

Dieselmotorische Einspritzratenformung unter dem Einfluss von Druckmodulation und Nadelsitzdrosselung

Von dem Fachbereich Maschinenbau
der Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Jörn Seebode
geboren am 15.02.1973 in Nienburg/Weser

2004

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. G.P. Merker

2. Referent: Prof. Dr.-Ing. U. Spicher

Tag der Promotion: 12. November 2004

Kurzfassung

Die Verbrennung und Schadstoffbildung bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung sind stark abhängig von der Güte der Gemischbildung. Die Anforderungen an moderne Einspritzsysteme als Mittel zur Emissions- und Verbrauchsreduzierung nehmen daher stark zu. Zur verbesserten Vermischung von Kraftstoff und Luft im Zylinder wird neben steigenden Einspritzdrücken zunehmend eine hohe Flexibilität des zeitlichen Verlaufes der Kraftstoffeinbringung und eine hohe Reproduzierbarkeit gefordert. Die vorliegende Arbeit beschreibt ein sehr flexibles Forschungseinspritzsystem, das eine Vielzahl an Freiheitsgraden zur Formung des Einspritzverlaufes bereitstellt. Auf Grund der direkten Betätigung der Düsennadel des Einspritzventils durch einen Piezoaktuator kann über einen definierten quasistationären Nadelhub die Einspritzrate limitiert werden. Zusätzlich wird eine Druckmodulation eingesetzt, die innerhalb des Einspritzzeitfensters den Leitungsdruck so variiert, dass sich die gleiche Einspritzrate wie bei der nadelsitzgedrosselten Einspritzung einstellt. Neben der hydraulischen Vermessung des Einspritzsystems wurden motorische Untersuchungen an einem drallfreien Forschungseinzylindermotor mit 2 l Zylinderhubvolumen und Vierventiltechnik durchgeführt. Das Aggregat wurde vorrangig in besonders rußkritischen Hochlastpunkten betrieben. Um das Potential des Einspritzsystems zu nutzen, wurden im Vergleich zur Referenz eines Rechteck-Einspritzverlaufes eine Boot- und zwei Rampenformen unterschiedlicher Anfangssteigung untersucht. Die Generierung dieser Einspritzratenformen erfolgte auf den zwei Wegen Nadelsitzdrosselung und Druckmodulation, um eine separierte Betrachtung der differenten hydraulischen Effekte zu ermöglichen. Der Fokus liegt in der gezielten Untersuchung der Begrenzung der eingebrachten Kraftstoffmasse in der Frühphase der Einspritzung, um die Rohemissionen bei vergleichbarem Kraftstoffverbrauch ohne AGR senken zu können. Bei stark durch Nadelsitzdrosselung dominierten Einspritzvorgängen wird eine erhöhte Ruß-Emission beobachtet. Die besten Ergebnisse in allen untersuchten Betriebspunkten werden mit einer druckmodulierten schnellen Rampenform erreicht. Hier wird ein klarer Trend zur simultanen Reduzierung der NO_x- und Schwarzrauch-Emission bei nahezu gleichem oder leicht gesenktem Kraftstoffverbrauch beobachtet. Zusätzlich kann ein starker unabhängiger Einfluss zur Absenkung der Ruß-Emission durch den Einsatz einer angelagerten Nacheinspritzung unter hohem Druck nachgewiesen werden.

Schlagwörter: Dieselmotor, Einspritzverlaufsformung, Druckmodulation, Nadelsitzdrosselung, Nacheinspritzung

Abstract

In direct injection diesel engines the fuel atomisation process strongly affects combustion and exhaust emissions. The demands on modern injection systems concerning a minimization of emissions and fuel consumption are significant driving forces for the optimisation of the fuel injection process and the mixing of fuel and air in the cylinder. In addition to a further increase of the maximum injection pressure future injection systems have to offer a high flexibility of rate shaping as well as high reproducibility. The workout describes a flexible research injection system, which is designed to provide a multitude of degrees of freedom in shaping the injection rate. Because of the directly piezo actuated nozzle needle the system features the possibility of a defined needle lift to restrict the flow rate. Additionally a pressure modulation is in use. Within the period of injection the pipe pressure can be varied to adjust the same injection rate as the needle controlled shape. Beside the hydraulic investigations the engine related tests are based on a low-swirl single cylinder research engine with 2-litre displacement and four valves. Prior the powertrain was operated under high load conditions, which are critical concerning soot emission. To show the potential of the injection system two ramp-shaped curves (different start slope) and a boot-shaped curve in addition to a standard rectangle shape were investigated. The generation was achieved needle and pressure controlled to allow a separate consideration of different hydraulic effects. The goal was to investigate the influence of a lower injected fuel quantity during the first phase of the injection period to achieve low exhaust raw emissions without EGR at a comparable fuel consumption. Cavitation effects based on throttling of fuel in the needle seat area were discovered as the reason for a higher soot emission rate. The best emission results in all operation points are achieved with the fast ramp shaped pressure modulated injection curves. There is a clear trend to a simultaneous reduction of NO_x and soot emissions in combination with approximately constant or lightly improved fuel consumption. In addition a big independent impact for a significant reduction of the soot emission with a coupled post injection under high pressure is shown.

Keywords: diesel engine, injection rate shaping, pressure modulation, needle seat throttling, post injection

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Technische Verbrennung der Universität Hannover.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. G. P. Merker für die wissenschaftliche und persönliche Betreuung bei der Durchführung dieser Arbeit sowie für die Übernahme des Hauptreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. U. Spicher danke ich herzlich für das entgegengebrachte Interesse an der Arbeit und für die Übernahme des Korreferates. Ebenso möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Poll für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes danken.

Ich danke weiterhin den Mitarbeitern des Instituts für Technische Verbrennung, die vor allem durch ihr überaus kollegiales Verhalten zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Dazu gehören die wissenschaftlichen Mitarbeiter, die Techniker, das Personal der elektrotechnischen und mechanischen Werkstatt sowie die zahlreichen studentischen Hilfskräfte und Studien-/ Diplomarbeiter.

Für die finanzielle Unterstützung und die gute Zusammenarbeit möchte ich mich bei der Abteilung TWV der MTU-Friedrichshafen GmbH und insbesondere bei Herrn Dr.-Ing. M. Willmann bedanken.

Jörn Seebode

Hannover, im November 2004

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungen und Formelzeichen	V
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik	2
2.1 Dieselmotorische Gemischbildung	2
2.2 Dieselmotorischer Verbrennungsablauf.....	8
2.3 Schadstoffbildung.....	10
2.4 Einflussfaktoren auf die Gemischbildung und Verbrennung.....	15
2.5 Nfz-Einspritzsysteme	21
2.6 Untersuchungen zur Einspritzratenformung	29
2.7 Fazit und Aufgabenstellung.....	39
3 Versuchsaufbau	42
3.1 Forschungseinspritzsystem des ITV.....	42
3.2 Einspritzverlaufsindikator (EVI)	53
3.3 Düsensacklochdruckmessung	54
3.4 Forschungseinzylindermotor	58
3.5 Prüfstandsperipherie und Messtechnik.....	60
3.6 Auswertung und Verifikationsrechnung	64
4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen	66
4.1 Versuchsplanung und Parametervariation.....	66
4.2 Hydraulische Ergebnisse.....	70
4.3 Motorische Ergebnisse	77
4.3.1 Vorauswahl der Einspritzratenverläufe	78
4.3.2 Betriebspunkt C1_5 (1300 $\frac{1}{\text{min}}$, 100% Last)	81
4.3.3 Betriebspunkt C1_1 (2100 $\frac{1}{\text{min}}$, 100% Last)	83
4.3.4 Betriebspunkt C1_2 (2100 $\frac{1}{\text{min}}$, 75% Last)	90
4.3.5 Betriebspunkt C1_3 (2100 $\frac{1}{\text{min}}$, 50% Last)	92
4.3.6 Betriebspunkt C1_2 (2100 $\frac{1}{\text{min}}$, 75% Last) m. NE	94
4.4 Fazit der experimentellen Untersuchungen.....	96
5 Zusammenfassung	99
6 Ausblick	101
7 Literaturverzeichnis	103
8 Anhang	112

Abkürzungen

<i>abs</i>	absolut
<i>AB</i>	Ansteuerbeginn
<i>AGR</i>	Abgasrückführung
<i>AMESim</i>	Advanced Modelling Environment for performing Simulations of engineering systems
<i>AP</i>	Arbeitspaket
<i>APCRS</i>	Amplified Piston Common Rail System
<i>ASP</i>	Arbeitsspiel
<i>AVL</i>	Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen Prof. List
<i>BB</i>	Blow-by
<i>BP</i>	Betriebspunkt
<i>BR</i>	Baureihe
<i>BV</i>	Brennverlauf
<i>const.</i>	konstant, Konstante
<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamics
<i>CR</i>	Common-Rail-Einspritzsystem
<i>CFR</i>	Code of Federal Regulations (Sammlung der US Vorschriften)
<i>CO</i>	Kohlenmonoxid
<i>CO₂</i>	Kohlendioxid
<i>DBV</i>	Durchflussbegrenzungsventil
<i>DE, DI</i>	Direkteinspritzung (direct injection)
<i>DIN</i>	Deutsches Institut für Normung
<i>DM</i>	Druckmodulation
<i>DVA</i>	Druckverlaufsanalyse
<i>EB</i>	Einspritzbeginn
<i>EC</i>	Europäische Kommission
<i>ECE</i>	Economic Commission for Europe
<i>EPA</i>	Environmental Protection Agency (Umweltbehörde der USA)
<i>EU</i>	Europäische Union
<i>EVI</i>	Einspritzverlaufsindikator
<i>FEZ</i>	Forschungseinzylinder (aggregat)
<i>F²RE</i>	Flexible Injection and Ignition for Rapid Engineering
<i>FSN</i>	Filter-Schwärzungszahl (filter smoke number)
<i>Gl.</i>	Gleichung
<i>HBM</i>	Hottinger Baldwin Messtechnik
<i>HC</i>	Kohlenwasserstoffe
<i>HD</i>	Hochdruck
<i>HE</i>	Haupteinspritzung, hydroerosiv (verrundete Einspritzdüsen)
<i>HEUI</i>	Hydraulic Electronic Unit Injector

<i>HPI</i>	High Pressure Injection
<i>IAV</i>	Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr
<i>IMH</i>	Institut für Motorenbau Prof. Huber GmbH
<i>ITV</i>	Institut für Technische Verbrennung
<i>Kap.</i>	Kapitel
<i>KVD</i>	Koaxial-Vario-Düse
<i>KW</i>	Kurbelwinkel
<i>LWOT</i>	oberer Totpunkt des Ladungswechsellaktes
<i>l</i>	langsam
<i>M</i>	Motor
<i>MTU</i>	Motoren- und Turbinen Union Friedrichshafen GmbH
<i>ND</i>	Nadelsitzdrosselung, Niederdruck
<i>NE</i>	Nacheinspritzung
<i>Nfz</i>	Nutzfahrzeug
<i>NiCrNi</i>	Nickel-Chrom-Nickel (Thermoelemente)
<i>NO_x</i>	Stickoxide
<i>OT</i>	oberer Totpunkt
<i>O₂</i>	Sauerstoff
<i>PAK</i>	polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
<i>PD</i>	Pumpe-Düse-Einspritzsystem
<i>Pkw</i>	Personenkraftwagen
<i>PLD</i>	Pumpe-Leitung-Düse-Einspritzsystem
<i>PPV</i>	Piezo-Proportional-Ventil
<i>RNG</i>	Renormalization Group
<i>SCR</i>	selektive katalytische Reduktion
<i>SMD</i>	Sauter Mean Diameter (mittlerer Sauterdurchmesser)
<i>s</i>	schnell
<i>VE</i>	Voreinspritzung
<i>VSP</i>	Verbrennungsschwerpunkt
<i>ZOT</i>	oberer Totpunkt des Arbeitstaktes
<i>ZV</i>	Zündverzug

Lateinische Symbole

<i>A</i>	Querschnitt, Fläche [m ²], Variable [-]
<i>a</i>	Schallgeschwindigkeit [m/s],
<i>B</i>	Variable [-]
<i>b_e</i>	spezifischer Kraftstoffverbrauch [g/kWh]
<i>b_i</i>	indizierter Kraftstoffverbrauch [g/kWh]
<i>c_x</i>	Volumenkonzentration der Komponente x [%]
<i>d</i>	Durchmesser [m]

E	Elastizitätsmodul (bei Diesel: Kompressibilitätsmodul) [N/m ²]
F	Kraft [N]
g	Gravitationskonstante [9,81 m/s ²]
h	Höhe, Nadelhub [m]
I	Strom [A]
K	Korrekturfaktor [-]
k	Geschwindigkeitskonstante [-]
L	Länge [m]
L_{min}	stöchiometrischer Luftbedarf für die Verbrennung von 1 kg Brennstoff [-]
l	Länge [m]
M	Drehmoment [Nm]
m	Masse [kg]
\dot{m}	Massenstrom [kg/s]
n	Drehzahl [1/min], Spritzlochzahl [-]
P	Leistung [kW]
p	Druck [Pa]
Q	Wärme [J],
Q_{hydr}	hydraulischer Durchfluss [cm ³ /min]
\dot{Q}	Wärmestrom [W]
Ra	relative Luftfeuchte [%]
S	Strahleindringtiefe [m]
T	Temperatur [°C]
t	Zeit [s]
U	Spannung [V]
V	Volumen [m ³]
\dot{V}	Volumenstrom [m ³ /s]
v	Geschwindigkeit [m/s]
We	Weberzahl [-]
x	Laufvariable [-]

Griechische Symbole

α	Düsennadelspitzenwinkel [°]
χ	Nadelsitzwinkel [°]
Δ	Differenz [-]
ε	Verdichtungsverhältnis [-]
ϕ	Spraykegelwinkel [°]
φ	Kurbelwinkel [-]
φ_L	relative Feuchte der Ansaugluft [%]
γ	Abweichungswinkel der zweiten Umlaufkante der Düsennadel [°]

γ_x	Massenanteil am Kraftstoff der Komponente x [%]
λ	Kraftstoff-/Luftverhältnis [-]
λ_E	Kraftstoff-/Luftverhältnis auf Kohlenstoffbilanz basierend [-]
$\lambda_{L_{min}}$	Kraftstoff-/Luftverhältnis basierend auf vollständiger Verbrennung [-]
μ	Durchflusskoeffizient [-]
ρ	Dichte [kg/m ³]
ρ_w	absolute Feuchte der Ansaugluft [g/kg]
σ	Oberflächenspannung [N/m]
$v_{E/C}$	Verhältnis von Abgas zu kohlenstoffhaltigen Komponenten [mol/mol]
$v_{H/C}$	Wasserstoff/Kohlenstoff-Verhältnis des Kraftstoffs [mol/mol]
ψ	Kegelwinkel [°]

Indizes

<i>0</i>	Anfangszustand (Ruhezustand)
<i>a</i>	erste Umlaufkante der Düsenadel,
<i>Abg</i>	Abgas
<i>D</i>	Düse, Dampf
<i>E</i>	Emission,
<i>EB</i>	Einspritzbeginn
<i>EE</i>	Einspritzende
<i>e</i>	effektiv
<i>eff</i>	effektiv
<i>ft</i>	feucht
<i>fuel</i>	Kraftstoff
<i>g</i>	gasförmig
<i>ges</i>	gesamt
<i>l</i>	Injektor
<i>i</i>	indiziert, Laufvariable
<i>K</i>	Kraftstoff
<i>k</i>	kritisch
<i>kor</i>	korrigiert
<i>L</i>	Ladeluft, Leitung
<i>Lo</i>	Spritzloch
<i>m</i>	mittleres, Mittel,
<i>max</i>	Maximum
<i>min</i>	Minimum
<i>N</i>	Düsenadel

<i>R_a</i>	äußere Drossellinie
<i>r</i>	rücklaufend (Druckwelle)
<i>ref</i>	referenziert
<i>rel</i>	relativ
<i>Si</i>	Düsennadelsitz
<i>Sl</i>	Düsensackloch
<i>T</i>	Tropfen
<i>tr</i>	trocken
<i>tripel</i>	Tripelpunkt
<i>v</i>	vorlaufend (Druckwelle)
<i>vL</i>	vorlaufende Druckwelle der Leitung
<i>vSl</i>	vorlaufende Druckwelle im Düsensackloch
<i>W</i>	Wasser, Kühlflüssigkeit
<i>x</i>	beliebige Stelle
<i>Zyl</i>	Zylinder
<i>Z</i>	Zündung (Maximalwert im ASP)

1 Einleitung

Der Verbrennungsmotor steht im Zielkonflikt zwischen geringen Abgasemissionen und hoher Wirtschaftlichkeit. Dies trifft insbesondere auf den Nutzfahrzeug-Dieselmotor zu. Die ökologische Notwendigkeit stetiger Emissionsreduktion erzwingt eine drastisch verschärfte Gesetzgebung. Die Einhaltung immer schärferer Emissionsgrenzwerte hatte jedoch bereits in der Vergangenheit eine Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs zur Folge. Als besonders kritisch gilt beim Dieselmotor das gegenläufige Verhalten der Hauptschadstoffkomponenten NO_x und Ruß. Aktuell werden neben innermotorischen Maßnahmen auch Abgasnachbehandlungskonzepte verfolgt. Da die umsetzbaren Konversionsraten dieser Systeme auch einer Begrenzung unterliegen, kommt der Reduktion der Rohemission eine besondere Bedeutung zu.

