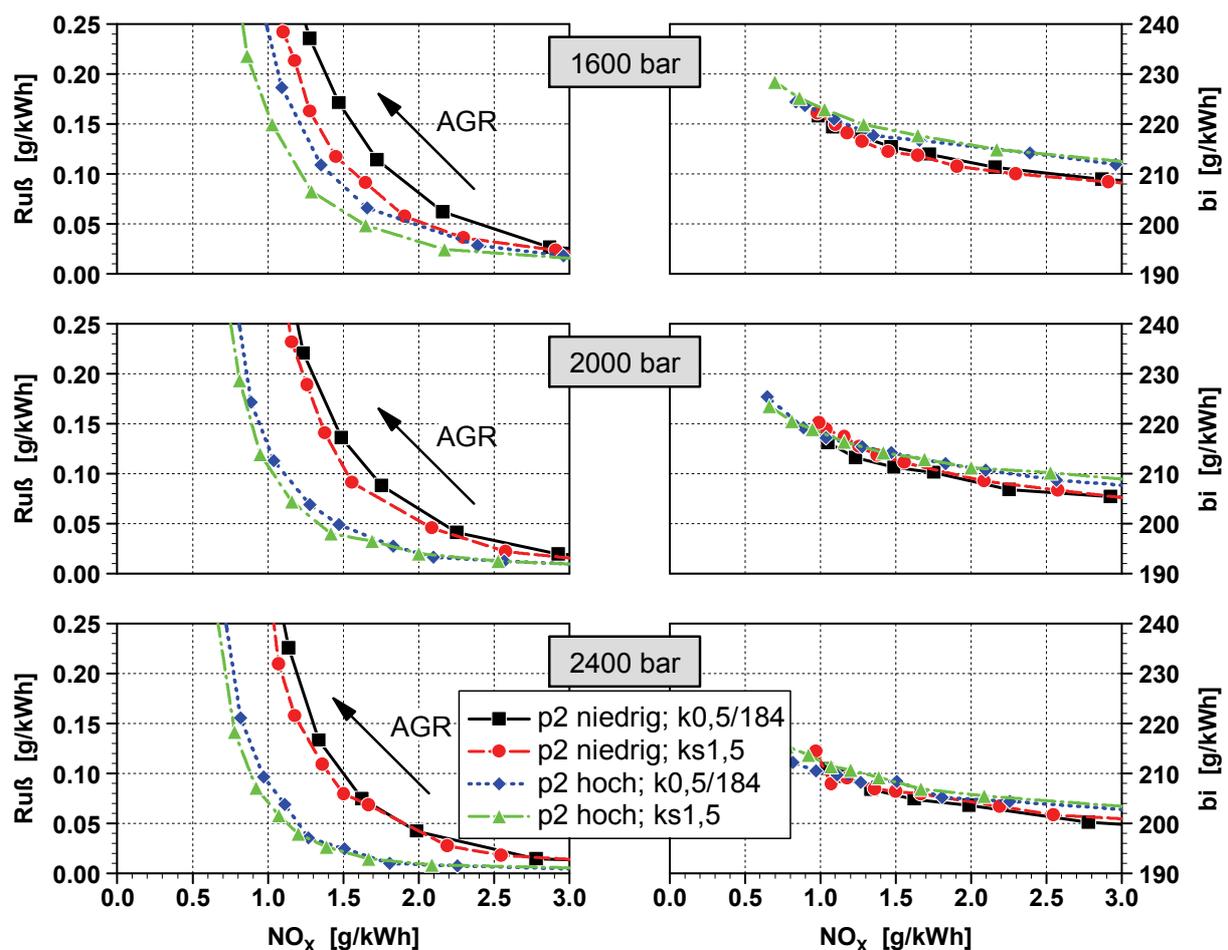


Abb. 4.31: Düsenvariation k0,5 vs. ks1,5: Trade-Off-Verhalten Ruß/ NO_x (links) und bi/ NO_x (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C100, p2 niedrig/hoch

Da in diesem Vollastbetriebspunkt bei Standardaufladung der NO_x -Zielwert von 1,0 g/kWh nicht mit akzeptablen Rußemissionen erreicht wird, erfolgt hier ein Vergleich bei $\text{NO}_x=1,5$ g/kWh. Dabei zeigt sich bei Standardaufladung (p2 niedrig) eine Rußreduzierung von etwa 30% bei 1600 bar Einspritzdruck und von etwa 10% bei 2400 bar. Bei erhöhter Aufladung ergeben sich jeweils Werte von etwa 25% bei 1600 bar Einspritzdruck und 5% bei 2400 bar.

Beim Verbrauch sind sowohl bei der Standard- als auch bei der zweistufigen Aufladung zwischen den Düsen keine Unterschiede zu erkennen. Bei der hohen Aufladung ist das Spülgefälle höher, wodurch sich gegenüber der Standardaufladung ein kleiner Verbrauchsnachteil durch die höhere Ladungswechselarbeit ergibt.

Betriebspunkt Teillast C50 - Zweistufige Aufladung

Nach der Betrachtung des Vollastpunkts C100 werden nun die Ergebnisse im Teillastpunkt C50 dargestellt. Dabei wird zunächst wieder der Blick auf die Ergebnisse bei praxisnahen Randbedingungen mit zweistufiger Aufladung gerichtet.

In **Abb. 4.32** sind die NO_x - und Rußemissionen bei AGR-Variationen dargestellt. Hierbei liegt der Fokus auf den Emissionen bei deutlich größeren AGR-Raten als beim Vollastpunkt. Bezüglich der NO_x -Emissionen zeigt sich ein ähnliches Verhalten wie im C100-Punkt. Besonders bei höchsten AGR-Raten werden die Unterschiede bei den NO_x -Emissionen sehr klein. Tendenziell ergeben sich leicht höhere NO_x -Emissionen für die Standarddüse mit größerem DSP (k0,5/184) im Vergleich zur Düse k0,5/174. Die NO_x -Emissionen der ks1,5-Düse liegen deutlich über denen der beiden Standarddüsen.

Auch bei den Rußemissionen zeigt sich ein vergleichbares Verhalten zum Vollastpunkt. Die Standarddüse mit größerem DSP (k0,5/184) weist bei 1600 bar kleine Nachteile gegenüber der Standarddüse k0,5/174 auf, wobei diese mit zunehmendem Einspritzdruck nicht mehr erkennbar sind. Auch in diesem Betriebspunkt zeigt sich ein deutlicher Vorteil der ks1,5-Düse bei der AGR-Verträglichkeit.

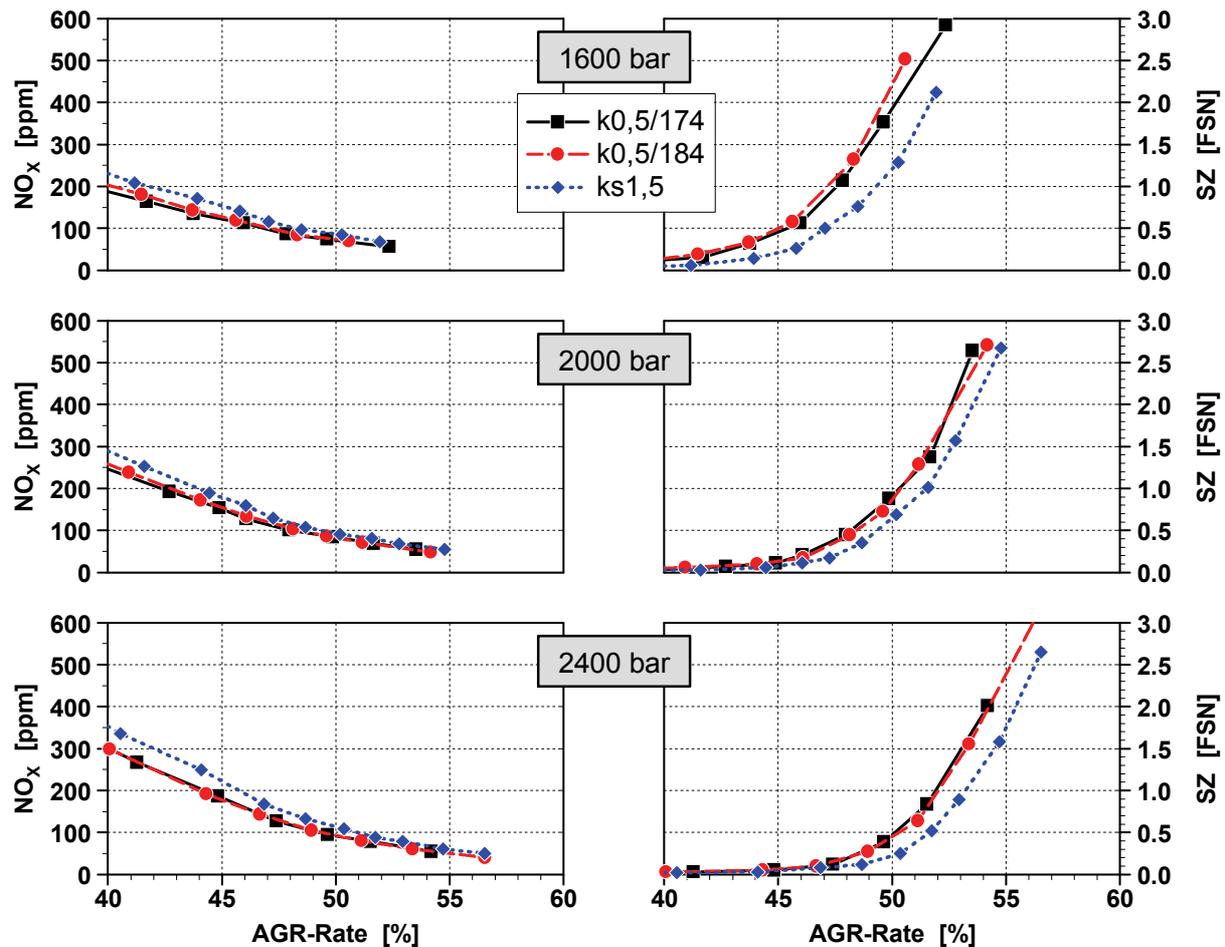


Abb. 4.32: Düsenvariation $k_{0,5}$ vs. $ks_{1,5}$: NO_x - (links) und Rußemissionen (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C50, p_2 hoch

Das Trade-Off-Verhalten ist in **Abb. 4.33** dargestellt. Die Unterschiede im Ruß/ NO_x -Trade-Off werden in diesem Teillastpunkt sehr klein. Offensichtlich können die klaren Vorteile im Ruß die Nachteile im NO_x nicht kompensieren. Lediglich bei 1600 bar Einspritzdruck kann ein Vorteil für die $ks_{1,5}$ -Düse gegenüber der Standarddüse $k_{0,5/184}$ beobachtet werden.

Die spezifischen Kraftstoffverbräuche unterscheiden sich um maximal 4%. Speziell in diesem Betriebspunkt (C50) wirken mehrere Mechanismen so negativ zusammen, dass sich eine hohe Ungenauigkeit in der Kraftstoffmassenmessung trotz großer Sorgfalt nicht vermeiden lässt. Der Einzylindermotor wird mit einer üblichen Common-Rail-Pumpe in Vollförderung betrieben, woraus bei der hier eingestellten hohen Drehzahl und der relativ kleinen Einspritzmasse – nur ein befeuerter Zylinder – große Rücklaufmengen aus Rail und Druckverstärkermodul resultieren, wodurch sich Pulsationen im Niederdruckkreis ergeben. Diese können bei der Messung der Kraftstoffmasse in diesem Teillastpunkt zu Ungenauigkeiten in einer Größenordnung von 2% führen. Da bei der Bestimmung des indizierten Mitteldrucks ebenfalls Streuungen von 1% auftreten können, wird hier keine weitere Beurteilung des spezifischen Verbrauchs vorgenommen. Auch hier ist zu beachten, dass die Düsen $k_{0,5/184}$ und $ks_{1,5}$ bei Volllastrandbedingungen im Durchfluss gleichgestellt wurden und somit bei Teillast durch die niedrigeren Zylinderdrücke die Einspritzrate leicht unterschiedlich sein kann.

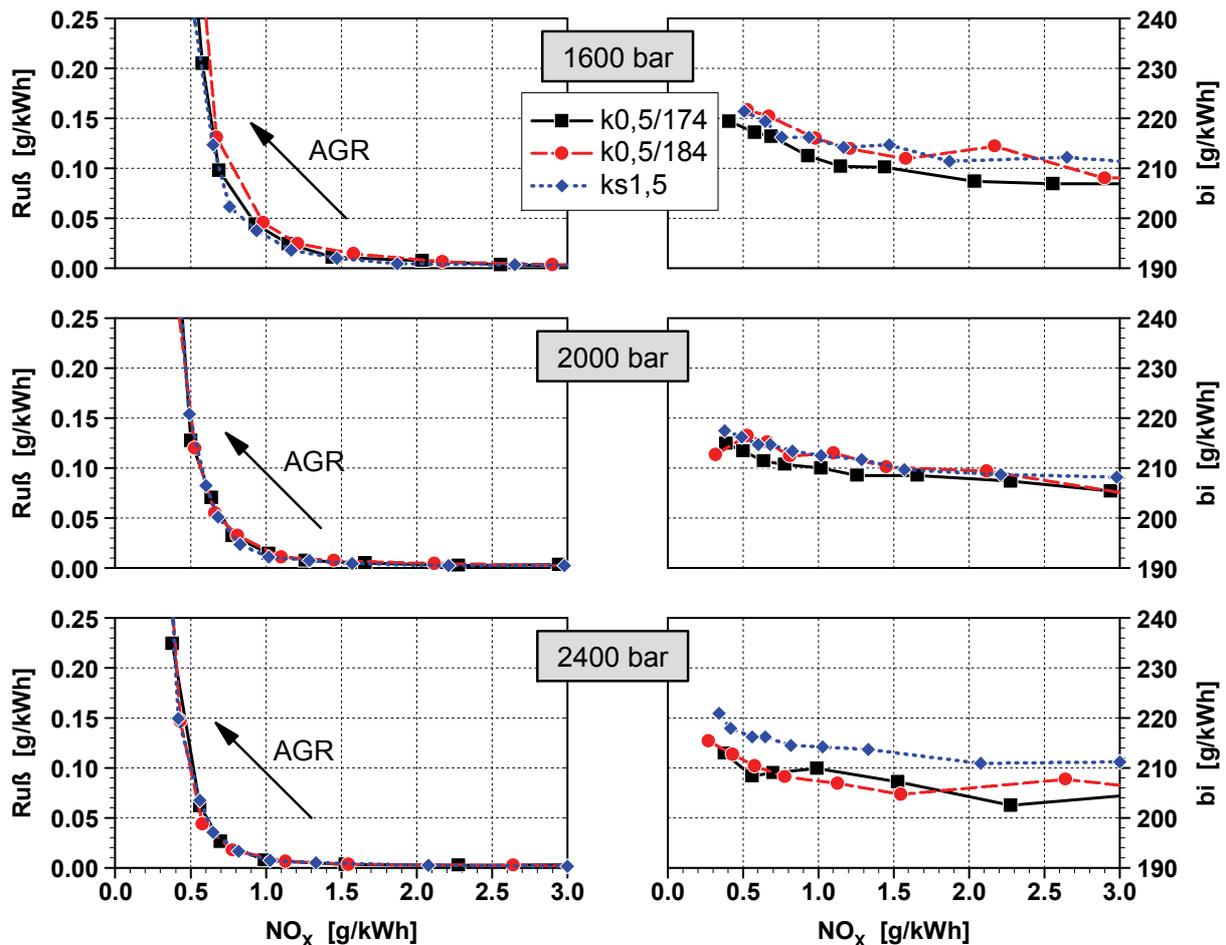


Abb. 4.33: Düsenvariation $k_{0,5}$ vs. $ks_{1,5}$: Trade-Off-Verhalten Ruß/ NO_x (links) und bi/NO_x (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C50, p_2 hoch

Betriebspunkt Teillast C50 - Vergleich Standard-/zweistufige Aufladung

Wie beim Volllastpunkt C100 wird auch im Teillastpunkt C50 ein Vergleich zwischen Standardaufladung und erhöhtem Ladedruck durchgeführt. Die Ergebnisse für die NO_x - und Rußemissionen zeigt **Abb. 4.34**. Bei niedrigem Ladedruck sind bei allen Einspritzdrücken leichte Nachteile im NO_x und leichte Vorteile im Ruß für die $ks_{1,5}$ -Düse im Vergleich zur $k_{0,5/184}$ -Düse zu erkennen. Es ergibt sich hier die gleiche Tendenz wie für den hohen Ladedruck.

Die $ks_{1,5}$ -Düse kann offensichtlich, wie auch im Volllastpunkt bereits beobachtet, bei der hohen Brennraumgasdichte, die bei hoher Aufladung entsteht, ihre Vorteile in der Gemischbildung und Abmagerung des Strahls mit dem Resultat erhöhter NO_x - und verminderter Rußemissionen besser umsetzen als bei niedriger Gasdichte, bei der der Strahl weiter in den Brennraum eindringen kann und durch düsenferneres Aufbrechen bereits eine gute Luftefassung ermöglicht.

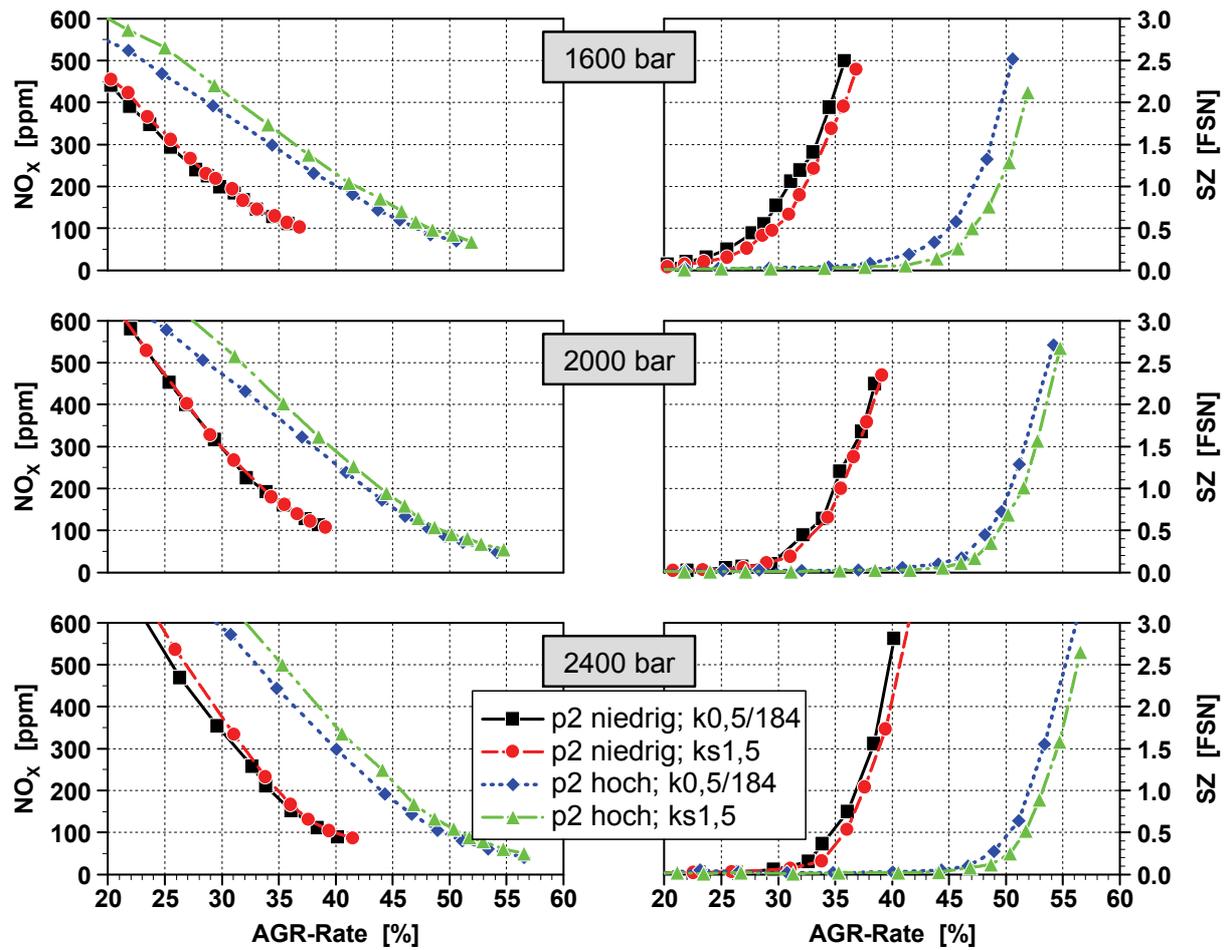


Abb. 4.34: Düsenvariation k0,5 vs. ks1,5: NO_x-(links) und Rußemissionen (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C50, p2 niedrig/hoch

Als Maß für die AGR-Verträglichkeit wird in diesem Teillastpunkt die AGR-Rate bei Erreichen einer Schwärzungszahl von SZ=1,0 betrachtet. Die Zunahme der AGR-Verträglichkeit bei Einsatz einer ks1,5-Düse im Vergleich zur k0,5/184-Düse ist in **Abb. 4.35** dargestellt.

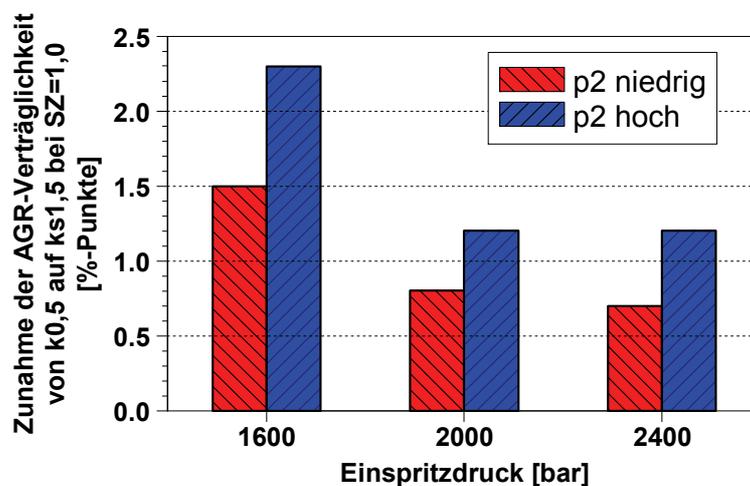


Abb. 4.35: Zunahme der AGR-Verträglichkeit von k0,5/184-Düse auf ks1,5-Düse bei SZ=1,0, Betriebspunkt C50

Es ergibt sich eine ähnliche Tendenz wie im Volllastpunkt C100. Die ks1,5-Düse weist unter allen Randbedingungen Vorteile bezüglich der AGR-Verträglichkeit auf.

Für 1600 bar Einspritzdruck ergibt sich bezüglich der AGR-Verträglichkeit ein großer Vorteil für die ks1,5-Düse. Mit zunehmendem Einspritzdruck bleibt der Vorteil erhalten, wird jedoch kleiner.

Auch hier zeigt sich ein größerer Vorteil bei den Rußemissionen für die ks1,5-Düse bei hohem Ladedruck, also bei einer hohen Gasdichte im Brennraum. Dies bestätigt die Vermutung, dass die ks1,5-Düse bei den für die Gemischbildung eher nachteiligen Bedingungen (kleiner Impuls und kurzes Eindringen des Strahls durch niedrigen Einspritzdruck und hohe Gasdichte) einen größeren Vorteil bezüglich der Rußemissionen erzielen kann.

Das Trade-Off-Verhalten Ruß und Verbrauch bezüglich NO_x ist in **Abb. 4.36** dargestellt. Im Ruß/ NO_x -Trade-Off sind dabei nur bei einem Einspritzdruck von 1600 bar Vorteile für die ks1,5-Düse erkennbar, sowohl bei niedriger als auch hoher Aufladung. Bei konstanten NO_x -Emissionen von 1,0 g/kWh ergibt sich eine Rußreduzierung von etwa 20% (p2 niedrig) bzw. etwa 15% (p2 hoch). Bei den höheren Einspritzdrücken werden in diesem Betriebspunkt die Vorteile bei den Rußemissionen bei der ks1,5-Düse durch die NO_x -Nachteile kompensiert.

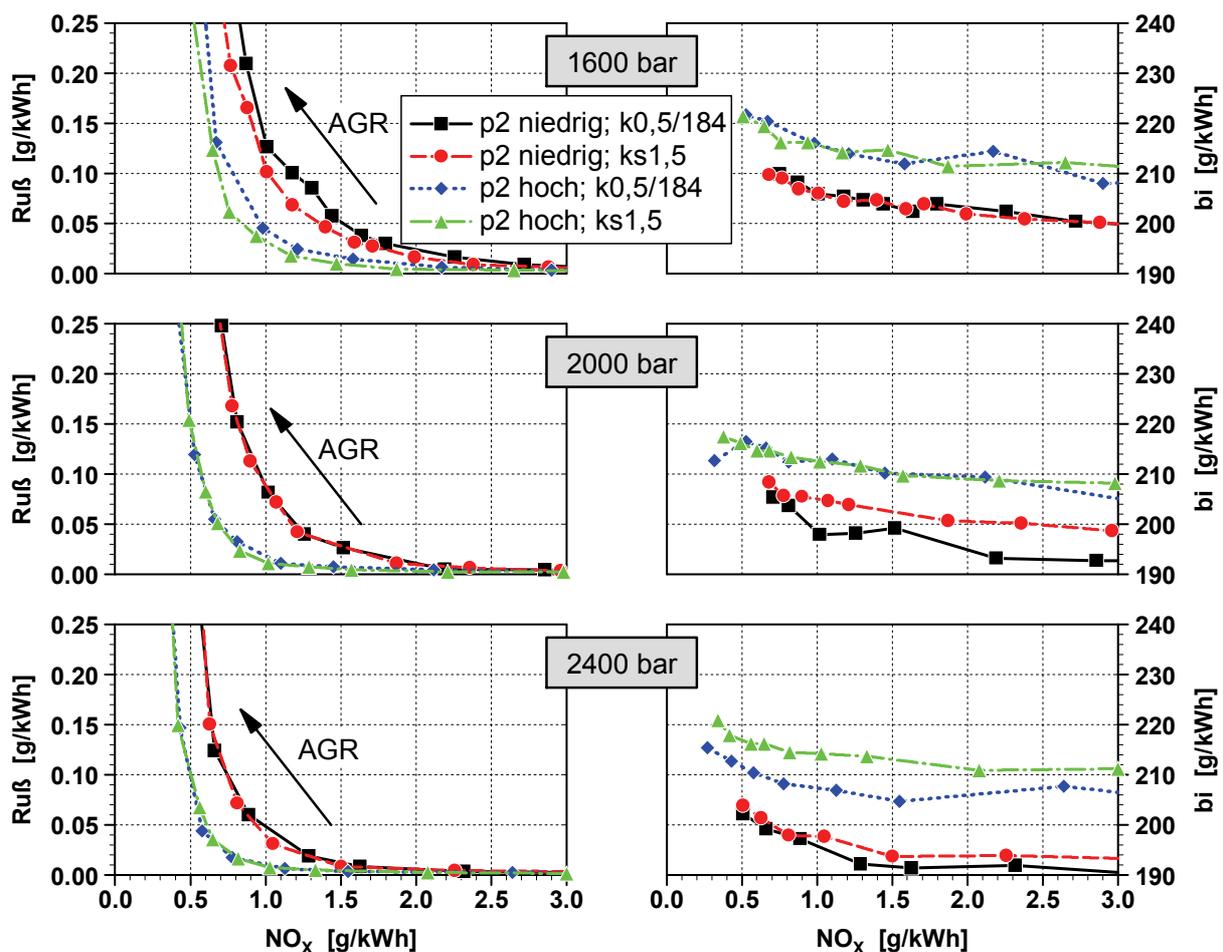


Abb. 4.36: Düsenvariation k0,5 vs. ks1,5: Trade-Off-Verhalten Ruß/ NO_x (links) und bi/ NO_x (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C50, p2 niedrig/hoch

Im Teillastpunkt kann der spezifische Verbrauch, wie schon beschrieben, nicht sehr präzise bestimmt werden. Erkennbar sind dennoch bei der hohen Aufladung Nachteile im spezifischen Verbrauch durch die erhöhte Ladungswechselarbeit.

Variation der Spritzlochanzahl – Vergleich 8-Loch zu 10-Loch

Zur Validierung der Ergebnisse mit den Düsen mit 8 Spritzlöchern erfolgen weitere Untersuchungen an Düsen mit 10 Spritzlöchern. Dabei handelt es sich um eine Düse mit Standardspritzlochgeometrie (k0,5) und eine ks1,5-Düse (s. auch Tab. 4.4). Diese Düsen sind so gefertigt, dass sie bei den im Motor vorliegenden Randbedingungen den gleichen Durchfluss aufweisen, der vergleichbar mit dem der oben betrachteten k0,5/184- und ks1,5-Düsen mit 8 Spritzlöchern ist. Dadurch ergeben sich bei den Düsen mit 10 Spritzlöchern sowohl für die Standarddüse als auch für die strömungsoptimierte Düse jeweils geringere Spritzlochaustrittsdurchmesser als für die entsprechenden Düsen mit 8 Spritzlöchern.