Die Anforderungen an die Einspritzsystemausrüstung nehmen aus den genannten Gründen stetig zu. Im Fokus stehen hier vor allem Systemdrucksteigerungen, eine Erhöhung der Nadeldynamik und Mengenkonstanz (Reproduzierbarkeit). Derzeit konkurrieren am Markt Speichereinspritzsysteme (Common Rail) und Systeme mit einspritzsynchronem Druckaufbau (Pumpe-Düse). Die eingebrachte Kraftstoffmasse pro Zeiteinheit (Einspritzrate) ist hier systembedingt abgestimmt. Frühere Untersuchungen zeigen jedoch, dass mit einer gezielten Formung des Einspritzverlaufes das Emissions- und Verbrauchsverhalten eines Dieselmotors positiv beeinflusst werden kann. Diese Steuerung des Ratenverlaufes kann prinzipiell über zwei Wege erfolgen. Zum einen kann der vorgehaltene Kraftstoffdruck während der Einspritzung hochdynamisch variiert werden (Druckmodulation), zum anderen kann durch einen gesteuerten Hubverlauf der Düsennadel der Einspritzdüse im Düseninneren eine Abdrosselung des Kraftstoffdrucks bewirkt werden (Nadelsitzdrosselung).

Die Gesetzgebung zur Reglementierung der Schadstoffe für verschiedene Nutzfahrzeuganwendungen zeigt die Notwendigkeit der Emissionsreduktion in hohen Lastpunkten auf. Aus diesem Grund sollen ein Versuchsaggregat und eine Prüfstands-umgebung generiert werden, die eine umfassende Charakterisierung dieser relevanten Betriebspunkte ermöglicht. Zur Potentialabschätzung der Einspritzverlaufsformung wird ein optimiertes druckmoduliertes Common Rail-Forschungseinspritzsystem mit einem direktwirkenden piezoaktuierten Injektor eingesetzt, der durch die große Anzahl freier Parameter für einen Potentialabgleich verschiedener gemischbildungsbeeinflussender Mechanismen prädestiniert ist.

2 Stand der Technik

Der konventionelle Dieselprozess ist durch eine innere Gemischbildung gekennzeichnet. Am Ende der Kompressionsphase wird Kraftstoff in die erwärmte und verdichtete Luft eingespritzt und damit die Selbstzündung des Brennstoff-Luftgemisches erreicht. Die Steuerung dieses Vorganges geschieht im Wesentlichen durch den Zeitpunkt der Kraftstoffeinbringung. Die Anpassung der Motorleistung an den geforderten Lastzustand erfolgt über die eingebrachte Kraftstoffmenge, also die Änderung der Gemischqualität, und wird deshalb als Qualitätsregelung bezeichnet. Bei aufgeladenen Motoren bestimmt der Aufladungszustand, der durch Ladedruck und Abgasgegendruck geregelt wird, im Wesentlichen die Zylinderladungsmasse und damit die maximal umsetzbare Kraftstoffmasse.

Zur Optimierung des Verbrennungsprozesses kommt dem Einspritzsystem eine zentrale Bedeutung zu. Die zeitliche und räumliche Kraftstoffeinbringung in den Brennraum hat wesentlichen Einfluss auf Kraftstoffverbrauch, Leistungsentfaltung, Akustik und die emittierten Schadstoffe. Um eine möglichst homogene Durchmischung von Kraftstoff und Luft im Brennverfahren darstellen zu können, bedarf es einer genauen Kenntnis der ablaufenden Mechanismen. Die bei der Gemischbildung, Zündung und Verbrennung im Dieselmotor ablaufenden Vorgänge sind sehr komplex und bis heute nicht in allen Einzelheiten verstanden. Gleiches gilt für die Schadstoffentstehung. Die folgenden Ausführungen geben einen Überblick über den Stand der Technik zu den Themen Gemischbildung und Verbrennung beim Dieselmotor und eine Zusammenfassung bisheriger Ergebnisse von rein innermotorischen Optimierungsansätzen. Abschließend wird basierend auf diesen Erkenntnissen eine Aufgabenstellung formuliert, deren Bearbeitung einen Beitrag zum tieferen Verständnis der Potentiale der Einspritzverlaufsformung liefern soll.

2.1 Dieselmotorische Gemischbildung

Die Gemischbildung wird hauptsächlich von der Güte der Kraftstoffzerstäubung und Luffterfassung bestimmt. Der Kraftstoff tritt auf Grund des anliegenden Druckes durch kleine Spritzlöcher mit hoher Geschwindigkeit bzw. hohem Impuls und großer Turbulenz aus der Einspritzdüse aus. Durch die Relativgeschwindigkeit zur hochverdichteten Brennraumluft und die im Strahl vorliegende Turbulenz zerfällt der Einspritzstrahl in kleine Tröpfchen. Grundsätzlich gilt: Je besser die Kraftstoffzerstäubung und je gleichmäßiger die Kraftstoff-Luft-Verteilung im Brennraum, desto besser sind die Bedingungen zur Erzielung geringer Zündverzögerungen und Brenndauern [MSS04].

Drosselsystem Einspritzdüse

Die wesentliche Schnittstelle zwischen Brennraum und Einspritzsystem stellt die exemplarisch in Bild 2-1 dargestellte Einspritzdüse dar. In den meisten Fällen werden

bei DI-Dieselmotoren Mehrlochdüsen eingesetzt. Die gebräuchlichste Düsenausführung besitzt bei Serien-Einspritzsystemen eine federbelastete Düsennadel, die durch den Brennstoffdruck vom Nadelsitz abgehoben wird und die Düsenbohrungen freigibt. Die Düsennadel wird mit einem Spiel von 2-4 μm im Düsenkörper eng geführt. Über diesen als Drossel wirkenden Ringspalt wird der Einspritzdruck der Druckkammer auf den annähernd drucklosen Leckölstrom abgebaut. Kraftstoffseitig liegt ausgehend vom Druckraum eine Kraft F_D an, die die Nadelöffnung bewirkt. Entgegen wirkt eine vom Injektor aufzubringende Kraft F_I , die das Düsenschließen zum Beenden der Einspritzung erzwingt. Einspritzdüsen besitzen im Nfz-Bereich Spritzlochdurchmesser von 0,15 mm bis 0,4 mm. Die Größe der Spritzlöcher ist dabei abhängig von der Brennraumgröße bzw. dem Kolbenmulden-durchmesser und der Lochanzahl, die wiederum mit zunehmender Brennraumgröße und abnehmendem Luftdrall steigt. Die Länge der Spritzlöcher beträgt ca. 1 mm. Geringfügige Änderungen der Spritzlochform und -orientierung wirken sich direkt auf die Düsinnenströmung und das Strahlausbreitungsverhalten aus [Bos02][Ste04].

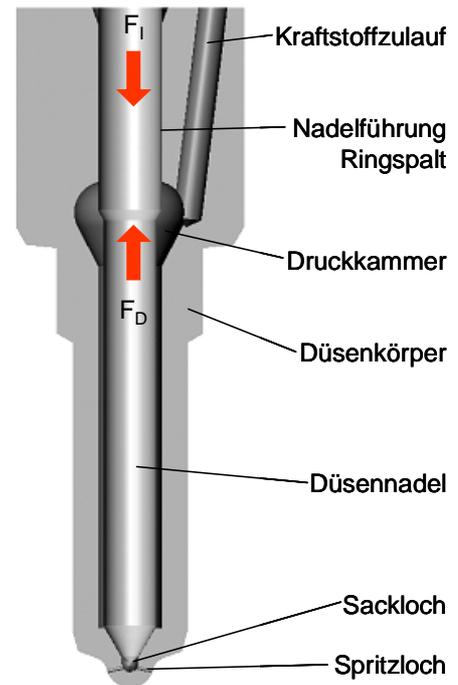


Bild 2-1: Einspritzdüse [Ste04]

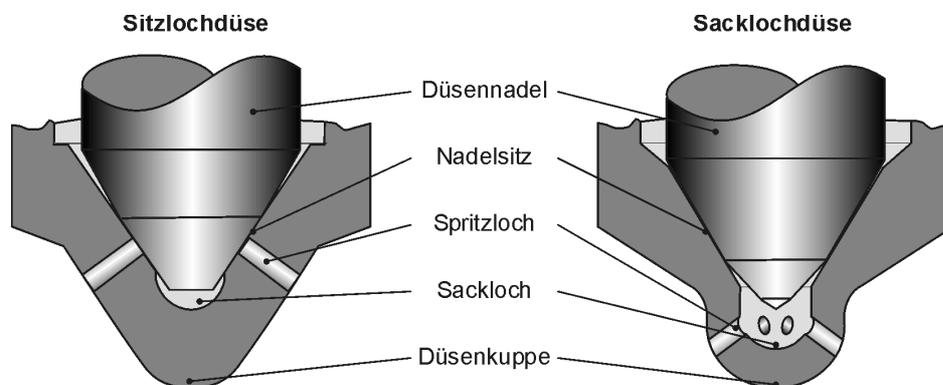


Bild 2-2: Detaildarstellung verschiedener Düsenbauformen [Bas04]

Bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung werden hauptsächlich die zwei in Bild 2-2 dargestellten Bauformen der Sackloch- und Sitzlochdüsen eingesetzt. Die Sacklochdüse verfügt über ein zusätzliches Schädvolumen in der Düsenkuppe zwischen dem Nadelsitz und dem Spritzlocheintritt. Auf Grund des bei der Sacklochdüse vergrößerten Abstands zwischen dem Nadelsitz und dem Spritzlocheintritt wirken sich radiale Bewegungen der Düsennadelspitze nicht direkt durchflussbegrenzend auf einzelne Spritzlöcher aus. Bei Sitzlochdüsen führt ein solches Nadeltaumeln zu unterschiedlich ausgebildeten Strahlkeulen mit stark variierenden Strahleindringtiefen und Einzelspritzmengen [LBS99]. Dem Vorteil der besseren Strahlsymmetrie der Sack-

lochdüsen steht der Nachteil erhöhter HC-Emissionen gegenüber. Das im Sackloch vorhandene Volumen führt nach Ende der Einspritzung zum Nachspritzen bzw. Ausgasen des unverbrannten Kraftstoffes [PCD02]. Nachspritzer weisen wegen des fehlenden Einspritzdruckes und der dadurch hervorgerufenen schlechten Zerstäubung große Tropfendurchmesser auf und verbrennen nur teilweise und luftarm unter Bildung weiterer Rußpartikel in der Abbrandphase. Ein spätes Ausgasen des Schadvolumens bedingt, dass der Kraftstoff nicht mehr vollständig verbrannt wird und als Kohlenwasserstoffemissionen ins Abgas gelangt. Diesem Zielkonflikt von Strahlsymmetrie und Schadvolumen wird aktuell Rechnung getragen, indem die Schadvolumina der Sacklochdüsen zunehmend verkleinert werden und die Sitzlochbauform durch eine bessere Zentrierung der Düsenadel optimiert wird. Um die Desachsierung der Düsenadel zu minimieren, werden doppelte Nadelführungen eingesetzt. Neuere Entwicklungen gehen in Richtung von Mini-, Midi- und Microsacklochdüsen, die zum einen eine bessere Einspritzstrahlsymmetrie als Sitzlochdüsen aufweisen, zum anderen jedoch auch geringere HC-Emissionen als Sacklochdüsen produzieren [Bos02][Ste04].

Spritzlöcher werden großserientechnisch in die Düsen erodiert oder gebohrt. Anschließend wird die Spritzlocheinlaufkante mit einem hydraulisch abrasiven Bearbeitungsverfahren verrundet und damit die Zuflussbedingungen verbessert. Die Form des Spritzloches ist teilweise konisch ausgeführt und nähert sich damit einer idealen Drosselstelle an. Dies führt dazu, dass diese Düsen bei gleichem Mengendurchsatz wesentlich höhere Strömungsgeschwindigkeiten und somit auch einen höheren Strahlimpuls bewirken als vergleichbare Düsen mit zylindrischem Spritzloch.

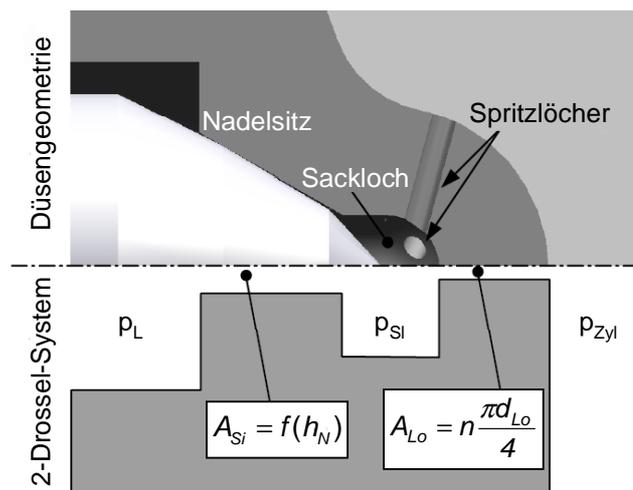


Bild 2-3: Zweidrosselsystem Einspritzdüse [Bus01]

Die Strömung in den Spritzlöchern wird nicht nur durch den Einspritzdruck, die Form und die Orientierung des Spritzloches beeinflusst, sondern auch von der Einströmung in die Spritzlöcher, die wiederum maßgeblich von der Strömung im Nadeldichtsbereich abhängt. Der Kegel der Düsenadel ist um eine Sitzwinkeldifferenz kleiner als der Kegel im Düsenkörper. Hierdurch liegt zur Abdichtung bei kraftfrei geschlossener Nadel nur eine Linienberührung zwischen Nadel und Düsenkörper vor. Diese Linie wird als Nadelsitz bzw. Dichtkante bezeichnet und der zugehörige Sitzwinkel besitzt üblicherweise eine Größenordnung zwischen 60° und 90° . Je größer der Winkel, um so schneller tritt in Abhängigkeit des Nadelhubes eine Querschnittsänderung ein [Bus01].

Gemäß Bild 2-3 kann die Einspritzdüse vereinfacht als ein Zweidrosselsystem beschrieben werden [Bus01][Bad99]. Bei voll geöffneter Düsennadel bildet die Gesamtanzahl n der Einspritzlöcher mit der Fläche A_{Sj} die Hauptdrosselstelle der Düseninnenströmung. Für kleine Nadelhübe während der Öffnungs- und Schließphase befindet sich die Hauptdrosselstelle im Nadelsitzbereich. Die durchströmte Querschnittsfläche im Nadelsitzbereich A_{Sj} ist dabei abhängig von der Sitzgeometrie, der Nadelspitzenkontur und dem zeitlich veränderlichen Nadelhub h_N . Während der Spritzlochquerschnitt A_{Sj} unveränderlich ist, vergrößert sich die Kegelstumpfmantelfläche A_{Sj} bei zunehmendem Nadelhub. Während der frühen Öffnungsphase stellt sich im Sackloch auf Grund der geringeren Ringspaltfläche ein gedrosselter Einspritzdruck ein (Nadelsitzdrosselung) [Ste04]:

$$A_{Ra} = \frac{\pi \cdot d_a \cdot h_N}{\cos \gamma} \cdot \sin \frac{\chi}{2} \cdot \left(1 + \frac{h_N}{d_a} \left[\sin \frac{\chi}{2} \cdot \cos \frac{\chi}{2} - \sin^2 \frac{\chi}{2} \cdot \tan \gamma \right] \right). \quad \text{Gl. 2-1}$$

In den Arbeiten von [Har87] [Bus02] ist dargestellt, wie die strömungsbestimmende Querschnittsfläche in der Sitzdrosselphase entlang der Nadelspitzenkontur nach Gleichung 2-1 numerisch bestimmt werden kann. Die daraus resultierenden Querschnittsverläufe in Form einer Kegelstumpfmantelfläche als Funktion des Nadelhubs ermöglicht die Vorhersage der Position der Hauptdrosselstelle während einer Einspritzung und damit eine Differenzierung der maßgeblichen Effekte der Einspritzratenbegrenzung.

Strahlerfall und Strahlausbreitung

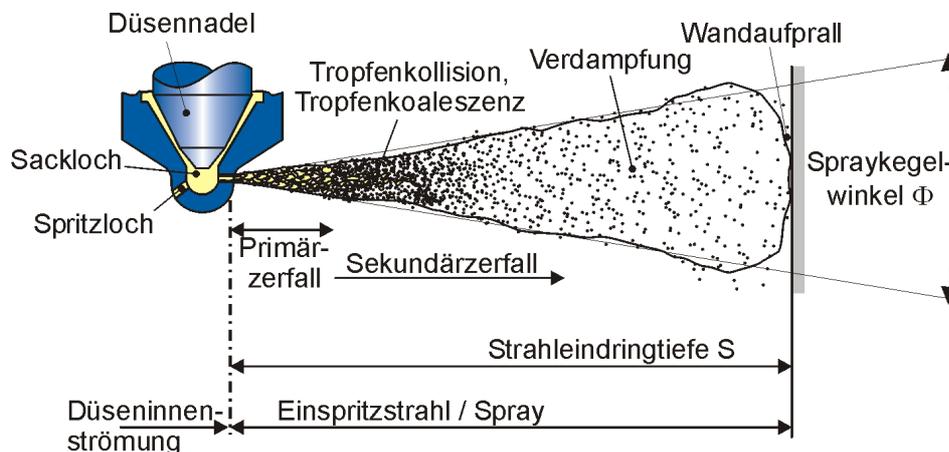


Bild 2-4: Spraybildung bei der Hochdruckzerstäubung [Bau03]

Die Einspritzstrahlen treten mit hoher Geschwindigkeit aus der Einspritzdüse aus, zerfallen infolge der hohen Relativgeschwindigkeit zur umgebenden hochverdichteten Luft und der hohen Turbulenz im Strahl in kleine Tröpfchen, die mit fortschreitendem Eindringen in den Brennraum zerstäubt werden. Die Druckenergie der Flüssigkeit wird beim Durchfließen der Einspritzöffnung in Strömungsenergie umgesetzt. Die Gemischbildungsenergie ist definiert als die Summe von Einspritz- und Luftenergie.

In großvolumigen Motoren wird der Hauptteil der Gemischbildungsenergie einspritzseitig, d.h. durch den Einspritzstrahl erzeugt [Mol02].

Bild 2-4 stellt die für die Beschreibung der dieselmotorischen Kraftstoffzerstäubung wichtigen Strahlgrößen dar. Dargestellt ist die Düsen spitze mit Düsennadel, Nadel-sitz, Sack- und Spritzloch. Der Kraftstoffstrahl besteht bei einer Lochdüse aus einem dichten Flüssigkeitskernstrahl, der von Flüssigkeitsligamenten und Tropfen umgeben ist. Die Turbulenz der Strömung sowie die durch Implosion von Kavitationsblasen hervorgerufenen Kräfte bewirken einen Primärzerfall des Strahls [Bau03]. Die turbulente kinetische Energie, die durch den Einspritzstrahl in den Brennraum eingebracht wird, besitzt den maßgeblichen Anteil der kinetischen Energie der Verbrennungsluft. Das Strömungsfeld im Zylinder gewinnt erst gegen Ende der Einspritzung, wenn der Strahl bereits stark abgebremst ist, an Bedeutung [Bas04].

Als sekundärer Zerfall gilt das weitere Aufbrechen der Tröpfchen durch die Oberflächenkräfte auf Grund der Relativgeschwindigkeit zwischen Tröpfchen und Brennraumluft. Dieser Zerfall kann durch die Weber-Zahl

$$We_g = \frac{\rho_g \cdot d_T \cdot v_{rel}^2}{\sigma} \quad \text{Gl. 2-2}$$

beschrieben werden, die das dimensionslose Verhältnis von aerodynamischer Kraft und Oberflächenspannkraft darstellt. Je nach Größe der Weber-Zahl kann der sekundäre Zerfall durch verschiedene Zerfallsmechanismen beschrieben werden. Die aerodynamischen Kräfte wirken insbesondere frontal an der Spitze des Einspritzstrahles. Diese stärkere Verzögerung der Tropfen an der Strahlfront führt zu einem Verdrängen und Überholen durch die nachfolgenden Tropfen. Insbesondere innerhalb der dichten Sprayanteile herrscht eine große Wahrscheinlichkeit für Interaktionen zwischen den Tropfen in Form von Kollisions- und Koaleszenzvorgängen. Im düsenfernen dünnen Spray dominieren verstärkt die brennraumseitigen Einflussgrößen wie Gastemperatur und -dichte die weiteren Zerfalls- und Verdampfungsvorgänge. Bei der konventionellen heterogenen Dieselverbrennung mit Einspritzzeitpunkten kurz vor OT ist die maximale Eindringtiefe durch den Kolbenmuldendurchmesser radial begrenzt. Die Lage der Strahlspitze wird in Abhängigkeit des zwischen ihr und dem Düsenloch befindlichen Flüssigkeitsmassenanteils definiert, der zwischen 95 % und 99 % liegt [Bau03].

Als makroskopischer Strahlparameter wird durch Vermessung von Strahlaufnahmen der Spraykegelwinkel Φ detektiert. Der Fortschritt der Strahlspitze ausgehend vom Düsenloch wird als Strahleindringtiefe S definiert [Ste04]. Als Maß für die bei der Gemischbildung erreichte Zerstäubungsgüte dient unter anderem der mittlere Kraftstofftropfendurchmesser nach Sauter. Eine Erhöhung des Einspritzdruckes führt zu einer feineren Zerstäubung. Es ist jedoch zu beachten, dass jedem Düsenlochdurchmesser ein maximaler Einspritzdruck zugeordnet werden kann, bei dessen Er-

reichen eine weitere Druckerhöhung nicht länger eine Verringerung des Tropfendurchmessers bewirkt [Kro04]. Ab hier führen höhere Einspritzdrücke nur in Kombination mit kleineren Düsenlochdurchmessern zur gewünschten Tropfenverkleinerung. Darüber hinaus sind Temperatur und Gasdichte im Brennraum, sowie die physikalischen Kraftstoffeigenschaften für die Güte der Zerstäubung maßgeblich. Je nach Einspritzdruck treten unter Brennraumbedingungen mittlere Tropfendurchmesser von 10 bis 100 μm auf [Mol02] [Bas04].

Kavitation

Unter Kavitation wird die Entstehung von Dampfblasen in hydraulischen Systemen durch lokale Druckänderungen und deren Zerfall zusammen mit Erosionseffekten (Kavitationsverschleiß) verstanden. In den Druckbereichen heutiger Einspritzsysteme ist der flüssige Kraftstoff als kompressibel zu betrachten. Ausgehend von zeitlichen und örtlichen Bildungen von Dampfblasen auf Grund von Unterdruck durch hochdynamische Fluidbewegungen kann es in den anschließenden Überdruckphasen zum Implodieren dieser Kavitationsgebiete kommen. Der plötzliche Phasenübergang von der flüssigen zur dampfförmigen Phase ist exemplarisch in Bild 2-5 dargestellt. Finden derartige Vorgänge in der Nähe einer Wand statt, kann die örtliche hohe Energiedichte mit der Zeit zu einer Aushöhlung der Oberfläche führen. Da die Gasblasen mit der Strömung transportiert werden, kann die Auswirkung der Kavitation nicht nur an den Stellen der Blasenbildung auftreten [Bas04]. Neben den materialschädigenden Effekten fördert die Implosion grundsätzlich den Strahlzerfall. Nach [Bus02] und [Bad99] wird zwischen Kavitation durch Nadelsitzdrosselung und Kavitation im Spritzloch unterschieden.

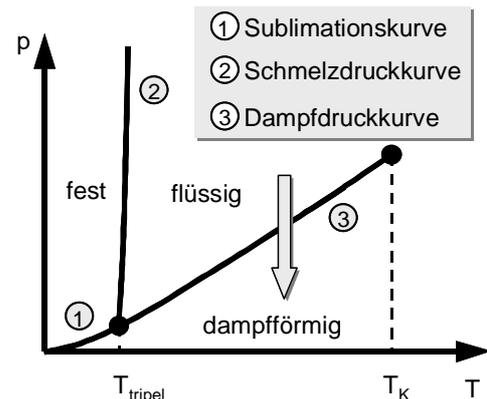


Bild 2-5: Phasendiagramm [Bus02]

Durch den Öffnungs- und Schließvorgang der Düsennadel verschiebt sich der kleinste Strömungsquerschnitt und somit die stärkste Drosselung der Düseninnenströmung vom Spritzloch- in den Nadelsitzbereich. Die resultierenden Druckgradienten in Kombination mit einer hohen Beschleunigung der Strömung im Nadelsitz erzeugen **Kavitation durch Nadelsitzdrosselung**. Da dieser Effekt systembedingt auf Grund der transienten Vorgänge beim Nadelöffnen und -schließen nicht verhindert werden kann, gilt es, durch eine strömungsgünstige Gestaltung der Düsengeometrien, Werkstoffschädigungen zu verhindern und in einen unkritischeren Bereich der Düse zu verlagern. Als unkritische Kavitationsgebiete bzgl. Schädigungen gelten das Sackloch sowie der Bereich der Nadelspitze [Ste04] [Bas04].

Durch den Öffnungs- und Schließvorgang der Düsennadel verschiebt sich der kleinste Strömungsquerschnitt und somit die stärkste Drosselung der Düseninnenströmung vom Spritzloch- in den Nadelsitzbereich. Die resultierenden Druckgradienten in Kombination mit einer hohen Beschleunigung der Strömung im Nadelsitz erzeugen **Kavitation durch Nadelsitzdrosselung**. Da dieser Effekt systembedingt auf Grund der transienten Vorgänge beim Nadelöffnen und -schließen nicht verhindert werden kann, gilt es, durch eine strömungsgünstige Gestaltung der Düsengeometrien, Werkstoffschädigungen zu verhindern und in einen unkritischeren Bereich der Düse zu verlagern. Als unkritische Kavitationsgebiete bzgl. Schädigungen gelten das Sackloch sowie der Bereich der Nadelspitze [Ste04] [Bas04].

Untersuchungen zu **spritzlochgenerierter Kavitation** an Einspritzdüsen mit optisch zugänglichen Spritzlöchern nach [Bus02], [Bad99] führten zu dem Ergebnis, dass in

das Spritzloch eintretender Kraftstoff auf Grund der Querschnittsverengung eine starke Beschleunigung erfährt, woraus ein Absinken des statischen Druckes resultiert. Wie in Bild 2-6 dargestellt, kann der Prozess unter Vernachlässigung der Kompressibilität des Kraftstoffes grob vereinfacht mit Hilfe der Bernoulli Gleichung dargestellt werden. Sie beschreibt das Verhältnis der statischen und dynamischen Drücke bei einer Fluidströmung zwischen zwei Punkten in einem Rohr. Eine Geschwindigkeitserhöhung hat demnach einen Druckabfall über der Spritzlochlänge zur Folge. Die Umlenkung der Strömung an der Einlasskante in das Spritzloch bewirkt weiterhin ein radiales Druckgefälle zwischen Spritzlochachse und –wand [Bau03]. Diese Mechanismen bewirken ein Unterschreiten des Dampfdruckes vom Kraftstoff und erzeugen die in Bild 2-6 schematisch dargestellten Kavitationsfilme während des Einspritzvorganges. Sie verengen das Spritzloch, woraus eine weitere Beschleunigung der Flüssigkeit mit einem weiteren Anwachsen der Filmdicke und in Konsequenz eine Reduktion des Kraftstoffmassenstromes resultiert. Die Kavitationsfilme können sich von der Wand teilweise ablösen und werden mit der Strömung mitgerissen. Eine hydroerosive Verrundung (HE-Verrundung) des Spritzlocheinlaufes reduziert diesen Effekt durch Vergrößerung des Radius.

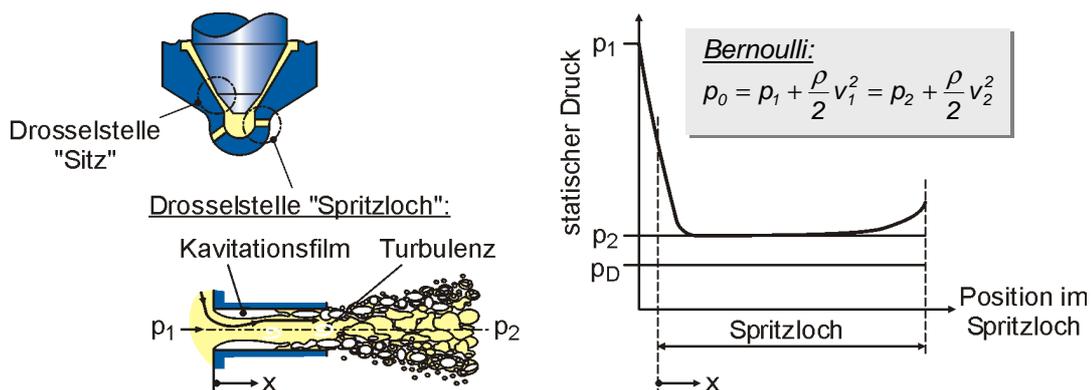


Bild 2-6: Entstehung von Kavitationsfilmen im Spritzloch [Bau03]

2.2 Dieselmotorischer Verbrennungsablauf

Der Ablauf der dieselmotorischen Verbrennung lässt sich vereinfacht in drei Phasen unterteilen (s. Bild 2-7):

- Vorgemischte (premixed) Verbrennung und Zündverzug
- Hauptverbrennung – Diffusionsverbrennung (mischungskontrolliert)
- Nachverbrennung – Diffusionsverbrennung (reaktionskinetisch kontrolliert)

Der während der **Zündverzugszeit** eingespritzte Brennstoff mischt sich mit der Luft im Brennraum und bildet lokal ein nahezu homogenes und reaktionsfähiges Gemisch. Nach der Zündverzugszeit verbrennt dieses Gemisch sehr schnell (Diesel-schlag). In der Phase des Zündverzuges laufen die zur Zündung führenden physikalischen und chemischen Vorgänge ab. Die physikalische Kraftstoffaufbereitung um-

fasst die Zerstäubung des Kraftstoffstrahles, die Verdampfung der entstehenden Tropfen und die Vermischung des Kraftstoffs mit der Luft. Die chemische Aufbereitung sorgt für eine Veränderung der molekularen Struktur des Kraftstoffs. Nach Ablauf verschiedener Zwischenreaktionen kommt es dabei zu einer Verbindung der zerfallenen Reaktionsprodukte mit Sauerstoff. Mit der Bildung erster Zündherde wird Energie freigesetzt, die unter Bindung des Restsauerstoffs zur Entzündung des an den Zwischenreaktionen beteiligten Kraftstoff-Luftgemisches führt. Die Zeit des chemischen Zündverzuges ist stark von der Brennraumtemperatur und dem Brennraumdruck bei Einspritzbeginn sowie von den Kraftstoffeigenschaften abhängig. Grundsätzlich kann festgestellt werden, dass die Zeit des Zündverzuges mit der Verdichtungstemperatur, dem Verdichtungsdruck und der Zündwilligkeit des Kraftstoffs (Cetanzahl) aber auch durch die Art der Kraftstoffeinbringung, d.h. durch das Einspritzsystem, den Einspritzdruck, die Düsenart usw., beeinflusst werden kann [Hey88] [Bas04].

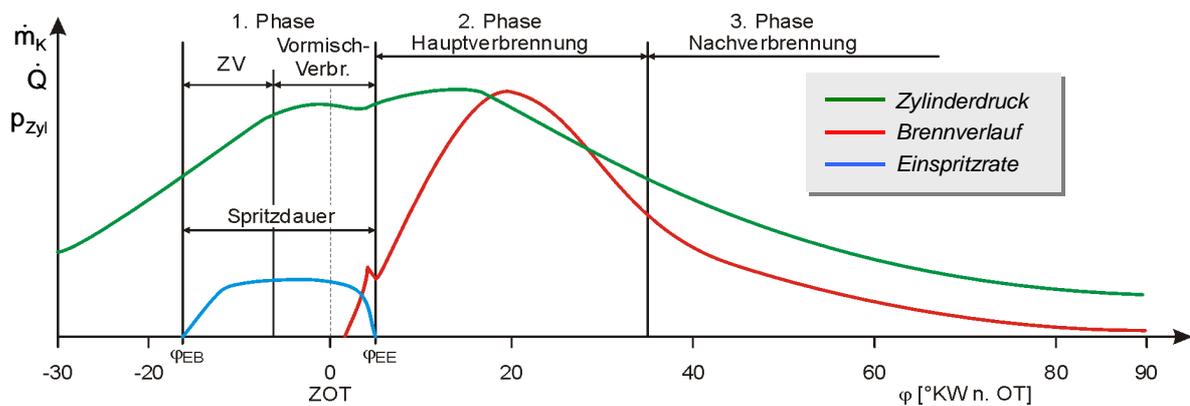


Bild 2-7: Einteilung des Brennverlaufes in drei Teile [Bas02]

In der zu Beginn ablaufenden **Vormisch-** oder auch **Premixed-Verbrennung** erfolgt die schlagartige Verbrennung der innerhalb der Zündverzugsphase eingespritzten und aufbereiteten Kraftstoffmenge. Es kommt zu einem plötzlichen Druckanstieg. Als Maßstab für diesen Druckanstieg dient die Drucksteigerung $dp/d\phi$. Ihre Intensität erhöht sich mit Vergrößerung der während des Zündverzuges aufbereiteten Menge an Kraftstoff. Dieses wird beispielsweise durch einen frühen Spritzbeginn und eine damit lange Zündverzugszeit oder einen starken Drall begünstigt, der für eine schnelle Durchmischung sorgt. Über eine gezielte Bemessung dieser Kraftstoffmenge können sowohl das Verbrennungsgeräusch als auch die Bauteilbelastung auf ein moderates Maß gesenkt werden. Außerdem lassen sich Temperaturspitzen vermeiden, die entscheidenden Einfluss auf die Bildung von Ruß und thermischem NO haben. Um die Vormischverbrennung über die Optimierung des Einspritzratenverlaufes zu reduzieren und damit die Geräuschemissionen zu senken, wird versucht, die eingespritzte Kraftstoffmenge während der Zündverzugszeit möglichst gering zu halten. Dies wird durch eine kleine Voreinspritzmenge, die von der Haupteinspritzung getrennt ist, sowie durch Ratenbegrenzung in der Frühphase der Haupteinspritzung realisiert. Die

Voreinspritzmenge ist gering, dadurch ist auch der Premixed-Anteil niedrig und die Kraftstoffmenge der Haupteinspritzung wird sofort entzündet [MSS04] [CKK95] [Mol02]. Hieraus entsteht jedoch der Zielkonflikt, dass die kleinen impulsarmen Voreinspritzmengen sehr düsennah verbrennen, was in einer erhöhten Ruß-Emission resultiert.

Die **Hauptverbrennung** (mischungskontrollierte Diffusionsverbrennung) ist die entscheidende Verbrennungsphase des Verbrennungsablaufes und der Schadstoffbildung. Der Verbrennungsverlauf dieser Phase wird als Mischungskontrolliert bezeichnet, da die hier ablaufenden Mischungseffekte als geschwindigkeitsbestimmender Faktor gelten. Da der hier verbrennende Kraftstoff erst aufbereitet werden muss, ist die Energieumsetzung entsprechend langsamer. Die Vorgänge zur Kraftstoffeinspritzung, Gemischbildung und Verbrennung laufen zeitlich überlagert ab. Die Gemischbildung wird hierbei durch die in der Premixed-Phase entstehenden Turbulenzen unterstützt. Das Ende der Diffusionsverbrennung ist durch das Erreichen der maximalen Brennraumtemperatur gekennzeichnet [MSS04] [CKK95] [Mol02].

In der Phase der **Nachverbrennung** (reaktionskinetisch kontrollierte Diffusionsverbrennung) findet die Umsetzung des noch unverbrannten Kraftstoffes statt. Allerdings erfolgt die Umsetzung auf Grund der für die Chemie ungünstigen Umgebungsbedingungen (Druck, Temperatur, Ladungsbewegung) zunehmend verzögert. Ursachen hierfür sind die in der Expansionsphase abnehmende Gastemperatur, eine geringere Ladungsbewegung und die Abnahme des Sauerstoffangebotes gegen Ende der Verbrennung. Dieser Abschnitt wird daher als reaktionskinetisch kontrolliert bezeichnet. Es werden bis dahin unverbrannter Kraftstoff sowie vorher gebildete Verbrennungsprodukte weiteroxidiert. Mehr als 90 % des in der vorangegangenen Verbrennungsphase gebildeten Ruß wird wieder abgebaut. Ein nennenswerter Rußabbrand in der Expansionsphase erfolgt erst ab Temperaturen von 1900 K [MSS04] [Mol02].