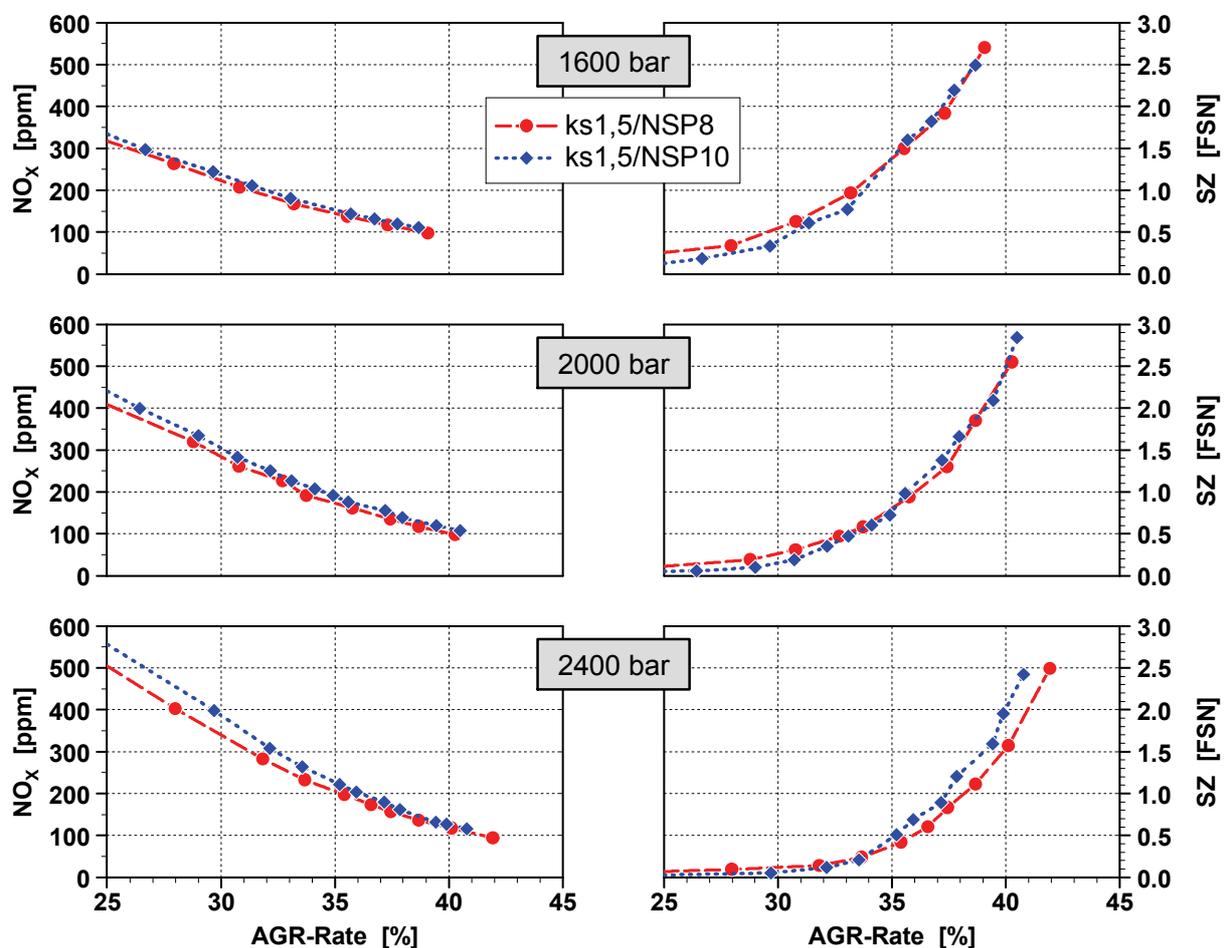


Abb. 4.37: Düsenvariation 8-Loch vs. 10-Loch: NO_x -(links) und Rußemissionen (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C100, p_2 hoch

Der zu untersuchende Schwerpunkt dieses Unterkapitels ist der Vergleich zwischen Standarddüsen und strömungsoptimierten Düsen. Dennoch soll hier zunächst ein Vergleich zwischen den ks1,5-Düsen mit 8 und mit 10 Spritzlöchern durchgeführt werden, um den Einfluss einer Veränderung der Spritzlochanzahl separat zu betrachten.

Abb. 4.37 zeigt den Vergleich der ks1,5-Düsen mit 8 und mit 10 Spritzlöchern im Volllastbetriebspunkt C100 bei hoher Aufladung und bei verschiedenen Einspritzdrücken. Dargestellt sind die NO_x - und Rußemissionen bei AGR-Variationen.

Bei den NO_x -Emissionen ergeben sich leicht höhere Emissionen bei der 10-Loch-Düse, die mit steigendem Einspritzdruck zunehmen. Bei der Einspritzung mit annähernd konstantem Massenstrom ergeben sich bei der 10-Loch-Düse durch einen kleineren DSP Einspritzstrahlen mit geringerem Durchmesser, die in Summe über alle Strahlen eine größere Strahloberfläche aufweisen. Dadurch kann hier eine verstärkte Wechselwirkung mit der umgebenden Gasatmosphäre im Brennraum stattfinden, die zu schnellerer Abmagerung in den Randbereichen der Strahlen führt. Kleinere Kraftstofftröpfchendurchmesser durch einen kleineren DSP unterstützen diesen Effekt. Dadurch ergibt sich eine höhere Umsatzrate besonders zu Beginn der Verbrennung, die durch lokal höhere Temperaturen zur beobachteten verstärkten NO_x -Bildung führt. In **Abb. 4.38** zeigen die integralen Heizverläufe bei jeweils konstantem Einspritzdruck die geringfügig höhere Umsatzrate der Düse mit 10 Spritzlöchern. Die Injektorstromverläufe sind bei jeweils konstantem Einspritzdruck etwa gleich, was den vergleichbaren Durchfluss der Düsen bei Versuchsrandbedingungen bestätigt.

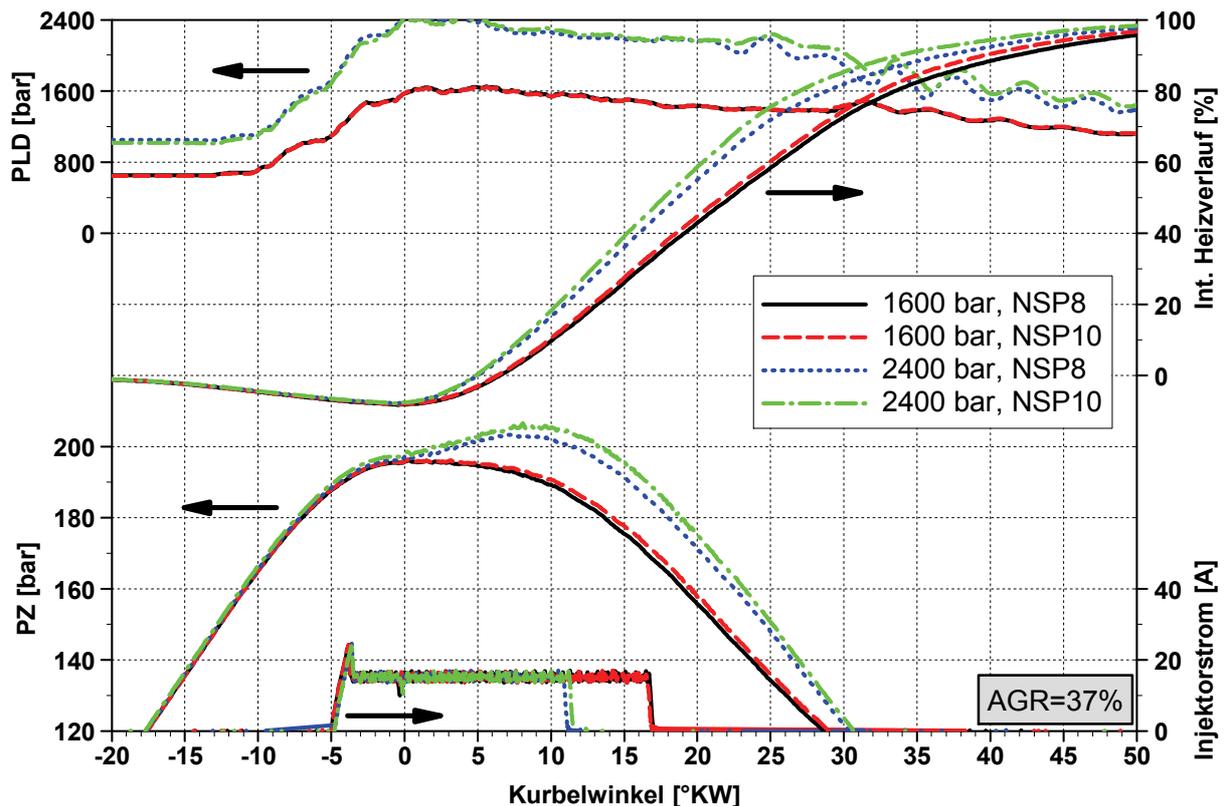


Abb. 4.38: Düsenvariation 8-Loch vs. 10-Loch: Zylinderdruck PZ, Einspritzdruck PLD, Injektorbestromung und integrierter Heizverlauf, Betriebspunkt C100, p₂ hoch, AGR-Rate 37%

Bei der Erhöhung der Spritzlochzahl, verbunden mit einer Reduzierung des Spritzlochaustrittsdurchmessers, konkurrieren hier besonders folgende Effekte, die Einfluss auf die Rußbildung haben: Die verstärkte Interaktion mit der Gasatmosphäre durch

größere Gesamtoberfläche der Einspritzstrahlen und die kleineren Kraftstofftröpfchen durch den kleineren DSP führen zu verstärkter und schnellerer Abmagerung im Strahl. Weiterhin wirkt die leichte Verschiebung des Verbrennungsschwerpunkts nach früh durch die höhere Umsatzrate reduzierend auf die Rußemissionen, da sich höhere Brennraumtemperaturen und längere Zeit zur Rußoxidation ergeben. Allerdings führt der reduzierte Strahlimpuls zu kürzerem Eindringen und verminderter Interaktion mit der Brennraumwand. Zusätzlich ist zu beachten, dass der Abstand zwischen den Einzelstrahlen bei Erhöhung der Spritzlochanzahl geringer wird. Bei diesem nahezu drallfreien Brennverfahren ist zwar keine seitliche Verwehung der Einspritzstrahlen zu erwarten (vgl. auch Simulationsergebnisse in Kap. 4.2.3), dennoch können sich nach dem Wandkontakt entlang der Muldenwand ausbreitende Gemischanteile so durchmischen, dass lokal fette Bereiche mit erhöhten Rußemissionen entstehen. Diese genannten Effekte heben sich bei 1600 bar Einspritzdruck offensichtlich auf (s. Abb. 4.37). Hier ist kein Unterschied bei den Rußemissionen erkennbar. Durch Erhöhung des Einspritzdrucks dagegen liegt bei beiden Düsen ein höherer Strahlimpuls vor, der für tieferes Eindringen sorgt und durch den am Muldenrand eine höhere Energie zur Wandinteraktion und somit zur Strahlabmagerung zur Verfügung steht. Hier zeigt sich ein Vorteil für die 8-Loch-Düse, deren Strahlimpuls auf höherem Niveau liegt und die einen größeren seitlichen Strahlabstand aufweist und damit zu niedrigeren Rußemissionen führt.

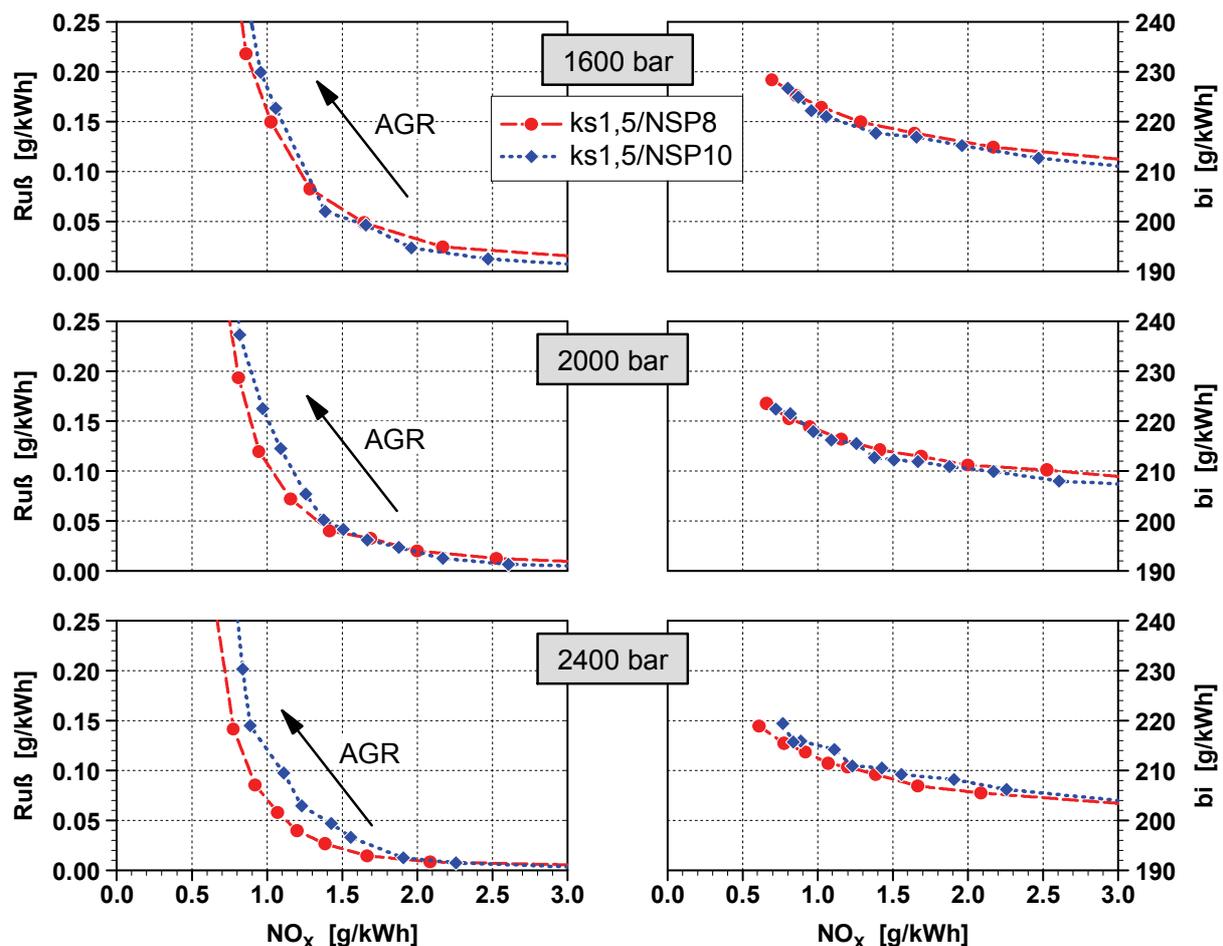


Abb. 4.39: Düsenvariation 8-Loch vs. 10-Loch: Trade-Off-Verhalten Ruß/NO_x (links) und bi/NO_x (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C100, p₂ hoch

Im Ruß/NO_x-Trade-Off resultieren daraus für die 8-Loch-Düse bei konstanten NO_x-Emissionen von 1,0 g/kWh Reduzierungen der Rußemissionen von etwa 10% bei 1600 bar Einspritzdruck bis etwa 35% bei 2400 bar Einspritzdruck (s. **Abb. 4.39**). Der Verbrauch bleibt bei jeweils konstantem Einspritzdruck durch gleiche Einspritzmengen und nur leicht verschobene Umsatzschwerpunkte nahezu konstant.

Für den Teillastbetriebspunkt C50 werden hier nur die Rohemissionen NO_x und Ruß gezeigt (s. **Abb. 4.40**). Bei der Erhöhung der Spritzlochanzahl von 8 auf 10 Spritzlöcher bei konstant gehaltenem Düsendurchfluss sind hier nur sehr geringe Einflüsse sowohl auf die NO_x- als auch auf die Rußemissionen erkennbar. Offensichtlich wirken die genannten Prozesse, die Einfluss auf das Emissionsverhalten haben können, in diesem Teillastpunkt nur sehr gering oder heben sich auf.

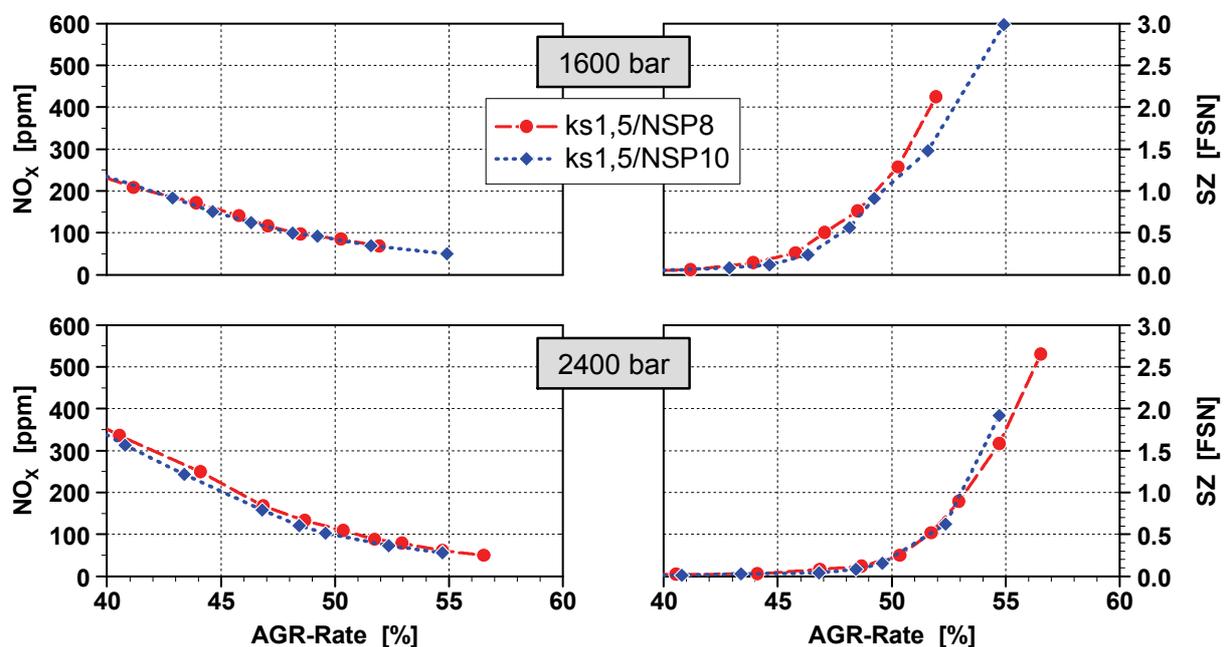


Abb. 4.40: Düsenvariation 8-Loch vs. 10-Loch: NO_x-(links) und Rußemissionen (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C50, p₂ hoch

Die Untersuchungen zum Vergleich der in dieser Arbeit betrachteten 8- und 10-Loch-Düsen zeigen, dass die Emissionen dieser Düsen auf ähnlichem Niveau liegen und somit die folgende separate Betrachtung der 10-Loch-Düsen weitere Erkenntnisse zum Einfluss einer veränderten Spritzlochgeometrie liefern kann.

Variation der Spritzlochanzahl – Einfluss der strömungsoptimierten Spritzlochgeometrie

Wie bei den bereits diskutierten Untersuchungen der 8-Loch-Düsen interessiert bei den 10-Loch-Düsen der Einfluss einer strömungsoptimierten Spritzlochgeometrie (ks1,5/NSP10) im Vergleich zur einer Standarddüse (k0,5/NSP10) auf Verbrennung und Schadstoffentstehung.

In **Abb. 4.41** werden die NO_x- und Rußemissionen bei AGR-Variationen mit verschiedenen Einspritzdrücken im Volllastpunkt C100 betrachtet. Es zeigt sich ein ähnliches Verhalten wie schon bei den Düsen mit 8 Spritzlöchern. Bei den NO_x-

Emissionen ergeben sich leichte Nachteile für die ks1,5-Düse. Bei den Rußemissionen dagegen zeigt sich ein Vorteil bei hohen AGR-Raten. Dieser Vorteil ist bei 1600 bar deutlich zu beobachten und wird mit zunehmendem Einspritzdruck kleiner.

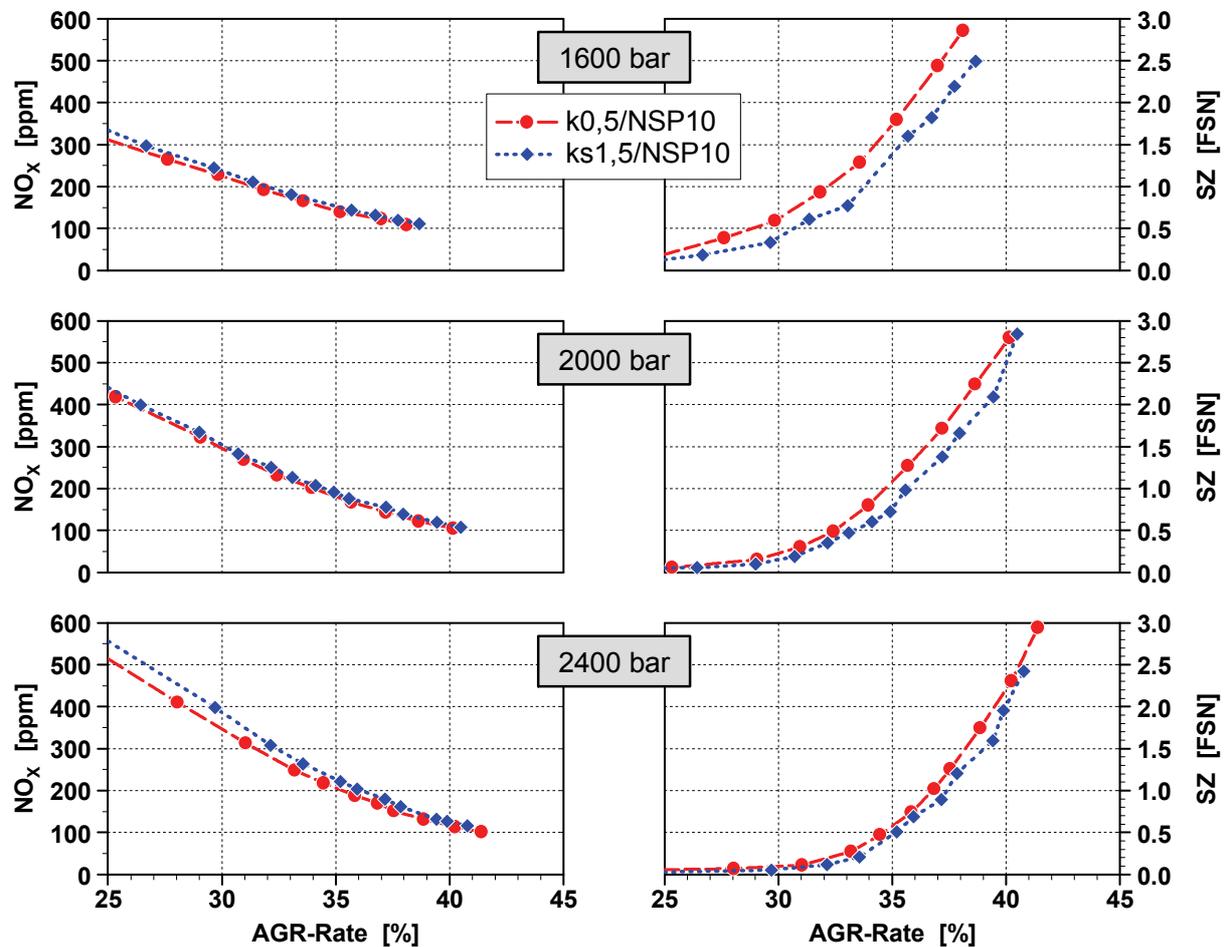


Abb. 4.41: Düsenvariation k0,5 vs. ks1,5 mit NSP=10: NO_x-(links) und Rußemissionen (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C100, p₂ hoch

Bei einer Betrachtung von Zylinderdruckverlauf und Heizverlauf im Betriebspunkt C100 ergibt sich für beide Düsen bei gleicher AGR-Rate bei den unterschiedlichen Einspritzdrücken das gleiche Brennverhalten (s. **Abb. 4.42**). Auch hier werden Unterschiede in den Emissionen also nicht durch unterschiedliche Umsatzraten hervorgerufen, sondern sind in lokalen Effekten im Brennraum zu suchen.

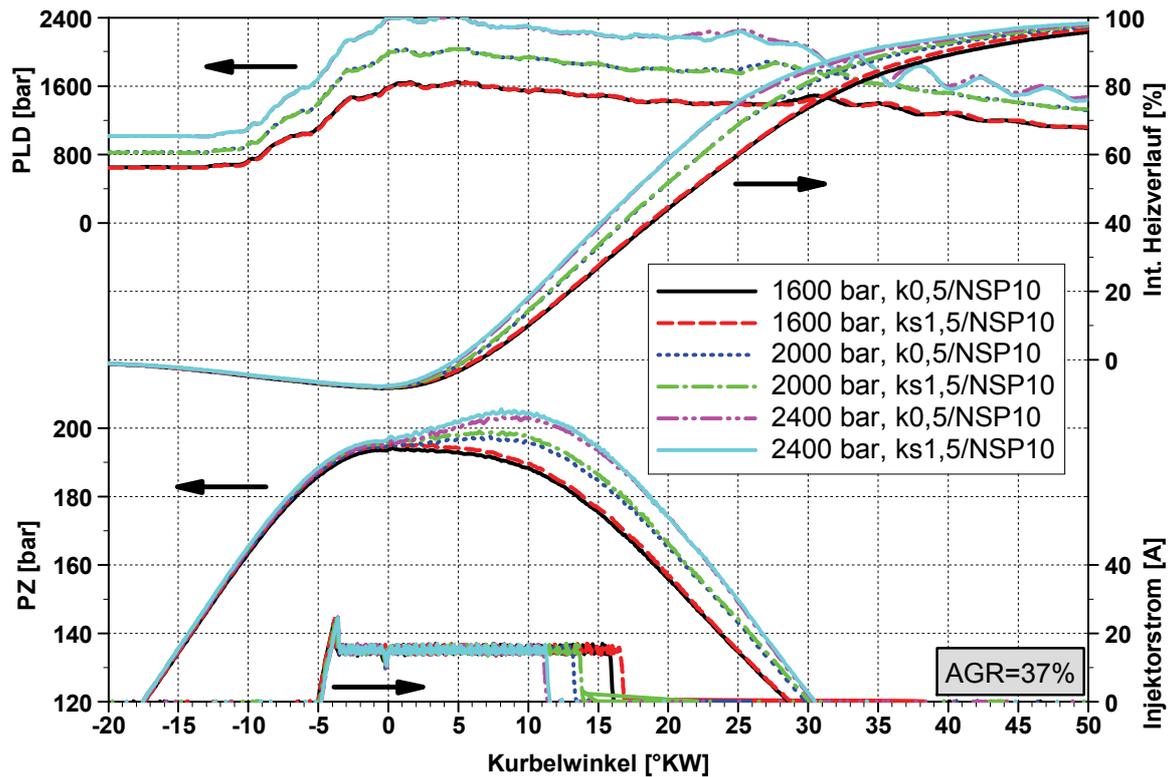


Abb. 4.42: Düsenvariation $k_{0,5}$ vs. $ks_{1,5}$ mit $NSP=10$: Zylinderdruck PZ , Einspritzdruck PLD , Injektorbestromung und integrierter Heizverlauf, Betriebspunkt $C100$, p_2 hoch, verschiedene Einspritzdrücke, AGR -Rate 37%

Auch bezüglich des Trade-Off-Verhaltens $Ru\beta/NO_x$ und bi/NO_x korrelieren die Ergebnisse mit denen der 8-Loch-Düsen (s. **Abb. 4.43**). Bei 1600 bar Einspritzdruck sind große Vorteile im $Ru\beta/NO_x$ -Trade-Off zu beobachten. Mit zunehmendem Einspritzdruck werden diese kleiner bzw. verschwinden bei 2400 bar. Der spezifische Verbrauch ist bei konstantem Einspritzdruck zwischen den Düsen jeweils gleich, wie die gleichen Heizverläufe annehmen lassen.

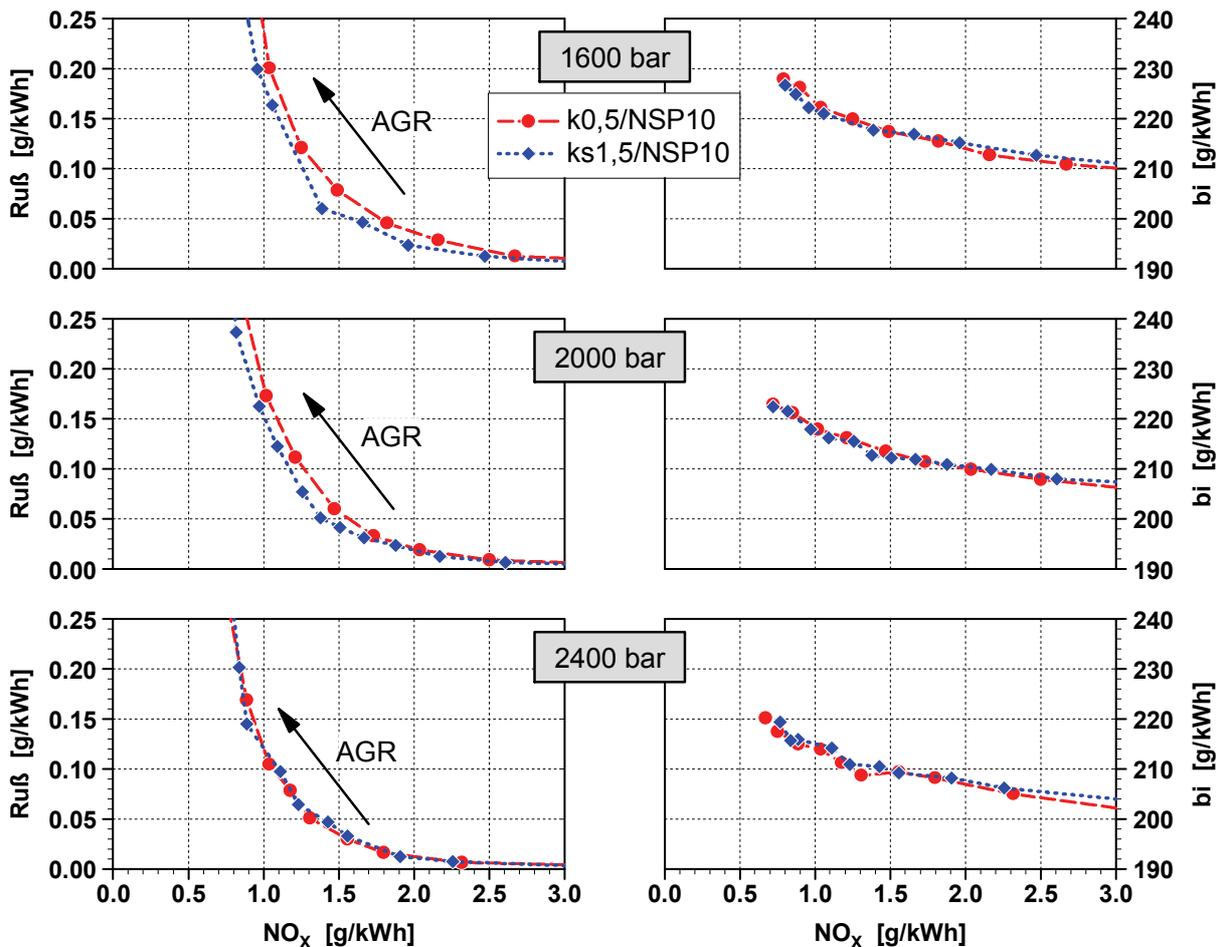


Abb. 4.43: Düsenvariation k0,5 vs. ks1,5 mit NSP=10: Trade-Off-Verhalten Ruß/NO_x (links) und bi/NO_x (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C100, p₂ hoch

In **Abb. 4.44** sind Ergebnisse von Messungen im Teillastpunkt C50 bei 1600 bar und 2400 bar Einspritzdruck dargestellt.