2.3 Schadstoffbildung

Da der Hochdruckprozess im direkteinspritzenden Dieselmotor immer überstöchiometrisch abläuft, sind die Konzentrationen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid auch bei den heute üblichen Abgasrückführraten prinzipbedingt niedrig. Zudem lassen sich diese, trotz der niedrigen Abgastemperaturen von Dieselmotoren, unter Sauerstoffüberschuss durch moderne Oxidationskatalysatoren nahezu vollständig nachoxidieren. Problematisch dagegen ist die Abgasnachbehandlung der Stickoxid- und Rußemissionen im Abgas. Im Folgenden werden die grundlegenden Mechanismen der Schadstoffbildung beschrieben. Insbesondere das kritische gegenläufige Verhalten der Komponenten Ruß und NO_x soll hier Beachtung finden, da ein starkes Bestreben der Motorenentwickler darin besteht, diese für die

menschliche Gesundheit schädlichen Schadstoffbestandteile innermotorisch zu senken.

Bei der Verbrennung von C_xH_y -Verbindungen entsteht im eigentlichen Brennverlauf keine messbare Konzentration von **unverbrannten Kohlenwasserstoffverbindungen**. Diese stammen daher aus Zonen, die nicht oder nicht vollständig von der Verbrennung erfasst werden. Dabei setzen sich unverbrannte Kohlenwasserstoffe aus einer Vielzahl verschiedener Komponenten zusammen, die entweder vollständig unverbrannt oder aber schon teiloxidiert sein können [MSS04].

Kohlenmonoxid entsteht bei der unvollständigen Verbrennung von Kohlenwasserstoffen unter lokalem Sauerstoffmangel. In Abhängigkeit vom Luftverhältnis λ verläuft die Entstehung von CO mit unterschiedlichen Mechanismen, die auch temperaturabhängig sind. Besonders eine inhomogene Kraftstoffausbreitung fördert die Bildung von CO. Der absolute Emissionswert kann daher als Maß für die Qualität der Gemischbildung herangezogen werden [Feh88][MSS04].

Stickstoff gilt auf Grund seiner stabilen Dreifachbindung als sehr reaktionsträge, doch unter bestimmten Umständen kann es mit Sauerstoffradikalen zu Stickoxid reagieren. **Stickoxide** (NO_x) im Abgas von Dieselmotoren bestehen hauptsächlich aus Stickstoffmonoxid (NO), das jedoch nach längerer Zeit unter atmosphärischen Bedingungen fast vollständig in Stickstoffdioxid (NO₂) umgewandelt wird. Bei Verbrennungsprozessen lassen sich nach [MSS04] vier verschiedene Mechanismen der Stickoxidbildung unterscheiden: thermisches NO, das bei hohen Temperaturen ($T > 1700\text{K}$) aus Luftstickstoff gebildet wird und dessen Bildungsrate mit steigender Temperatur exponentiell zunimmt, Prompt-NO, bei dem die Aktivierungsenergie der einleitenden Reaktion deutlich niedriger als beim thermischen NO ist und damit schon bei Temperaturen von $T \approx 1000\text{K}$ entstehen kann, sowie NO-Bildung über Lachgas (N₂O) bei hohen Drücken und schließlich Konversion von Brennstoff-Stickstoff in NO. 90% der in Verbrennungsmotoren gebildeten Stickoxide entstehen als thermisches NO nach dem Zeldovich-Mechanismus, der im Bereich hinter der Flammenfront abläuft und aus den folgenden drei Elementarreaktionen besteht:



Die Geschwindigkeitskonstante k_1 der ersten Reaktion ist auf Grund der starken N₂ Dreifachbindung wesentlich niedriger als die Konstanten k_2 und k_3 der Folgereaktionen. Deshalb bestimmt die Geschwindigkeitskonstante der ersten Reaktion die Entstehung von NO, da die Folgereaktionen im Vergleich zu Reaktion (1) quasi ohne Verzögerung ablaufen. Die Konstante k_1 ist stark temperaturabhängig, z. B. steigt die

Menge des gebildeten NO durch eine Temperaturerhöhung von 2000 auf 2400 K um das fast 50-fache. Wegen dieser starken Temperaturabhängigkeit wird von der Bildung thermischen Stickoxids gesprochen. Bei direkteinspritzenden Dieselsystemen sind hohe Druckgradienten und als Folge hohe Spitzentemperaturen für die vermehrte Bildung von Stickoxiden verantwortlich. Dies wird bei hohen Premixed-Anteilen durch lange Zündverzögerungen und ein stark homogenisiertes Gemisch begünstigt.

Alle dargestellten Bildungsmechanismen laufen unter verbrennungsmotorischen Randbedingungen nie bis zum Gleichgewicht ab. Es handelt sich um reaktionskinetisch kontrollierte Prozesse. Dies führt zu einem „Einfrieren“ der Rückreaktionen und damit zu einer verminderten Rückbildung der Stickoxide. Dies verdeutlicht Bild 2-8, in dem qualitativ die NO-Konzentration unter Annahme des Gleichgewichts und unter Beachtung der Kinetik nach Zeldovich dargestellt ist. Der kinetisch kontrollierte Prozess nach Zeldovich produziert zu-

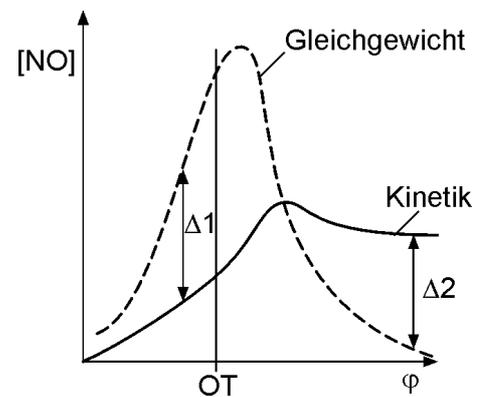


Bild 2-8: Stickoxidbildungsrate über $^{\circ}KW$ [MSS04]

nächst wesentlich weniger NO als bei Annahme von Gleichgewicht ($\Delta 1$). In der späten Phase der Verbrennung wird aber wegen des bei niedrigen Temperaturen extrem langsam ablaufenden Prozess das gebildete NO nicht wieder über die Rückreaktionen zurückgebildet ($\Delta 2$). Es wird von einem „Einfrieren“ der Reaktion gesprochen [Koz03][MSS04]. Des Weiteren muss zur NOx-Bildung das lokale Sauerstoffangebot zur Oxidation ausreichend sein. Dies ist beim dieselmotorischen Prozess auf Grund des mageren Betriebes allerdings quasi immer der Fall. In späten Verbrennungsphasen hat dies auf die Bildungsraten jedoch durchaus Einfluss.

Im Abgas von Dieselmotoren befinden sich zu 95% organische **Partikel** wie polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK) und **Ruß**. Die restlichen 5% setzen sich aus Kleinstpartikeln aus Metallen, Keramiken, Rostpartikeln, Aschen von Öladditiven und dergleichen zusammen. Die Entstehung der 10 bis 500nm großen Rußteilchen während der Verbrennung ist das Ergebnis der zueinander konkurrierend ablaufenden, komplexen physikalischen und chemischen Prozesse der Rußbildung und -oxidation, die bis heute noch nicht vollständig verstanden worden sind. Allgemein wird akzeptiert, dass die lokale Temperatur, sowie die lokale Kraftstoffdampf- und Sauerstoffkonzentration die bestimmenden Faktoren sind.

In Bereichen der stark heterogenen dieselmotorischen Verbrennung können sich günstige Bedingungen für eine Rußbildung einstellen. Als besonders kritisch gelten lokal fette Bereiche der inhomogenen Vormisch-Verbrennung und die Kraftstoffeinspritzung in die brennende Flamme oder ins verbrannte Rauchgas. In experimentellen Arbeiten an vorgemischten Kohlenwasserstoff-Luft-Flammen wurde nachgewie-

sen, dass bis zu einem lokalen Luftverhältnis von $\lambda_{max}=0,6-0,7$ Ruß entsteht. Die untere Bildungstemperatur wurde bei $T_{min}\approx 1500$ K ermittelt, ein Maximum wird bei Temperaturen zwischen $T_{max}\approx 1600-1700$ K erreicht. Diese Rußbildungsgrenzen sind auch für höhere Drücke nachgewiesen. Bild 2-9 stellt den Rußertrag in Abhängigkeit vom Luftverhältnis und der Temperatur dar.

Im Bereich der verdampfenden Einspritzstrahlen können lokale Luftverhältnisse bis zu $\lambda_{min}=0,3$ auftreten. Da gleichzeitig das lokale Temperaturspektrum während der Verbrennung von $T_{min}\approx 700$ K (komprimierte Luft) bis $T_{max}\approx 2600$ K (Temperatur hinter einer stöchiometrischen Flammenfront) reicht, zählt primär dieser Bereich zu den Zonen starker Rußbildung. Während des Verbrennungsvorgangs wird wesentlich mehr Ruß gebildet, als in den Abgasen nachgewiesen werden kann. Ein großer Anteil des gebildeten Rußes wird bei Fortschreiten der lokalen Abmagerung durch die Mischung im Brennraum während der Verbrennung nachoxidiert (s. Bild 2-10). Die Rußoxidation ist entscheidend für die Rußmenge, die über das Abgas in die Umwelt gelangt. Es kann grundsätzlich festgestellt werden, dass durch eine verbesserte Durchmischung unter Vermeidung ungünstiger fetter Bereiche die Bildung von Ruß gehemmt wird. Bei Senkung der Temperatur im Brennraum wird die Bildung ebenfalls vermindert, allerdings reduziert sich der temperaturgesteuerte Rußabbrand ebenso, was wiederum zu einem erhöhten Partikelaustritt führen kann. Neuere Untersuchungen deuten zudem auf die Relevanz von OH-Radikalen als Promoter der Rußoxidation in fetten Flammenzonen hin. Es wurden Oxidationsraten in fetten Flammen beobachtet, die um mehrere Zehnerpotenzen über den bisher bekannten berechneten Werten liegen [Koz03] [MSS04].

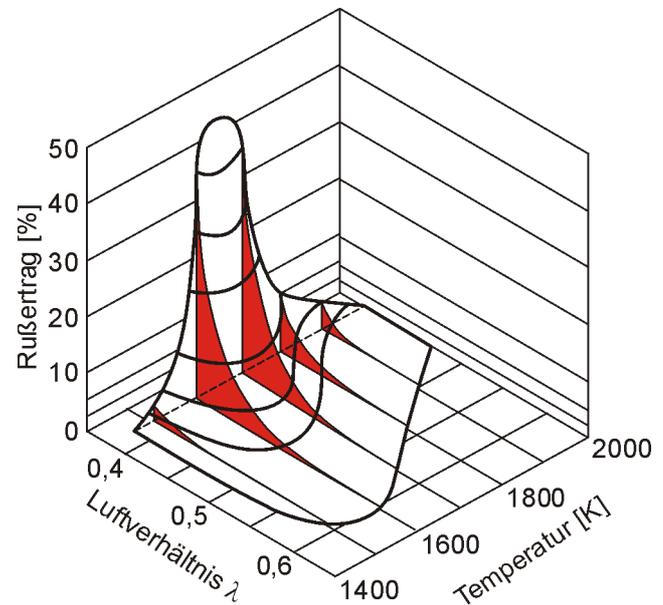


Bild 2-9: Rußertrag in Abhängigkeit von der Temperatur und des Luftverhältnisses [MSS04]

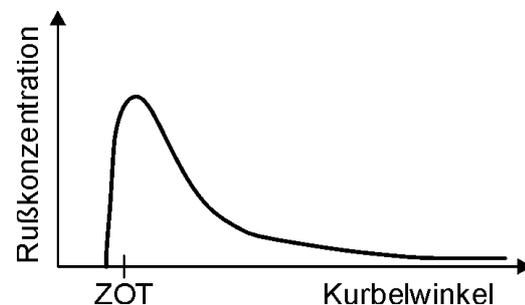


Bild 2-10: Rußkonzentration über °KW [MSS04]

Ruß-NO_x-Konflikt

Der Dieselmotor ist kritisch bezüglich der NO_x- und Rußemission. Ein besonderes Problem ergibt sich daraus, dass sich diese beiden Komponenten gegenläufig ver-

halten. Verbrennungsbedingungen, die sich günstig auf die Stickoxid-Emission auswirken, verstärken den Rußausstoß und umgekehrt. Dieser Zielkonflikt einer sogenannten NO_x-Ruß-Schere, in der sich beide Schadstoffkomponenten gegenläufig verhalten, ist in Form einer Variation des Ansteuerbeginns (Tradeoff) in Bild 2-11 dargestellt.

Um die Stickoxidemission zu verringern, sollte der Prozessablauf dahingehend beeinflusst werden, dass die kritische Temperatur zur Bildung von thermischem NO bei etwa 1700 K möglichst nicht oder nur kurz überschritten wird. Eine Möglichkeit stellt hier die Verschiebung des Einspritzzeitpunktes in Richtung „spät“ dar (Weg 1 in Bild 2-11). Dadurch wird die Verbrennung verschleppt, d.h. der zeitliche Schwerpunkt der Verbrennung nach hinten geschoben. Die maximale Flammentemperatur und damit auch die NO-Bildungsrate, jedoch auch der Wirkungsgrad, sinken. Die Abgastemperatur, Ruß- und HC-Emissionen steigen dagegen an. Die Verlagerung der maximalen Energieumsetzung in die Expansionsphase und die damit verbundene Verringerung des thermischen Wirkungsgrades sind für einen höheren Kraftstoffverbrauch verantwortlich [MSS04] [Feh88]. Eine weitere Maßnahme zur Absenkung der Prozesstemperaturen stellt z.B. eine effektive Ladeluftkühlung dar [LiP01].

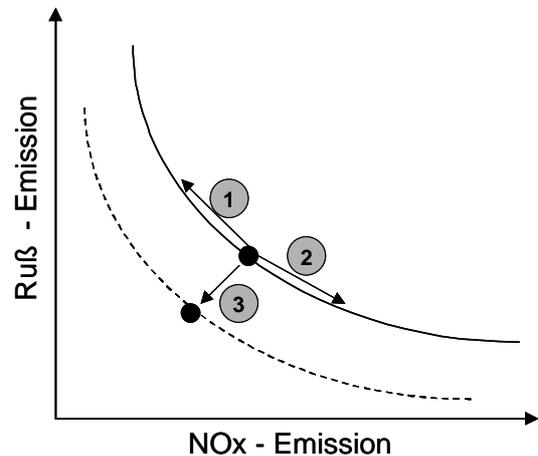


Bild 2-11: Ruß-NO_x-Konflikt

Für die Höhe der Rußemission ist der Rußausbrand entscheidend, der ebenfalls mit höherer Temperatur ansteigt. Hier wird der Konflikt, der sich in der Ruß-NO_x-Schere widerspiegelt, deutlich. Da Ruß nur in fetten Bereichen der Flammenfront existiert und in einer lokal scharf abgegrenzten Front verbrannt wird, ist im Dieselmotor die Qualität der turbulenten Durchmischung von entscheidender Bedeutung. Die Bildung lokal fetter Gebiete ist bei der heterogenen Verbrennung jedoch unvermeidlich. Der Dieselmotor wird allerdings global mager betrieben ($\lambda=1,2\dots8$). Die Zündung der Spraystrahlen findet bei niedrigen Drücken vornehmlich in den sehr fetten düsennahen Bereichen statt, während im Hochdruckbereich schon vor der Zündung eine Abmagerung eingesetzt hat [MSS04] [Feh88].

Als Ziel der innermotorischen Verbrennungsoptimierung gilt es, feinabgestimmte Kombinationen von Maßnahmen zu finden, die dem Weg 3 von Bild 2-11 entsprechend das Gesamtschadstoffniveau senken. Einen wesentlichen Bestandteil stellt hier die Optimierung des Einspritz- und damit des Verbrennungsablaufes dar. Als innermotorische Maßnahmen sind die Einspritzverlaufsformung und die gekühlte und ungekühlte Abgasrückführung (AGR) zu nennen. Hier wirkt in den Zylinder zurückge-

führtes Abgas bei der Verbrennung als Inertgas und führt damit zur Temperaturabsenkung. Neben dem verminderten NO_x -Ausstoß trägt die AGR auch zu einer merklichen HC-Minderung bei, da die unverbrannten Kohlenwasserstoffe im rückgeführten Abgas nochmals an der Verbrennung teilnehmen und dabei weiter oxidiert werden.

Das Miller-Verfahren stellt eine weitere innermotorische Möglichkeit zur Absenkung der Verbrennungstemperatur und damit der NO_x -Emission dar. Durch Verstellung des Schließwinkels der Einlassventile wird die Lufttemperatur im Zylinder bei Erreichen des ZOT abgesenkt. Gegenüber heutiger Serienmotoren erfordert das Verfahren erhöhte Ladedrücke bei abgesenktem Verdichtungsverhältnis sowie ein angepasstes Brennverfahren. Der Einsatz von Mehrfacheinspritzung bietet sich zur Senkung der ansteigenden Druckanstiegsgeschwindigkeiten und Partikelemissionen an. Im Bereich der Nonroad-Anwendung ist in naher Zukunft ein Serieneinsatz des Verfahrens geplant [MCT04]. Bei Einsatz einer Wassereinspritzung (Kühlung durch Verdampfen des Wassers) ist neben dem Mitführen des zweiten Betriebsstoffes ein großer apparativer Aufwand in Form von Zweistoffdüsen oder zusätzlichen Einrichtungen zur Wassereinbringung nötig. Daher hat auch dieser Ansatz für aktuelle Nfz-Anwendungen keine wesentliche Bedeutung [LiP01].

Als außermotorische Maßnahmen der Abgasnachbehandlung sind Partikelfilter zur Rußabscheidung sowie SCR-Katalysatoren zur Stickoxidreduzierung zu nennen [Spu99]. Da mit Anwendung von Abgasnachbehandlungskonzepten Mehrkosten verbunden sind und die Störanfälligkeiten sowie der Regelaufwand steigen, erscheint es weiterhin zielführend, die innermotorischen Maßnahmen bestmöglich zu optimieren. Schwerpunkt dieser Arbeit soll die Einspritzverlaufsformung und ihr Potential als innermotorische Maßnahme zur Minderung der Rohemissionen sein. Aus diesem Grund werden sowohl Abgasnachbehandlungskonzepte als auch weiterführende innermotorische Maßnahmen wie AGR nicht detaillierter beschrieben [MSS04] [Ste04].

2.4 Einflussfaktoren auf die Gemischbildung und Verbrennung

Der Lochdurchmesser und die Form der Spritzlöcher bestimmen im Zusammenhang mit der Lochzahl den **hydraulischen Durchfluss** sowie die Zerstäubungseigenschaften einer Einspritzdüse. Um bei maximaler Motorleistung eine ausreichend kurze Einspritzdauer bei maximalem Einspritzdruck zu erreichen, müssen die Lochdurchmesser genügend groß gewählt werden. Um bei bezüglich der Rußemission relevanten Kennfeldpunkten eine gute Zerstäubung zu erzielen, sollen die Lochdurchmesser so klein wie möglich sein. Aus diesen gegenläufigen Anforderungen ergibt sich ein Kompromiss für den Spritzlochdurchmesser. Die Lochzahl bei den heute üblichen Brennverfahren liegt zwischen 5 und 12 und ist vom Drall im Brennraum abhängig. Je höher der Drall, desto geringer die Lochzahl [Bas04]. Je höher der Anteil der Luftbewegung an der Gemischbildung ist, desto geringer kann der Einspritzdruck sein. Dabei ist jedoch zu beachten, dass die Luftdrallerzeugung mit erhöhten Verlus-

ten beim Ladungswechsel verbunden ist. Diesem Problem wird heutzutage mit separat schaltbaren Drall- und Füllkanälen an 3- und 4-Ventilmotoren Rechnung getragen.

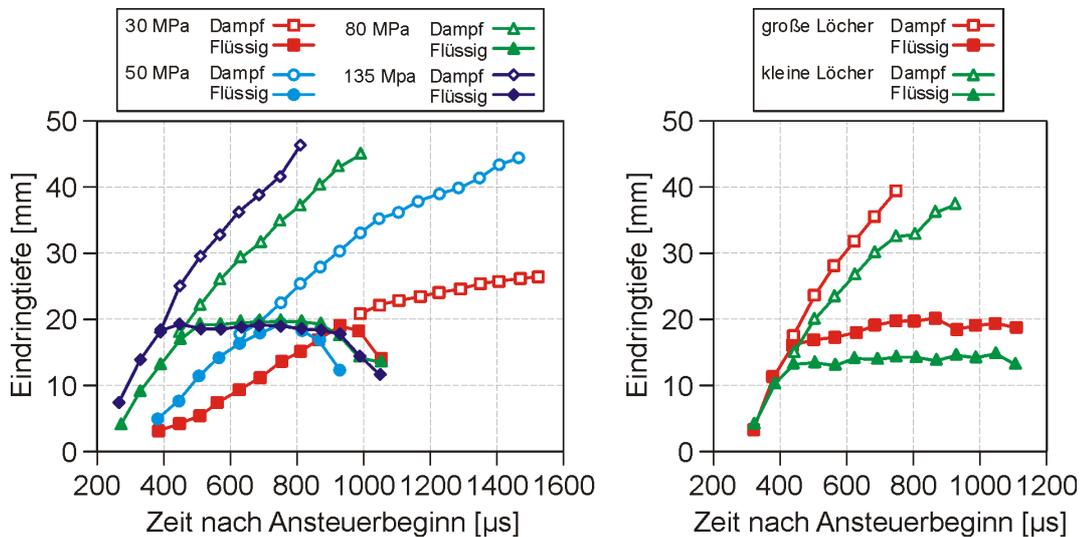


Bild 2-12: Abhängigkeit der Eindringtiefe von Einspritzdruck und Spritzlochgröße [Bas02]

Bei der Einspritzung des Kraftstoffes ist es wichtig, dass der Kraftstoff sich in viele kleine Tröpfchen verteilt und damit eine große Oberfläche für die Verdampfung zur Verfügung stellt. Andererseits muss eine möglichst gute Durchmischung von Luft und Kraftstoff im gesamten Brennraum erreicht werden, um starke Rußbildung durch örtlichen Sauerstoffmangel zu vermeiden. Dies gelingt durch eine sorgfältige Abstimmung des Einspritzdruckes, der Düsenlochgeometrie und der Brennraummuldenform sowie des richtigen Einspritzzeitpunktes. Es ist zu vermeiden, dass Kraftstofftröpfchen über die Brennraummulde hinaus an die Zylinderwand gelangen und sich dort niederschlagen oder im Feuerstegbereich zwischen Kolben und Zylinder ansammeln. Sie würden sich der Verbrennung entziehen und als unverbrannte Kohlenwasserstoffe in den Abgastrakt gelangen. Bild 2-12 zeigt exemplarisch die Eindringtiefe des flüssigen und dampfförmigen Kraftstoffes über der Zeit nach dem Einspritzbeginn in Abhängigkeit vom Einspritzdruck und von der Lochgeometrie unter dieselmotorischen Randbedingungen. Im linken Bild ist deutlich zu sehen, dass die Eindringtiefe des flüssigen Strahles unabhängig vom Druck ist. Die Geschwindigkeit der Strahlspitze ist jedoch beim höchsten Einspritzdruck deutlich größer. Der höhere Impuls sorgt für einen stärkeren Lufteintrag (Air-Entrainment) in den Einspritzstrahl und damit für eine schnellere Verdampfung. Das rechte Bild zeigt, dass sich bei gleichem Einspritzdruck mit einem größeren Düsenloch ein tieferes Eindringen des Kraftstoffes erreichen lässt. Dabei ist jedoch zu beachten, dass mit zunehmender Tröpfchengröße bei steigendem Düsenlochdurchmesser der aerodynamische Widerstand (nimmt quadratisch mit dem Tröpfchendurchmesser und der Geschwindigkeit zu) so stark steigen kann, dass die Eindringtiefe bei größeren Löchern wieder sinkt. Hier ist

also eine Optimierung zwischen Düsenaustrittsquerschnitt und Einspritzdruck sowie Luftbewegung erforderlich [Bas02] [LSF03] [PWB00].

Die Zündorte bei der dieselmotorischen Verbrennung sind stark abhängig vom **Einspritzdruck**. Die maximale Eindringtiefe des flüssigen Kraftstoffs ist auf Grund der mit höherem Einspritzdruck zunehmenden Verdampfungsrates zwar unabhängig vom Raildruck konstant, die Ausbreitungsgeschwindigkeit beider Phasen nimmt jedoch mit steigendem Einspritzdruck zu. Je höher also der Einspritzdruck, desto weiter außen an der Zylinderwand stellt sich das zündfähige Gemisch ein [UDW01]. Die Verbrennung wird in Richtung Kammerwand verlagert. Mit steigendem Raildruck sinkt die Verbrennungsdauer durch die verbesserte Gemischbildung und des auf Grund der Brennraumausnutzung besseren Sauerstoffangebotes.

Wird die Lage der Zündorte in ihrem Abstand zur Einspritzdüse betrachtet, so ergibt sich, dass eine Variation des Einspritzdruckes und des Gegendruckes im Brennraum sowie der Zündverzögerung den Zündort beeinflussen. Sowohl durch einen höheren Einspritzdruck als auch bei einer längeren Zündverzögerungszeit treten die ersten Zündzonen weiter entfernt von der Düse auf, während eine Erhöhung des Gegendruckes und damit der Kompressionstemperatur im Brennraum den Abstand der Zündorte zur Düse verkürzt [Ber99].

[HDD04] stellt in seinen Untersuchungen fest, dass eine Steigerung des Einspritzdruckes verbrauchs- und emissionsneutral zur Leistungssteigerung genutzt werden kann. Allerdings fällt dieses Potential in hohen Druckbereichen um 200 MPa immer geringer aus. Wird die Steigerung des Druckes jedoch ausschließlich genutzt, um bei gleichen Ansteuerzeiten geringere Spritzlochdurchmesser nutzen zu können, sind im Teillastbereich Reduktionen des Ruß-/NO_x-Zielkonfliktes von bis zu 20% umsetzbar. Für den Pkw-Bereich fügt [Doh03] diesen Betrachtungen das Potential einer Drehzahlsteigerung durch Einspritzdruckanhebung hinzu.

Nach [SBE02] ist die gesamte gebildete Menge Ruß für verschiedene Einspritzdrücke ähnlich. Die Rußoxidation für hohe Drücke ist jedoch sehr viel besser. Dies wird auf den zusätzlich eingebrachten Impuls bzw. die bessere lokale Mischung von Sauerstoff und Brennstoff zurückgeführt. Diese Erhöhung des Turbulenzniveaus verbessert die Oxidationsbedingungen entscheidend. Bei Variation der Motorlast nimmt die absolut gebildete Rußmenge mit steigender Last eher zu, da der mischungskontrollierte Anteil der Verbrennung sowohl relativ wie absolut zunimmt. Einerseits ist deutlich weniger globaler Sauerstoff vorhanden, da ein Großteil für die Oxidation des Brennstoffs benötigt wird, andererseits werden höhere Ansprüche an die Durchmischung bzw. die lokale Turbulenz gestellt.

Neben der durch den Kraftstoffstrahlimpuls eingebrachten Gemischbildungsenergie bewirkt eine **Luftbewegung im Zylinder** während der Einspritzung eine Erhöhung der Relativgeschwindigkeit zwischen Luft und Kraftstoff und damit eine Erhöhung des

Durchmischungspotentials. Die Drallluftströmung wird generiert durch die Gestalt des Einlasskanals (Drall- oder Tangentialkanal) und des Ventilsitzes. Es handelt sich um eine Drehbewegung der Luft um die Zylinderachse, die über den Gaswechselkanal generiert wird und auf Grund der Massenträgheit der Luft im nachfolgenden Verdichtungshub bestehen bleibt. Kurz vor OT sorgt die durch die Quetschkante der Kolbenkrone in die Mulde verdrängte Luft für eine Erhöhung des Dralls (Drehimpulserhaltung). In Motoren mit Einfacheinspritzung und starkem Drall ist der Premixed-Anteil an der Verbrennung höher, was in einer stärkeren NO_x-Bildung resultiert. [Bas04].

Durch die richtige Wahl der **Einbau- lage des Injektors** ist der Kraftstoffstrahl auf die Kolbenmulde (Brennraum) und die Luftbewegung abzustimmen. Die Auslegung der Einbau- lage und damit der Strahlverteilung ist eine der wesentlichen Maßnahmen zur Optimierung des Brennverfahrens. Bei Motoren mit Direkteinspritzung ist die Düse idealerweise zentriert und senkrecht zum Brennraum angeordnet. Dies ist bei Vierventil-Motoren gut

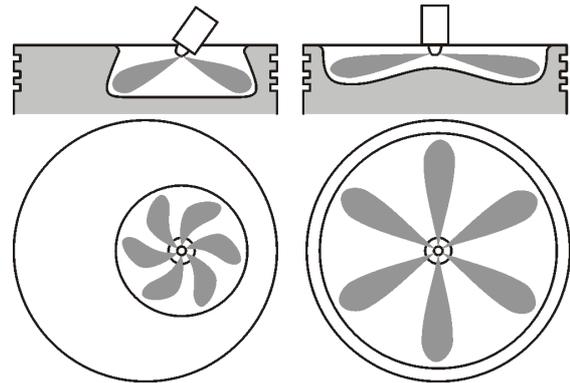


Bild 2-13: Unterschiede der Injektoreinbau- lage und der Brennraumluftbewegung [BaV00]

umsetzbar. Bei Zylinderköpfen mit zwei Ventilen ist die Schräglage gut auf den Brennraum abzustimmen. Bild 2-13 zeigt einen Vergleich dieser zwei Injektoreinbau- lagen und die Anpassung der Brennraumluftbewegung und der Kolbenform [BaV00].

Die heute in Nutzfahrzeugen eingesetzten Einspritzsysteme arbeiten mit sehr hohen Einspritzdrücken, die eine große Turbulenz im Einspritzstrahl erzeugen. Auch im Teil- lastbereich wird genügend Gemischbildungsenergie vom Kraftstoffstrahl erzeugt. Aus diesem Grund kann der konstruktiv festgelegte Drall verringert werden. Niedrige Drallzahlen lassen sich durch eine einfachere Gestaltung des Einlasskanals und der Kolbenmulde realisieren. In der Regel kommen weite Kolbenmulden zum Einsatz, die eine große freie Strahllänge zulassen, um den Wandeinfluss zu minimieren. Mit steigendem Hubvolumen ergibt sich ein günstigeres Oberflächen / Volumen-Verhältnis, was zusammen mit dem niedrigen Einlassdrall den Liefergrad erhöht und zu einem geringeren Wärmeübergang führt. Dies ist eine Hauptursache für den gegenüber kleineren Motoren deutlich besseren Wirkungsgrad [Wac95].

Interaktionen der flüssigen Kraftstoffphase mit der Muldenwand, wie exemplarisch in Bild 2-14 illustriert, sind in der Regel unerwünscht, da der Wandfilm eine fette Zone darstellt, die langsamer und unvollständiger verbrennt und sich damit negativ auf die Emissionswerte auswirken kann. Bei Einsatz von kleinen Muldengeometrien wird dagegen gezielt auf den Muldenkragen gespritzt. Dieser Kolbenbereich zeichnet sich durch lokal sehr hohe Temperaturen aus und kann dadurch zur Kraftstoffver-

dampfung genutzt werden. Die in diesem Fall mögliche Steigerung der maximalen Einspritzrate führt zu kürzeren Einspritzzeiten und resultiert in einer Wirkungsgradverbesserung [Str96] [Mol02].

Die **Eindringtiefe** und dadurch der Einspritzdruck sind wichtige Indikatoren zur Regulierung der Schadstoffbildung. Bei einer zu großen Eindringtiefe kommt es zu einem Wandauftrag und nicht rechtzeitig verdampfter Wandbrennstoff führt zu einer höheren HC-Emission und Abgasschwärzung. Durch das Auftreffen des Einspritzstrahls auf die Brennraumwände und durch Reaktion der heißen Flamme mit dem

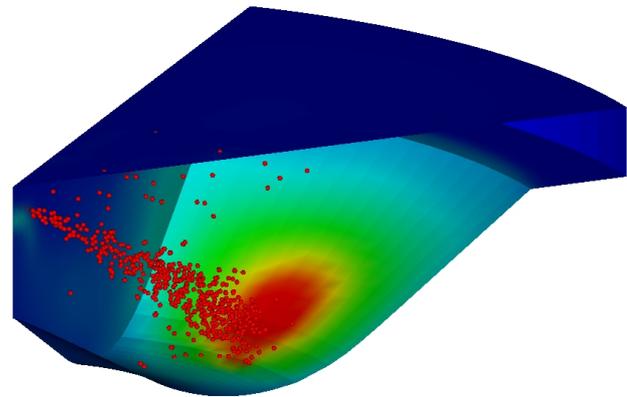


Bild 2-14: Interaktion des Kraftstoffsprays mit der Muldenwand [LSM04]

Ölfilm der Zylinderlaufbuchse kann zusätzlich Ruß gebildet werden. Als weiteres Problem in diesem Themenkomplex gilt das „Auswaschen“ der Zylinderlaufbahn durch auftreffenden Kraftstoff und damit einhergehende Ölverdünnung [Mol02].

Im Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch bildet die **Schwerpunktlage der Verbrennung** eine wichtige Prozessgröße. [GKK04] stellt in Verbrennungsanalysen für direkteinspritzende, drallarme Nfz-Dieselmotoren bei etwa 5°KW nach OT den optimalen Verbrennungsschwerpunkt dar. Mit Anhebung des Einspritzdruckes zur Einhaltung thermodynamisch sinnvoller Einspritzdauern und gleichbleibender Stickoxid-Emission führt dies zu einer Verlagerung des Einspritzbeginns in Richtung „spät“, da sich die Wärmefreisetzungsraten nach „früh“ verschieben.

Es ist motorisch grundlegend zu unterscheiden, ob eine Variation des **Kompressionsenddruckes** über ein verändertes Verdichtungsverhältnis oder über einen Anstieg des Ladedruckes bei gleichem ε erzielt wird, da ein Anstieg von ε zu einem deutlichen Anstieg der Verdichtungsendtemperatur führt [Wac95]. Der Einfluss von Kompressionsenddruck und -temperatur auf die Strahlausbreitung ist insbesondere für die frühe Einspritzphase entscheidend, da innerhalb der Zündverzugszeit die daraufhin einsetzende Vormischverbrennung (Stickoxidemissionen) entscheidend von den Strahlgrößen geprägt wird. Bei steigendem Kompressionsdruck, der mit einer Luftdichteerhöhung verbunden ist, kommt es zu einem verstärkten Impulsaustausch der Tröpfchen mit der Luft. Hierdurch steigt der Strahlkegelwinkel und die mittlere Tropfengeschwindigkeit sinkt [Ofn01]. Mit steigender Kompressionstemperatur sinkt die Länge des flüssigen Strahls, da auf Grund der höheren Temperatur eine schnellere Verdampfung eintritt [Eis03]. Außerdem ist durch die Abbremsung der Strahlspitze die Tropfendichte deutlich erhöht, was zu vermehrter Koaleszenz und somit ebenfalls zu einem Anstieg der Strahldurchmesser führt. [Doh03] stellt ein deutliches Optimie-

rungspotential von 30% des Emissionsverhaltens durch Absenkung des Verdichtungsverhältnisses mittels einer optimierten „geöffneten“ Muldengeometrie dar. Durch die Verminderung der Drallzahl werden Ladungswechselverluste minimiert. Zusätzlich verbessert sich hier auch die Luftausnutzung durch die Vergrößerung der freien Strahllänge und damit Oberfläche unter Vollast. Als problematisch gilt für Konzepte mit einem Verdichtungsverhältnis deutlich unterhalb von 15 der Themenkomplex Kaltstartverhalten.