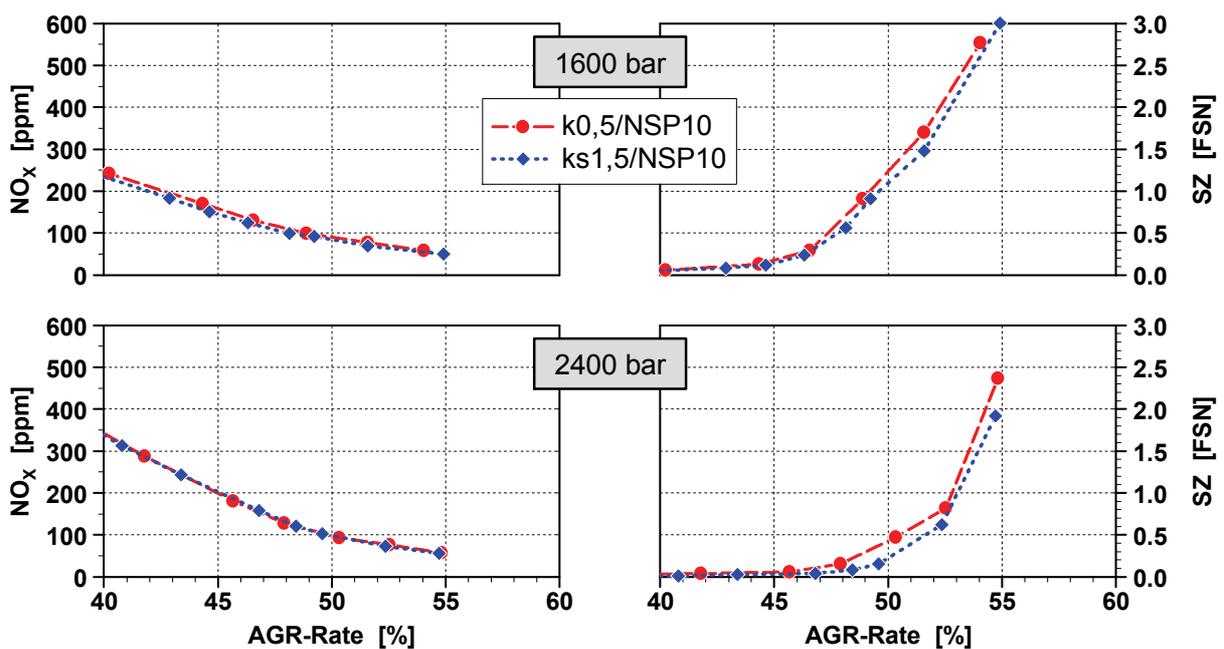


Abb. 4.44: Düsenvariation k0,5 vs. ks1,5 mit NSP=10: NO_x-(links) und Rußemissionen (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C50, p₂ hoch

Bei den NO_x - und Rußemissionen sind die Unterschiede zwischen den 10-Loch-Düsen schon sehr gering. Die Tendenz ist ähnlich wie bei den 8-Loch-Düsen, dabei sind leichte Vorteile für die ks1,5-Düse bei den Rußemissionen zu erkennen.

Die Vorteile bei den Rußemissionen für die ks1,5-Düse spiegeln sich auch hier im Ruß/ NO_x -Trade-Off wider (s. **Abb. 4.45**). Es ergibt sich ein Vorteil für die ks1,5-Düse besonders bei 1600 bar Einspritzdruck. Bei 2400 bar ist der Vorteil nur noch gering, aber erkennbar. Im Verbrauch zeigen beide Düsen die gleichen Werte.

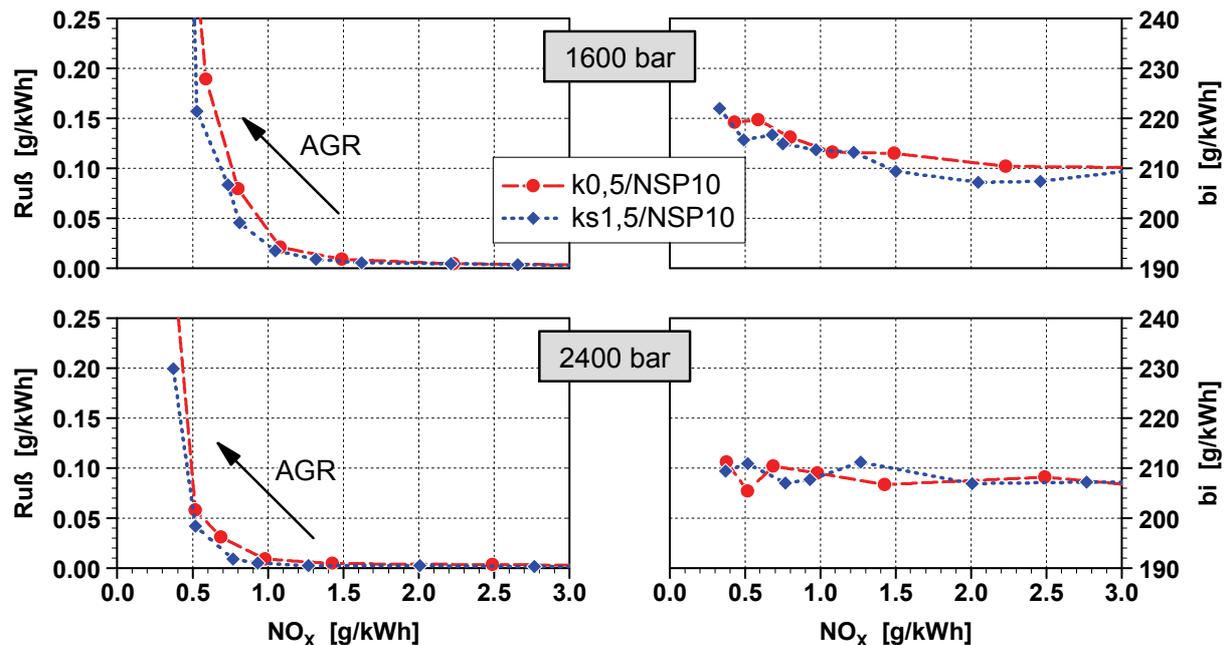


Abb. 4.45: Düsenvariation k0,5 vs. ks1,5 mit NSP=10: Trade-Off-Verhalten Ruß/ NO_x (links) und bi/ NO_x (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C50, p2 hoch

Insgesamt zeigt somit die Steigerung des Durchflussbeiwerts der Einspritzdüse durch Strömungsoptimierung der Spritzlochgeometrie mit ihren Auswirkungen auf Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffentstehung bei den 10-Loch-Düsen ein vergleichbares Verhalten wie bei den ausführlich diskutierten 8-Loch-Düsen.

Fazit der Motorversuche

In den Motorversuchen zum Vergleich zwischen kavitationsfreien k0,5-Düsen und strömungsoptimierten, kavitationsfreien ks1,5-Düsen konnten für die betrachteten Betriebspunkte C50 und C100 bei AGR-Variationen unter den variierten Randbedingungen Aufladung und Einspritzdruck jeweils ähnliche Tendenzen festgestellt werden.

Mit steigenden AGR-Raten nehmen die NO_x -Emissionen ab. Dagegen steigen die Rußemissionen, ausgehend von nicht signifikanten Emissionen bei kleinen AGR-Raten, bei hohen AGR-Raten steil an. Nur dieser Bereich bei hohen AGR-Raten wurde näher betrachtet.

Zunächst wurden 8-Loch-Düsen untersucht. Zwischen den k0,5-Düsen mit kleinem (DSP=174 μm) und großem Spritzlochdurchmesser (DSP=184 μm) zeigen sich nur geringe Unterschiede. Die Standarddüse k0,5/184 und die ks1,5-Düse sind so ausgelegt, dass sie unter den betrachteten Randbedingungen vergleichbare

Einspritzraten aufweisen, wodurch sich auch vergleichbare Umsatzraten ergeben. Dadurch ergibt sich der gleiche spezifische Kraftstoffverbrauch und zusätzlich kann ein Einfluss der Umsatzrate auf die Emissionen ausgeschlossen werden.

Dennoch ergeben sich folgende Unterschiede bei den Emissionen zwischen k0,5/184- und ks1,5-Düse (8-Loch-Düsen):

- ks1,5-Düse führt zu höheren NO_x -Emissionen.
- ks1,5-Düse bewirkt deutliche Vorteile bei den Rußemissionen bei hohen AGR-Raten.
- Diese erhöhte AGR-Verträglichkeit zeigt sich bei der ks1,5-Düse besonders bei für die Gemischbildung eher nachteiligen Randbedingungen, wie hoher Gasdichte im Brennraum und niedrigem Einspritzdruck. Hier können die Vorteile der ks1,5-Düse bei der Gemischbildung und Abmagerung des Strahls (mit dem Resultat erhöhter NO_x - und verminderter Rußemissionen) besser umgesetzt werden als bei niedriger Gasdichte, bei der der Strahl weiter in den Brennraum eindringt und ein düsenferneres Aufbrechen bereits eine gute Luft-erfassung ermöglicht, oder bei hohem Einspritzdruck, der durch erhöhte Gemischbildungsenergie bereits bessere Durchmischung verursacht.
- Aus den Nachteilen im NO_x und den Vorteilen im Ruß können sich im Ruß/ NO_x -Trade-Off bei hohen AGR-Raten (größer 25%) Vorteile für die ks1,5-Düse ergeben.
- Diese Vorteile sind deutlich bei niedrigem Einspritzdruck (1600 bar) und werden mit steigendem Einspritzdruck kleiner bzw. verschwinden, da sich hier die erhöhten NO_x - und die verminderten Rußemissionen kompensieren können. Im Vollastpunkt C100 z.B. zeigt sich bei konstanten NO_x -Emissionen von 1,5 g/kWh bei Standardaufladung eine Rußreduzierung von etwa 30% bei 1600 bar Einspritzdruck und von etwa 10% bei 2400 bar. Bei erhöhter Aufladung ergeben sich jeweils Werte von etwa 25% und 5%.

Des Weiteren zeigt der Vergleich der drei 8-Loch-Düsen Folgendes:

- Bei den beiden im Durchfluss gleichgestellten Düsen k0,5/184 und ks1,5 zeigen sich, wie oben erläutert, Vorteile bei den Rußemissionen für die ks1,5-Düse. In [Ber04] (s. Kap. 2.6.3) wird vermutet, dass dieser Vorteil der strömungsoptimierten Düse ausschließlich aus dem kleineren DSP resultiert.
- Dazu wurde die k0,5/174-Düse untersucht, die den gleichen DSP von 174 μm wie die ks1,5-Düse aufweist. Trotz gleichem DSP ergeben sich im Vergleich bei der k0,5/174-Düse deutlich höhere Rußemissionen. Dies spricht gegen die genannte These, dass bei einer strömungsoptimierten Düse die Rußreduzierung aus dem kleineren DSP resultiert. Andere Effekte einer Strömungsoptimierung, wie erhöhter Strahlimpuls durch verbesserte Umsetzung des Einspritzdrucks in Geschwindigkeit mit düsenfernerem Aufbruchverhalten und schlankerem Spray, scheinen zu dominieren.

Weiterhin wurde die Spritzlochanzahl bei gleichgestelltem Durchfluss unter Versuchsrandbedingungen variiert. Die Erhöhung von 8 auf 10 Spritzlöcher führt zu geringeren Spritzlochdurchmessern und in Folge dessen zu Einspritzstrahlen mit geringerem

Strahlimpuls und größerer Gesamtstrahloberfläche. Dies zeigt folgende Auswirkungen auf die Motorergebnisse:

- Der Vergleich der ks1,5-Düsen mit 8 und 10 Spritzlöchern zeigt, dass die 10-Loch-Düse zu geringfügig erhöhten NO_x-Emissionen durch schnelleres Durchbrennverhalten führt.
- Bei den Rußemissionen zeigt sich im Vollastbetriebspunkt C100 bei höherem Einspritzdruck ein Vorteil für die 8-Loch-Düse durch den höheren Strahlimpuls.
- Im Teillastpunkt sind die Unterschiede zwischen 8- und 10-Loch-Düse vernachlässigbar.
- Der Vergleich der 10-Loch-Düsen untereinander (k0,5/NSP10 zu ks1,5/NSP10) zeigt für die strömungsoptimierte ks1,5-Düse dieselben Effekte wie bereits bei den Düsen mit 8 Spritzlöchern diskutiert und bestätigt die dort erzielten Ergebnisse: Durch eine strömungsoptimierte Spritzlochgeometrie können Vorteile im Ruß/NO_x-Trade-Off ohne Verbrauchsverschlechterung erzielt werden.

4.2.3. Ergebnisse der Motorsimulation

Im vorhergehenden Unterkapitel wurden mittels Motorversuchen bei hohen AGR-Raten Vorteile der ks1,5-Düse gegenüber einer Standarddüse (k0,5/184) bezüglich der Rußemissionen bei leichten Nachteilen im NO_x aufgezeigt. Zum tieferen Verständnis dieses Sachverhaltes sollen Ergebnisse aus einer 3D-CFD-Motorsimulation beitragen. Dazu wird für den Volllastbetriebspunkt C100 eine Simulationsrechnung bei Randbedingungen mit zweistufiger Aufladung und 2400 bar Einspritzdruck bei einer AGR-Rate von 37% durchgeführt. In **Abb. 4.46** sind die Emissionsergebnisse aus den Motorversuchen dargestellt (vgl. auch Abb. 4.23). Im betrachteten Punkt zeigen sich bei der ks1,5-Düse um etwa 7% höhere NO_x -Emissionen, aber um 30% niedrigere Rußemissionen.

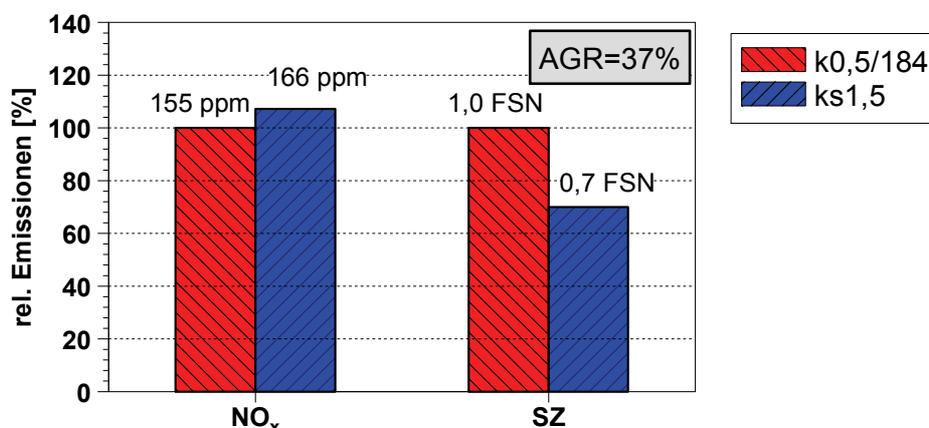


Abb. 4.46: Emissionen im untersuchten Simulationspunkt, Betriebspunkt C100, p2 hoch, Einspritzdruck 2400 bar, AGR-Rate=37%, Vergleich k0,5/184- und ks1,5-Düse

Die Grundlagen zu den Simulationsrechnungen sowie die Randbedingungen und Vorgaben wurden bereits in Kap. 3.3.2 erläutert. Hier werden die Ergebnisse dargestellt. Die berechneten Heizraten für beide Düsen zeigt **Abb. 4.47**. Wie bei den Ergebnissen der Motorversuche, ist auch bei den Simulationsrechnungen eine gute Übereinstimmung der Heizraten mit beiden Einspritzdüsen gegeben. Unterschiede bei den Emissionen ergeben sich somit nicht durch global unterschiedliche Verbrennungsabläufe, sondern sind in lokalen Effekten zu suchen.

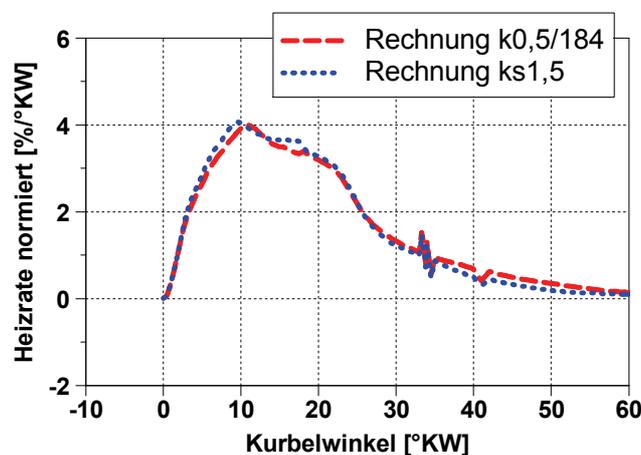


Abb. 4.47: Heizraten (normiert) aus Motorsimulationsrechnung

Das Ausbreitungsverhalten des Kraftstoffstrahls (Flüssigphase und Dampfphase) im Brennraum bestimmt maßgeblich die Gemischbildung. Besonders bei dem hier vorliegenden hohen Brennraumdruck, verbunden mit hoher Gasdichte, sind das Eindringverhalten und die mögliche Interaktion des Strahls (flüssig oder gasförmig) mit der Brennraumwand von Interesse.

Als ein Ergebnis der Simulationsrechnungen wird zunächst die Ausbreitung des Kraftstoffstrahls in der Flüssigphase betrachtet (s. **Abb. 4.48**). Dabei ist ein sehr schlanker Strahl zu beobachten. Durch den hohen Einspritzdruck werden sehr kleine Tröpfchen erzeugt, die durch die hohe Gasdichte und durch hohe Temperaturen schnell weiter zerfallen und verdampfen. Dies begründet die kurze und begrenzte Eindringtiefe, aber auch den schlanken Strahl an flüssigen Tropfen.

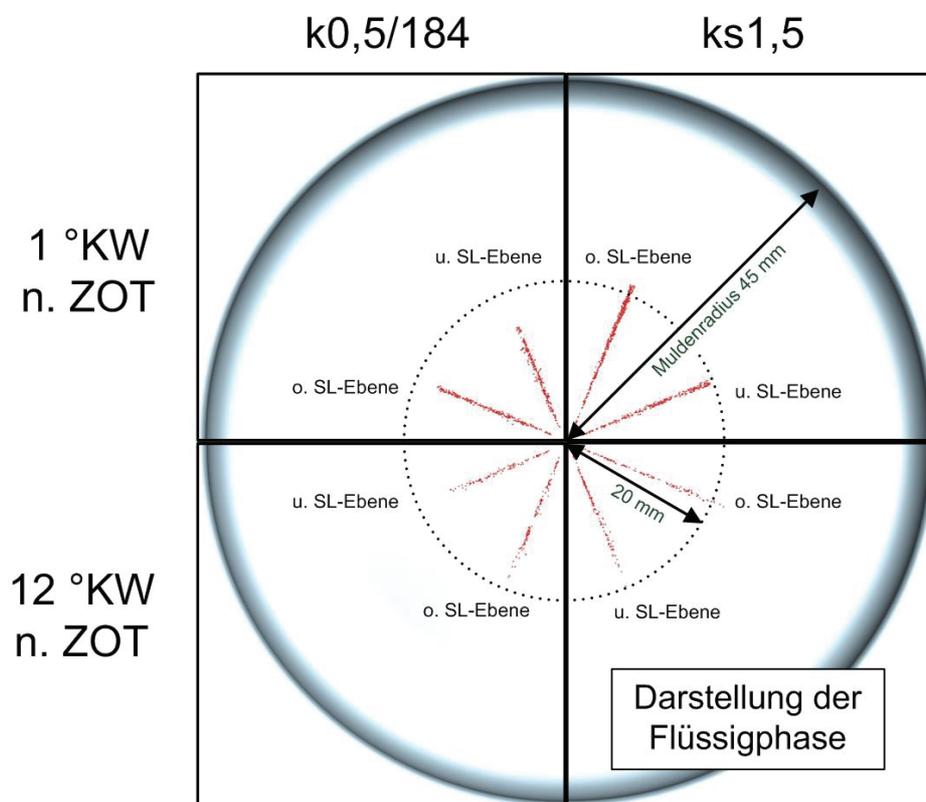


Abb. 4.48: Kraftstoffstrahl in der Flüssigphase für die verschiedenen Düsen zu zwei Zeitpunkten (Blick von oben in die Kolbenmulde) aus Motorsimulationsrechnung, SB=-1 °KW n. ZOT

Für beide Düsen sind jeweils Strahlen der oberen und unteren Spritzlochebene abgebildet. Man erkennt bei beiden Düsen zu beiden Zeitpunkten, dass der Kraftstoffstrahl in der Flüssigphase bei den oberen Spritzlochreihen etwas weiter eindringt. Dies korreliert mit den Ergebnissen aus der Innenströmungssimulation, bei der sich für die oberen Spritzlöcher jeweils leicht höhere Austrittsgeschwindigkeiten ergaben (s. Kap. 4.2.1).

Beim Vergleich der Düsen untereinander ergibt sich ein deutlich tieferes Eindringen des flüssigen Strahlanteils der ks1,5-Düse im Vergleich zur Standarddüse. Während z.B. bei 1 °KW der Strahl in der Flüssigphase bei der ks1,5-Düse 21 bzw. 20 mm

eindringt, erreicht er bei der k0,5/184-Düse nur etwa 18 bzw. 17 mm. Die Erklärung ergibt sich aus den Ergebnissen der Innenströmungssimulation: Die ks1,5-Düse weist höhere axiale Austrittsgeschwindigkeiten auf und zusätzlich sind die radialen Komponenten kleiner, wodurch sich ein kleinerer Strahlaufbruchwinkel ergibt. Dieser schlankere (kompaktere) Strahl unterstützt ein düsenferneres Aufbrechen. Der Sekundärzerfall und die Verdampfung erfolgen vermehrt weiter entfernt von der Düse, wodurch sich ein tieferes Eindringen des flüssigen Anteils ergibt. Man erkennt außerdem an der Darstellung des späten Zeitpunktes 12 °KW n. ZOT, dass der flüssige Anteil eine begrenzte maximale Eindringtiefe hat, was in Kap. 2.2.3 erläutert wurde. Es findet keine Interaktion des flüssigen Strahlanteils mit der Brennraumwand statt.

In **Abb. 4.49** wird das lokale Luftverhältnis für beide Düsen zu verschiedenen Zeitpunkten gezeigt. Dabei werden Spritzlöcher der oberen Spritzlochebene betrachtet. Blaue Bereiche kennzeichnen dabei Bereiche, in die noch kein Kraftstoffanteil vorgedrungen ist ($\lambda=\infty$). Die andersfarbigen Bereiche wurden bereits von Kraftstoff erfasst oder sind Bereiche, in denen schon Verbranntes vorliegt. Somit können in dieser Abbildung sowohl das Ausbreitungsverhalten des Strahls, als auch die Verteilung und die Aufbereitung des Kraftstoff-Luft-Gemisches betrachtet werden. Für die untere Spritzlochebene zeigen sich vergleichbare Ergebnisse, die im Anhang dargestellt werden (s. Anh. 8.5).

Bei der ks1,5-Düse ist ein deutlich schlankerer und symmetrischerer Strahl zu beobachten. Der größere Strahlkegelwinkel und die Asymmetrien bei der k0,5-Düse sind direkte Folgen der Störungen der Spritzlochströmung durch die Kavitation, durch die eine inhomogene Geschwindigkeitsverteilung und, verursacht durch höhere Turbulenz, höhere Radialkomponenten entstehen (s. auch Kap. 4.2.1).

Durch die unterschiedlichen Strahlkegelwinkel wird auch die Aufteilung des Kraftstoff-Luft-Gemisches in die Bereiche der Mulde bzw. des Quetschspalts beeinflusst. Bei der k0,5-Düse mit größerem Strahlkegelwinkel erreicht ein größerer Anteil an Kraftstoff den Quetschspalt.

Die strömungsoptimierte Spritzlochgeometrie der ks1,5-Düse bewirkt eine verbesserte Umsetzung des Einspritzdrucks in Geschwindigkeit und weist somit (wie in Tab. 4.5 gezeigt) am Spritzlochaustritt die höhere mittlere Axialgeschwindigkeit bei gleichem Massenstrom und also auch einen höheren Strahlimpuls auf. Daraus resultiert ein schnelleres Eindringen des Strahls der ks1,5-Düse, wie zum Zeitpunkt 8 °KW gut zu erkennen ist. Bei dieser Düse hat bereits Kraftstoffdampf die Muldenwand erreicht, bei der k0,5-Düse noch nicht. Dabei kann das schnellere Eindringverhalten als „Beschleuniger“ der Gemischbildung wirken, da schneller ein größeres Volumen vom Kraftstoff erfasst wird und somit eine verstärkte und schnellere Abmagerung stattfinden kann. Ein zusätzlicher Einfluss auf die Gemischbildung durch unterschiedliche Tröpfchengrößen am Spritzlochaustritt kann weitgehend ausgeschlossen werden, da trotz veränderter Spritzlochgeometrie vergleichbare Tröpfchengrößenverteilungen angenommen werden können (vgl. Kap. 2.6).

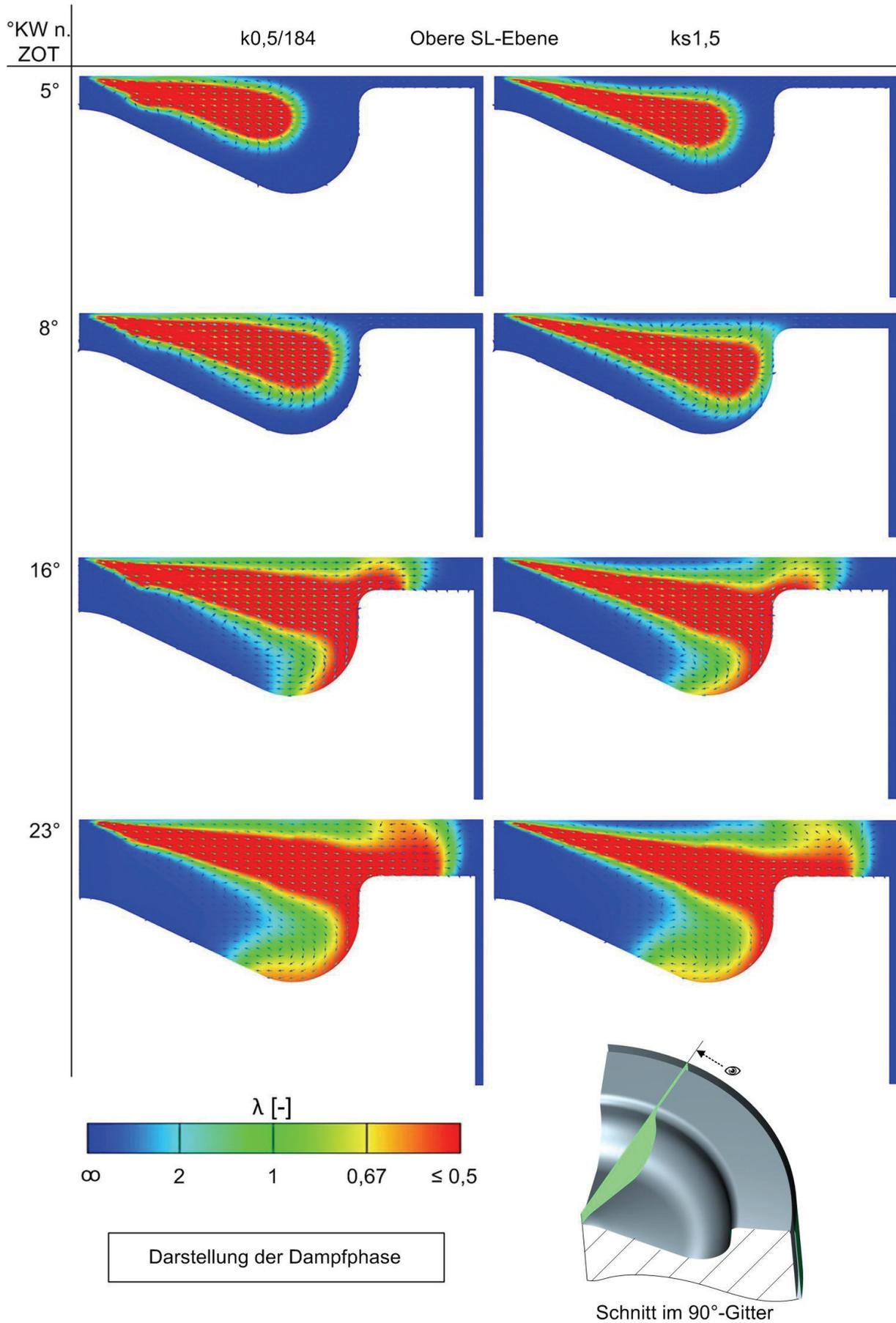


Abb. 4.49: Düsenvergleich: Lokales Luftverhältnis zu verschiedenen Zeitpunkten für die obere Spritzlochebene

Zusätzlich erfolgt in der Mulde nach dem Wandaufprall und anschließender Umlenkung eine stärkere Abmagerung des Gemisches bei der ks1,5-Düse. Der grüne Bereich mit $\lambda \approx 1$ in Abb. 4.49 bei 23 °KW in der Brennraummulde ist deutlich größer. Eine Erklärung liefert die Darstellung der turbulenten kinetischen Energie TKE als Maß für Turbulenzintensität zum Zeitpunkt 16 °KW (s. **Abb. 4.50**).

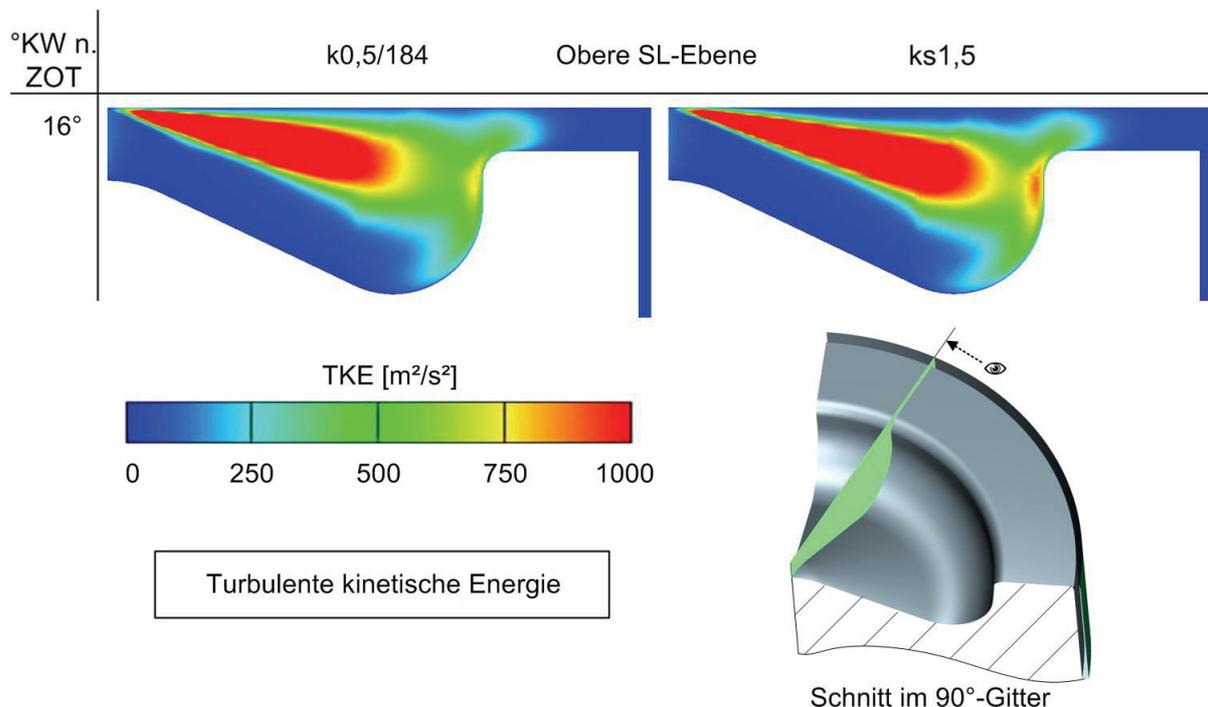


Abb. 4.50: Düsenvergleich: Turbulente kinetische Energie bei 16 °KW n. ZOT für die obere Spritzlochebene

Man erkennt deutlich die durch den höheren Strahlimpuls verursachte Turbulenzintensivierung am Muldenrand. Aus der verstärkten Wandinteraktion resultieren stärkere kleinskalige Turbulenzen, durch die mehr Luft in das Gemisch eingetragen und somit die Abmagerung unterstützt wird. Dieses Verhalten wurde auch in [Lop04], [Pic05] bei optischen Untersuchungen in Strahlkammern beobachtet (s. auch Kap. 2.6.3).