Bei Erhöhung des Ladedruckes steht zur Rußabsenkung mehr Sauerstoff zur Verfügung, da das Kraftstoff-/Luftverhältnis und damit die Ladungsmasse zunimmt. In gleichem Maß steigt auch das Wärmeaufnahmevermögen. Dadurch wird die NO_x-Emission von dieser Maßnahme kaum beeinflusst. Durch den erhöhten Ladedruck und die damit steigende Ladungswechselarbeit erhöht sich der spezifische Kraftstoffverbrauch geringfügig [LiP01].

Auswirkung auf: Einflussgröße	NO _x	Ruß	b _e	Effekt
Einspritzbeginn nach „spät“	↓	↑	↑	Absenkung der maximalen Prozesstemperatur
AGR	↓	↑	↑	Temperaturabsenkung durch zugeführtes Inertgas
Ladeluftkühlung	↓	→	↓	Verringerung der Gastemperatur
Ladedrucksteigerung	→	↓	↑	Erhöhung des Sauerstoffangebotes und der Wärmekapazität
Absenkung von ϵ	↓	↑	↓	Absenkung der Verdichtungsendtemperatur und Erhöhung der Strahleindringtiefe
Drallreduktion	↓	↑	↓	Verschlechterung der Durchmischung von Luft und Kraftstoff / geringere Ladungswechselverluste
Einspritzdruck-erhöhung	↑	↓	↓	Erhöhung der Gemischbildungsenergie durch den Einspritzstrahl
Spritzloch-verkleinerung	↑	↓	↓	Verbesserung der Luftefassung und Durchmischung
koaxiale Düsenlage	↑	↓	↓	Strahlsymmetrie und verbesserte Luftefassung

Tabelle 2-1: Einflussfaktoren auf die dieselmotorische Verbrennung und Emission

Tabelle 2-1 gibt einen Überblick einer Auswahl einflussnehmender Faktoren auf die dieselmotorische Verbrennung und Emission. Es ist zu beachten, dass die Effekte isoliert betrachtet werden, d.h. unter Konstanthaltung aller anderer Parameter. Die einzelnen Aspekte sind in diesem Zusammenhang als Trend zu sehen, da sich alle Faktoren sehr stark gegenseitig beeinflussen und bei der Motorabstimmung ein Kompromiss aller Maßnahmen gefunden werden muss. Die Beschreibung des resultierenden Effektes bezieht sich in erster Linie auf die Auswirkung auf die besonders kritische Emissionskomponente NO_x.

2.5 Nfz-Einspritzsysteme

In diesem Kapitel werden die wesentlichen Serieneinspritzsysteme aus dem Nfz-Bereich in ihrem Aufbau und ihrer Funktion erläutert. Verteiler- und Reiheneinspritzpumpen werden nicht berücksichtigt, da sie auf Grund ihrer mangelnden Flexibilität in aktuellen Motoren nicht mehr eingesetzt werden. Um insbesondere die Bildung von Stickoxiden und Partikeln simultan innermotorisch zu senken, werden hohe Anforderungen an das Einspritzsystem gestellt. Abhängig vom Bedarfsfall muss das Einspritzsystem unterschiedliche Einspritzdruck- und Gemischbildungsverläufe bereitstellen. Aus diesem Grund wird zunehmend an der Entwicklung flexibler Einspritzsysteme gearbeitet. Der zweite Teil dieses Kapitels gibt einen Überblick über verschiedene Forschungssysteme, die versuchen den Anforderungen nach maximalen Freiheitsgraden bei einer sehr hohen Dynamik gerecht zu werden.

Grundsätzlich lassen sich Einspritzsysteme nach [Bas02] in **Speichereinspritzsysteme** und **Systeme mit einspritzsynchroner Druckerzeugung** klassifizieren. Auf Grund der Qualitätsregelung des Motors ist von entscheidender Bedeutung, dass das Einspritzsystem eine exakte Zumessung der Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel ermöglicht. Dies gilt für den gesamten Kennfeldbereich des Motors. Neben einer hohen Reproduzierbarkeit der eingespritzten Gesamtmasse pro Arbeitsspiel und der Mengenkonzanz der verschiedenen Zylinder steht die während des Einspritzvorganges pro Zeiteinheit eingespritzte Kraftstoffmasse (Einspritzrate: $dm_K/dt=f(t)$) im Vordergrund. Zunehmend werden auch Mehrfacheinspritzungen, wie Vor- und Nacheinspritzungen, ausgeführt. Zur Realisierung geringer Kraftstoffmassen für Teileinspritzungen ist es notwendig, eine gute Kleinstmengenfähigkeit des Systems zu gewährleisten. Da diese geringen Einspritzmengen mit Nadelteilhüben erreicht werden, gilt es eine möglichst direkte und hochdynamische Ansteuerung der Düsennadel zu realisieren [Bas04] [Ste04].

Systeme mit einspritzsynchroner Druckerzeugung

Grundlage allernockengesteuerten Systeme ist der intermittierende Druckaufbau. Dabei steht der hohe Kraftstoffdruck nur zum Zeitpunkt der Einspritzung zur Verfügung. Beim **PD-System** (Pumpe-Düse) von **Bosch** ist ein Pumpenelement mit einer Injektoreinheit mit integriertem Magnetventil (Steuerventil) zusammengefasst (s. Bild 2-15 links). Das kompakte Bauteil wird direkt in den Zylinderkopf integriert. Angetrieben wird das PD-System über Rollenkipphel von der Motornockenwelle. Das Magnetventil steuert den Einspritzbeginn und die –dauer über abgelegte Kennfelder im Motorsteuergerät. Im unbestromten Zustand des Magnetventils ist dieses geöffnet und der von dem Pumpenelement geförderte Kraftstoff fließt direkt in den Kraftstoffvorlauf zurück. Zur Einleitung der Einspritzung wird das Magnetventil geschlossen. Der Rücklauf ist verschlossen und der Kraftstoff wird zur Düse gefördert. Eine vorgespannte Feder hält die Düse geschlossen, bis ein definierter Öffnungsdruck erreicht ist. Im Anschluss öffnet die Düse und gibt den Einspritzvorgang frei. Die Nockenkon-

tur und die Drehzahl der Nockenwelle bestimmen die Pumpgeschwindigkeit und somit über den Pumpenkolbendurchmesser den Druckanstieg bzw. den Volumenstrom im Düsenkörper. Durch Öffnung des Magnetventils wird der Einspritzvorgang beendet. Der Kraftstoff fließt in den Rücklauf zurück und der Druck wird spontan abgebaut. Die Feder schließt daraufhin die Einspritzdüse. Auf Grund der direkten Anbindung der Pumpe zum Injektor, fällt die Länge der hydraulischen Leitung sehr gering aus. Es entfallen die Druckverluste durch Kompression des Schadvolumens. Der Einspritzverlauf folgt entgegen den Systemen mit Druckleitung praktisch der Nockenform. Auf Grund der „starr“ Kontur und Lage des Einspritznockens sind der freien Wahl des Druckgradienten zu einem definierten Zeitpunkt sehr enge Grenzen gesetzt. Mittels einer mechanisch-hydraulischen Steuerung sind PD-Systeme in der Lage, eine allerdings im Abstand zur Haupteinspritzung weitestgehend zeitlich festgelegte Voreinspritzmenge abzusetzen. Im Nfz-Sektor wird von dieser Option jedoch weitgehend noch kein Gebrauch gemacht. Der maximale Einspritzdruck, der am Ende des Injektionsintervalls erreicht wird, liegt drehzahlabhängig bei maximal 210 MPa [Bos02] [Bas04].

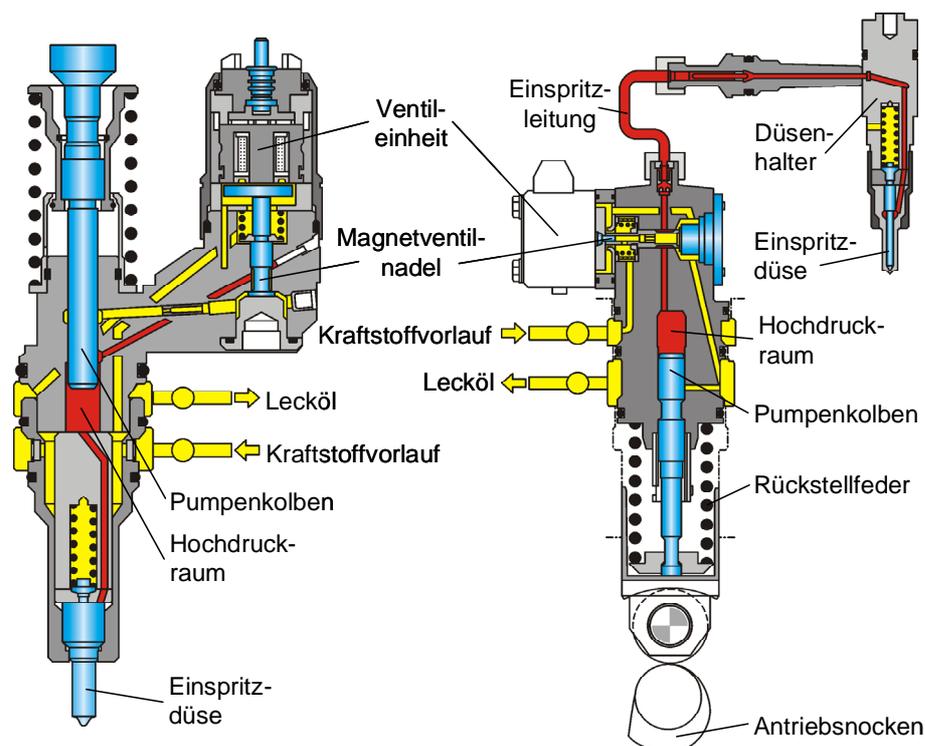


Bild 2-15: Aufbau des Pumpe-Düse- und Pumpe-Leitungs-Düse-Einspritzsystems [Bas04]

Die Funktionsweise des **PLD**-Systems (Pumpe-Leitung-Düse) von **Bosch** ist prinzipiell identisch mit der des PD-Systems und bietet die gleichen funktionalen Möglichkeiten. Wie in Bild 2-15 rechts illustriert, sind die Bauteilgruppen Hochdruckpumpe, Düsenhalter und Einspritzpumpe räumlich voneinander getrennt. Der besondere Vorteil liegt im einfacheren Einbaukonzept sowie in der Handhabung im Servicefall. Insbesondere Motoren in V-Bauform sind auf Grund einer untenliegenden zentralen Nockenwelle prädestiniert für PLD Applikationen [Bas04]. Auf Grund des langsamen

Druckanstiegs und der dreieckförmigen Einspritzrate während des Einspritzvorgangs wird die Stickoxidemission günstig beeinflusst, da die Gemischbildung der Vormischverbrennung schlechter ist und damit der Druckanstiegsgradient als auch die Temperatur niedriger sind. Andererseits weisen gerade im Bereich der Kleinstmengenführung das PD und das PLD System auf Grund der schlechten Zerstäubung durch das niedrige Druckgefälle Mängel auf [MSS04].

Aus Gründen der Vollständigkeit sei noch das überwiegend auf dem amerikanischen Markt eingesetzte druckübersetzte **HPI**-Einspritzsystem (**H**igh **P**ressure **I**njection) von **Cummins** erwähnt. Es unterscheidet sich von allen anderen vorgestellten Systemen dadurch, dass die Düsenadel nicht von einer unterstützenden Federkraft in den Sitz gedrückt und daher als „offene“ Einspritzdüse bezeichnet wird [Pis02]. Das von **Caterpillar** entwickelte und in Serie eingesetzte Einspritzsystem **HEUI** (**H**ydraulic **E**lectronic **U**nit **I**njector) ist den definierten Kategorien nicht eindeutig zuzuordnen. Das System arbeitet mit einer von der Kurbelwellenposition unabhängigen hydraulisch übersetzten Druckverstärkung. Zur genaueren Erläuterung der Funktion wird auf [Kep97] und [MYC04] verwiesen.

Speichereinspritzsysteme

Speichereinspritzsysteme zeichnen sich durch eine vom Einspritzzyklus entkoppelte Hochdruckerzeugung aus. Der Aufbau eines **Common-Rail**-Systems von **Bosch** untergliedert sich in die Komponenten Hochdruckpumpe, Druckspeicher (Rail), Injektoren und elektronisches Steuergerät. Für die Druckerzeugung kommen Radialkolbenpumpen mit elektronischer Ansteuerung zur Druckregelung zum Einsatz, die direkt über die Kurbelwelle mittels Riemen-, Ketten- oder Zahnradtrieb angetrieben werden. Die Hochdruckpumpe fördert kontinuierlich den Kraftstoff in das Rail, wo der Kraftstoffdruck unabhängig von der Motordrehzahl vom Steuergerät eingeregelt werden kann. Dazu wird der Kraftstoffdruck mit einem Sensor gemessen und über die Förderate der Hochdruckpumpe auf den im Kennfeld hinterlegten Sollwert eingestellt. Das Auslösen des Einspritzvorganges erfolgt mittels elektronisch betätigter Steuerventile in den Injektoren zum vom Motorsteuergerät gewählten Einspritzzeitpunkt. Über eine kurze Druckleitung ist das Einspritzventil mit dem Rail verbunden. Die Funktionstrennung von Druckerzeugung und Kraftstoffeinspritzung ermöglicht eine entschieden geringere Abhängigkeit des Einspritzdruckes von der Motordrehzahl als bei Systemen mitnockengesteuertem Druckaufbau. Die Dauer der Einspritzung in den Brennraum kann unabhängig vom Kraftstoffdruck geregelt werden.

Bild 2-16 links illustriert den Aufbau eines konventionellen CR-Injektors. Das Magnetventil betätigt nicht direkt die Düsenadel, sondern öffnet und schließt ein hydraulisches Steuerventil. So wird sowohl der Öffnungs- als auch der Schließvorgang hydraulisch gesteuert. Die Feder hat die Funktion, die Düsenadel definiert geschlossen zu halten. Der Speicherdruck liegt sowohl über der Düsenadel als auch von unten an der Druckschulter an. Wird das hydraulische Steuerventil betätigt, fällt der Druck

im Injektorsteuerraum ab und die Düsennadel hebt sich. Der Druckabfall des Injektorinneren gegenüber dem unter Speicherdruck stehenden Zulauf der Düse wird durch eine Zulaufdrossel ermöglicht. Das Volumen des Rails kompensiert dabei die Steuermengen und reduziert Druckschwankungen. Wird das Steuerventil geschlossen, baut sich im Steuerraum der Speicherdruck auf und die Düsennadel schließt. Das Steuerventil besitzt eine definierte Ablaufdrossel. Mit der Auslegung von Zu- und Ablaufdrossel kann das dynamische Öffnungs- und Schließverhalten ausgelegt werden, ermöglicht jedoch keine parametrierbare Einflussnahme auf die Düsennadelgeschwindigkeiten im Motorbetrieb. Des Weiteren lassen sich die Öffnungs- und Schießgeschwindigkeit nicht unabhängig voneinander wählen, da die Hydraulik sich gegenseitig beeinflusst [Bos02] [Bas02].

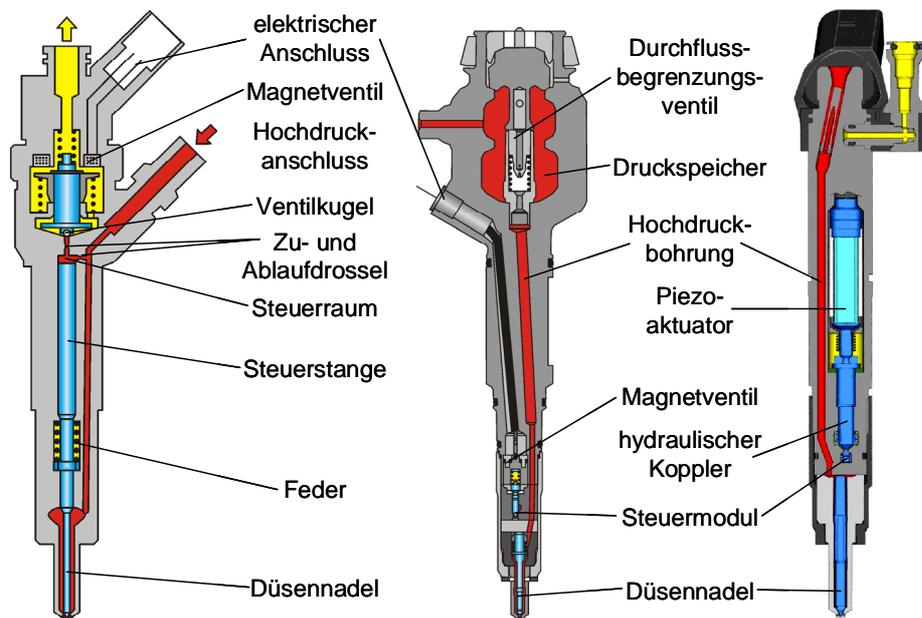


Bild 2-16: CR-Injektoren in unterschiedlicher Ausführung [Bos02] [KBW04] [SSB03]

In Bild 2-16 mittig ist ein aktueller Serieninjektor von Bosch für Nutzfahrzeugmotoren dargestellt, der sich durch die Besonderheit auszeichnet, dass ein mechanisches Durchflussbegrenzungsventil (DBV) in den Injektorkörper integriert ist. Im Falle einer Fehlfunktion wird der Kraftstofffluss unterbrochen. Mittels des kleinen eingegliederten Hochdruckspeichers werden Leitungsdruckschwankungen minimiert. So können trotz der kompakten Bauform verschiedene Funktionsgruppen vereint und die Leistungsfähigkeit verbessert werden. Durch den Einsatz eines sehr kleinen Magnetventils können die Wege der mechanisch/hydraulischen Kopplung deutlich minimiert und dadurch die Dynamik gesteigert werden [KBW04].

Um den Anforderungen nach hoher Betätigungsdynamik, sehr guter Kleinstmengenfähigkeit und hohen Einspritzdrücken gerecht zu werden, kommen im Pkw-Bereich bereits Piezo-Aktuatoren als Stellglieder in CR-Injektoren zum Einsatz. Bei dem aktuellen CR-System von **Siemens** wird das Magnetventil zur Steuerung des 2/2-Wege-Ventils substituiert. Bosch verbindet die Piezoaktorik mit einer Integration des

Piezokristalls in den Injektorkörper. Dabei entfällt der Steuerkolben zur Übertragung der Düsenadelbewegung zum Steuerraum. Im Vergleich zu konventionellen Injektoren lassen sich dadurch die bewegten Massen deutlich reduzieren und die hydraulische Wirkkette verkürzen. Auf Grund des optimierten Einspritzverlaufes und verringerten Voreinspritzmengen lässt sich der Ruß- und NO_x-Ausstoß um 13 bis 18% reduzieren. Derzeit serienmäßig dargestellte Einspritzdrücke liegen bei 160 (Bosch) bzw. 165 MPa (Siemens). Für die Darstellung des genauen Funktionsprinzips des in Bild 2-16 rechts dargestellten Einspritzventils sei auf [SSB03] und [HBG04] verwiesen.

Forschungseinspritzsysteme

Bei den vorgestellten Serieneinspritzsystemen sind der freien Wahl der Einspritzraten Grenzen gesetzt. Diese sind beim PD-System bestimmt durch den Druckaufbau des Systems, d.h. der Druck ist eine Funktion der Zeit. Die Speichereinspritzsysteme hingegen entkoppeln die Druckerzeugung von der Einspritzung und erhöhen den Freiheitsgrad hinsichtlich der Gestaltung des Einspritzverlaufes. Als Grenzen gelten hier der auf konstantem Niveau vorgehaltene Druck, die Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit sowie eine gezielt steuerbare Nadelbewegung der verfügbaren Injektoren. Um gezielt gemischbildungsseitige Potentiale darstellen zu können, werden in Forschung und Entwicklung hochflexible Experimentaleinspritzsysteme eingesetzt.

Isuzu und Mitsubishi verwenden zur Potentialabschätzung von gemischbildungsseitigen Maßnahmen Einspritzsysteme die prinzipiell einen ähnlichen Aufbau haben. In Bild 2-17 ist exemplarisch das hydraulische Schaltbild des *Twin Rail*-Systems von Mitsubishi dargestellt. Es werden mittels zweier Radialkolbenpumpen unterschiedliche Raildruckniveaus vorgehalten. Durch eine zentrale elektronische Steuereinheit und die beiden 2/2-Wege-Magnetsteuerventile kann

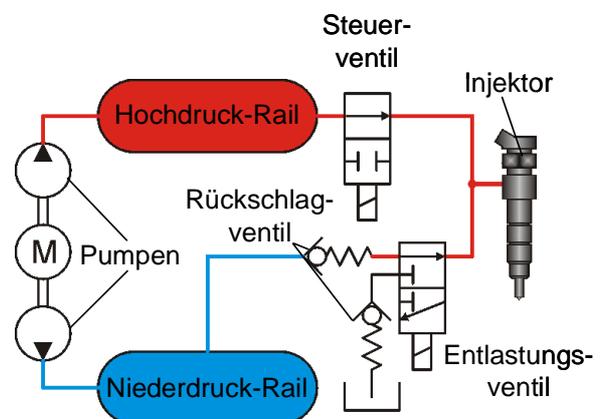


Bild 2-17: Druckmodulationssystem von Mitsubishi und Isuzu [NNI04]

vor dem konventionellen Serieneinspritzventil dem anfänglichen Niederdruck (max. 120 MPa) im Einspritzzeitfenster der Hochdruck (max. 180 MPa) zugeschaltet werden. Das Rückschlagventil verhindert ein Rückfließen in den Niederdruckteil. Je nach Schaltpunkt und –geschwindigkeit des Magnetventils werden so Rampen- und Boot-Einspritzratenformen über eine Modulation des Einspritzdruckes mit einem maximalen Druckgradient von bis zu 80 MPa/ms erzeugt. Zum vollständigen Druckabbau vor dem Injektor ist weiterhin ein 3/2-Wege-Entlastungsventil im Niederdruckkreis vorgesehen [TKM00] [NST98]. Mitsubishi [NNI04] plant für das Versuchssystem 2005 einen Serieneinsatz für mittelschnelllaufende Motoren.

Das in Bild 2-18 gezeigte System zur Druckmodulation der **AVL List GmbH** besteht aus einem um wenige Komponenten erweiterten Common Rail System. Zwischen dem Rail und dem Injektor ist ein Druckmodulator und ein Druckhalteventil geschaltet. Der Druckmodulator ist ein 2/2-Wege-Ventil, das in Ruhestellung das Rail vom Injektor trennt. Bei Betätigung des Druckmodulators wird das Rail mit dem Injektor verbunden, was in einem Druckanstieg im Einspritzventil resultiert. Abhängig vom steuerbaren Zeitverlauf der Druckmodulatoröffnung können unterschiedliche Druckanstiegsgeschwindigkeiten (max. 140 MPa/ms) dargestellt werden. Für einen hohen Druckgradienten wird ein schnellöffnendes Ventil mit großem Querschnitt eingesetzt. Nach einem Einspritzvorgang ist der Druckmodulator wieder geschlossen und das Druckhalteventil dient zur Absenkung des hohen Raildrucks im Injektor auf das für den nachfolgenden Einspritzvorgang erforderliche niedrige Druckniveau, das mittels Federvorspannung einstellbar ist. Die vorgeschaltete Drossel minimiert die hydraulischen Verluste bei geöffnetem Druckmodulator. Mit dieser Anordnung kann sowohl eine ungeteilte (Boot oder Rampe) wie auch geteilte Einspritzung mit sehr schnellen Druckanstiegen dargestellt werden [KaB00] [CJG02].

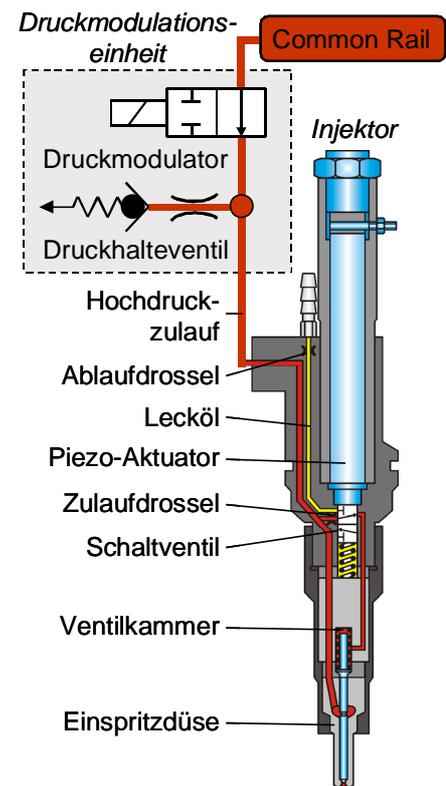


Bild 2-18: AVL-Druckmodulationssystem [CJG02]

Um die durch Nadelsitzdrosselung dominierte Phase der transienten Nadelöffnung möglichst kurz zu halten, wird das Druckmodulationssystem mit einem piezoaktuerten Einspritzventil des IMH kombiniert. Der ebenfalls in Bild 2-18 dargestellte Injektor wird über ein 3/2-Wege-Ventil gesteuert, das eine unabhängige Auslegung der Nadelöffnungs- und Nadelschließgeschwindigkeit durch zwei funktional getrennte Drosseln möglich macht. Zum Schließen der Düse wird das Ventil so geschaltet, dass die Hochdruckzufuhr direkt mit der Ventilkammer verbunden wird. Obwohl der Raildruck auch von unten auf die Druckschulter der Düsenadel einwirkt, wird die Nadel wegen des ungleichen Flächenverhältnisses in ihren Sitz gedrückt und die Spritzlöcher geschlossen. Durch Entladung des 130 V Piezo-Aktuators wird die Ventilkammer mit dem Rücklauf verbunden, so dass sich der Druck schnell abbaut. Die Druckschulter der Düsenadel bleibt mit der Hochdruckleitung verbunden. Die resultierende Kraft hebt die Nadel, wodurch die Einspritzung ausgelöst wird [Ofn01] [Eis03].

Vorangegangene Untersuchungen mit einem Forschungsinjektor mit steuerbarem Nadelhub haben bei **Bosch** die Notwendigkeit aufgezeigt, die Einspritzrate nicht nur über den Nadelhub zu begrenzen sondern auch durch eine Absenkung des Einspritzdrucks. Das **APCRS**-System erweitert ein konventionelles CR-System im Wesentlichen um eine Druckübersetzungsstufe pro Zylinder. Von der Hochdruckpumpe wird der Kraftstoff in das Rail gefördert. Für die Voreinspritzung und die erste Phase der Haupteinspritzung nimmt der Kraftstoff den Weg über den Bypass-Pfad mit Rückschlagventil zur Einspritzdüse. Nach dem Öffnen für die Haupteinspritzung wird der Druckverstärkerkolben über das zweite 2/2-Wege Magnetventil zugeschaltet und es erfolgt eine druckgesteuerte Einspritzung (max. Druckgradient 80 MPa/ms). Durch die Geometrie des Kolbens ist der Druckverstärkungsfaktor gegeben. Zum Ende der Haupteinspritzung kann der Injektor geschlossen und wenig später wieder geöffnet werden, um eine angelagerte Nacheinspritzung darzustellen. Anschließend wird die Druckverstärkung abgeschaltet und der Druck abgebaut, um für den folgenden Einspritzvorgang den Systemdruck wieder einzustellen.

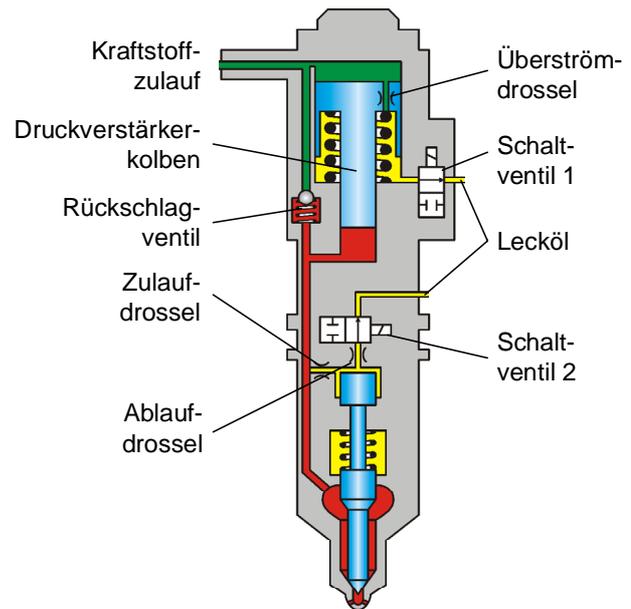


Bild 2-19: APCR-System [DDK04]

Das Konzept bietet den Vorteil eines energetisch günstigen niedrigen Systemdruckes (<100 MPa) und auf Grund der Übersetzung eines hohen Maximaldruckes (>250 MPa). Bild 2-19 zeigt eine hydraulische Schemadarstellung des Einspritzsystems. Das System eröffnet die Möglichkeit, kennfeldabhängig die Charakteristik einesnockengesteuerten Einspritzsystems (z.B. PD) mit rampenförmigen Einspritzdruckverlauf nachzubilden oder einen bootförmigen Einspritzverlauf zu realisieren. Des Weiteren birgt es die Option für weitere Steigerungen des maximalen Einspritzdrucks durch die energetisch sinnvolle Verlegung der Druckerzeugung in den Augenblick des Bedarfs. Günstig wirkt sich hierbei aus, dass der Höchstdruck nur im Düsenbereich auftritt, so dass bei der Auslegung aller anderen Komponenten entsprechend geringere Anforderungen auftreten. Insgesamt ist dieses System als das „serienahteste“ zur Realisierung einer Drucksteuerung einzuschätzen [Mah02] [DDK04] [HBK01]. Für experimentelle Untersuchungen zur Potentialabschätzung verschiedenster Einspritzratenformen ist die Flexibilität auf Grund des konstruktiv festgelegten Übersetzungsverhältnisses jedoch als mangelhaft zu bezeichnen.

Am Institut für Technische Verbrennung der Universität Hannover ist von [Ste04] ein Einspritzsystemkonzept für Nutzfahrzeuge umgesetzt worden, das eine schnelle Direktbetätigung der Düsenadel durch Piezoaktorik ermöglicht. Mit dem Einspritzventil lassen sich gezielt und druckunabhängig quasistationäre Nadelteilhübe darstellen, so dass eine gezielte Betrachtung von Nadelsitzdrosselphänomenen möglich wird. Kombiniert wird dieses Einspritzventil mit einer hochdynamischen Druckmodulations-einheit, die eine Ratenbegrenzung über den Einspritzdruck gestattet. Dieses Twin-CR-Einspritzsystem stellt eine große Anzahl freier Parameter zur Verfügung. Dies ermöglicht eine differenzierte Betrachtung verschiedenster Einspritzratenformen, die druckmoduliert oder nadelsitzgedrosselt erzeugt werden können. Die hohe Dynamik erlaubt weiterhin den kombinierten Einsatz von Mehrfacheinspritzungen [SMR04] [SSM03]. Eine detaillierte Beschreibung des Gesamtsystems folgt in Kapitel 3.

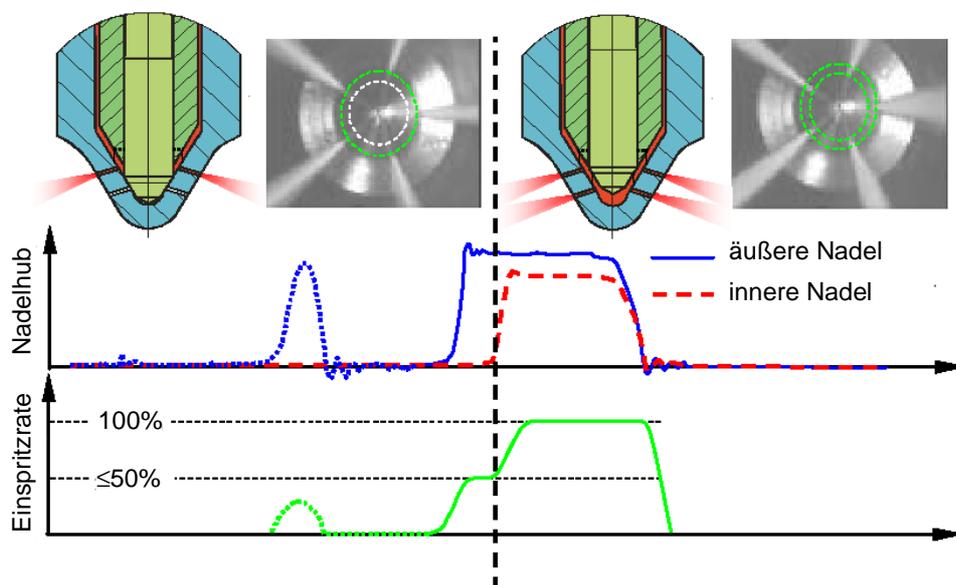


Bild 2-20: Koaxial-Vario-Düse [DDK04]

Die Dimensionierung der Spritzlöcher stellt bei den heute in Serie befindlichen Einspritzdüsen einen Zielkonflikt dar. Im Teillastbereich bzw. für Vor- oder Nacheinspritzungen werden relativ geringe Einspritzmengen benötigt, die idealerweise durch kleine Spritzlöcher zerstäubt werden. Dabei wird die beste Kraftstoffzerstäubung dann erreicht, wenn der gesamte Druckabbau und somit die Umwandlung in kinetische Energie möglichst ausschließlich in den Spritzlöchern stattfindet. Durch kleine Spritzlöcher aber entsteht die Schwierigkeit, dass bei Vollast nicht die erforderliche Kraftstoffmenge in einem vorgegebenen Zeitfenster eingespritzt werden kann. Es muss für die Auslegung also ein Kompromiss gefunden werden. Die geforderten minimalen Einspritzmengen werden daher in bestimmten Bereichen des Kennfeldes dadurch erreicht, dass die Düsenadel nicht vollständig geöffnet wird. Dies bedeutet aber eine Drosselung und damit Druckverlust vor den Spritzlöchern, so dass nicht mehr die komplette Druckenergie zur Umwandlung in kinetische Energie zur Verfügung steht [Bas04].

Das derzeit vielversprechendste publizierte Konzept zur Lösung dieses Zielkonflikts ist die **Koaxial-Vario-Düse** von **Bosch** (s. Bild 2-20). Hier ist die Düsenkuppe mit zwei Spritzlochreihen versehen, die jeweils separat von einer inneren und einer äußeren Nadel angesteuert werden. Die für Vor- und Nacheinspritzung sowie im Leerlauf und in der Teillast geforderten Minimalmengen können gezielt durch wenige und/oder kleine Spritzlöcher in der oberen Ebene dargestellt werden. Für den Vollastbereich wird zusätzlich die zweite Spritzlochreihe geöffnet, die mit mehr und/oder größeren Löchern versehen ist [HDD04].

Einspritzsystem	PD / PLD [Bos02]	CR [Bos02]	Twin Rail [NNI04]	AVL-DM [CJG02]	Bosch APCRS [DDK04]	ITV Twin-CR [Ste04]
Einspritzratenform	Rampe	Rechteck	Rechteck Rampe Boot	Rechteck Rampe Boot	Rechteck Rampe Boot	Rechteck Rampe Boot
max. Systemdruck	210 MPa	165 MPa	180 MPa	135 MPa	250 MPa	180 MPa
max. Druckgradient	50 MPa/ms	-	80 MPa/ms	140 MPa/ms	80 MPa/ms	150 MPa/ms
Flexibilität	gering	mittel	hoch	hoch	hoch	sehr hoch
Anmerkung	Serie	Serie	Serie (2005) Mittelschnellläufer	Anfangsdruckniveau über Drossel einstellbar	festes Übersetzungsverhältnis der Druckstufe	gezielte Darstellung von Nadelstanzdrosselung möglich

Tabelle 2-2: Vergleich der betrachteten Einspritzsysteme

Tabelle 2-2 gibt einen Überblick der vorgestellten Einspritzsysteme im Hinblick auf den Einsatz als flexibles Forschungstool zur gemischbildungsseitigen Potentialabschätzung. Da in diesem Anwendungsgebiet eine maximale Anzahl an frei parametrierbaren Freiheitsgraden wünschenswert ist, werden die Grenzen eines jeden Systems deutlich. Für die Versuche, die dieser Arbeit zugrunde liegen, wird der Einsatz eines Forschungseinspritzsystems (s. Kapitel 3) gewählt, das deutlich geringeren Restriktionen unterliegt und die differenzierte Betrachtung aller relevanten Effekte ermöglicht.