Die unterschiedliche Verteilung des Gemisches zwischen Mulde und Quetschspalt bei den Düsen und die verstärkte Abmagerung bei der ks1,5-Düse sowohl im Strahl als auch im Muldenbereich können die Emissionen beeinflussen: Im Quetschspalt ist die Turbulenz geringer, was zu einer schlechteren Vermischung des Kraftstoffs mit der Luft führt und somit durch lokal fettere Bereiche die Rußbildung unterstützt. Außerdem sind hier eher niedrige Temperaturen zu erwarten, die zum Ende der Verbrennung die Oxidation des gebildeten Rußes erschweren können. Das heißt, dass für die k0,5-Düse höhere Rußemissionen und dabei auch niedrigere NO_x -Emissionen zu erwarten sind.

Durch die verstärkte Abmagerung bei der ks1,5-Düse im Strahl, die durch schnelleres Eindringen und somit schnellere Lufterfassung erzielt wird, sowie im Muldenbereich, die durch die stärkere Wandinteraktion wegen des höheren Strahlimpulses verursacht wird, ist für diese Düse eine rußärmere Verbrennung mit höheren NO_x -Emissionen zu erwarten.

Abb. 4.51 zeigt das unterschiedliche Gemischbildungsverhalten der Düsen. Dargestellt sind Flächen konstanten Luftverhältnisses $\lambda=0,5$. Innerhalb dieser Flächen (im Strahl) befinden sich somit sehr fette Bereiche. Die Größe dieser Bereiche bei hohen Temperaturen kann als Maß für die Rußbildung betrachtet werden, da Ruß bevorzugt unter diesen Bedingungen entsteht. Bei der ks1,5-Düse ist nun zu erkennen, dass diese fetten Bereiche sowohl im Strahl als auch nach der Muldeninteraktion wesentlich kleiner ausfallen als bei der k0,5-Düse. Offensichtlich ist hier das Gemisch besser aufbereitet und abgemagert. Dies spricht für niedrigere Rußemissionen bei der ks1,5-Düse.

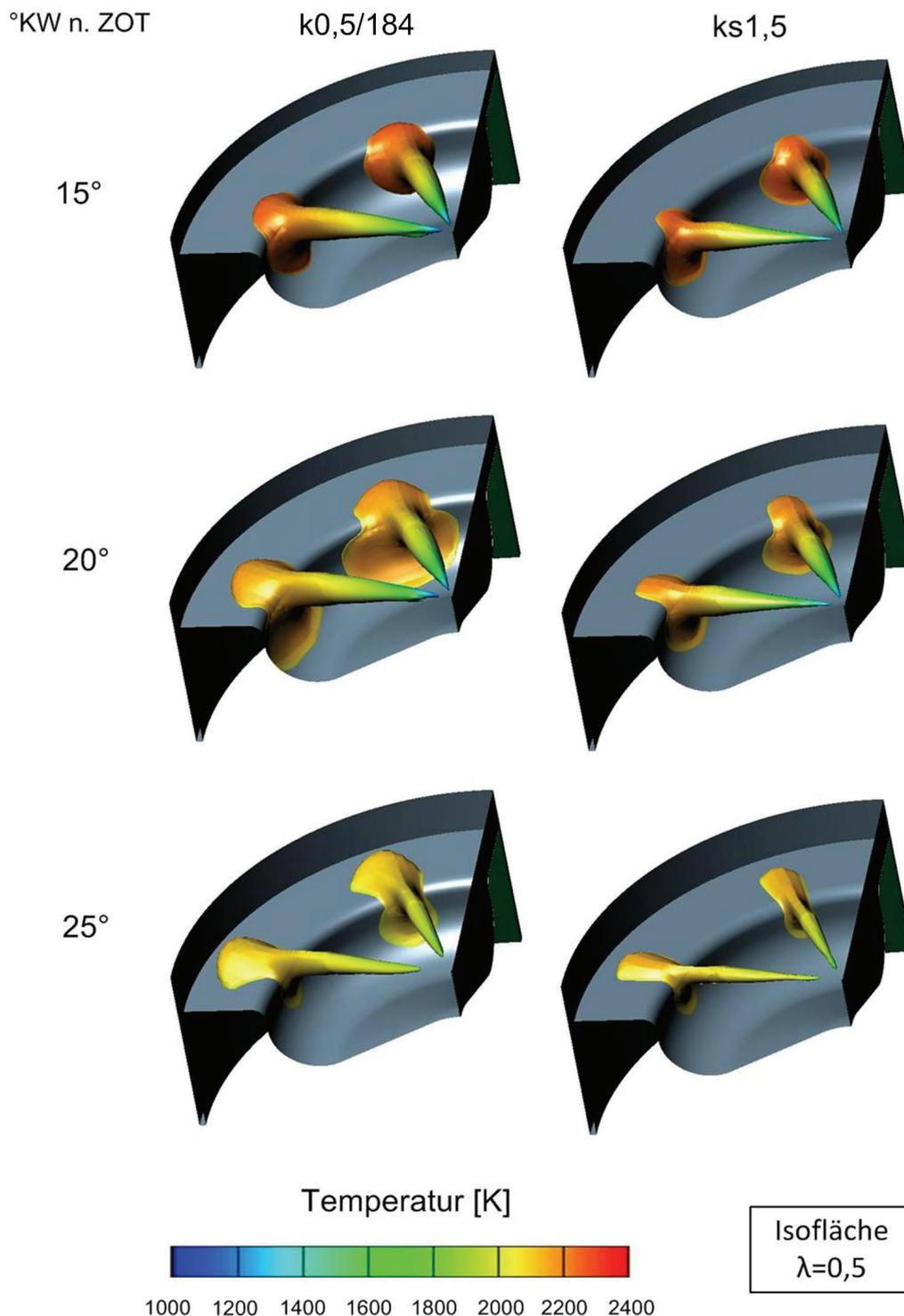


Abb. 4.51: Düsenvergleich: Temperaturverteilung auf Isoflächen bei $\lambda=0,5$

In **Abb. 4.52** sind Isoflächen für ein Luftverhältnis von $\lambda=1,0$ dargestellt. Bei diesem lokalen Luftverhältnis entstehen bevorzugt NO_x -Emissionen, wenn gleichzeitig hohe Temperaturen vorliegen. Bei der ks1,5-Düse sind diese Flächen mit $\lambda=1,0$ größer und zusätzlich sind hier jeweils etwas höhere Temperaturen zu beobachten. Dies ist eine Erklärung für die höheren NO_x -Emissionen bei dieser Düse.

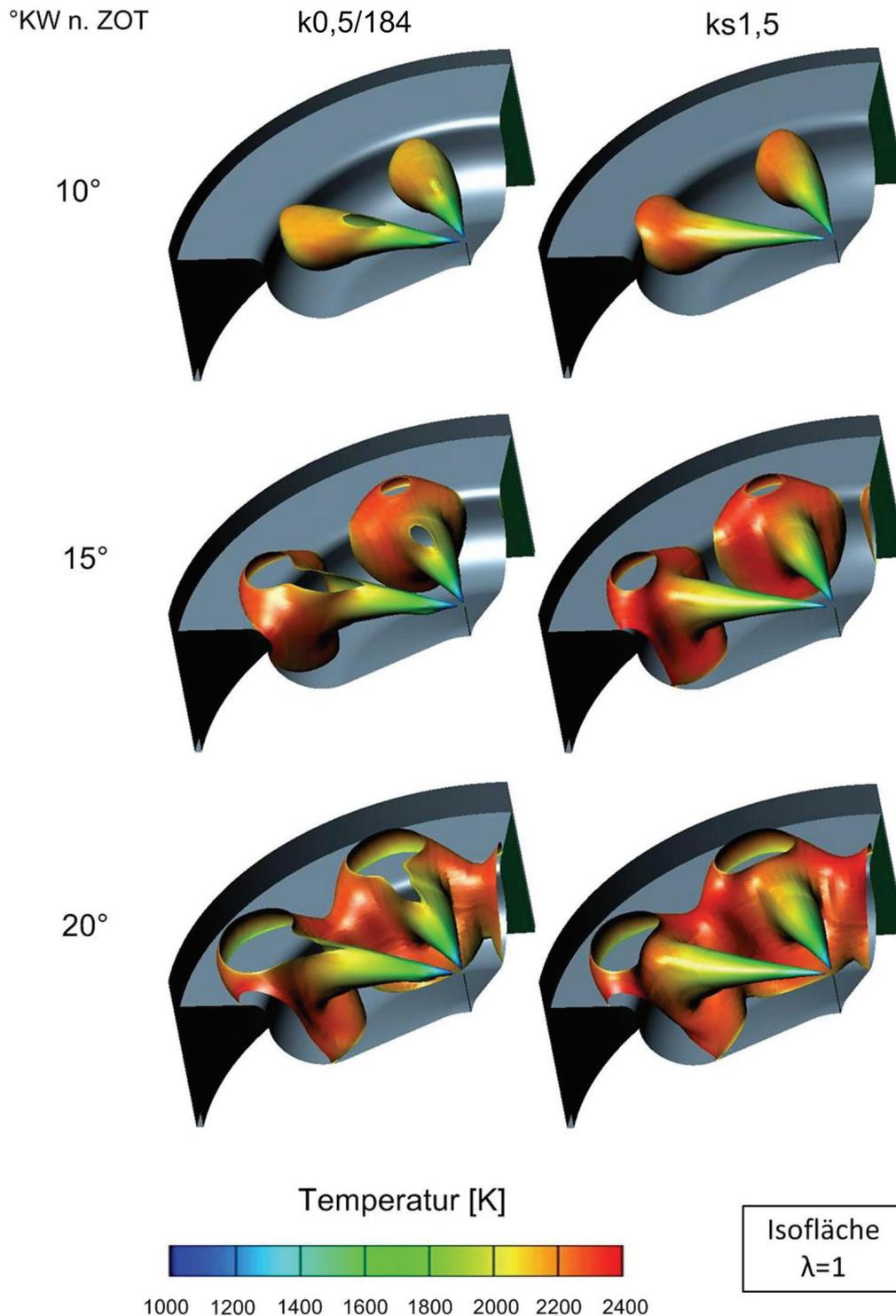


Abb. 4.52: Düsenvergleich: Temperaturverteilung auf Isoflächen bei $\lambda=1,0$

Eine globale Betrachtung mit lokalen Informationen jedes einzelnen Volumenelements im gesamten Brennraum als Kennfeld $1/\lambda$ über der Temperatur zeigt **Abb. 4.53**. Dargestellt ist der Zeitpunkt 16 °KW n. ZOT. Bei beiden Düsen befinden sich große Volumenanteile sowohl im mageren als auch im fetten Bereich. Die Anteile im fetten Bereich reichen bis in die Rußbildungszone. Die höchsten auftretenden Temperaturen sind um die 2400 K bei Werten etwas kleiner als $\lambda=1$. Die dortigen Elemente liegen im NO_x -Bildungsbereich.

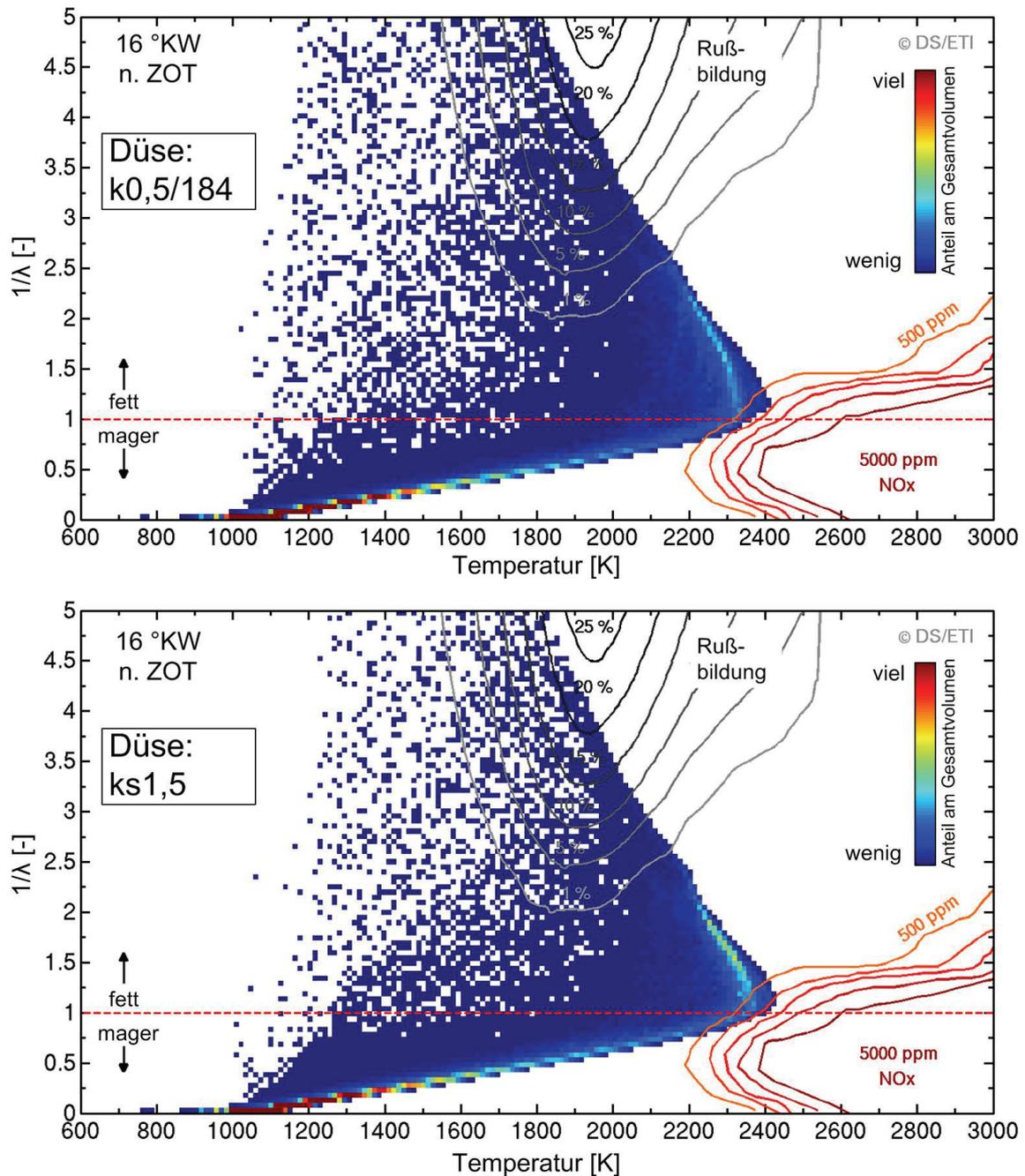


Abb. 4.53: Volumenanteil im Brennraum im Kennfeld $1/\lambda$ über Temperatur mit Bereichen Ruß- und NO_x -Bildung im Simulationspunkt bei 16 °KW, k0,5/184-Düse (oben) und ks1,5-Düse (unten)

Unterschiede zwischen den Düsen sind in Abb. 4.53 nur schwer zu erkennen. Ein Differenzbild zwischen den beiden Düsen zeigt die Unterschiede bei den Volumenanteilen (s. **Abb. 4.54**). Dabei ist zu erkennen, dass sich bei der $k_{0,5/184}$ -Düse deutlich mehr Volumenelemente (hellblau, blau) im Rußbildungsbereich befinden. Die $ks_{1,5}$ -Düse weist mehr Volumenelemente (orange, rot) im heißen Bereich um $\lambda=1$ auf, in dem NO_x -Emissionen entstehen.

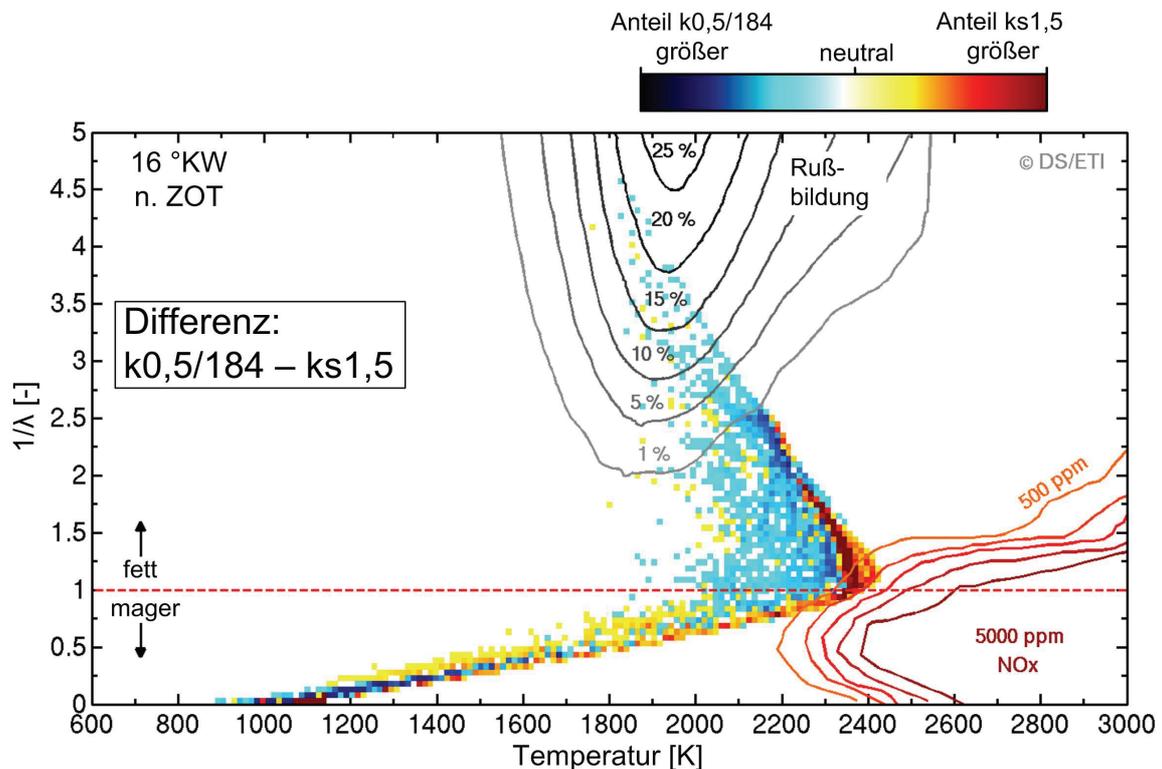


Abb. 4.54: Unterschied im Volumenanteil im Brennraum im Kennfeld $1/\lambda$ über Temperatur mit Bereichen Ruß- und NO_x -Bildung im Simulationsspunkt bei 16 °KW, Differenz zwischen $k_{0,5/184}$ -Düse und $ks_{1,5}$ -Düse

Wie bereits gezeigt, bewirkt der Einsatz einer Düse mit einer strömungsoptimierten Spritzlochgeometrie durch unterschiedliches Innenströmungsverhalten einen höheren Strahlimpuls sowie einen düsenferneren Strahlaufbruch mit schlankerem Strahl. Diese veränderte Strahlausbreitung beeinflusst die Gemischbildung in der beschriebenen Weise.

Besonders die Ergebnisse aus den in Abb. 4.54 dargestellten Auswertungen der Simulation zeigen die resultierenden lokalen Unterschiede bezüglich Luftverhältnis und Temperatur im Brennraum sehr deutlich. Diese Unterschiede sprechen für niedrigere Ruß- und höhere NO_x -Emissionen bei der $ks_{1,5}$ -Düse im Vergleich zur $k_{0,5}$ -Düse. Die gezeigten Effekte bestätigen somit die in den Motorversuchen erzielten Emissionsergebnisse und liefern mögliche Erklärungen dafür.

4.2.4. Fazit

In diesem Unterkapitel wurden zwei Standarddüsen mit unterschiedlichem DSP ($k_{0,5/174}$ und $k_{0,5/184}$) mit einer strömungsoptimierten, kavitationsfreien $ks_{1,5}$ -Düse verglichen. Für die Betrachtungen wurde eine der Standarddüsen ($k_{0,5/184}$) mit der $ks_{1,5}$ -Düse unter motorischen Randbedingungen im Durchfluss gleichgestellt. Dennoch weisen diese beiden Düsen eine unterschiedliche Strahlcharakteristik auf:

- Standarddüse $k_{0,5/184}$ weist durch die Kavitation höhere Turbulenz am Spritzlochaustritt auf, bei der $ks_{1,5}$ -Düse ergibt sich ein gleichmäßigeres Strömungsprofil am Austritt mit höheren Austrittsgeschwindigkeiten.
- $ks_{1,5}$ -Düse hat einen schlankeren Strahl.
- $ks_{1,5}$ -Düse zeigt eine größere Aufbruchlänge und düsenfern einen höheren Strahlimpuls.

Diese Unterschiede in der Strahlcharakteristik zeigen in den Motorversuchen Auswirkungen auf die Schadstoffemissionen:

- Für die verwendeten Düsen mit gleichgestelltem Durchfluss ($k_{0,5/184}$ und $ks_{1,5}$) ergibt sich der gleiche Heizverlauf. Ein Einfluss der Umsatzrate auf die Emissionen ist somit ausgeschlossen, außerdem ergibt sich der gleiche spezifische Verbrauch.
- $ks_{1,5}$ -Düse führt zu höheren NO_x -Emissionen.
- $ks_{1,5}$ -Düse bewirkt deutliche Vorteile in den Rußemissionen bei hohen AGR-Raten.
- Diese erhöhte AGR-Verträglichkeit zeigt sich bei der $ks_{1,5}$ -Düse besonders bei für die Gemischbildung eher nachteiligen Randbedingungen, wie hoher Gasdichte im Brennraum und niedrigem Einspritzdruck. Hier können die Vorteile der $ks_{1,5}$ -Düse in der Gemischbildung und Abmagerung des Strahls (mit dem Resultat erhöhter NO_x - und verminderter Rußemissionen) besser umgesetzt werden als bei niedriger Gasdichte, bei der der Strahl weiter in den Brennraum eindringt und düsenferneres Aufbrechen bereits eine gute Luft-erfassung ermöglicht, oder bei hohem Einspritzdruck, der durch erhöhte Gemischbildungsenergie bereits bessere Durchmischung verursacht.
- Aus den Nachteilen im NO_x und den Vorteilen im Ruß können sich im Ruß/ NO_x -Trade-Off bei hohen AGR-Raten (größer 25%) besonders bei Vollast und niedrigem Einspritzdruck Vorteile für die $ks_{1,5}$ -Düse ergeben.
- Diese Vorteile sind deutlich bei niedrigem Einspritzdruck (1600 bar) und werden mit steigendem Einspritzdruck kleiner bzw. verschwinden, da sich hier die erhöhten NO_x - und die verminderten Rußemissionen kompensieren können. Im Vollastpunkt C100 z.B. zeigt sich bei konstanten NO_x -Emissionen von 1,5 g/kWh bei Standardaufladung eine Rußreduzierung von etwa 30% bei 1600 bar Einspritzdruck und von etwa 10% bei 2400 bar. Bei erhöhter Aufladung ergibt sich eine Rußreduzierung von etwa 25% bei 1600 bar und etwa 5% bei 2400 bar.

Bei der $ks_{1,5}$ -Düse wurde für den gleichen Durchfluss wie bei der Standarddüse $k_{0,5/184}$ der Spritzlochdurchmesser reduziert. Ein Vergleich mit der weiteren Standarddüse mit einem der $ks_{1,5}$ -Düse gleichgestellten Spritzlochdurchmesser

(k0,5/174) zeigt weiterhin deutliche Vorteile für die ks1,5-Düse. Dies widerlegt die These aus [Ber04], dass beobachtete Emissionsvorteile bei strömungsoptimierten Düsen ausschließlich aus einem verkleinerten Spritzlochdurchmesser resultieren.

Die Düsen mit gleichgestelltem Durchfluss (k0,5/184 und ks1,5) weisen gleiche Umsatzraten bei der Verbrennung auf. Somit sind die Unterschiede bei den Emissionen in lokalen Effekten zu suchen. Die Motorsimulation kann bei der Erklärung unterstützen:

- Die verschiedenen Düsen bewirken eine unterschiedliche Gemischverteilung zwischen Kolbenmulde und Quetschspalt.
- ks1,5-Düse bewirkt schnelleres Eindringen des Kraftstoffstrahls in den Brennraum durch höheren Strahlimpuls, wodurch schneller mehr Luftvolumen erfasst und die Abmagerung unterstützt werden kann.
- Durch die stärkere Wandinteraktion der Dampfphase des Strahls wegen des höheren Strahlimpulses wird bei der ks1,5-Düse die Abmagerung im Muldenbereich verstärkt.
- Diese verbesserte Gemischaufbereitung sorgt für kleinere Volumenanteile im Brennraum in typischen Rußbildungsbereichen und für größere Anteile in NO_x-kritischen Bereichen.

Es wurde gezeigt, dass bei konstantem Einspritzdruck der Einsatz einer strömungsoptimierten Düse (ks1,5) anstelle einer Standarddüse das Potential zu besserem Emissionsverhalten bietet, wobei der spezifische Kraftstoffverbrauch unbeeinflusst bleibt. Daraus kann abgeleitet werden, dass mit Hilfe der ks1,5-Düse ein vergleichbares Emissionsverhalten mit geringerem Einspritzdruck erzielt werden kann.

Bei den hier betrachteten Untersuchungen sind andere Effekte als bei bereits in der Literatur diskutierten PKW-Brennverfahren maßgeblich für die mit einer strömungsoptimierten Düse erzielten Ergebnisse. Zunächst ist zu beachten, dass bei dem hier vorgestellten nahezu drallfreien NKW-Brennverfahren die Luftunterstützung bei der Gemischbildung stark eingeschränkt ist. Die Gemischbildungsenergie muss vom Einspritzsystem aufgebracht werden, wodurch diesem eine größere Rolle zugesprochen werden kann.

Beim PKW führen, wie beschrieben, bei Einsatz einer Einspritzdüse mit strömungsoptimierter Spritzlochgeometrie der erhöhte Impuls und das düsenfernere Aufbrechen des Kraftstoffstrahls zu einer erhöhten Wechselwirkung des Kraftstoffstrahls (im emissionsrelevanten Bereich in der Regel sowohl der Flüssigphase als auch der Dampfphase) mit der Muldenwand, wodurch Vorteile in der Gemischbildung und im Emissionsverhalten erzielt werden können. Bei einem NKW-Brennverfahren, wie dem hier betrachteten, besteht dagegen ein grundsätzlicher Unterschied: Durch die größeren Brennraumabmessungen und die unterschiedlichen Randbedingungen, z.B. bezüglich der betrachteten Gasdichte, kommt es nicht zu einem Kontakt der Flüssigphase mit der Brennraumwand und nur in einem deutlich geringeren Ausmaß zum Wandkontakt der Dampfphase. Die bessere Umsetzung des Einspritzdrucks bei der strömungsoptimierten Einspritzdüse führt auch hier zu höherem Strahlimpuls und düsenfernerem Aufbrechen des Strahls, was hier allerdings für eine bessere Gemischbildung durch eine optimierte Lufterfassung im Freistrahle und durch eine verstärkte, wenn auch

geringe, Interaktion der Dampfphase mit der Muldenwand sorgt. Ein gemischbildungsunterstützender Einfluss einer Interaktion der Flüssigphase mit der Muldenwand tritt hier nicht auf. Somit wirken im Vergleich zwischen PKW- und betrachtetem NKW-Brennverfahren unterschiedliche Effekte bei der Ausnutzung des geometrischen Parameters „Spritzlochgeometrie“ für Vorteile in der Gemischbildung und somit im Emissionsverhalten der Motoren.

Damit konnten trotz unterschiedlicher Wirkmechanismen die für PKW-Motoren aus der Literatur bekannten Verbesserungen im Ruß/NO_x-Trade-Off-Verhalten durch strömungsoptimierte Einspritzdüsen auf ein nahezu drallfreies Brennverfahren mit deutlich geringerem Wandkontakt und hohen AGR-Raten auch in Vollastbetriebspunkten (wie es das hier betrachtete NKW-Brennverfahren darstellt) übertragen werden.

4.3. Variation der Spritzlochkonizität

Das Potential einer strömungsoptimierten ks-Düse beim Einsatz in einem NKW-Brennverfahren unter veränderten Randbedingungen wurde im vorherigen Unterkapitel aufgezeigt. Eine weitere Optimierung der Spritzlochgeometrie könnte weiteres Potential zur Verbesserung der Emissionen bieten. Modernste Fertigungsverfahren (Advanced EDM) bei der Robert Bosch GmbH ermöglichen es, ks-Düsen mit sehr hohen k-Faktoren bis $k=8$ für den Einsatz im NKW zu fertigen. In diesem Unterkapitel wird der Einfluss einer gesteigerten Spritzlochkonizität bei ks-Düsen auf Strömungseigenschaften und Aufbruchverhalten der Düsen und auf die Verbrennung bei einem NKW-Brennverfahren unter den bereits beschriebenen Randbedingungen untersucht.

4.3.1. Charakterisierung der Düsen

Ausgehend von der in Kap. 4.2 betrachteten ks1,5-Düse werden weitere ks-Düsen mit gesteigerter Spritzlochkonizität untersucht. Ihre Daten sowie eine Charakterisierung hinsichtlich Durchflussverhalten, Innenströmung und Strahlkraftmessungen werden im Folgenden dargestellt.

Düsenmatrix

Eine Übersicht über die betrachteten ks-Düsen mit verschiedenen Spritzlochgeometrien gibt **Tab. 4.7**.

Tab. 4.7: Düsenmatrix ks-Düsen

Düsenbezeichnung	Spritzlochanzahl	Höhenwinkel [°]	k-Faktor [-]	HE-Grad [%]	DSP _{aus} [µm]
ks1,5	8	76	1,5	ks	174
ks3,5	8	76	3,5	ks	174
ks5	8	76	5	ks	174
ks8	8	76	8	ks	174

Der Austrittsdurchmesser DSP_{aus} ist bei allen ks-Düsen gleich. Bei den Düsen mit hohen Spritzlochkonizitäten kommt das oben genannte Fertigungsverfahren (Advanced EDM) zum Einsatz. Alle Düsen sind mit einem optimierten HE-Prozess strömungsoptimiert (s. Kap. 2.1.3).

Durchflussverhalten

In **Abb. 4.55** ist der Massenstrom durch die ks-Düsen bei steigendem Zulaufdruck ohne Gegendruck dargestellt. Bei zunehmendem Zulaufdruck erhöht sich erwartungsgemäß der Massenstrom. Dabei sind die Unterschiede zwischen den Düsen trotz unterschiedlicher Spritzlochgeometrie gering. Ähnliches Verhalten wurde auch bei [Oßw06] für Düsen mit gesteigerten k-Faktoren beobachtet.

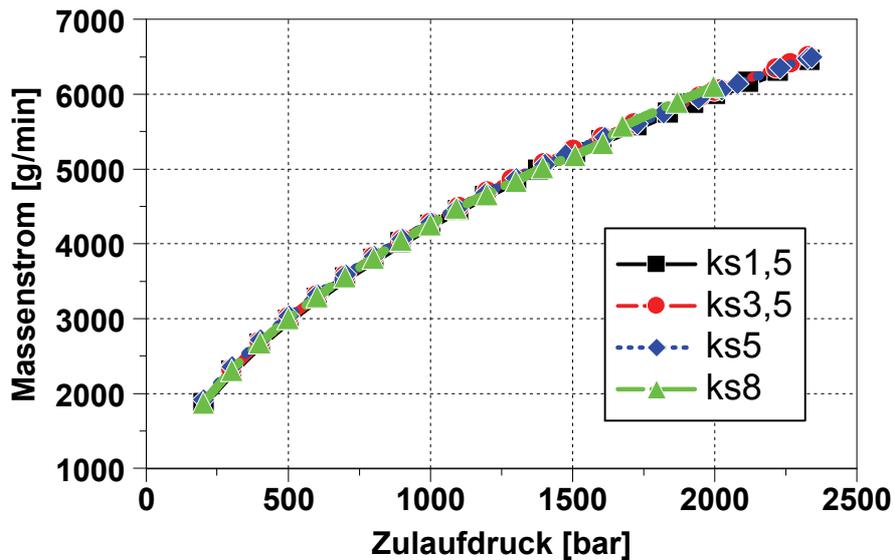


Abb. 4.55: Massenstrom bei variablem Zulaufdruck, Gegendruck = 1 bar

Das Durchflussverhalten bei Änderung des Gegendrucks am Spritzlochaustritt zeigt **Abb. 4.56**. Hierbei erfolgt bei konstantem Zulaufdruck von 2200 bar eine Variation des Gegendrucks von etwa 10 bis 200 bar. Dabei entsprechen 200 bar Gegendruck in etwa dem Zylinderdruck in einem Vollastpunkt des untersuchten Motors mit hoher Aufladung im OT (Kompressionsenddruck). Zu diesem Zeitpunkt um den OT findet die Einspritzung statt.

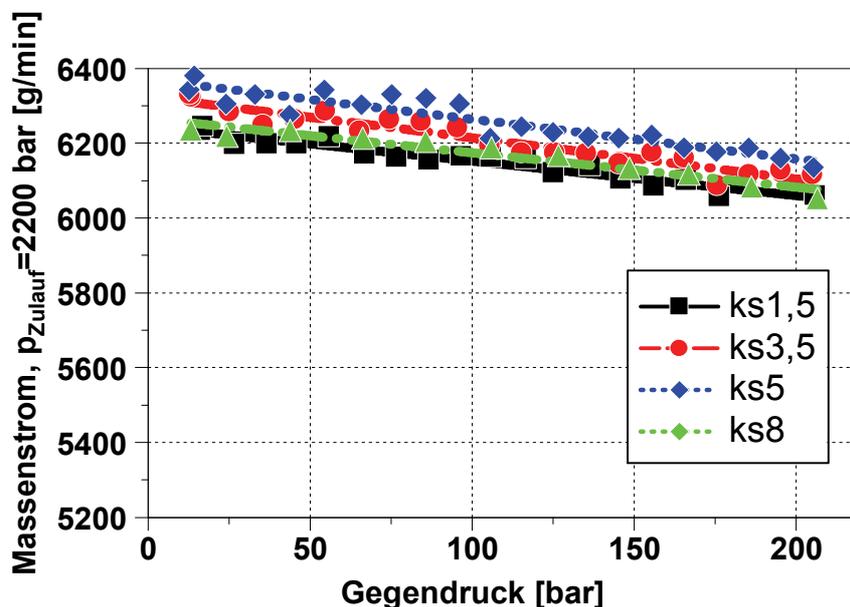


Abb. 4.56: Massenstrom bei variablem Gegendruck, Zulaufdruck = 2200 bar

Bei allen ks-Düsen zeigt sich das für kavitationsfreie Düsen typische Verhalten, dass bei steigendem Gegendruck der Massenstrom durch die Düsen sinkt. Auch hier sind die Unterschiede zwischen den ks-Düsen gering (maximal etwa 2%). Somit stellt sich bei den im Versuchsmotor vorherrschenden Randbedingungen in etwa der gleiche Durchfluss ein. Man beachte hierbei die unterschiedliche Skalierung der y-Achsen in Abb. 4.55 und Abb. 4.56. Die Unterschiede im Durchfluss ergeben sich vermutlich

durch Abweichungen des tatsächlichen DSP vom Soll-DSP, die durch Fertigungstoleranzen hervorgerufen werden.

Aus diesen Messergebnissen resultieren für die Düsen jeweils vergleichbare mittlere axiale Strahlgeschwindigkeiten am Spritzlochaustritt, da alle Düsen etwa gleiche Massenströme bei gleichen Austrittsquerschnittsflächen vorweisen. Für diese Düsen ergeben sich somit näherungsweise der gleiche Durchflussbeiwert und auch der gleiche Strahlimpuls.

Düseninnenströmung

Simulationsrechnungen der Düseninnenströmung liefern Erkenntnisse über das Innenströmungsverhalten der ks-Düsen mit den verschiedenen Spritzlochkonizitäten. Das aus den unterschiedlichen Geometrien resultierende unterschiedliche Strömungsverhalten in den Spritzlöchern ist in **Abb. 4.57** beispielhaft für die untere Spritzlochebene der Düsen dargestellt.

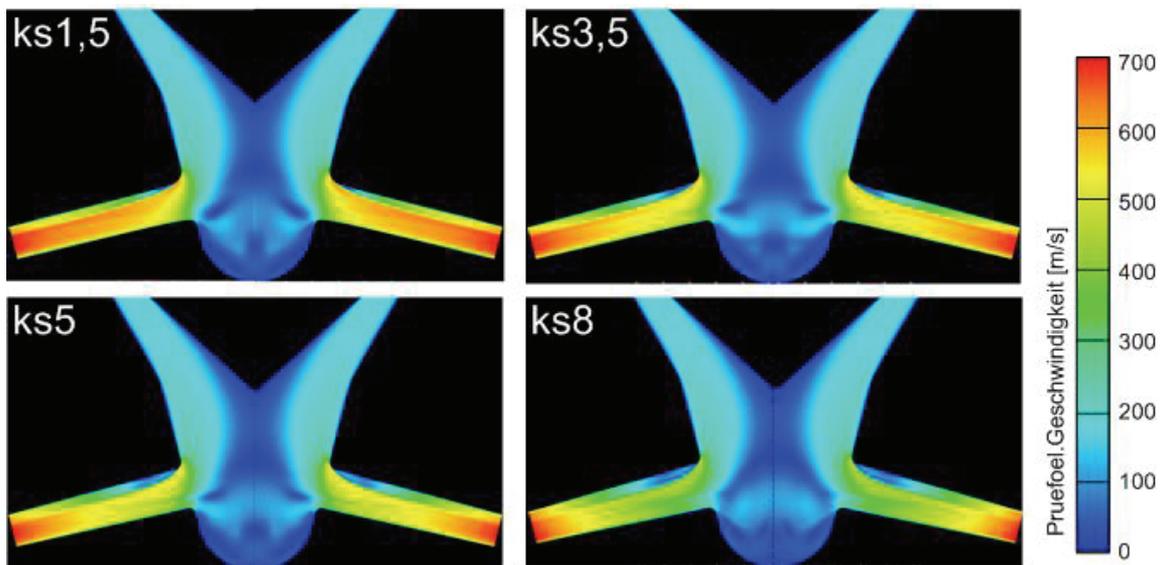


Abb. 4.57: Geschwindigkeitsverteilung im Sackloch und in den Spritzlöchern (Axialschnitt) aus der CFX-Rechnung, ks-Variation, untere Spritzlochebene

Signifikant ist der Unterschied in der Umsetzung des Drucks in Geschwindigkeit. Bei der Düse mit kleiner Konizität (ks1,5) erfolgt im Bereich des Spritzlocheinlaufs eine große Beschleunigung. Bei den Düsen mit höheren Konizitäten verlagert sich die Umsetzung des Drucks in Geschwindigkeit weiter in das Spritzloch hinein. Über die Länge des Spritzlochs vergleichmäßigen sich die Strömungsprofile zwischen den Düsen jedoch und am Spritzlochaustritt stellt sich für alle Düsen ein vergleichbares Strömungsprofil ein. Vgl. dazu [Win04] und [Oßw06], dort wurde dieses Verhalten ebenfalls beobachtet (s. auch Kap. 2.6.2).

In **Tab. 4.8** sind die für jeweils alle acht Spritzlöcher über die Spritzlochaustrittsflächen gemittelten Größen dargestellt. Die mittlere Axialgeschwindigkeit v_{axial} ist für alle Düsen etwa gleich. Da die Düsen den gleichen Spritzlochaustrittsdurchmesser aufweisen, ergeben sich somit etwa gleiche Kraftstoffmassen und daraus auch ein gleicher Strahlimpuls. Dies korreliert mit den Durchflussmessungen, bei denen sich ebenfalls vergleichbare Massenströme und Strahlimpulswerte für die unterschiedlichen Düsen ergaben. Die mittlere Radialgeschwindigkeit v_{radial} zeigt leicht ansteigende

Werte mit zunehmender Spritzlochkonizität. Durch die Führung der Strömung im stärker konischen Spritzloch ergeben sich höhere Querkomponenten im Strömungsfeld. Dadurch erhöht sich mit steigender Spritzlochkonizität der rechnerische Spraykegelwinkel α etwas. Dennoch ergibt sich insgesamt für alle Düsen ein sehr schlankes Spray (vgl. k0,5/184-Düse in Tab. 4.5).

Tab. 4.8: Werte eines Düsenlochs am Spritzlochaustritt aus der Düseninnenströmungssimulation mit CFX gemittelt aus oberer und unterer Spritzlochebene

	ks1,5	ks3,5	ks5	ks8
v_{axial} [m/s]	665	663	661	669
v_{radial} [m/s]	17,6	18,5	21,0	26,6
m [mg]	26,5	25,9	26,3	26,2
α [°]	3,04	3,20	3,64	4,52

Strahlkraft

Eine Strahlanalyse der unterschiedlichen ks-Düsen erfolgt in einer Strahlkraftkammer, wobei die ks3,5-Düse zur Reduzierung des Messaufwands nicht betrachtet wird. Es wird aus messtechnischen Gründen ein Standard-Common-Rail-System bei einem Einspritzdruck von 1800 bar eingesetzt. Für den Relativvergleich der Düsen untereinander ist dies hier ausreichend. Dabei ist die Ansteuerdauer so gewählt, dass eine Volllasteinspritzmenge eingespritzt wird. Die weiteren Randbedingungen entsprechen Kap. 4.2.1. Die Auswertungsmethode von den Kraftverläufen als Rohsignale bis zur Aufbruchlänge ist in Kap. 3.1.2 beschrieben. In **Abb. 4.58** sind die Aufbruchlängen für die Düsen als Ergebnis der Strahlkraftmessungen dargestellt.

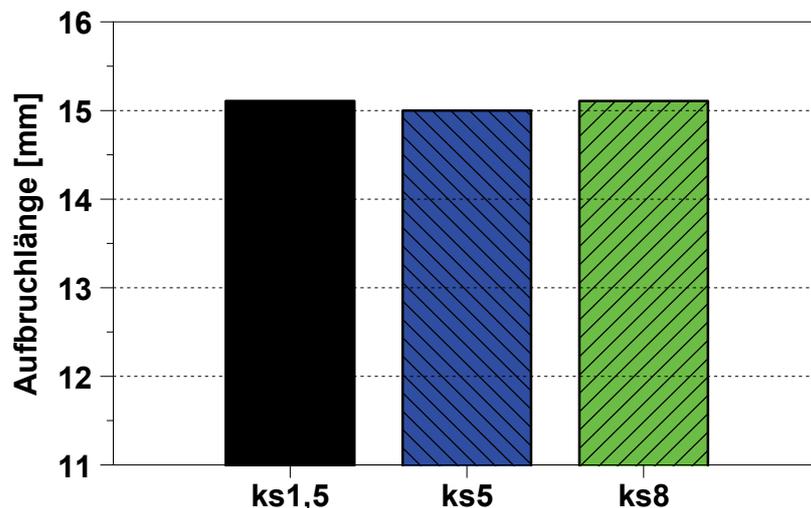


Abb. 4.58: Vergleich Aufbruchlängen der ks-Düsen

Es ergeben sich für alle ks-Düsen vergleichbare Aufbruchlängen. Besonders wenn man den Vergleich mit Abb. 4.22 zieht, in der für die strömungsoptimierte ks1,5-Düse im Vergleich zur Standarddüse eine etwa 20% größere Aufbruchlänge aufgezeigt wird, sind die Unterschiede für die hier dargestellten ks-Düsen zu vernachlässigen (kleiner 1%). Bei den Innenströmungssimulationsrechnungen wurde am Spritzloch-

austritt ein vergleichbares Strömungsverhalten gefunden, aus dem diese geringen Unterschiede im Aufbruchverhalten resultieren. Die Unterschiede in der Spritzlochgeometrie durch die weitere Steigerung des k -Faktors wirken sich bei diesen Düsen offensichtlich zwar auf das Innenströmungsverhalten aus, können aber im Weiteren nicht zu einer signifikanten Veränderung im Aufbruchverhalten beitragen. Es ist zu erwarten, dass die Effekte auf Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung gering sind.

4.3.2. Motorergebnisse

Auf die Untersuchungen zur Charakterisierung der k_s -Düsen mit unterschiedlichen k -Faktoren folgen umfangreiche Motorversuche mit diesen Düsen unter verschiedenen Randbedingungen. Ergebnisse dieser Versuche werden im Folgenden vorgestellt. Die untersuchten Betriebspunkte und Randbedingungen zeigt **Tab. 4.9**. Die Randbedingungen der Betriebspunkte entsprechen Tab. 3.2.

Tab. 4.9: Betriebspunkte für Düsenvergleich k_s -Düsen mit verschiedenen k -Faktoren

Betriebspunkt	Bezeichnung	Einspritzdruck [bar]
C50	p2 hoch	1600, 2000, 2400
C100	p2 hoch	1600, 2000, 2400

Zunächst werden die Ergebnisse des Düsenvergleichs bei den Motorversuchen am Volllastpunkt C100 dargestellt. Anschließend folgt eine Betrachtung im Teillastpunkt C50.

Betriebspunkt Volllast C100

In **Abb. 4.59** sind die NO_x - und Rußemissionen bei AGR-Variation mit den verschiedenen k_s -Düsen im Volllastpunkt C100 bei verschiedenen Einspritzdrücken dargestellt. Ein signifikanter Einfluss einer Steigerung des k -Faktors bei diesen Düsen auf die Emissionen ist nicht erkennbar. Bei der Untersuchung und Charakterisierung dieser Düsen (s. Kap. 4.3.1) wurde ein vergleichbares Durchfluss- und Aufbruchverhalten aufgezeigt. Offensichtlich ergeben sich daher auch nur geringe Unterschiede bei Gemischbildung und Verbrennung, was auch vergleichbare Emissionswerte zur Folge hat.

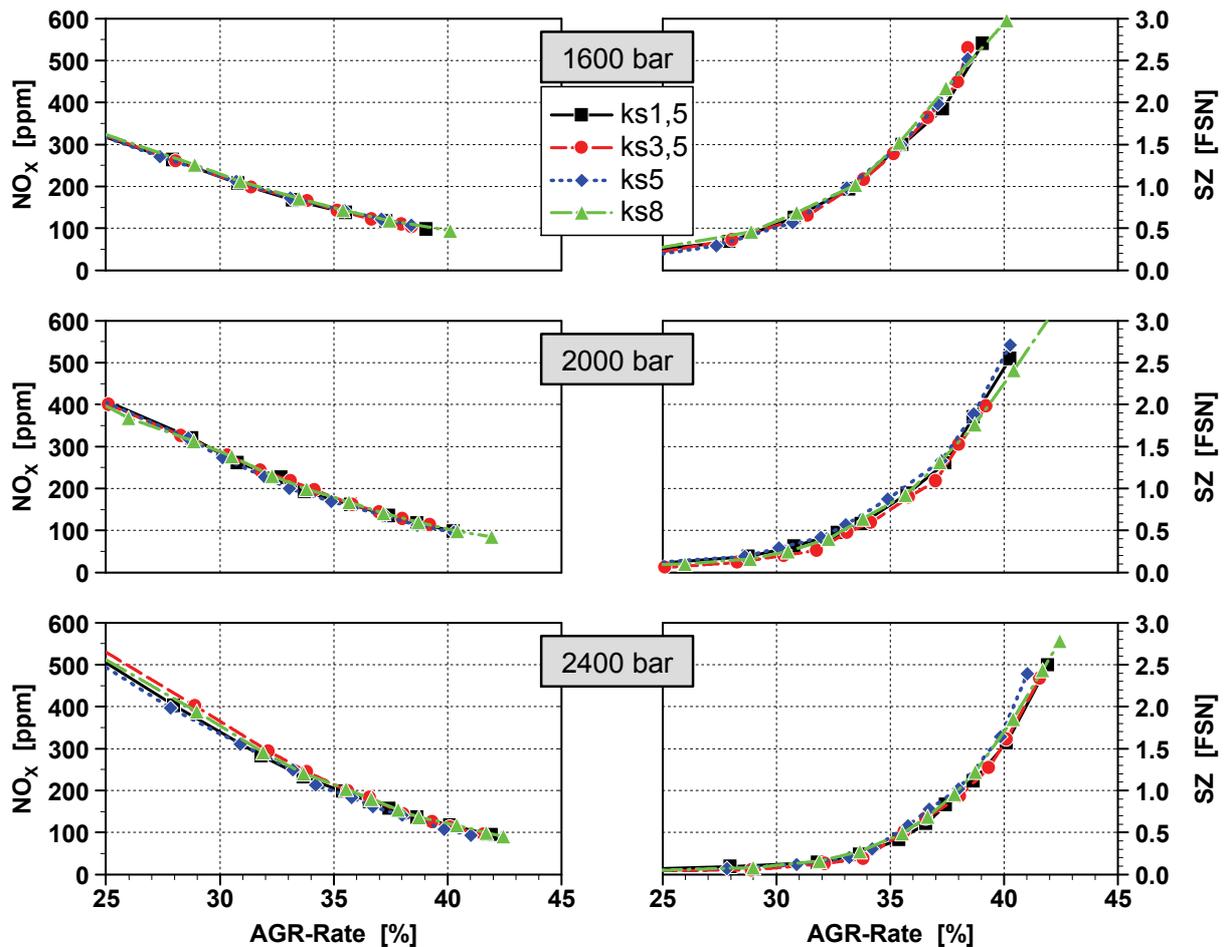


Abb. 4.59: Variation ks-Düsen: NO_x-(links) und Rußemissionen (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C100, p₂ hoch

Eine Betrachtung von Ruß/NO_x-Trade-Off und Verbrauch (s. **Abb. 4.60**) zeigt ebenfalls sehr geringe Unterschiede für diese Düsen. Da sich bei den Rohemissionen keine Unterschiede gezeigt haben, ist dieses Verhalten im Ruß/NO_x-Trade-Off so zu erwarten. Das vergleichbare Durchflussverhalten führt zur gleichen Umsatzrate bei der Verbrennung und somit zum gleichen indizierten spezifischen Verbrauch.

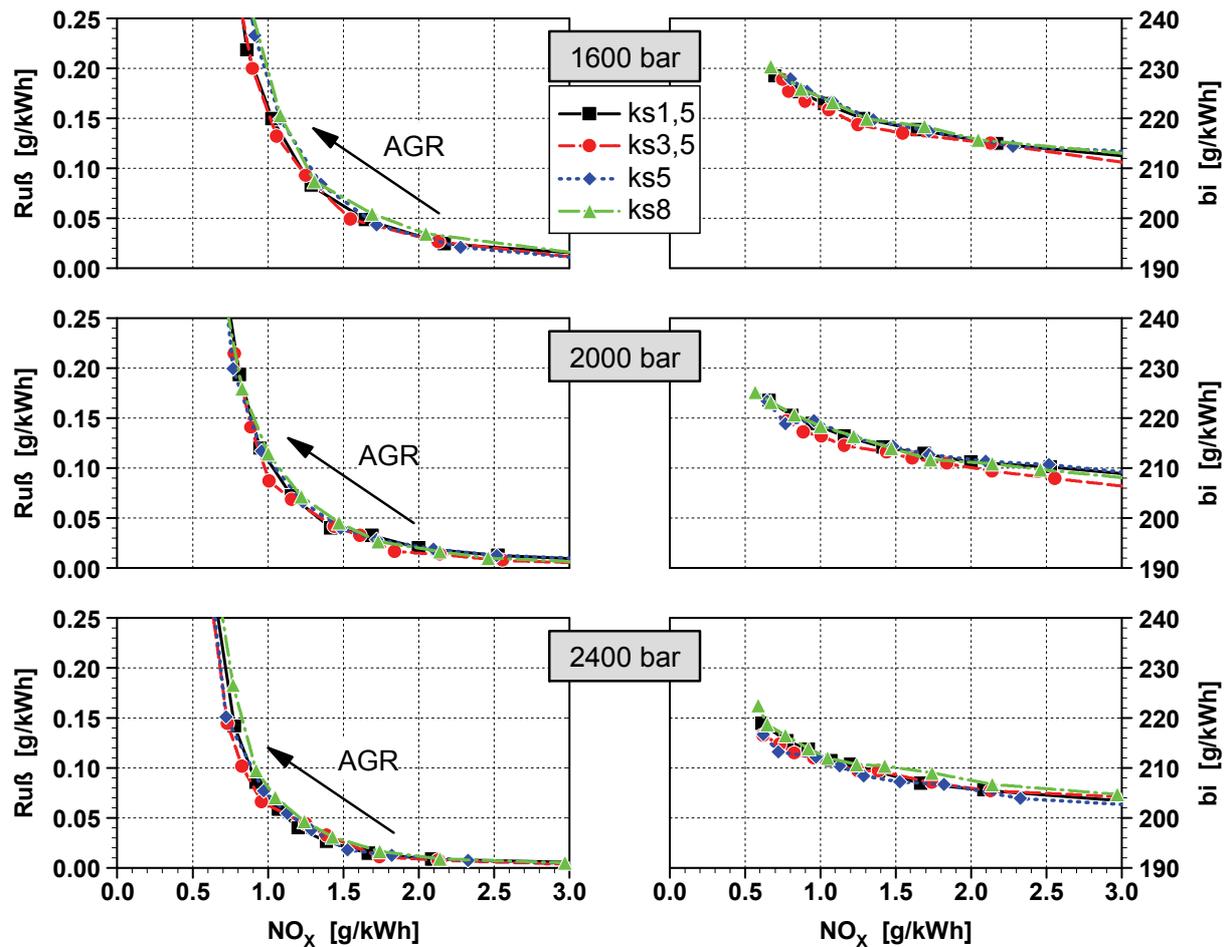


Abb. 4.60: Variation ks-Düsen: Trade-Off-Verhalten Ruß/NO_x (links) und bi/NO_x (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C100, p₂ hoch

Bei diesem Motor ist unter den gegebenen Randbedingungen im Volllastpunkt C100 kein weiteres Potential zur Reduzierung von Emissionen oder Kraftstoffverbrauch mit einer Steigerung des k-Faktors bei ks-Düsen über ks1,5 hinaus zu erkennen.

Betriebspunkt Teillast C50

Für den Teillastpunkt C50 sind die Emissionen in **Abb. 4.61** dargestellt. Auch hier sind nur geringe Unterschiede zwischen den einzelnen ks-Düsen erkennbar. Auch wenn die Abweichungen hier etwas größer als im Volllastpunkt C100 sind, ist doch kein klarer Trend für eine bestimmte Düse zu beobachten.

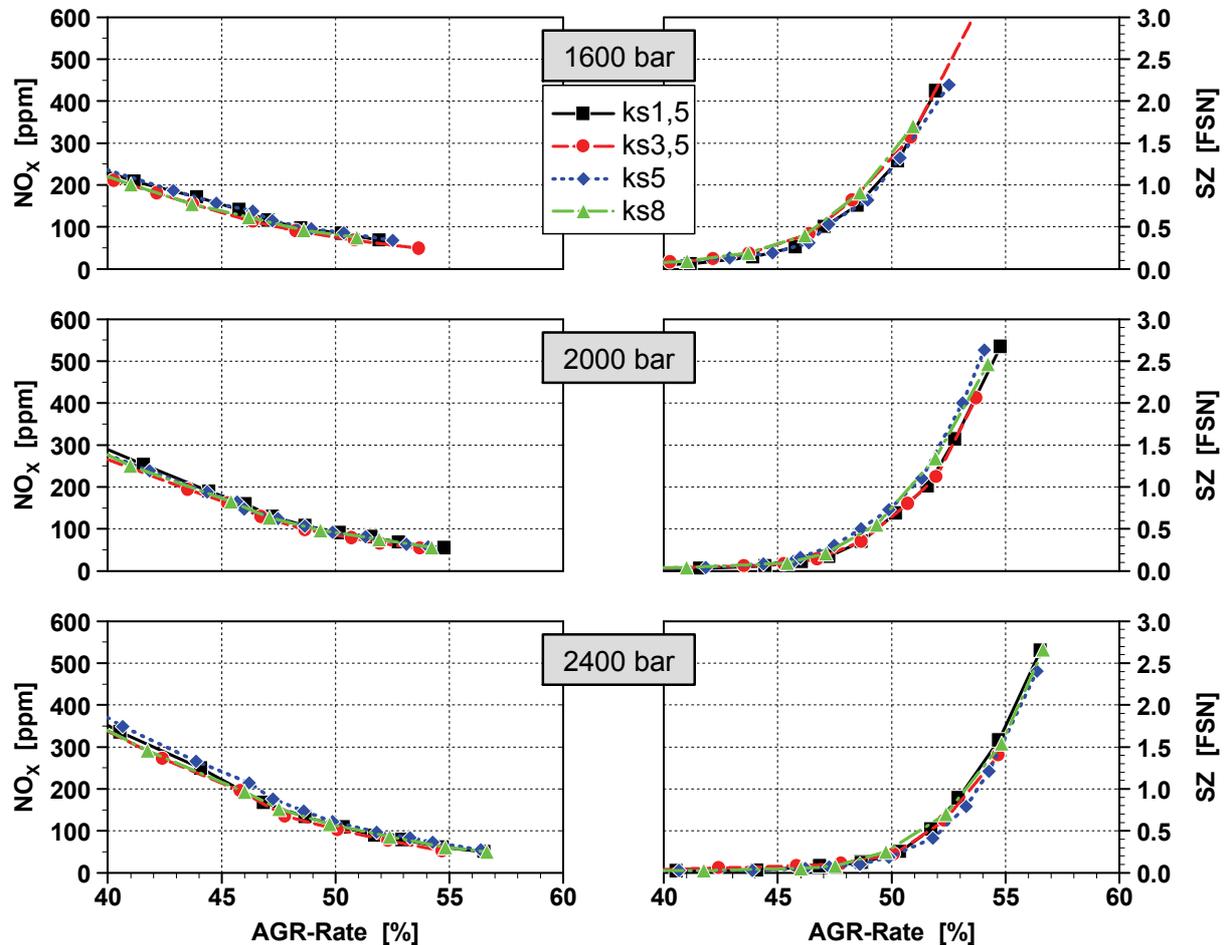


Abb. 4.61: Variation ks-Düsen: NO_x-(links) und Rußemissionen (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C50, p₂ hoch

Betrachtet man das Trade-Off-Verhalten (s. **Abb. 4.62**), sind besonders beim Kraftstoffverbrauch leichte Schwankungen zu erkennen, die aus Messungenauigkeiten in diesem Teillastpunkt sowohl bei der Bestimmung von indiziertem Mitteldruck als auch bei der Kraftstoffverbrauchsmessung mit der Kraftstoffwaage resultieren (s. auch Kap. 4.2.2). Im Ruß/NO_x-Trade-Off ergibt sich für alle Düsen das gleiche Verhalten.

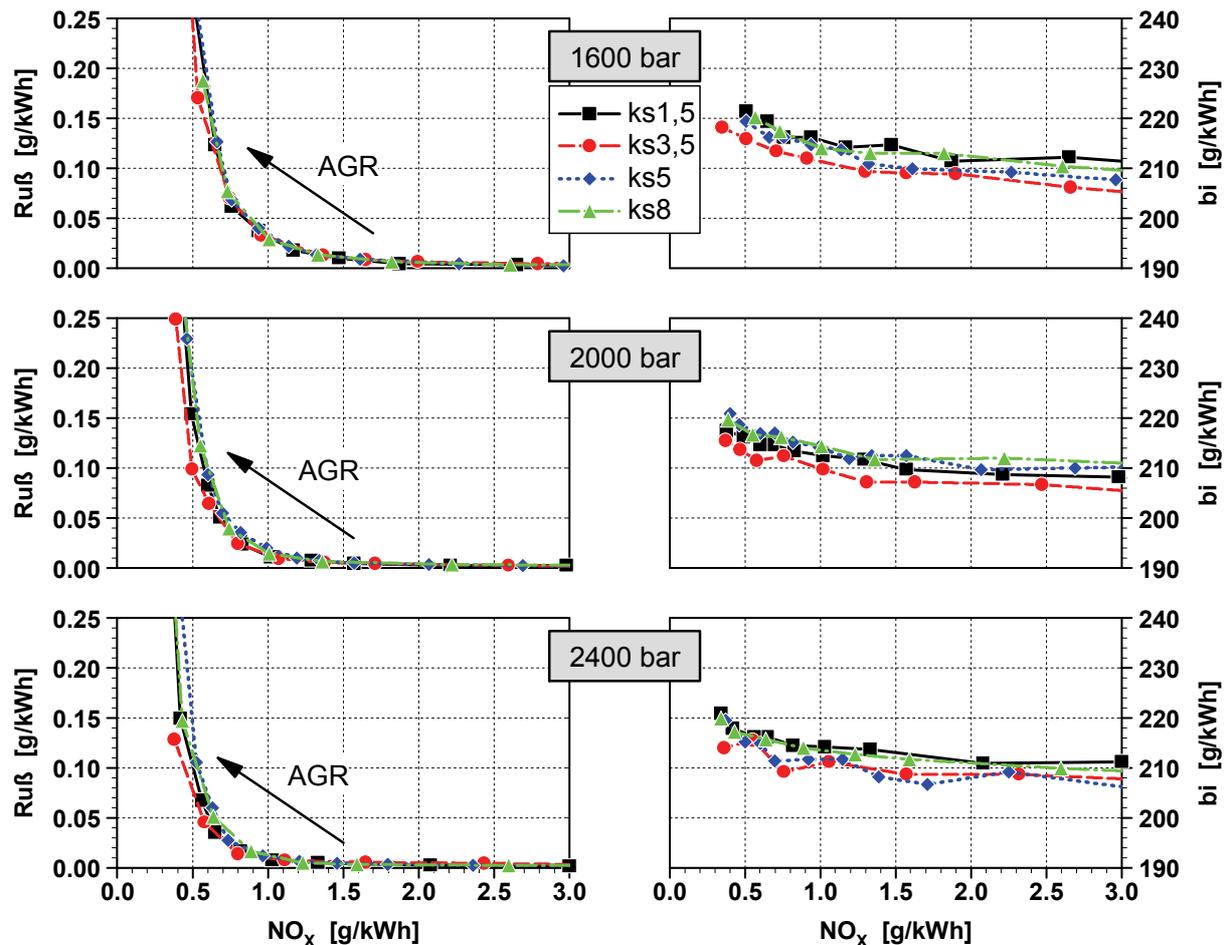


Abb. 4.62: Variation *ks*-Düsen: Trade-Off-Verhalten Ruß/ NO_x (links) und bi/NO_x (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C50, p_2 hoch

Auch im Teillastpunkt C50 ist bei diesem Motor unter den gegebenen Randbedingungen kein weiteres Potential bezüglich Emissionen oder Verbrauch mit einer Steigerung des k -Faktors bei ks -Düsen über $ks_{1,5}$ hinaus zu erkennen.

4.3.3. Fazit

In diesem Unterkapitel wurde das Potential von ks -Düsen mit gesteigerter Spritzlochkonizität untersucht. Dazu wurden Düsen mit k -Faktoren zwischen $ks_{1,5}$ und ks_8 betrachtet. Bei der Charakterisierung der Düsen ergab sich durch die unterschiedliche Spritzlochgeometrie ein unterschiedliches Innenströmungsverhalten. Dennoch zeigte sich am Spritzlochaustritt ein ähnliches Strömungsverhalten (bei vollem Nadelhub) und im Weiteren ein vergleichbares Aufbruchverhalten bei den Düsen.

Bei den Motorversuchen wurde betrachtet, welche Auswirkungen das vergleichbare Aufbruchverhalten der verschiedenen Düsen auf die Emissionsergebnisse hat. Dabei zeigten sich sowohl bei Volllast als auch bei Teillast bei unterschiedlichen Randbedingungen keine signifikanten Unterschiede bei den NO_x - und Rußemissionen. Es ergibt sich daraus, dass eine weitere Steigerung des k -Faktors größer $ks_{1,5}$ bei diesem NKW-Brennverfahren unter den betrachteten Randbedingungen zu keiner weiteren Emissionsverbesserung führt.

4.4. Potentialabschätzung

In den vorhergehenden Unterkapiteln wurden detailliert verschiedene Einflussfaktoren (Spritzlochgeometrie, Aufladung, Einspritzdruck und AGR-Rate) auf ein modernes NKW-Brennverfahren diskutiert. Im Folgenden werden die Auswirkungen der beobachteten Effekte auf die konkrete, praxisnahe Entwicklung von Brennverfahren und Abgasnachbehandlung beim NKW-Dieselmotor erörtert. Dazu erfolgt eine Abschätzung des Potentials der einzelnen Einflussfaktoren Einspritzdruck und Spritzlochgeometrie unter den Randbedingungen hoher Aufladung und hoher AGR-Raten zunächst in einem Vollastbetriebspunkt und im Anschluss in Hochrechnungen von ESC-Testergebnissen und unter der Berücksichtigung verschiedener Szenarien zur Abgasnachbehandlung.

Mit einer ks1,5-Düse können beim betrachteten Brennverfahren mit hohen AGR-Raten, wie dargestellt, bei gleichem Einspritzdruck Vorteile bei den Emissionen im Vergleich zur Standarddüse erzielt werden. Das bedeutet umgekehrt, dass die ks1,5-Düse für gleiche Emissionen wie die Standarddüse einen geringeren Einspritzdruckbedarf hat. In **Abb. 4.63** wird dies beispielhaft für den Betriebspunkt C100 bei zweistufiger Aufladung gezeigt. Bei Erhöhung des Einspritzdrucks von 1600 auf 1800 bar mit der k0,5/184-Düse zeigt sich wie erwartet eine Verbesserung im Ruß/NO_x-Trade-Off. Zusätzlich ist eine Messung mit der ks1,5-Düse bei 1600 bar Einspritzdruck dargestellt. Es zeigt sich, dass die ks1,5-Düse schon bei einem Einspritzdruck von 1600 bar das Emissionsniveau der k0,5/184-Düse bei 1800 bar erreicht.

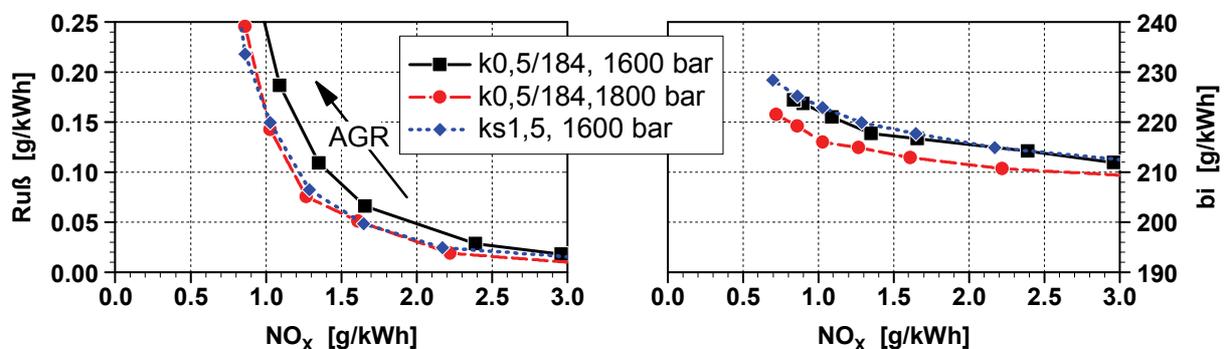


Abb. 4.63: Potential zur Einspritzdruckeinsparung mit ks1,5-Düse: Trade-Off-Verhalten Ruß/NO_x (links) und bi/NO_x (rechts) bei AGR-Variation, Betriebspunkt C100, p₂ hoch

In diesem Fall könnte man also durch den Einsatz einer ks1,5-Düse bei gleichem Emissionsniveau wie bei der Standarddüse auf Seiten des Einspritzsystems 200 bar Einspritzdruck „einsparen“. Dies kann zu einem Kosten- und Verbrauchsvorteil führen. Mit reduzierten Anforderungen an das Einspritzsystem bezüglich des Einspritzdruckbedarfs sinken in der Regel die Kosten des Systems. Außerdem reduziert sich bei kleinerem Einspritzdruck die notwendige Antriebsleistung für die Pumpe, was sich positiv auf den effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch auswirken sollte.

Betrachtet man den hier dargestellten indizierten spezifischen Verbrauch in Abb. 4.63, so zeigt sich ein Vorteil für die Einspritzung mit 1800 bar. Durch die kürzere Spritzdauer bei höherem Einspritzdruck verbunden mit einer kürzeren Brenndauer bei dieser

hohen Drehzahl ergibt sich ein besserer Verbrennungswirkungsgrad. Allerdings ist im indizierten Verbrauch die Antriebsleistung für die Pumpe nicht enthalten, so dass sich bei Betrachtung des effektiven spezifischen Verbrauchs hier eine Kompensation ergäbe, die sogar zu Verbrauchsvorteilen mit der ks-Düse führen kann. Es besteht also Potential, durch Einsatz einer ks-Düse bei reduziertem Einspritzdruck das gleiche Emissionsniveau wie eine Standarddüse mit Vorteilen bei Kosten und Verbrauch zu erreichen.

Eine umfassendere Aussage liefert die Betrachtung von Ergebnissen im für die Zertifizierung relevanten Stationärtest ESC. Dabei wird nicht ein einzelner Betriebspunkt betrachtet, sondern es können Aussagen über das Verhalten im gesamten emissionsrelevanten Kennfeldbereich des Motors getroffen werden. Dazu werden im Folgenden aus den vier im Motorversuch vermessenen Betriebspunkten (A50, A100, C50, C100) Abschätzungen von ESC-Testergebnissen vorgenommen (s. dazu Anh. 8.6).

Die folgenden Darstellungen (s. **Abb. 4.64**) zeigen die Ergebnisse dieser Abschätzungen bei verschiedenen konstanten NO_x -Emissionen für die k0,5/184- und die ks1,5-Düse bei hoher Aufladung und jeweils bei verschiedenen Einspritzdrücken. Niedrigere NO_x -Emissionen ergeben sich bei diesem Vergleich durch höhere AGR-Raten.

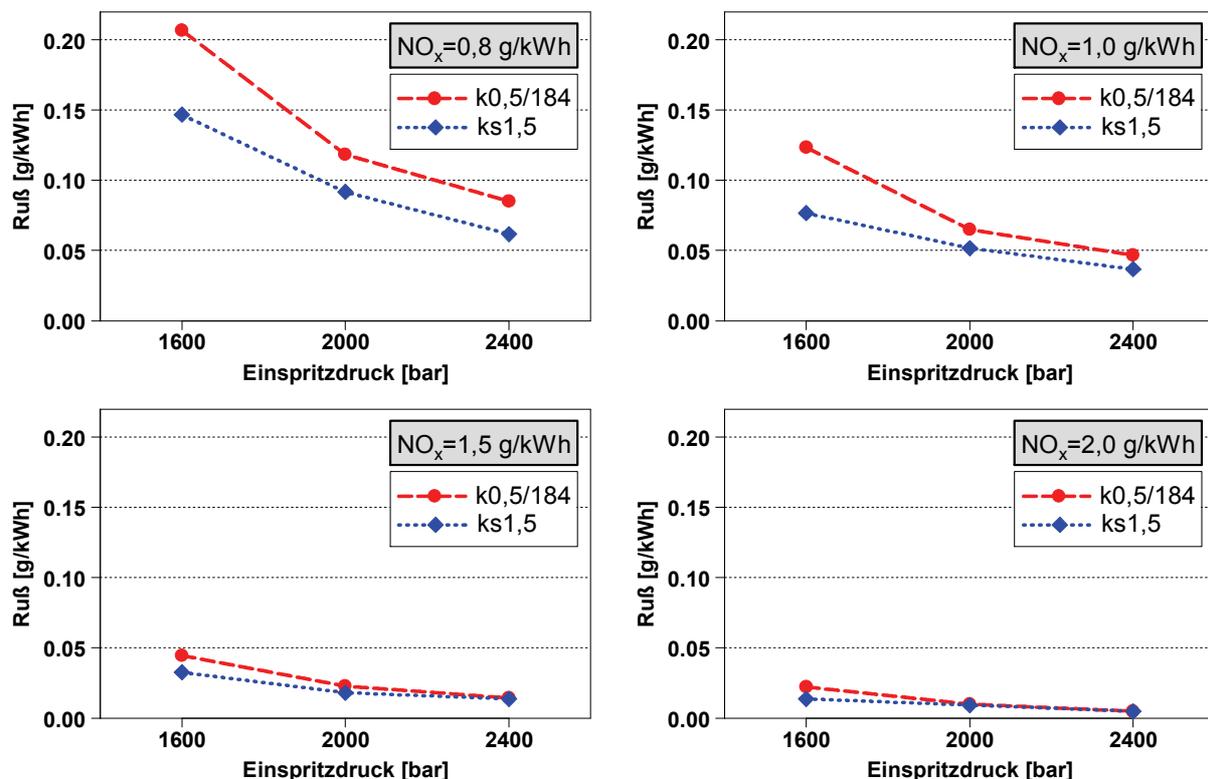


Abb. 4.64: Rußemissionen im ESC-Test bei jeweils konstanten NO_x -Emissionen bei Variation Einspritzdruck, Vergleich k0,5/184- und ks1,5-Düse, p_2 hoch

Jede Kurve in Abb. 4.64 zeigt den Einfluss des Einspritzdrucks auf die Rußemissionen bei jeweils konstanten NO_x -Emissionen. Mit einer Einspritzdrucksteigerung wird die

AGR-Verträglichkeit erhöht. Besonders bei niedrigsten NO_x -Emissionen (d.h. hohe AGR-Raten) führt die Einspritzdrucksteigerung von 1600 auf 2000 bar zu einer Senkung in den Rußemissionen von etwa 40%. Eine Erhöhung von 2000 auf 2400 bar führt zu einer weiteren Rußsenkung um etwa 30%.

Des Weiteren zeigt diese Darstellung das Potential der strömungsoptimierten ks1,5-Düse (gepunktete, blaue Linie) bezüglich einer Emissionssenkung im ESC-Test. Bei 1600 bar Einspritzdruck führt der Einsatz der ks1,5-Düse im Vergleich zur Standarddüse zu einer Reduzierung der Rußemissionen um 30 bis 40%. Bei höheren Einspritzdrücken werden die Vorteile tendenziell geringer.

Deutlich zu erkennen ist, dass die ks1,5-Düse besonders bei niedrigsten NO_x -Emissionen und somit bei höchsten AGR-Raten bei allen Einspritzdrücken einen großen Vorteil zur Standarddüse erzielen kann. Bei höheren NO_x und somit geringeren AGR-Raten, bei denen absolut gesehen weniger Ruß entsteht, ist auch das Potential der ks1,5-Düse geringer, durch erhöhte AGR-Verträglichkeit eine Rußminderung zu erzielen. Die ks1,5-Düse kann bei den hohen AGR-Raten mit 2000 bar Einspritzdruck fast die Emissionsergebnisse der Standarddüse bei 2400 bar erreichen (s. Abb. 4.64 bei $\text{NO}_x=0,8$ g/kWh). Für die gleichen Emissionsergebnisse könnte man somit bei Einsatz einer ks1,5-Düse den Einspritzdruck um mehrere 100 bar reduzieren. Dies könnte, wie oben schon beschrieben, zu Vorteilen bei Kosten und auch beim Kraftstoffverbrauch führen. Nicht zu vernachlässigen ist hierbei jedoch, dass bei höheren AGR-Raten ohne Anpassung des Spritzbeginns der Verbrauch schon grundsätzlich auf einem höheren Niveau liegt.

In **Abb. 4.65** wird das Potential von Einspritzdrucksteigerung und strömungsoptimierter Düse betrachtet. Dabei sind die ESC-Ergebnisse als Ruß/ NO_x -Trade-Off aufgetragen. Zusätzlich ist das Emissionsfenster für Euro VI eingetragen. Bei Annahme eines Sicherheitsabstands zur Auslegung der Applikation („Engineering Goal“), und unter Vorgabe konkreter Konvertierungsgrade für die Abgasnachbehandlungssysteme für NO_x und Partikel bzw. Ruß ergeben sich verschiedene Rohemissionsbereiche, die mit den motorischen Rohemissionen erreicht werden müssen (s. auch Kap. 2.4).

Es zeigt sich, dass der Grenzwert für NO_x -Emissionen für Euro VI bei diesem Motor und dieser Applikation trotz höchster AGR-Raten nur bei nicht akzeptablen Rußemissionen innermotorisch erreicht werden könnte. Somit ist die Anwendung eines SCR-Systems zur NO_x -Reduktion notwendig.

Wird der Motor mit sehr hohen AGR-Raten betrieben, so dass innermotorisch etwa 0,8 g/kWh NO_x erreicht werden (Low- NO_x -Auslegung), ist beim SCR-System eine vergleichsweise niedrige Konvertierungsrate von 60% notwendig. Dies kann ein Seriensystem für Euro IV erreichen [Jac08]. Allerdings treten bei dieser Auslegung sehr hohe Rußemissionen auf, die ein geschlossenes Partikelfiltersystem erfordern.

Mit einer Einspritzdruckerhöhung können die auftretenden Rußemissionen gemindert werden. Ebenso zeigt sich das Potential der ks1,5-Düse: Durch Einsatz einer solchen Düse können bei dieser Low- NO_x -Auslegung die Rußemissionen für jeden hier betrachteten Einspritzdruck um etwa 30% gesenkt werden. In gleichem Maße sinkt somit die Beladung des Partikelfilters, wodurch die Intervalle zur Partikelfilter-

regeneration verlängert werden können. Da bei der Regeneration der momentane Kraftstoffverbrauch kurzfristig erhöht wird („Freibrennen“), kann durch verlängerte Regenerationsintervalle der Kraftstoffverbrauch gesenkt werden.

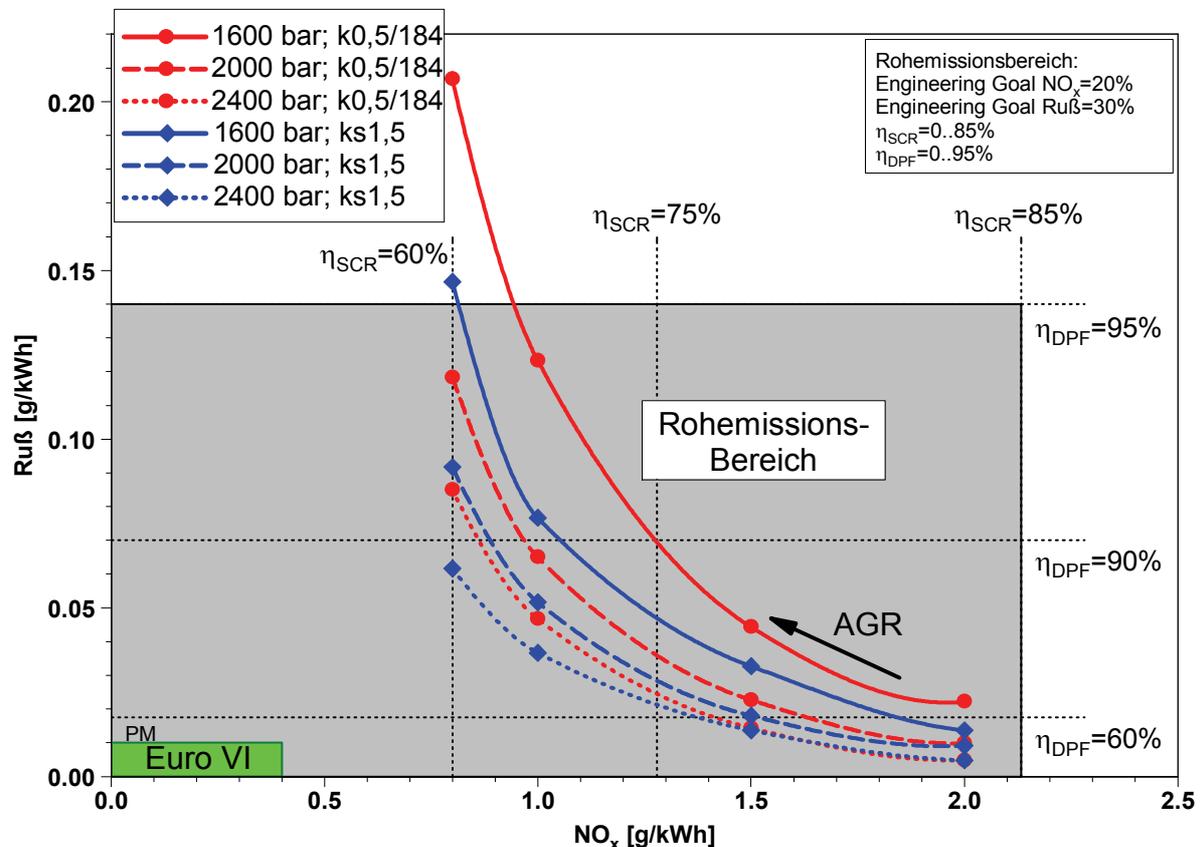


Abb. 4.65: ESC-Ergebnisse im Ruß/NO_x-Trade-Off: Variation des Einspritzdrucks und Düsenvergleich, p₂ hoch (PM: Grenzwert für Partikelemissionen)

Eine andere denkbare Strategie wäre eine Applikation mit kleineren AGR-Raten und höheren NO_x-Rohemissionen von etwa 2 g/kWh (High-NO_x-Auslegung). Dafür wäre zur Einhaltung der NO_x-Grenzwerte gemäß Euro VI ein SCR-System mit einer Konvertierungsrate von über 80% notwendig, die ein modernes System erreichen kann [Jac08]. Bei dieser Auslegung treten durch die kleineren AGR-Raten deutlich geringere Rußemissionen auf.

Hierbei wird in Abb. 4.65 ebenfalls das Potential einer Einspritzdrucksteigerung für eine weitere Rußabsenkung deutlich. Bei höchsten Einspritzdrücken ist kein Einfluss der Einspritzdüse erkennbar. Bei 1600 bar Einspritzdruck dagegen kann die ks1,5-Düse die Rußemissionen signifikant reduzieren. Bei dieser High-NO_x-Auslegung ermöglichen höchste Einspritzdrücke größer 2000 bar oder eine strömungsoptimierte Einspritzdüse bei 1600 bar die Erreichung der Grenzwerte für Euro VI mit einer Rußkonvertierungsrate kleiner 60%, die bereits offene Partikelfiltersysteme erzielen können [Hel07]. Diese Systeme arbeiten kontinuierlich und es ist kein Regenerationsbetrieb notwendig, was sich positiv auf den Kraftstoffverbrauch auswirkt und außerdem den Applikationsaufwand des Motorsteuerungssystems deutlich reduziert (vgl. Kap. 2.4.2).

Diese Potentialabschätzung für das betrachtete NKW-Brennverfahren bei hoher Aufladung und hohen AGR-Raten zeigt den Einfluss einer Erhöhung der einspritzsystemseitigen Gemischbildungsenergie durch Einspritzdrucksteigerung und durch Steigerung des Durchflussbeiwerts mittels strömungsoptimierter Düsengeometrie auf die Emissionen. Dabei ist für beide Maßnahmen ein großes Potential erkennbar. Je nach Auslegung des Brennverfahrens bezüglich Einspritzdüsenkonfiguration und Einspritzdruckniveau sowie des Abgasnachbehandlungssystems sind besonders bei hohen AGR-Raten durch Einsatz einer strömungsoptimierten Düse für gleiches Emissionsniveau mehrere 100 bar Einspritzdruck weniger notwendig. Wird der Einspritzdruck konstant gehalten, können die Rußemissionen um etwa 30% gesenkt werden.

5. Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde das Potential von Einspritzdüsen mit gesteigertem Durchflussbeiwert hinsichtlich Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung bei einem Brennverfahren im NKW-Dieselmotor analysiert. Dabei erfolgte die Betrachtung besonders unter Randbedingungen, wie sie bei zukünftigen NKW-Motoren unter weiter verschärften Anforderungen seitens der Emissionsgesetzgebung erwartet werden. Diese Randbedingungen sind im Wesentlichen hohe Gasdichten im Brennraum durch hohe Aufladung, hohe AGR-Raten und gleichzeitig sehr hohe Einspritzdrücke. Aus der Literatur sind dazu keine Untersuchungen bekannt.

Zunächst wurde das Potential zur Optimierung des Brennverfahrens mittels einer Ladedrucksteigerung verbunden mit hohen AGR-Raten auch bei Vollast sowie einer Einspritzdruckerhöhung aufgezeigt. Die Untersuchungen wurden in einem Teillast- und einem Vollastbetriebspunkt (C50 und C100) eines NKW-Motors durchgeführt. Eine Ladedruckerhöhung führt zu einer deutlichen Verbesserung der Emissionen. Die Steigerung des Einspritzdrucks auf bis zu 2400 bar führt zu Nachteilen bei den NO_x - und zu Vorteilen bei den Rußemissionen. Insgesamt werden im Ruß/ NO_x -Trade-Off die besten Emissionswerte mit den höchsten Einspritzdrücken erreicht. Ausgehend von diesen Vorbetrachtungen wurde der Fokus in den weiteren Untersuchungen auf diese praxisnahen Randbedingungen gelegt, die den erwarteten Werten für zukünftige, moderne NKW-Brennverfahren entsprechen.

Für die Analyse der Auswirkungen eines gesteigerten Durchflussbeiwertes der Einspritzdüse durch Optimierung der Spritzlochgeometrie wurden drei Düsen mit 8 Spritzlöchern untersucht. Neben der strömungsoptimierten, kavitationsfreien Düse (ks1,5-Düse) kamen zwei Standarddüsen zum Einsatz, wobei die eine so ausgelegt wurde, dass sich unter motorischen Randbedingungen der gleiche hydraulische Durchfluss wie bei der ks1,5-Düse ergibt, während die andere den gleichen Spritzlochaustrittsdurchmesser wie die ks1,5-Düse aufweist.

Bei Betrachtung des Durchflussverhaltens und der Einspritzcharakteristik zeigt sich bei den Düsen mit gleichem Durchfluss eine unterschiedliche Strahlcharakteristik. Die Standarddüse weist durch die Kavitation eine höhere Turbulenz am Spritzlochaustritt auf, während sich bei der ks1,5-Düse ein gleichmäßigeres Strömungsprofil am Austritt mit höheren Austrittsgeschwindigkeiten ergibt. Bei der strömungsoptimierten Spritzlochgeometrie wird somit durch eine verbesserte Umsetzung von Einspritzdruck in Geschwindigkeit eine höhere einspritzsystemseitige Gemischbildungsenergie zur Verfügung gestellt. Weiterhin hat die ks1,5-Düse einen schlankeren Strahl und zeigt sowohl eine größere Aufbruchlänge als auch düsenfern einen höheren Strahlimpuls.

Diese Unterschiede in der Strahlcharakteristik zeigen in den Motorversuchen Auswirkungen auf die Schadstoffemissionen. Für die verwendeten Düsen mit gleichem Durchfluss ergibt sich der gleiche Heizverlauf. Ein Einfluss der Umsatzrate auf die Emissionen ist somit ausgeschlossen, außerdem ergibt sich der gleiche spezifische Kraftstoffverbrauch. Dennoch bewirkt die ks1,5-Düse höhere NO_x -Emissionen, aber auch deutliche Vorteile bei den Rußemissionen bei hohen AGR-Raten.

Diese erhöhte AGR-Verträglichkeit zeigt sich bei der ks1,5-Düse besonders bei für die Gemischbildung eher nachteiligen Randbedingungen wie hoher Gasdichte im Brennraum und niedrigem Einspritzdruck. Hier können die Vorteile der ks1,5-Düse in der Gemischbildung und Abmagerung des Strahls besser umgesetzt werden als bei niedriger Gasdichte, bei der der Strahl weiter in den Brennraum eindringt und düsenferneres Aufbrechen bereits eine gute Lufterfassung ermöglicht, oder bei hohem Einspritzdruck, der durch erhöhte Gemischbildungsenergie bereits bessere Durchmischung verursacht.

Aus den Nachteilen im NO_x und den Vorteilen im Ruß können sich im Ruß/ NO_x -Trade-Off bei hohen AGR-Raten (größer 25%) Vorteile für die ks1,5-Düse besonders bei Vollast und niedrigem Einspritzdruck ergeben. Diese Vorteile sind deutlich bei niedrigem Einspritzdruck (1600 bar) und werden mit steigendem Einspritzdruck kleiner bzw. verschwinden, da sich hier die erhöhten NO_x - und die verminderten Rußemissionen kompensieren können. Im Vollastpunkt C100 z.B. zeigt sich bei konstanten NO_x -Emissionen von 1,5 g/kWh bei Standardaufladung eine Rußreduzierung von etwa 30% bei 1600 bar Einspritzdruck und von etwa 10% bei 2400 bar. Bei erhöhter Aufladung ergibt sich eine Rußreduzierung von etwa 25% bei 1600 bar und etwa 5% bei 2400 bar.

Die beschriebenen Effekte bei Einsatz einer strömungsoptimierten Düse konnten bei einer Variation der Spritzlochzahl bestätigt werden. Dabei bewirkte bei Düsen mit 10 Spritzlöchern eine strömungsoptimierte Düse vergleichbare Emissionsunterschiede wie bei den Untersuchungen mit 8-Loch-Düsen.

Die Standarddüse und die strömungsoptimierte Düse, die auf gleichen Durchfluss ausgelegt wurden, weisen bei gleicher Umsatzrate der Verbrennung Unterschiede bei den Emissionen auf, die somit in lokalen Effekten zu suchen sind. Die durchgeführte 3D-CFD-Motorsimulation kann bei der Erklärung unterstützen: Es ergibt sich eine unterschiedliche Gemischverteilung zwischen Kolbenmulde und Quetschspalt für die beiden Düsen. Die ks1,5-Düse bewirkt schnelleres Eindringen des Kraftstoffstrahls in den Brennraum durch höheren Strahlimpuls und düsenferneres Aufbrechen, wodurch schneller mehr Luftvolumen erfasst und die Abmagerung unterstützt werden kann. Zusätzlich wird durch die stärkere Wandinteraktion des Strahls (Dampfphase) aufgrund des höheren Strahlimpulses bei der ks1,5-Düse die Abmagerung im Muldenbereich verstärkt.

Diese verbesserte Gemischaufbereitung sorgt für kleinere Volumenanteile im Brennraum in typischen Rußbildungsbereichen und für größere Anteile in NO_x -kritischen Bereichen. Dies bestätigt die in den Motorversuchen erzielten Emissionsergebnisse.

Der Spritzlochdurchmesser wurde bei der ks1,5-Düse reduziert, um den gleichen Durchfluss wie bei der Standarddüse zu erzielen. Der Vergleich mit der weiteren Standarddüse mit einem der ks1,5-Düse gleichgestelltem Spritzlochdurchmesser zeigt weiterhin deutliche Vorteile für die ks1,5-Düse. Dies widerlegt die These aus [Ber04], dass beobachtete Emissionsvorteile bei strömungsoptimierten Düsen ausschließlich aus einem verkleinerten Spritzlochdurchmesser resultieren.

Aufgrund der beobachteten Emissionsvorteile einer strömungsoptimierten Einspritzdüse wurde das Potential von ks-Düsen mit weiter gesteigerter Spritzlochkonizität

untersucht. Dazu wurden Düsen mit k-Faktoren zwischen $ks_{1,5}$ und ks_8 betrachtet. Bei der Charakterisierung der Düsen ergab sich durch unterschiedliche Spritzlochgeometrien ein unterschiedliches Innenströmungsverhalten. Dennoch zeigte sich am Spritzlochaustritt ein ähnliches Strömungsverhalten (bei vollem Nadelhub) und im Weiteren ein vergleichbares Aufbruchverhalten bei den Düsen.

In Motorversuchen zu den Auswirkungen des vergleichbaren Eindringverhaltens zeigten sich sowohl bei Vollast als auch bei Teillast bei unterschiedlichen Randbedingungen keine signifikanten Unterschiede in den NO_x - und Rußemissionen bei den verschiedenen Düsen. Es ergibt sich daraus, dass eine weitere Steigerung des k-Faktors über $ks_{1,5}$ hinaus bei diesem NKW-Brennverfahren unter den betrachteten Randbedingungen zu keiner weiteren Emissionsverbesserung führt und somit hier nicht als zielführend erachtet wird.

In einer Potentialabschätzung für das betrachtete NKW-Brennverfahren bei hoher Aufladung und hohen AGR-Raten wurde unter Berücksichtigung verschiedener Szenarien an Abgasnachbehandlungssystemen der Einfluss einer Erhöhung der einspritzsystemseitigen Gemischbildungsenergie durch Einspritzdrucksteigerung und durch Steigerung des Durchflussbeiwerts mittels strömungsoptimierter Düsengeometrie auf die Emissionen diskutiert. Dabei ist für beide Maßnahmen ein großes Potential erkennbar. Je nach Auslegung des Brennverfahrens und des Abgasnachbehandlungssystems sind besonders bei hohen AGR-Raten durch Einsatz einer strömungsoptimierten Düse für ein gleiches Emissionsniveau mehrere 100 bar Einspritzdruck weniger notwendig. Wird der Einspritzdruck konstant gehalten, können die Rußemissionen um etwa 30% gesenkt werden, wodurch der Aufwand zur Abgasnachbehandlung reduziert werden kann.

Für diesen NKW-Motor wurde unter den betrachteten Randbedingungen mit hoher Aufladung und hohen AGR-Raten gezeigt, dass die Spritzlochgeometrie der Einspritzdüse einen wichtigen Parameter darstellt, um die Wechselwirkung von Strahlaufbruch, Gemischbildung im Brennraum und Muldeninteraktion so zu steuern, dass die Abgasemissionen innermotorisch gesenkt werden können. Dabei sind bei den hier betrachteten Untersuchungen andere Effekte als bei bereits in der Literatur diskutierten PKW-Brennverfahren maßgeblich für die mit einer strömungsoptimierten Düse erzielten Ergebnisse. Zunächst ist zu beachten, dass bei dem hier vorgestellten nahezu drallfreien NKW-Brennverfahren eine Luftunterstützung bei der Gemischbildung stark eingeschränkt ist. Die Gemischbildungsenergie muss vom Einspritzsystem aufgebracht werden, wodurch diesem eine größere Rolle zugesprochen werden kann.

Beim PKW führen, wie beschrieben, bei Einsatz einer Einspritzdüse mit strömungsoptimierter Spritzlochgeometrie der erhöhte Impuls und das düsenfernere Aufbrechen des Kraftstoffstrahls zu einer erhöhten Wechselwirkung des Kraftstoffstrahls (im emissionsrelevanten Bereich in der Regel sowohl der Flüssigphase als auch der Dampfphase) mit der Muldenwand, wodurch Vorteile in der Gemischbildung und im Emissionsverhalten erzielt werden können. Bei einem NKW-Brennverfahren wie dem hier betrachteten besteht dagegen ein grundsätzlicher Unterschied: Durch die größeren Brennraumabmessungen und die unterschiedlichen Randbedingungen, z.B. bezüglich der betrachteten hohen Gasdichte, kommt es nicht zu einem Kontakt der Flüssigphase mit der Brennraumwand und nur in einem deutlich geringeren Ausmaß zum Wand-

kontakt der Dampfphase. Die bessere Umsetzung des Einspritzdrucks durch die strömungsoptimierte Einspritzdüse führt auch hier zu einem höherem Strahlimpuls und damit zu düsenfernerem Aufbrechen des Strahls, was hier allerdings für eine bessere Gemischbildung durch optimierte Lufterfassung im Freistrahls und durch verstärkte, wenn auch geringe, Interaktion der Dampfphase mit der Muldenwand sorgt. Ein gemischbildungsunterstützender Einfluss einer Interaktion der Flüssigphase mit der Muldenwand tritt hier nicht auf. Somit ergibt sich der Erkenntnisgewinn, dass im Vergleich zwischen PKW- und betrachtetem NKW-Brennverfahren unterschiedliche Effekte bei der Ausnutzung des geometrischen Parameters „Spritzlochgeometrie“ für Vorteile bei der Gemischbildung und somit im Emissionsverhalten der Motoren wirken.

Damit konnten trotz unterschiedlicher Wirkmechanismen die für PKW-Motoren aus der Literatur bekannten Verbesserungen im Ruß/NO_x-Trade-Off-Verhalten durch strömungsoptimierte Einspritzdüsen auf ein nahezu drallfreies Brennverfahren mit deutlich geringerem Wandkontakt und hohen AGR-Raten auch bei Volllast (wie es das hier betrachtete NKW-Brennverfahren darstellt) übertragen werden.

Es zeigen sich keine Einschränkungen dahingehend, dass die hier erzielten Erkenntnisse bezüglich des Einflusses einer strömungsoptimierten Einspritzdüse nicht auf andere, vergleichbare Brennverfahren übertragbar seien. In Motoren mit ähnlichen Geometrien und vergleichbaren Randbedingungen hinsichtlich hoher Gasdichte, AGR-Raten und Einspritzdruckniveau würden ähnliche Effekte wie die beschriebenen wirksam werden. Auch der Übertrag vom hier benutzten druckübersetzten Einspritzsystem auf ein Standard-Common-Rail-System ist möglich, da der eingestellte Einspritzdruckverlauf vergleichbar ist.

Aufbauend auf der hier durchgeführten Variation der Spritzlochkonizität der ks-Düsen, bei der keine Steigerung des Durchflussbeiwerts zu beobachten war, könnte in zukünftigen Arbeiten betrachtet werden, ob durch eine Variation des Düsenkonzepts eine Durchflussbeiwertserhöhung erzielt werden kann und wie sich diese auf die Emissionen auswirken würde. Des Weiteren wurde bei den durchgeführten grundlegenden Untersuchungen eine Einfacheinspritzung eingesetzt. Hier könnten zusätzliche Vor- oder Nacheinspritzungen das Potential einer weiteren Emissionsreduzierung bieten. Beim betrachteten Brennverfahren wurde außerdem die Wandinteraktion der Dampfphase des Strahls als ein wichtiger Wirkmechanismus bezüglich Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung erkannt. Eine Variation der Muldengeometrie könnte weitere Verbesserungen ermöglichen.

6. Symbolverzeichnis

Abkürzungen

3D	dreidimensional
AGR	Abgasrückführung
APCRS	Amplifier Piston Common Rail System
ASB	Ansteuerbeginn
ASP	Arbeitsspiel
CFD	Computational fluid dynamics
CR	Common Rail
DDM	Discrete Droplet Method
DI	Direkteinspritzung
DIN	Deutsches Institut für Normung
DV	Druckverstärker
ECE	Economic Commission for Europe
EDM	Electrical Discharge Machining
ESC	European Steady-State Cycle
ESC	European Steady Cycle
EU	Europäische Union
HE	hydroerosiv (hydroerosive Verrundung)
ISI	Innenströmungs-Spray-Interface
ISO	International Organization for Standardization
ks	konisch strömungsoptimiert
NH	Nadelhub
NKW	Nutzkraftwagen
o.	oben
OT	Oberer Totpunkt
PAK	polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
PKW	Personenkraftwagen
PM	Particulate Matter
SB	Spritzbeginn
SCR	Selective Catalytic Reduction
SE	Spritzende
SL	Spritzloch
SMD	Sauter Mean Diameter
SZ	Schwärzungszahl
TKE	turbulente kinetische Energie
u.	unten
USA	United States of America
VCO	Valve Covered Orifice
zGG	Zulässiges Gesamtgewicht
ZOT	Zünd-OT
Zyl.	Zylinder

Formelzeichen

A	Querschnittsfläche
A	A-Maß
A	Niedrigste Testdrehzahl im ESC-Test
b	Spezifischer Verbrauch
B	Mittlere Testdrehzahl im ESC-Test
C	Höchste Testdrehzahl im ESC-Test
$dQ_B/d\varphi$	Brennverlauf
$dQ_W/d\varphi$	Wandwärmeverlauf
DSP	Spritzlochdurchmesser
h	Enthalpie
k	k-Faktor (Maß für Konizität)
K	Kavitationszahl
K_1	Konstante
K_2	Konstante
KW	Kurbelwinkel
l	Eindringtiefe
LSP	Spritzlochlänge
m	Masse
\dot{m}	Massenstrom
M_d	Drehmoment
n	Drehzahl
NSP	Spritzlochanzahl
Oh	Ohnesorgezahl
p	Druck
P	Leistung
PLD	Druck in der Kraftstoffleitung vor der Düse (nach DV)
PLP	Druck in der Kraftstoffleitung nach dem Rail (vor DV)
p_{me}	effektiver Mitteldruck
Q_{hyd}	Hydraulischer Durchfluss
R	Universelle Gaskonstante
Re	Reynoldszahl
s	Weg
t	Zeit
U	innere Energie
v	Geschwindigkeit
V	Volumen
\dot{V}	Volumenstrom
We	Weberzahl
α	Spraykegelwinkel
η	Konvertierungsrate
ϕ	Spraykegelwinkel
τ	Zeit
κ	Isentropenexponent
λ	Luftverhältnis

Λ	Wellenlänge
μ	Durchflussbeiwert
ν	kinematische Viskosität
ρ	Dichte
σ	spezifische Oberflächenspannung
φ	Kurbelwinkel
ψ	Durchflussfunktion
Ψ	Spritzlochhöhenwinkel
Ω	Wellenwachstumsrate

Indizes

1	Einlauf
2	Austritt
A	Abgas
A-E	Air-Entrainment
aus	Austritt
ber	Bernoulli
D	Dampf
e	effektiv
E	Einlauf
ein	Einlauf
fl	flüssig
g	gasförmig
G	Gegen
G	Gemisch
i	indiziert
K	Kraftstoff
L	(Frisch-)Luft
rel	relativ
Z	Zylinder
ZV	Zündverzug

7. Literatur

- [Aoy06] Y. Aoyagi, M. Misawa, T. Hirosawa, H. Osada, E. Kunishima, M. Odaka, Y. Goto: Super clean diesel by usage of wide range, high boosted and cooled EGR system in single cylinder engine. Japanese national project: super clean diesel engine. Int. J. Vehicle Design, Vol. 41, Nos. 1/2/3/4, ISSN 0143-3369, 2006
- [Bad99a] C. Badock, R. Wirth, A. Fath, A. Leipertz: Investigation of cavitation in real size diesel injection nozzles. Internal Journal of heat and Fluid Flow 20, 1999
- [Bad99b] C. Badock: Untersuchungen zum Einfluss der Kavitation auf den primären Strahlzerfall bei der dieselmotorischen Einspritzung. Dissertation, Universität Darmstadt, 1999
- [Bau06] C. Baumgarten: Mixture Formation in Internal Combustion Engines. ISBN-10: 3-540-30835-0, Berlin, Heidelberg, 2006
- [Ben04a] J. Benajes, J.V. Pastor, R. Payri, A.H. Plazas: Analysis of the Influence of Diesel Nozzle Geometry in the Injection Rate Characteristic. Journal of Fluids Engineering, ASME, 2004
- [Ben04b] J. Benajes, S. Molina, J. Garcia, R. Novella: Influence of Boost Pressure and Injection Pressure on Combustion Process and Exhaust Emissions in a HD Diesel Engine. SAE Paper No. 2004-01-1842, 2004
- [Ber04] P. Bergstrand: The Effects of Orifice Shape on Diesel Combustion. SAE Paper No. 2004-01-2920, 2004
- [Bit03] G. Bittlinger, O. Heinold, D. Hertlein, T. Kunz, F. Weberbauer: Die Einspritzdüsenkonfiguration als Mittel zur gezielten Beeinflussung der motorischen Gemischbildung und Verbrennung. Motorische Verbrennung, VI. Tagung, Haus der Technik, München, 2003
- [Ble04] M. Blessing: Untersuchung und Charakterisierung von Zerstäubung, Strahlausbreitung und Gemischbildung aktueller Dieseldirekteinspritzsysteme. Dissertation, Universität Stuttgart, 2004
- [Blu08] J. Bluwstein: Untersuchungen zum Einfluss der Einspritzdüse auf ein Nutzfahrzeugmotor-Brennverfahren mittels 3D-CFD-Simulation. Diplomarbeit, Universität Stuttgart, betreut durch: R. Schifferdecker (Robert Bosch GmbH), 2008

- [Bod91] J. Bode: Zum Kavitationseinfluss auf den Zerfall von Flüssigkeitsfreistrahlen. Dissertation, Universität Göttingen, 1991
- [Bon03] B. Bonse, B. Dittus, J. Giersch, A. Kerst, T. Kügler, H. Schumacher, T. Wintrich: Innovation Dieseleinspritzdüse – Chancen für Emissionen, Verbrauch und Geräusch. 5. Stuttgarter Symposium für Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, Stuttgart, 2003
- [Bos07] Robert Bosch GmbH: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. 26., überarbeitete und ergänzte Auflage, 2007
- [Bru05a] G. Bruneaux: Mixing Process in High Pressure Diesel Jets by Normalized Laser Induced Exciplex Fluorescence, Part I: Free Jet. SAE Paper No. 2005-01-2100, 2005
- [Bru05b] G. Bruneaux: Mixing Process in High Pressure Diesel Jets by Normalized Laser Induced Exciplex Fluorescence, Part II: Wall Impinging Versus Free Jet. SAE Paper No. 2005-01-2097, 2005
- [Bus01] R. Busch: Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Dieseleinspritzdüsen. Dissertation, Universität Hannover, 2001
- [Cha05] H. Chaves, Ch. Ludwig: Characterization of cavitation in transparent nozzles depending on nozzle geometry. Proc. ILASS Europe, S. 259-264, Orleans, 2005
- [Dod02] L. G. Dodge, S. Simescu, G. D. Neely, M. J. Maymar, D. W. Dickey, C. L. Savonen: Effect of Small Holes and High Injection Pressures on Diesel Engine Combustion. SAE Paper No. 2002-01-0494, 2002
- [Esp95] C. Espey, J. E. Dec: The Effect of TDC Temperature and Density on the Liquid-Phase Fuel Penetration in a D.I. Diesel Engine. SAE Paper No. 952456, 1995
- [EWG91] Richtlinie 91/441/EWG des Rates vom 26. Juni 1991 zur Änderung der Richtlinie 70/220/EWG zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Verunreinigung der Luft durch Emissionen von Kraftfahrzeugen, EWG-Richtlinie, 1991
- [Fat97] A. Fath: Charakterisierung des Strahlaufbruch-Prozesses bei der instationären Druckzerstäubung. Berichte zur Energie- und Verfahrenstechnik (BEV), Schriftenreihe 97.3, Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 1997

- [Fet02] C. Fettes, T. Schulze, A. Leipertz, H. Zellbeck, D. Potz: Einfluss der Muldenwand auf Verdampfung, Gemischbildung und Verbrennung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren - Teil 1: Grundlagenuntersuchungen an der Einspritzkammer, MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jahrgang 63, Nr. 7-8, 2002, S. 622-630
- [Fri04] M. Friedrich: Untersuchung der Spraybildung von Kraftstoffinjektoren mittels 3D-Strömungssimulation unter Berücksichtigung von Düseninnenströmungsinformationen. Diplomarbeit, Universität Darmstadt, 2004
- [Gär01] U. Gärtner: Die Simulation der Stickoxid-Bildung in Nutzfahrzeug-Dieselmotoren. Dissertation, Universität Darmstadt, 2001
- [Gär04] U. Gärtner: Die Rolle des Einspritzsystems in zukünftigen Motor-konzepten für HeavyDuty Anwendungen. VDI-Tagung, Dresden, 2004, S. 171-193
- [Gau09] Y. Gauthier: Untersuchungen zum Einfluss des Einspritzdrucks auf die Rußemission beim Pkw-Dieselmotor mit externer Abgasrückführung. Dissertation, Universität der Bundeswehr Hamburg, 2009
- [Gro03] A. Groenendijk: Gemischbildung und Verbrennungssteuerung bei homogener und teilhomogener Dieselerbrennung. Dissertation, Universität Braunschweig, 2003
- [Had08] J. Hadler, F. Rudolph, R. Dorenkamp, H. Stehr, J. Hilzendege, S. Kranzusch: Der neue 2,0-l-TDI-Motor von Volkswagen für niedrigste Abgasgrenzwerte – Teil 1. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jahrgang 69, Nr. 5, 2008, S. 386-395
- [Han02] J.-S. Han, P.-H. Lu, X.-B. Xie, M.-C. Lai, N.A. Henein: Investigation of Diesel Spray Primary Break-up and Development for Different Nozzle Geometries. SAE Paper No. 2002-01-2775, 2002
- [Har02] H. Harndorf, G. Bittlinger, V. Drewes, U. Kunzi: Analyse düsenseitiger Maßnahmen zur Beeinflussung von Gemischbildung und Verbrennung heutiger und zukünftiger Diesel-Brennverfahren. 5. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2002
- [Har04] H. Harndorf, G. Bittlinger, M. Knopf: Beeinflussung von Gemischbildung, Verbrennung und Emissionen beim Dieselerbrennverfahren durch düsenseitige Maßnahmen. 3rd International CTI Forum Abgastechnik, Nürtingen, 2004

- [Hay72] N. Hay, P. L. Jones: Comparison of the Various Correlations of Spray Penetration. SAE Paper No. 720776, 1972
- [Hay81] B.S. Haynes, H.G. Wagner: Soot formation. Progress in Energy Combustion Science Vol. 7, S. 229-273, 1981
- [Hel07] W. Held, G. Emmerling, A. Döring, K. Richter, E. Jacob, A. Scheeder, R. Müller, R. Brück: Katalysatortechnologien für schwere Nutzfahrzeuge im EU VI und US2010 Zeitalter; Die Herausforderung der Stickoxid- und Partikelverminderung für zukünftige Motoren. 28. Internationales Wiener Motorensymposium, 2007
- [Hen06] A. Henle: Entkopplung von Gemischbildung und Verbrennung bei einem Dieselmotor. Dissertation, Universität München, 2006
- [Hir89] H. Hiroyasu, M. Arai: Empirical Equations for the Sauter Mean Diameter of a Diesel Spray. SAE Paper No. 890464, 1989
- [Hir90] H. Hiroyasu, M. Arai: Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines. SAE Paper No. 900475, 1990
- [Hoh92] G. Hohenberg, U. Gärtner, H. Daudel, H. Oelschlegel: Ein halb-empirisches Modell zur Berechnung der NO_x-Emissionen von Nfz-Dieselmotoren. 8. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2001
- [Hüb08] M. Hübner, P. Koch, H. Zellbeck, A. Leipertz, A. Kerst: Wirkkettenanalyse der dieselmotorischen Verbrennung - Einfluss von Brennraumwand und Kraftstoff. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jahrgang 69, Nr. 4, S.342-350, 2008
- [Jac05] E. Jacob: Emissionslimits zukünftiger Nfz-Motoren: Balanceakt zwischen Möglichkeit und Nutzen. 26. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2005
- [Jac08] E. Jacob, R. Müller: Das SCRi-Konzept zur Abgasnachbehandlung - Integrierte PM-Verminderung im SCR-System zur NO_x-Reduktion. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jahrgang 69, Nr. 3, 2008
- [Jun05] M. Jungemann: 1D-Modellierung und Simulation des Durchflussverhaltens von Hydraulikkomponenten bei sehr hohen Drücken unter Beachtung der thermodynamischen Zustandsgrößen von Mineralöl. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 7 Nr. 473, Düsseldorf, 2005

- [Kam96] S. Kampmann, B. Dittus, P. Mattes, M. Kirner: The Influence of Hydro Grinding at VCO Nozzles on the mixture preparation in a DI Diesel Engine, SAE Paper No. 960867, 1996
- [Ken02] D.A.Kennaird, C. Crua, J.Lacoste, M.R. Heikal, M.R. Gold, N.S. Jackson: In-Cylinder Penetration and Break-Up of Diesel Sprays Using a Common-Rail Injection System. SAE Paper No. 2002-01-1626, 2001
- [Kna70] R. T. Knapp, J. W. Daily, F. G. Hammitt: Cavitation. New York, 1970
- [Koc05] P. Koch, M. Hübner: Wandnahe Dieselerbrennung II – Einfluss der Brennraumwand auf Verbrennung und Schadstoffbildung bei klein-volumigen DI-Dieselmotoren. Abschlussbericht FVV-Vorhaben Nr. 858, Heft 829-2006, Frankfurt am Main, 2006
- [Koc06] T. A. Koch, U. Gärtner: Einfluss und Entwicklung von Zünddruck und Verdichtungsverhältnis von NFZ-Dieselmotoren: Thermodynamischer Wunschraum und Realität. Der Konflikt zwischen Thermodynamik und Motormechanik in der Motorenentwicklung (Hrsg. A. Velji), Haus der Technik Fachbuch 63, Essen, 2006
- [Kop06] C. Kopp: Variable Ventilsteuerung für Pkw-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung, Dissertation, Universität Magdeburg, 2006
- [Koz05] P. Kožuch, U. Gärtner: Besonderheiten der Abgasrückführung bei Nutzfahrzeugmotoren. Berichte zur Energie- und Verfahrenstechnik, Schriftenreihe 5.1, Motorische Verbrennung, VII. Tagung, Erlangen, 2005
- [Kul03] E. Kull: Einfluss der Geometrie des Spritzlochs von Dieseleinspritzdüsen auf das Einspritzverhalten. Berichte zur Energie- und Verfahrenstechnik, Schriftenreihe 03.3, Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg, 2003
- [Kro04] D. Krome: Charakterisierung der Tropfenkollektive von Hochdruckeinspritzsystemen für direkteinspritzende Dieselmotoren. Dissertation, Universität Hannover, 2004
- [Läm06] R. Lämmermann, W. Held: Nutzfahrzeugmotoren und Abgasnachbehandlung im Zielkonflikt zwischen Kundennutzen und Emissionsgesetzgebung. 4. Internationales Forum Abgas- und Partikelemissionen, Ludwigsburg, 2006

- [Leu05] U. Leuteritz, A. Weigand, G. Krüger, K. Wenzlawski, T. Schulze, H. Zellbeck: Grundsatzuntersuchungen zum Emissionspotenzial von Einspritzdüsen mit hohem Wirkungsgrad. 7. Tagung „Motorische Verbrennung“, Haus der Technik, München, 2005
- [Lop04] J. J. Lopez, L. M. Pickett: Jet-Wall Interaction Effects on Soot Formation in a Diesel Fuel Jet. The Sixth International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines: Comodia 2004, Yokohama, 2004
- [Mar08] R. Marohn, J. Maaß, S. Rakowski, J. Seebode: Einfluss der Düsenlochgeometrie auf die Gemischbildung. 8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2008.
- [Mat98] P. Mattes: Untersuchungen zur Spray-/Wand-Wechselwirkung am Beispiel der dieselmotorischen Gemischbildung. Dissertation, Universität Stuttgart, 1998
- [Mat99] P. Mattes, W. Remmels, H. Sudmanns: Untersuchungen zur Abgasrückführung am Hochleistungsdieselmotor. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jahrgang 60, Nr. 9, 1999
- [Mei03] U. Meingast: Spray/Wand-Wechselwirkung bei der dieselmotorischen Direkteinspritzung. Dissertation, RWTH Aachen, 2003
- [Mer04] G. P. Merker, C. Schwarz, G. Stiesch, F. Otto: Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung. 2. Auflage. Wiesbaden, 2004
- [Mer06] G. P. Merker, C. Schwarz, G. Stiesch, F. Otto: Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung. 3. überarbeitete und aktualisierte Auflage. Wiesbaden, 2006
- [Mer99] G. P. Merker, G. Stiesch: Technische Verbrennung – Motorische Verbrennung. ISBN 3-519-06381-6, Stuttgart, Leipzig, 1999
- [Mol07] K. Mollenhauer, H. Tschöke: Handbuch Dieselmotoren. 3., neu bearbeitete Auflage. Berlin, Heidelberg, New York, 2007
- [Mos04] F. X. Moser, R. Dreisbach, T. Sams: Niedrigste Rohemission als Basis für die Zukunft des NFZ-Dieselmotors – Neue Entwicklungsergebnisse. 25. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2004

- [Mül06] W. Müller: Strategien für Nutzfahrzeugdieselmotoren zur Erfüllung der weltweiten Abgasgesetze. 4. Internationales Forum Abgas- und Partikelemissionen, Ludwigsburg, 2006
- [Mün93] K. U. Münch: Anwendung der zweidimensionalen Mie-Streulichttechnik zur Diagnose des Einspritzprozesses im Brennraum eines direkt-einspritzenden PKW-Dieselmotors. Dissertation, BEV Schriftenreihe 93.1, Hrsg. A. Leipertz, Universität Erlangen, 1993
- [Nab96] J. D. Naber, D. L. Siebers: Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays. SAE Paper No. 960034, 1996
- [Ofn01] B. Ofner: Dieselmotorische Kraftstoffzerstäubung und Gemischbildung mit Common-Rail Einspritzsystemen. Dissertation, Universität München, 2001
- [Ohn31] W. Ohnesorge: Die Bildung von Tropfen an Düsen und die Auflösung flüssiger Strahlen. Zeitschrift für angewandte Mathematik und Mechanik, Bd. 16, Heft 6, S. 355-358, 1931
- [Oßw06] K. Oßwald: Herstellung und Bewertung lasergebohrter Spritzlöcher in Dieseleinspritzdüsen. Dissertation, Technische Universität Kaiserslautern, 2006
- [Pas03] J.V. Pastor, R. Payri, J.J. Lopez, J.E. Julia: Effect of injector nozzle geometry of diesel engines on the macroscopic spray characteristics by means of optical techniques. IMechE Conference Transaction Band 2 (2003), S. 73-82, Bury St. Edmunds: Inst. of Mechanical Engineers, 2003
- [Pau01] T. Pauer: Laseroptische Kammeruntersuchungen zur dieselmotorischen Hochdruckeinspritzung – Wirkkettenanalyse der Gemischbildung und Entflammung. Dissertation, Universität Stuttgart, 2001
- [Pay03] F. Payri, V. Bermúdez, R. Payri, F.J. Salvador: The influence of cavitation on the internal flow and the spray characteristics in diesel injection nozzles. Fuel, Volume 83, Number 4 (2004), S. 419-431, 2004
- [Pay04] F. Payri, J. Benajes, C. A. González: The effects of injector hole convergence on diesel combustion and emissions. Int. J. Vehicle Design, Vol. 36, No. 4, 2004

- [Pic01] L. M. Pickett, D. L. Siebers: Orifice Diameter Effects on Diesel Fuel Jet Flame Structure. Proceedings of the Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division, Chicago, 2001
- [Pic05] L. M. Pickett, J. J. López: Jet-Wall Interaction Effects on Diesel Combustion and Soot Formation. SAE Paper No. 2005-01-0921, 2005
- [Pil87] M. Pilch, C.A. Erdmann: Use of breakup time data and velocity history data to predict the maximum stable fragments for acceleration-induced breakup of a liquid drop. Int. Journal Multiphase Flow, Vol. 13, No. 6, S. 741-757, 1987
- [Pis01a] F. Pischinger: Motorische Verbrennung. Abschlussbericht Sonderforschungsbereich 224, Aachen, 2001
- [Pis01b] S. Pischinger: Verbrennungsmotoren. Band II, Vorlesungsumdruck, Institut für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen, 2001
- [Pot00] D. Potz, W. Christ, B. Dittus: Diesel Nozzle – The determining interface between injection system and combustion chamber. THIESEL 2000 "Thermofluidynamic Processes in Diesel Engines", 2000
- [Pot97] D. Potz, B. Dittus: Neue Möglichkeiten der Verbrennungsoptimierung durch hydroerosives Runden von Einspritzdüsen. 2. Stuttgarter Symposium für Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, Stuttgart, 1997
- [Raa05] G. Raab, H. Bauer, P. Kislinger: Potenzial eine Doppelaufladeaggregats an einem modernen MAN D20 Nutzfahrzeugmotor. 10. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 2005
- [Rei78] R. D. Reitz: Atomization and Other Breakup Regimes of a Liquid Jet. Ph. D. thesis, Princeton University, 1978
- [Rei79] R. D. Reitz, F. V. Bracco: Ultra-High-Speed Filming of Atomization Jets. Physics of Fluids, Vol. 22, S. 1054-1064, 1979
- [Roo97] P. Roosen, M. Behmann, O. Unruh: Optische Untersuchung von Kavitationserscheinungen in einer schnell durchströmten, quasi-zweidimensionalen Düse. Tagungsband zum 3. Workshop über Sprays, Erfassung von Sprühvorgängen und Techniken der Fluidzerstäubung, ISBN 3-89100-029-4, Lampoldshausen 1997

- [Ruh05] L. Ruhrkamp, M. Krüger, S. Schönfeld: Maßnahmen zur weiteren Senkung der Rohemissionen von Nfz-Dieselmotoren. 26. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2005
- [Sal05] R. Saliba, J.C. Champoussin: Influence of the Nozzle Geometry on the Cavitation and on the Spray Development in Diesel Injection. Proc. ILASS Europe, 2005
- [Sch01] R. Schubinger, A. Bertola, K. Boulouchos: Influence of EGR on Combustion and Exhaust Emissions of Heavy Duty DI-Diesel Engines equipped with Common-Rail Injection Systems. SAE Paper No. 2001-01-3497, 2001
- [Sch03] V. Schwarz, G. König, M. Blessing, C. Krüger, U. Michels: Einfluß von Strömungs- und Kavitationsvorgängen in Dieseleinspritzdüsen auf Strahlausbreitung, Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung bei HD-Dieselmotoren. Berichte zur Energie- und Verfahrenstechnik, Tagung Haus der Technik, Motorische Verbrennung, S. 41-53, Erlangen, 2003
- [Sch04] C. Schugger, U. Renz: Spraystruktur und Geschwindigkeitsfeld des primären Strahlaufbruchs bei der Dieseldirekteinspritzung. DFG-Schwerpunktprogramm Fluidzerstäubung und Sprühvorgänge, Paper Nr. 1.6, Dortmund, 2004
- [Sch05] T. Schulze: Untersuchung des Einflusses der Spritzlochgeometrie der Einspritzdüse auf die dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung. Dissertation, Technische Universität Dresden, 2005
- [Sch99] C.-O. Schmalzing, P. Stapf, R.R. Maly, G. Renner, H. Stetter, H.A. Dwyer: A Holistic Hydraulic and Spray Model – Liquid and vapour Phase Penetration of Fuel Sprays in DI Diesel Engines. SAE Paper No. 1999-01-3549, 1999
- [Schm01] C.-O. Schmalzing: Theoretische und experimentelle Untersuchung zum Strahlausbreitungs- und Verdampfungsverhalten aktueller Dieseleinspritzsysteme. Dissertation, Universität Stuttgart, 2001
- [See06] J. Seebode, J. Stegemann, A. Sommer, E. Stölting, G. Buschmann: Höchstdruckeinspritzung und Einspritzverlaufsformung am Nfz-Dieselmotor. 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2006

- [Sie02] D. L. Siebers, L. M. Pickett: Injection Pressure and Orifice Diameter Effects on Soot in DI Diesel Fuel Jets. THIESEL 2002 Conference on Thermo- and fluidynamic Processes in Diesel Engines, Valencia, 2002
- [Sie98] D. L. Siebers: Liquid-Phase fuel penetration in diesel sprays. SAE Paper No. 980809, 1998
- [Sit64] G. Sitkei: Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren. Berlin, 1964
- [Sot06] C. Soteriou, M. Lambert, S. Zuelch, D. Passarel: The Flow Characterization of High Efficiency Diesel Nozzles with Enhanced Geometry Holes. THIESEL 2006 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, Valencia, 2006
- [Sot95] C. Soteriou, R. Andrews, M. Smith: Direct Injection Diesel Sprays and the Effect of Cavitation and Hydraulic Flip on Atomization. SAE Paper No. 950080, 1995
- [Sta96] D. W. Stanton, C. J. Rutland: Modelling Fuel Film Formation and Wall Interaction in Diesel Engines. SAE Paper No. 960628, 1996
- [Str02] T. Streibel: Experimentelle Untersuchungen zum Einfluß der Sauerstoff- und Inertgaskonzentration auf die Bildung und Oxidation von Ruß. Dissertation, Universität Karlsruhe, 2002
- [Tao03] F. Tao: Numerical Modeling of Soot and NO_x Formation in Non-Stationary Diesel Flames with Complex Chemistry. Chalmers University, Göteborg, 2003
- [Tua07] T. N. Tuan, H. Osaka, T. Tsukamoto, K. Ohe, K. Iwasawa: Effects of Rounding-off Inlet Hole in Fuel Nozzle on Spray and Combustion Characteristics under High-Pressure and High-Temperature. CIMAC Congress Paper No. 191, Wien, 2007
- [Tul03] S. D. Tullis, G. Greeves, B. Barker: Emission reduction with advanced two-actuator EUI for heavy-duty diesel engines. Fuel Injection Systems 2003: IMechE Conference Transactions Band 2 (2003), 2003
- [Urz03] G. Urzua, H. Dütsch, N. Mittwollen: Hydro-erosives Schleifen von Diesel-Einspritzdüsen. In: Tschöke, Leyh: Diesel- und Benzindirekteinspritzung II, Hrsg. H. Tschöke, Renningen, 2003

-
- [Wal02] J. Walther: Quantitative Untersuchungen der Innenströmung in kavitierenden Dieseleinspritzdüsen. Dissertation, Universität Darmstadt, 2002
- [Win00] E. Winklhofer, H. Philipp, A. Hirsch: Cavitation and Spray Formation in Diesel Flow Situations. ILASS Europe, Darmstadt, 2000
- [Win04] J. Winter, B. Dittus, A. Kerst, O. Muck, R. Schulz, A. Vogel: Nozzle Hole Geometry – a Powerful Instrument for Advanced Spray Design. THIESEL 2004 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, Valencia, 2004
- [Wir97] R. Wirth, P. Mattes, S. Kampmann: Wirkkettenanalyse der Dieselmischbildung – Einfluss der hydroerosiven Verrundung von Sitzlochdüsen auf das Motorverhalten schnelllaufender, direkteinspritzender Dieselmotoren. Motorische Verbrennung – aktuelle Probleme und moderne Meßverfahren, Essen, 1997

8. Anhang

8.1. Technische Daten des Versuchsmotors

Wichtige technische Daten des Versuchsmotors sind **Tab. 8.1** zu entnehmen.

Tab. 8.1: Motordaten Einzylinder-Forschungsmotor

Zylinderzahl	1
Arbeitsverfahren	4-Takt-Dieselmotor
Anzahl Ventile	4 (2 Einlass-, 2 Auslassventile)
Hubraum	1991 cm ³
Hub	150 mm
Bohrung	130 mm
Drallzahl	0,4
Pleuellänge	263,8 mm
Verdichtungsverhältnis (ausgelitert)	16,7
Spitzendruck	240 bar
Nennleistung	50 kW @ 1800 1/min
p_{me} ($M_{d,max}$)	ca. 20 bar (320 Nm) @ 1200 1/min

Die Kolbenmulde entspricht einer Mulde aus einem Serienmotor mit Euro III. Es ist eine Mulde mit W-Form und 90 mm Muldendurchmesser (s. **Abb. 8.1**).

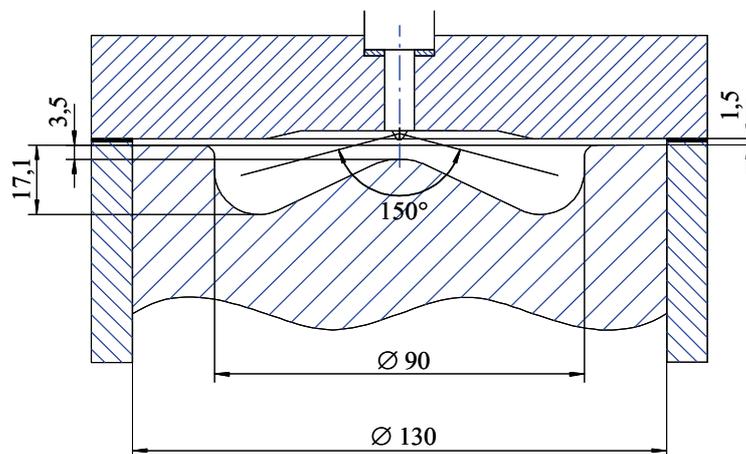


Abb. 8.1: Brennraumgeometrie des Einzylinder-Forschungsmotors

8.2. Messstellenplan

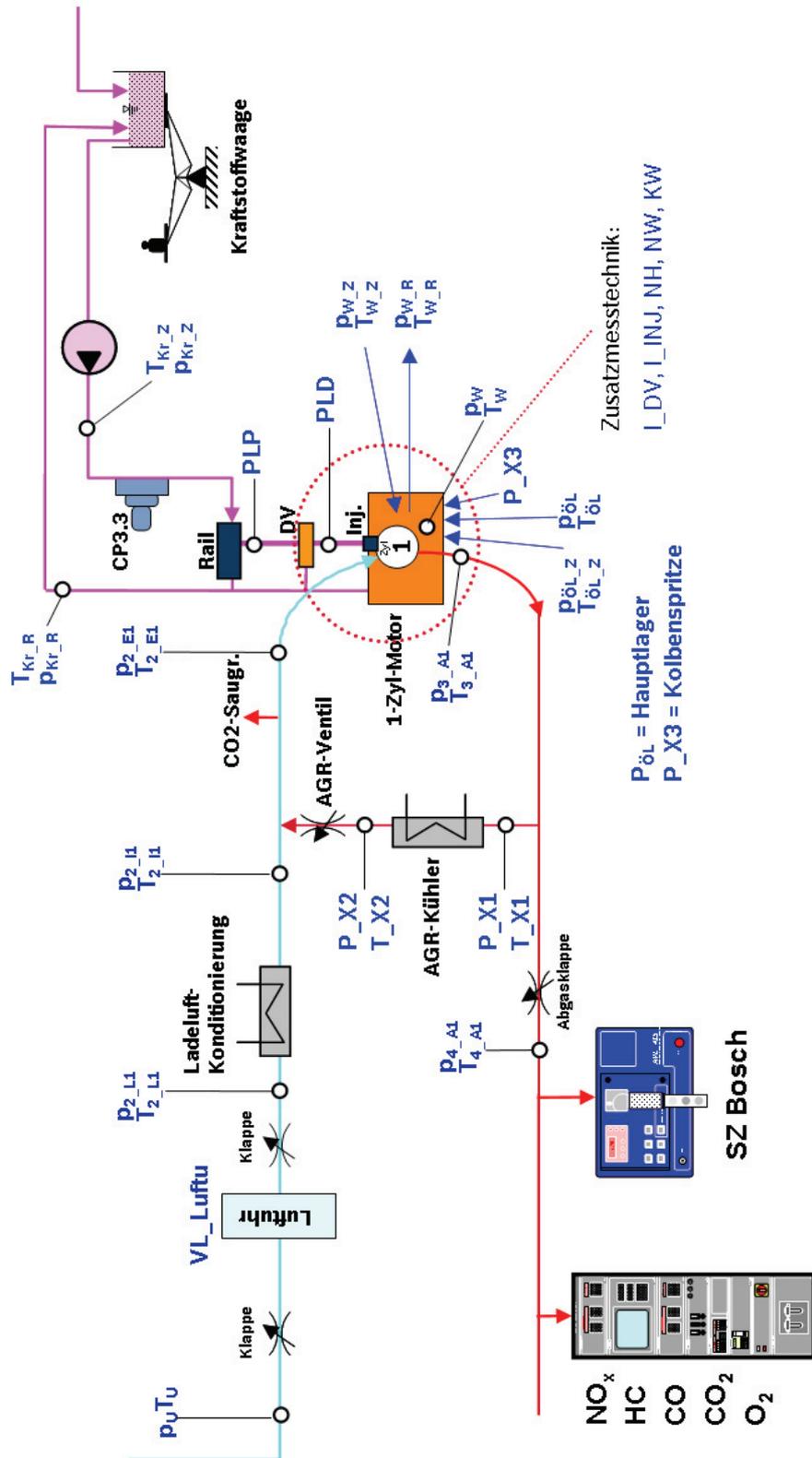


Abb. 8.2: Messstellenplan des Einzylinderversuchsmotors

8.3. Berechnung der Abgasrückführrate

Die AGR-Rate bezeichnet den Massenanteil an Abgas an der dem Motor zugeführten gesamten Gasmasse bestehend aus Frischluft und Abgas. Für Abgasmassenstrom \dot{m}_A , Frischluftmassenstrom \dot{m}_L und Gesamtmassenstrom \dot{m}_G als Summe der beiden ergibt sich:

$$AGR - Rate [\%] = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_G} = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_A + \dot{m}_L} \quad (8.1)$$

Setzt man die Energiebilanz für den Gesamtmassenstrom nach der Mischung an, so erhält man bei Annahme von adiabatem Mischungsverhalten:

$$\dot{m}_G \cdot h_G = \dot{m}_A \cdot h_A + \dot{m}_L \cdot h_L \quad (8.2)$$

Mit $\dot{m}_G = \dot{m}_A + \dot{m}_L$ ergibt sich:

$$\dot{m}_L \cdot (h_G - h_L) = \dot{m}_A \cdot (h_A - h_G) \quad (8.3)$$

Unter Annahme, dass die Wärmekapazitäten von Abgas, Frischluft und deren Mischung gleich groß und konstant sind, folgt:

$$\dot{m}_L \cdot (T_G - T_L) = \dot{m}_A \cdot (T_A - T_G) \quad (8.4)$$

Daraus ergibt sich für den Gesamtmassenstrom:

$$\dot{m}_G = \dot{m}_L \cdot \frac{(T_A - T_L)}{(T_A - T_G)} \quad (8.5)$$

Hierbei ist noch die Temperatur des Gesamtmassenstroms T_G zu ermitteln. Dazu werden die Kontinuitätsgleichung und der 1. Hauptsatz für stationäre Fließprozesse herangezogen. Es gilt vereinfachend, dass der Motor in einem konstantem Betriebspunkt bei AGR-Variation unabhängig von der aktuellen AGR-Rate stets den gleichen pneumatischen Widerstand hat. Die Durchflussfunktion bleibt somit konstant. Es ergibt sich:

$$\dot{m}_G = \frac{p_2}{\sqrt{T_2}} \cdot \sqrt{\frac{2}{R}} \cdot \underbrace{\sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{Zyl}}{p_2} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{Zyl}}{p_2} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}}_{\psi: \text{Durchflussfunktion}} \cdot A_k \quad (8.6)$$

Die konstanten Größen können in der Konstante k vereinigt werden. Es wird ersichtlich, dass der Gemischmassenstrom im Fall ohne AGR allein über Frischluftdruck und -temperatur beschrieben werden kann. Werden diese Größen vor der AGR-Variation in einem Messpunkt ohne AGR bestimmt, kann die Konstante k wie folgt berechnet werden:

$$k = \dot{m}_L \cdot \frac{\sqrt{T_2}}{p_2} \quad (8.7)$$

Für die Messungen mit AGR ergibt sich dann:

$$T_G = \left(\frac{k \cdot p_2}{\dot{m}_G} \right)^2 \quad (8.8)$$

Aus der sich ergebenden quadratischen Gleichung, deren negative Lösung physikalisch nicht sinnvoll ist und nicht beachtet wird, kann der Gemischmassenstrom bestimmt werden:

$$\dot{m}_G = \frac{1}{2} \cdot \left[\left(1 - \frac{T_L}{T_A} \right) \cdot \dot{m}_L \pm \sqrt{\dot{m}_L^2 \cdot \left(\frac{T_L}{T_A} - 1 \right)^2 + \frac{4 \cdot k^2 \cdot p_2^2}{T_A}} \right] \quad (8.9)$$

Daraus ergibt sich schließlich die AGR-Rate:

$$AGR - Rate = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_G} = 1 - \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_G} \quad (8.10)$$

Bei experimentellen Untersuchungen ergaben sich in [Kop06], [Gau09] und weiteren internen Untersuchungen maximale relative Abweichungen von 1,5% zwischen nach obiger Methode berechneter und über CO₂-Entnahmestelle im Saugrohr gemessener AGR-Rate. Bei hohen AGR-Raten liegt die Abweichung sogar unter 1%. Daraus ergibt sich in dem in dieser Arbeit betrachteten AGR-Bereich (bis etwa 50 Prozentpunkte) eine maximale absolute Abweichung von kleiner als 0,5 Prozentpunkten, was eine ausreichend hohe Genauigkeit für die hier durchgeführten Relativvergleiche und die daraus abgeleiteten Trendaussagen darstellt. Da beim Ergebnisvergleich von unterschiedlichen Düsen bei jeweils gleichem Betriebspunkt die Randbedingungen hinsichtlich der für die Berechnung verwendeten Größen (Luftmasse, Temperaturen, Drücke) identisch sind, heben sich eventuelle systematische Fehler bei der Messung dieser Größen auf, wodurch von einer ausreichenden Vergleichbarkeit der berechneten Werte für die AGR-Rate ausgegangen werden kann.

8.4. Motorsimulation mit FIRE

In dieser Arbeit wird für die 3D-CFD-Simulation der dieselmotorischen Verbrennung der kommerzielle Code FIRE von AVL benutzt. FIRE liefert eine komplette Simulationsumgebung bestehend aus Solver, Pre- und Post-Processor und einer Benutzeroberfläche. Für die automatische Gitternetzgenerierung steht das Modul ESE Diesel (Engine Simulation Environment Diesel) zur Verfügung, welches speziell zur Erzeugung von Muldenformen bei direkteinspritzenden Dieselmotoren entwickelt wurde. Der Solver rechnet nach der Finite-Volumen-Methode und ist sowohl für kompressible als auch für inkompressible Fluide geeignet. Mehrere Turbulenz-Modelle stehen zur Auswahl, wobei in dieser Arbeit das bewährte k - ϵ -Modell benutzt wird. In dieser Arbeit kommen die Module Species Transport, Wallfilm, Spray und Combustion zum Einsatz. Des Weiteren wurde für die Rechnungen eine Realgaskorrektur in FIRE implementiert, da es sonst bei den hohen auftretenden Drücken und Temperaturen zu einem Fehler von etwa 7% im Zylinderdruckverlauf kommen würde [Blu08].

Gitter

Mittels ESE Diesel wird die Kolbenmulde detailliert modelliert, während der Zylinderkopf als eine planare Oberfläche betrachtet wird. Das reale Verdichtungsverhältnis wird durch ein zusätzliches Kompensationsvolumen im Bereich der Zylinderwand realisiert.

Um die Rechenzeit zu verkürzen wird statt eines Vollgitters des gesamten Brennraums nur ein Segmentgitter von 90° benutzt, das nur ein Viertel des Brennraums darstellt. In diesem Segmentgitter befinden sich dann zwei der acht Spritzlöcher, wodurch die unterschiedlichen A-Maße der zwei Spritzlochreihen berücksichtigt werden können. Für ein Arbeitsspiel werden mehrere Gitter auf Basis der vorgegebenen Muldengeometrie erzeugt. Dadurch wird sichergestellt, dass die Zellen über das ganze Arbeitsspiel eine ähnliche Größe haben, um den Gittereinfluss auf die Simulation möglichst gering zu halten. Die durchschnittliche Zellengröße beträgt etwa $0,8 \text{ mm}^3$. Im OT besteht das Segmentgitter aus 141702 Zellen, im UT sind es 314944 Zellen. Bei der Strukturierung des Netzgitters wird zum einen darauf geachtet, die Zellen entlang des Einspritzstrahls auszurichten, um den Effekt der Gitterabhängigkeit zu vermeiden. Zum anderen wird festgelegt, welche Zellen bei der Gitterbewegung gedehnt bzw. gestaucht werden (grün schraffierte Bereiche, s. **Abb. 8.3**) und welche ihre Größe nicht ändern sollen (Bereiche ohne Gitterbewegung), damit das Spray im unbewegten Bereich liegt, in dem keine Gitterabhängigkeiten auftreten.

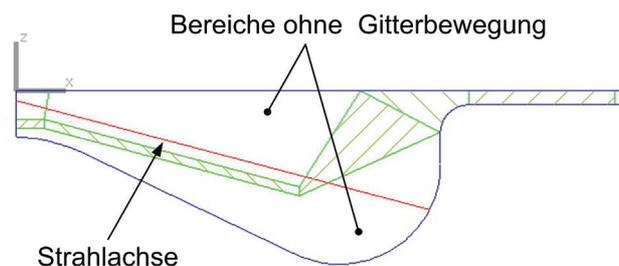


Abb. 8.3: Gitterstruktur

In **Abb. 8.4** ist beispielhaft ein 90°-Gitter im OT dargestellt. Man erkennt die unterschiedlichen Wandbereiche, an denen jeweils Temperaturen vorgegeben werden. Da der Zylinderkopf als eben simuliert wird, muss das dort unterschlagene Volumen zur Erzielung des korrekten Verdichtungsverhältnisses an anderer Stelle angefügt werden. Dies geschieht im Kompensationsvolumen.

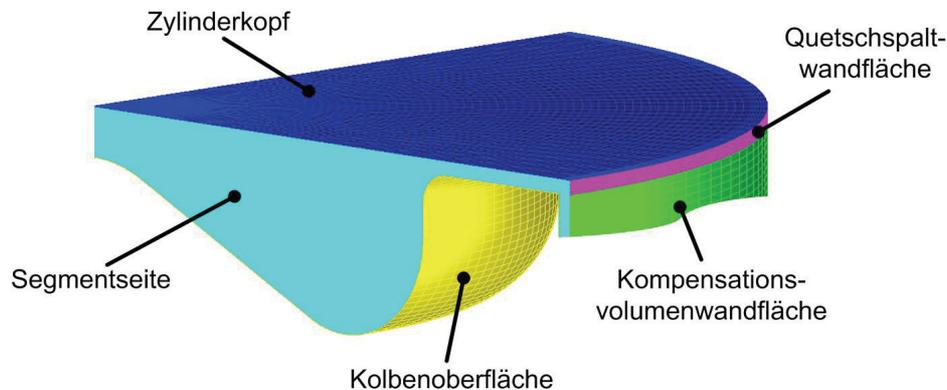


Abb. 8.4: 90°-Segmentgitter für 3D-CFD-Simulation

Spray-Modul

Der Einspritzstrahl, hier auch Spray genannt, wird in FIRE nach einer statistischen Methode (Discrete Droplet Method DDM) simuliert. Dabei wird das Spray als ein diskretes Tropfenmodell modelliert, das aus einer Vielzahl von Spraypaketen besteht. Jedes Paket repräsentiert eine Gruppe von identischen, nicht miteinander interagierenden Tröpfchen und wird im Strömungsfeld mit Anfangsbedingungen für Position, Größe, Geschwindigkeit, Temperatur und Tröpfchenanzahl initialisiert. DDM löst gewöhnliche Differentialgleichungen für Impulsaustausch sowie Wärme- und Stoffübertragung an einem Tröpfchen, das alle anderen Tröpfchen seiner Klasse repräsentiert. Somit wird die Rechenzeit erheblich verkürzt.

Der Zerstäubungsprozess berücksichtigt Modelle für Tropfen-Gas-Impulsaustausch, turbulente Dispersion, Verdampfung, Sekundärzerfall, Tropfenkollision und Tropfen-Wand-Interaktion. Diese Modelle wiederum beinhalten zahlreiche Submodelle.

In dieser Arbeit wird der sekundäre Strahlzerfall mit dem WAVE-Child-Modell berechnet. Dabei wird der aerodynamische Zerfallsmechanismus zwischen Tropfen und Gasphase bei hohen Relativgeschwindigkeiten beziehungsweise Weberzahlen beschrieben. Die Einflussgrößen hierbei sind die Wellenlänge Λ der am schnellsten wachsenden Oberflächenwelle und die Wellenwachstumsrate Ω . Beide hängen von der Ohnesorge- und der Weberzahl ab und somit von den Fluideigenschaften und den Stoffwerten des Kraftstoffs. Mittels eines Abgleichs der Penetration mit Versuchen in der Strahlkraftkammer können die Parameterwerte bestimmt werden.

In dieser Arbeit wird als Verdampfungsmodell das Modell nach Abramzon und für die Wandinteraktion das Modell nach Mundo/Sommerfeld verwendet.

Parametrierung

Randbedingungen (z.B. Wandtemperaturen) und Parameter der verschiedenen verwendeten Module für die Berechnung werden vorgegeben bzw. an die Daten aus dem Motorversuch, aus der 1D-Simulation mit GT-Power und aus der Sprayanalytik angepasst.

Die Module zur Modellierung von Kraftstoffeinbringung, Strahlerfall und Verdampfungsverhalten werden wie folgt parametrisiert: Zunächst werden die Ergebnisse aus der Düseninnenströmungssimulation mit CFX am Spritzlochaustritt mittels eines Innenströmungs-Spray-Interface ISI an FIRE übergeben (s. dazu [Fri04]). Des Weiteren wird eine Tröpfchengrößenverteilung vorgegeben. Anschließend erfolgt ein Penetrationsabgleich zwischen FIRE-Rechnung und Ergebnissen von Messungen aus der Stahlkraftkammer. Für Details zum Vorgehen sei auf [Blu08] verwiesen.

Aus der 1D-Simulation mit GT-Power werden für die Motorsimulation die Startwerte bei „Einlass schließt“ (127°KW v. ZOT) übergeben. Nach Vorgabe der Wandtemperaturen erfolgt eine Kalibrierung des Simulationsmodells mit dem Zylinderdruck- und Heizverlauf aus Messungen im Motorversuch. Einzelheiten zum Vorgehen finden sich in [Blu08]. In **Abb. 8.5** ist als Ergebnis einer Simulationsrechnung mit den gewählten Randbedingungen der Zylinderdruckverlauf aus FIRE im Vergleich zur Messung dargestellt. Dabei ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung. Die Abweichungen beim Spitzendruck sind kleiner 1%.

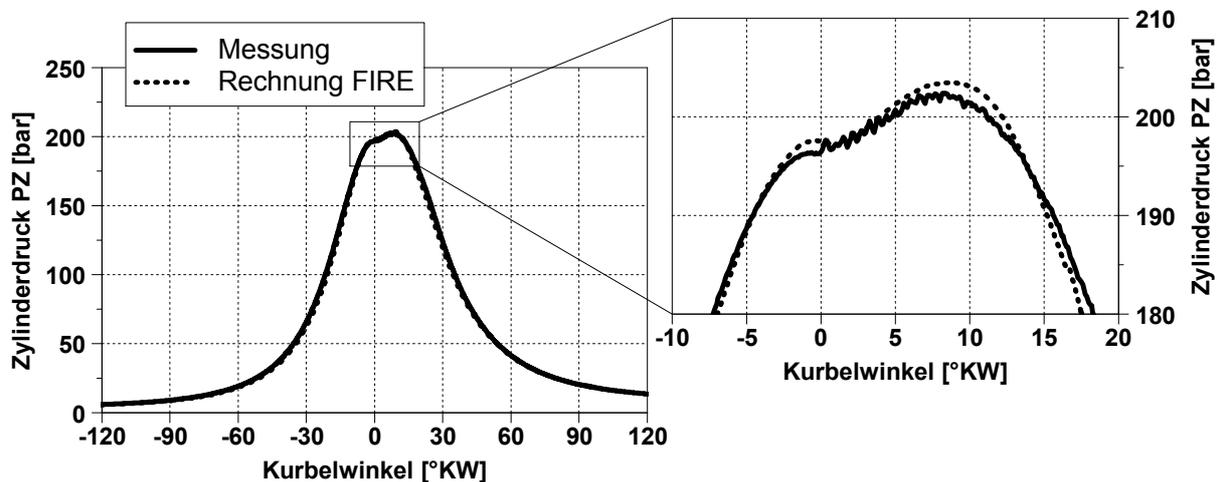


Abb. 8.5: Vergleich Zylinderdruck: Messung und Rechnung mit FIRE; Betriebspunkt C100, zweistufige Aufladung, Standarddüse

Auch beim Vergleich der Heizraten aus Simulationsrechnung und Messung (s. **Abb. 8.6**) zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung.

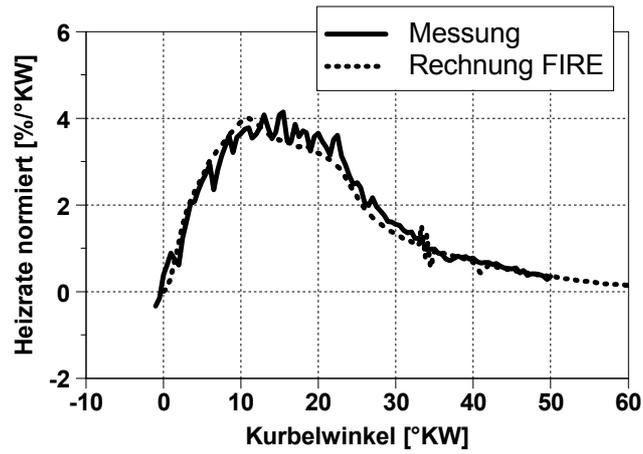


Abb. 8.6: Vergleich Heizrate (normiert): Messung und Rechnung mit FIRE; Betriebspunkt C100, zweistufige Aufladung, Standarddüse

8.5. Ergebnisse Motorsimulation untere Spritzlochebene

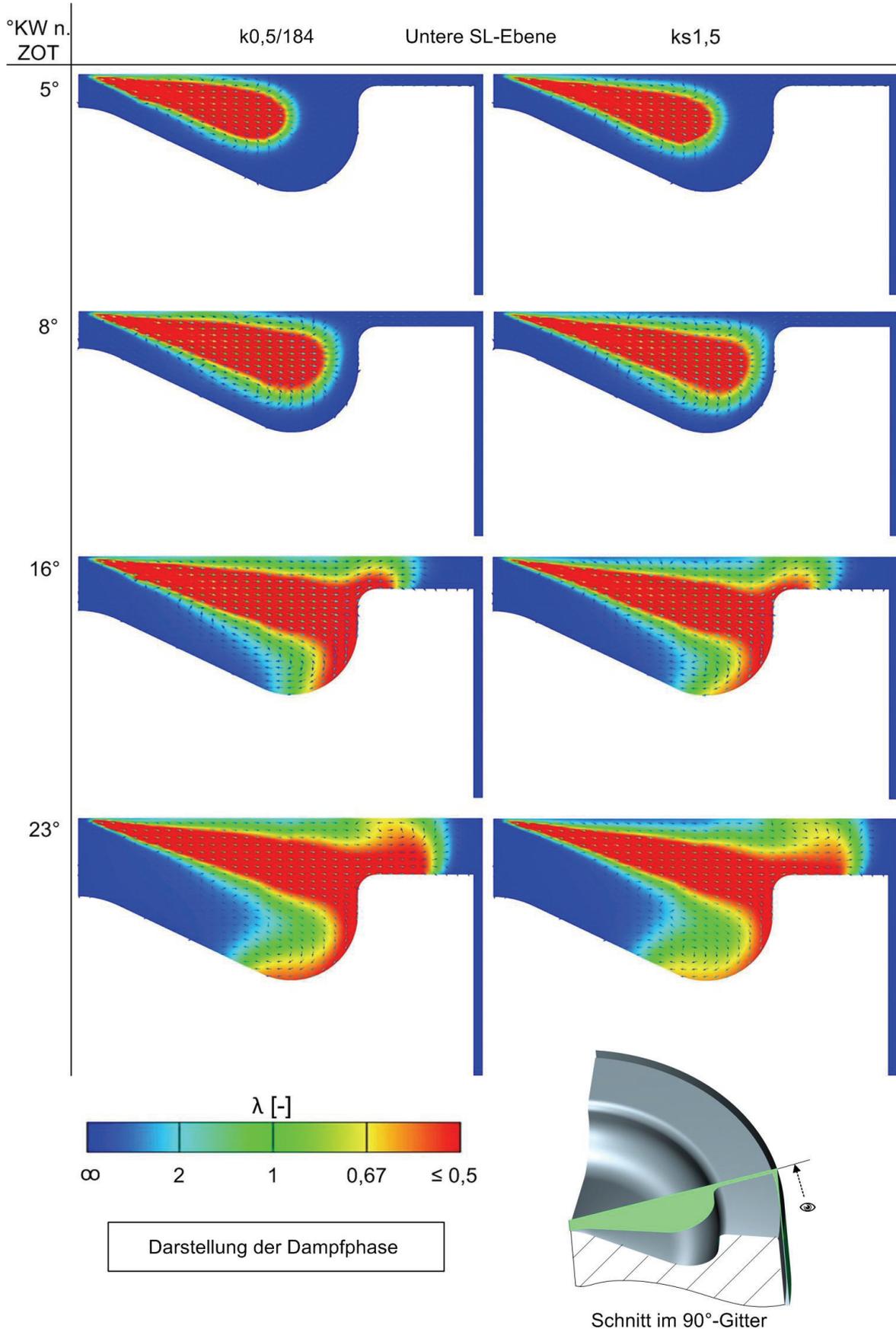


Abb. 8.7: Düsenvergleich: Lokales Luftverhältnis zu verschiedenen Zeitpunkten für die untere Spritzlochebene

8.6. Vorgehen zur Abschätzung ESC-Test-Ergebnis

Es wird eine Abschätzung des ESC-Test-Ergebnisses aus vier statt der vorgesehenen 13 Punkte vorgenommen. Dabei werden jeweils bei konstanten spezifischen NO_x -Massenemissionen die spezifischen Rußmassenemissionen und der spezifische Kraftstoffverbrauch aus den Messungen ermittelt. Bei der Hochrechnung werden die Teillastpunkte einfach und die Vollastpunkte doppelt gewichtet. Die Vorgehensweise ist wie folgt:

$$Ru\beta_{ESC} = \frac{1}{6} (Ru\beta_{A50} + Ru\beta_{C50} + 2 \cdot Ru\beta_{A100} + 2 \cdot Ru\beta_{C100}) \quad (8.11)$$

$$bi_{ESC} = \frac{1}{6} (bi_{A50} + bi_{C50} + 2 \cdot bi_{A100} + 2 \cdot bi_{C100}) \quad (8.12)$$

Diese Hochrechnung eines ESC-Ergebnisses mit vier statt den vorgesehenen 13 Punkten kann zur Betrachtung des Effekts unterschiedlicher Einflussfaktoren auf Emissionen und Verbrauch mit einer hinreichenden Genauigkeit verwendet werden. An einem realen Vollmotor ergaben sich bei internen Untersuchungen Abweichungen zwischen dem mit dieser Abschätzung bestimmten ESC-Ergebnis und der gesetzmäßigen Vorgehensweise von kleiner 5%.