2.6 Untersuchungen zur Einspritzratenformung

Die Güte der Luftefassung kann über die Art und Dauer der Kraftstoffzuführung, also durch die Formung des Einspritzverlaufs, in großem Maße beeinflusst werden. Auf Grund der generellen Problematik bei der Erzeugung und Abstimmung der Ladungsbewegung wird zunehmend versucht, die erforderliche Gemischbildungsenergie in den Einspritzstrahlimpuls zu verlagern. Dies verlangt, den Einspritzverlauf sowohl druck- als auch zeitgesteuert weiterhin als wesentliches Mittel zur Optimierung des Brennverfahrens

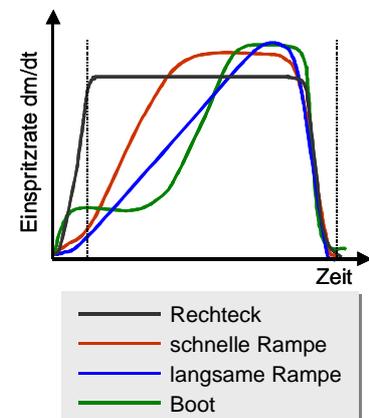


Bild 2-21: Einspritzratenformen

rens zu untersuchen. Als Einspritzrate wird der zeitliche Verlauf des Kraftstoffmassenstromes durch die Einspritzdüse bezeichnet. Unter der Bezeichnung Einspritzverlaufs- bzw. -ratenformung werden alle Maßnahmen zusammengefasst, die eine Form- bzw. Mengenänderung der spezifischen Einspritzrate bewirken. Dazu zählen Vor-, Mehrfach- und Nacheinspritzung, Öffnungs- und Schließflankenvariation sowie die Modulation des Einspritzdrucks oder die Begrenzung über den Nadelhub (Nadelsitzdrosselung) innerhalb des Einspritzzeitfensters. Bild 2-21 zeigt exemplarisch die gängigen Varianten von Einspritzratenformen der Haupteinspritzung. Zur Festlegung der Nomenklatur sind ein Rechteck-, ein Boot- und zwei Rampenverläufe mit unterschiedlicher Steigung dargestellt. Im folgenden Abschnitt sollen die bisher dargestellten Potentiale einer Formung der Haupteinspritzung und einer angelagerten Nacheinspritzung dargestellt werden.

Formung der Haupteinspritzung

Bild 2-22 zeigt die systembedingten Unterschiede im Verlauf des Einspritz- bzw. Leitungsdruckes, Einspritzrate und Brennverlauf zwischen Pumpedüse und Speichereinspritzsystem. Nockengesteuerte Systeme zeigen typischerweise rampenförmige Einspritzratenform im Vergleich zur Rechteckform des CR-Systems bei konstantem Leitungsdruck. Die anfänglich höhere Einspritzrate des CR-Systems resultiert in einer höheren NO_x-Bildung. In der späteren Phase ist die Rate desnockengesteuerten Systems höher, was sich positiv auf die Rußabbrand-Phase auswirkt. Bei konstant gehaltenen NO_x-Emissionen wird auf Grund der nötigen Spätverstellung ein leicht erhöhter Kraftstoffverbrauch für das Speichersystem beobachtet [CJH99].

Grundlegende Untersuchungen an einem 2 l Nfz-Forschungseinzyylinderaggregat von [BBB99] zeigen die charakteristischen Unterschiede zwischen PLD- und CR-System auf. Wird die Einspritzrate beim CR-System durch ein langsameres Nadelöffnen reduziert, werden wesentlich ungünstigere Rußemissionen gemessen. Daraus wird abgeleitet, dass die im Zündverzug eingespritzte Kraftstoffmasse nicht den allein ausschlaggebenden Faktor für die NO_x-Emission darstellt. Optische Aufnahmen zeigen für das CR-System eine unsymmetrische Strahlausbreitung mit einem markant dickeren Strahlfuß und geringerer Eindringtiefe. Da zum frühen Zeitpunkt die Nadel noch nicht voll geöffnet ist, tritt hier Nadelsitzdrosselung verbunden mit hoher Strömungsturbulenz und Kavitationserscheinungen im Spritzloch auf. Diese Strahlcharakteristik bedingt eine gute Gemischaufbereitung in Düsenähe während der Zündverzugsphase und erklärt die beobachtete höhere Energieumsetzung nach Brennbeginn. Erst wenn die Düse voll geöffnet ist, bildet sich beim CR-System ein markanter Strahlwinkel und im weiteren Verlauf eine höhere Eindringtiefe als beim PLD-System, das während der gesamten Spritzdauer einen schlanken Einspritzstrahl erzeugt.

Untersuchungen von [KBK02] mit transparenten Einspritzdüsen zeigen Unterschiede in der Düseninnenströmung während der transienten Öffnungsphase zwischen einem druckgesteuerten PLD-System und einem nadelhubgesteuerten CR-Einspritzsystem. Auf Grund des beim Speichereinspritzsystem ständig anliegenden hohen Einspritzdruckniveaus vor dem Nadelsitz ergibt sich während der Nadelöffnungsphase im Sitzbereich eine hohe Strömungsgeschwindigkeit. Es stellt sich eine ungleichförmige Druckverteilung und eine hohe Turbulenz ein. Dies resultiert in unterschiedlichen und instabilen Zuströmbedingungen zum Spritzloch. Auf Grund des langsameren Nadelöffnungsvorgangs beim CR-System dauert dieser Zustand eine Zeit lang an. Daraus ergeben sich deutliche Unterschiede in der Ausbildung der Kavitationszonen im Spritzloch, woraus wiederum Unterschiede in der düsennahen Zerstäubung resultieren.

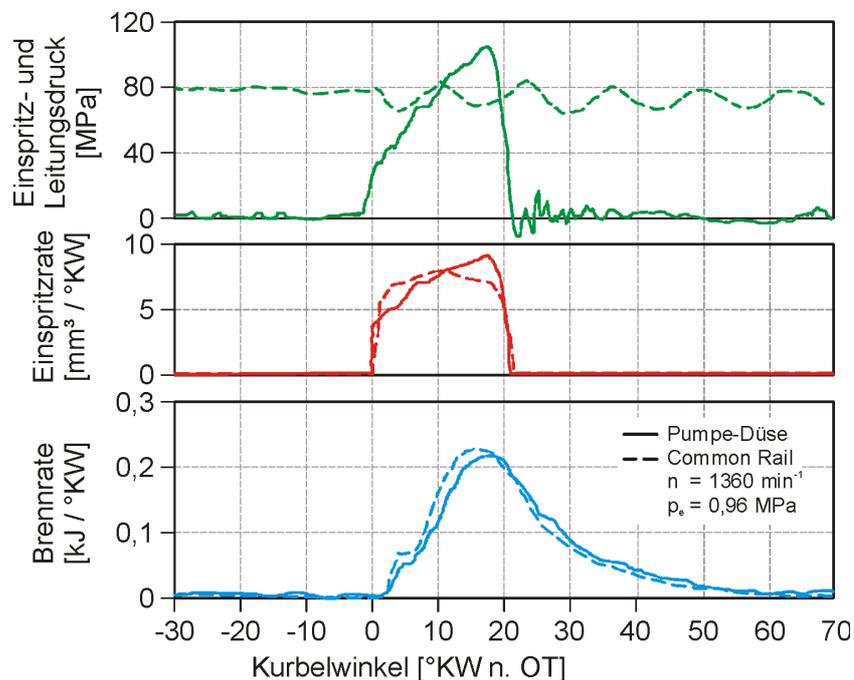


Bild 2-22: Vergleich von Pumpe-Düse und Common Rail [CJH99]

Begleitende Messungen an einem Transparentmotor zeigen mit der Zweifarbenmethode zur Darstellung der Rußtemperaturverteilungen [Koz03], dass bei der Verbrennung mit Rechteck-Einspritzung schon sehr frühzeitig hohe Rußtemperaturen herrschen, die auf eine hohe Stickoxidbildung schließen lassen. Dagegen sind die Temperaturen der Verbrennungen mit Boot-Einspritzung über den gesamten Verbrennungsablauf deutlich niedriger. Das niedrige Temperaturniveau wirkt sich negativ auf den Rußausbrand aus. Weiterhin wird gezeigt, dass zwar der Einspritzverlauf dominiert, jedoch ein System mit Nadelhubsteuerung bei gleichem Einspritzbeginn und gleichem Einspritzverlauf gegenüber einem druckgesteuerten System zu einem höheren Anteil an Verbrennungszonen mit hoher Temperatur und damit höherer NOx-Produktion in der ersten Verbrennungsphase führt [KBK02].

Mit einem piezoaktuierten Einspritzventil stellt [NHD01] Untersuchungen zum Einfluss der Nadelöffnungsgeschwindigkeit an. Mit einem schnellen Öffnungsvorgang und damit einem geringeren Einfluss der Nadelsitzdrosselung wird ein schlankeres und schnelleres Eindringverhalten des Kraftstoffstrahles beobachtet. Im motorischen Betrieb lassen sich Absenkungen bis 50% der Rußemission ohne Zunahme der NO_x-Werte erzielen. Zu diesem Zweck wird deutlich später eingespritzt. Die Kraftstoffmenge, die während der Zündverzugszeit eingebracht wird, ist wesentlich größer, was sich in einer höheren Umsatzrate während der vorgemischten Verbrennung zeigt. Da die Lage dieser höheren Umsatzrate jedoch deutlich verspätet ist, wird die mittlere Gastemperatur nur geringfügig davon beeinflusst, was in einer konstanten NO_x-Emission resultiert.

Von [SKB01] wurden die grundlegenden Mechanismen untersucht, die zum unterschiedlichen Verbrennungs- und damit Schadstoffverhalten der verschiedenen Einspritzverläufe führen. Als Einspritzanlage diente das oben beschriebene APCRS an einem 2 l Einzylindermotor und für Strahlausbreitungsuntersuchungen eine Einspritzkammer. In dieser wurde das Strahlverhalten von Rechteck-, Rampen- und Booteinspritzung untersucht. Bei der Rechteck-Einspritzung ist die Eindringtiefe in der frühen Phase des Einspritzvorgangs wesentlich höher als bei Rampen und Booteinspritzung. Als Grund hierfür nennt [SKB01] den schon anfänglich wesentlich höheren Strahlimpuls auf Grund des früher anliegenden hohen Einspritzdrucks. Die Rampen-Einspritzung erreicht nach relativ kurzer Zeit eine ähnliche Eindringtiefe wie die Rechteck-Einspritzung, wohingegen bei einem bootförmigen Verlauf die Eindringgeschwindigkeit und damit die Tiefe wesentlich geringer sind. Die größere Eindringtiefe der Rechteck-Einspritzung sorgt für eine bessere Zerstäubung und damit Gemischbildung in der frühen Einspritzphase, was wiederum für eine erhöhte Stickoxidbildung verantwortlich ist. Der Strahlkegelwinkel der Rechteck-Einspritzform hat auf Grund der stärksten Strömungsturbulenzen im Sackloch den anfänglich größten Winkel. Er nimmt aber rasch ab, da sich mit dem raschen Druckanstieg schnell eine Strömungsstabilisierung einstellt. Die Booteinspritzung sorgt auf Grund ihres geringen Drucks für geringe Strömungsturbulenzen im Sackloch. Durch den langsamen Druckanstieg bleibt der Kegelwinkel in den ersten 400 µs nahezu konstant. Die Rampen-Einspritzung wiederum ähnelt der Rechteck-Einspritzung. Der Strahlwinkel steigt zuerst an und fällt dann ab. Dieser Effekt tritt lediglich etwas später auf. Bei vollständiger Nadelöffnung sind die Kegelwinkel aller drei Verläufe konstant und gleich groß [SKB03].

Unter Einsatz des in Kapitel 2.5 gezeigten Einspritzsystems wird bei Mitsubishi an einem mittelschnelllaufenden Motor mit einem Zylinderhubvolumen von 29,7 l mit einem optimierten Boot-Verlauf im Vergleich zu einer Rechteck-Einspritzung ein harmonischerer Zylinderdruckverlauf dargestellt. Mit einem Startdruck von 60 MPa wird die Einspritzung begonnen und dann im Einspritzzeitfenster auf den Maximaldruck angehoben. Die langsamere Verbrennung in mittleren Lastbereichen mit einer späte-

ren maximalen Wärmefreisetzung resultiert in 15% geringeren NO_x-Werten auf Grund geringerer lokaler Temperaturspitzen. Bei fixiertem maximalen Zylinderdruck und gleichem effektivem Mitteldruck werden bei konstantem spezifischen Kraftstoffverbrauch simultan Verminderungen der Ruß-Emission von bis zu 40% festgestellt. Dieser Effekt wird wesentlich durch das hohe Druckniveau von 160 MPa am Ende der Einspritzung und eine damit verbundene gute Rußoxidation erklärt [NNI04].

Grundlegende Voruntersuchungen wurden bei Mitsubishi an einem Forschungseinzylinder mit 2 l Hubraum (Drall=2,2) durchgeführt. Unter Volllast bei 1320 ¹/_{min} und 1760 ¹/_{min} wurden druckmodulierte Einspritzraten in Rampenform mit unterschiedlichen Druckstufen im Vergleich zu einer konventionellen Rechteckeinspritzung untersucht. In beiden Betriebspunkten konnte ein deutliches Potential zur simultanen Reduktion von Ruß und NO_x nachgewiesen werden. Mit dem Startdruck der Einspritzung kann direkt der Vormischprozess und mit dem Enddruck die Diffusionsverbrennung beeinflusst werden. So gelingen in beiden Betriebspunkten die besten Emissions-Tradeoffs mit einem von 40 auf 120 MPa ansteigenden Einspritzdruck. Mit höheren Enddrücken und einer schnelleren Ventilschaltzeit werden weitere Verbesserungen erwartet [TKM00].

Bei Isuzu wurden unter Einsatz eines ähnlichen Forschungseinspritzsystems und einem Motor (Drall=2,5) mit 1,37 l Zylinderhubvolumen Grundlagenuntersuchungen zur Ratenformung durch Nadelsitzdrosselung und Druckmodulation durchgeführt. Zur Variation der Nadelöffnungsgeschwindigkeit wurde der Druck im Steuerraum der hydraulischen Übersetzung des Injektors variiert. Bei einer sehr langsamen Nadelöffnung wird bei verbesserter NO_x-Emission eine deutliche Verschlechterung der Schwärzung beobachtet. Der Diffusionsteil der Verbrennung wird verlangsamt, beginnt insgesamt später und näher an der Brennraumwand. Als zielführend wird eine Ratenbegrenzung bis zum Brennbeginn gesehen. Anschließend wird ein möglichst schneller Anstieg der Einspritzrate empfohlen. Bei Versuchen mit druckmodulierter Einspritzung konnte die Premixed-Verbrennung weitgehend unterdrückt werden. Des Weiteren kommt es ebenfalls zu einer verminderten maximalen Wärmefreisetzung. Der Brennbeginn erfolgt bei der druckmodulierten Einspritzung im Düsennahbereich. Die Flamme breitet sich dann in Richtung Brennraumwand aus. Da in diesem Fall die verbleibende Menge der HE in die Flamme spritzt, verschlechtert sich die Ruß-Emission. Daher wird eine deutliche Erhöhung des Einspritzdruckes im Vergleich zu den untersuchten 120 MPa empfohlen. Mit druckmodulierten Rampenformen kann eine deutliche Reduktion des Verbrennungsgeräusches erzielt werden [NST98].

Die AVL List GmbH hat unter Einsatz des bereits vorgestellten Einspritzsystems an einem Pkw-Motor mit 0,533 l Zylinderhubvolumen und einem Drall von 2,24 ebenfalls einen sanfteren Anstieg des Zylinderdruckes für einen druckmodulierten Einspritzverlauf im Vergleich zu einer nadelsitzbegrenzten Einspritzrate dargestellt. Durch Variation des Einspritzverlaufs konnte festgestellt werden, dass eine Rampen-Einspritzung

die höchste Abgasschwärzung hervorruft. Weiterhin konnte mit einem optimierten Boot-Verlauf eine Absenkung der NO_x-Emission um 27% bei konstanter Schwärzung und Verbrauch erreicht werden [KaB00]. In Untersuchungen mit einem 2 l-Forschungseinzylinder mit 4-Ventil-Zylinderkopf und einem Drall von 1,8 wurden umfangreiche Versuche in verschiedenen Kennfeldpunkten unternommen. Exemplarisch wird ein Betriebspunkt bei 1360¹/_{min} und 50% Last näher dargestellt. Bei konstant gehaltenen NO_x-Emissionen ist unter Einsatz einer druckmodulierten Boot-Einspritzung eine Verbesserung der Schwärzung bis zu 50% erzielbar [CJG02]. Ein Vergleich zwischen einem Standard CR-Injektor und dem piezoaktuierten des IMH zeigten auf Grund der schnelleren Nadelöffnung höhere NO_x-Emission bei gleichzeitiger Reduktion des Ruß-Ausstoßes [GCJ02].

[KMM01] und [Mah02] vergleichen mit Hilfe eines direktgesteuerten piezoaktuierten CR-Systems an einem 1 l Forschungseinzylinder verschiedene Ratenverläufe mit dem Ziel die eingebrachte Kraftstoffmenge in der frühen Einspritzphase über die Drosselung am Nadelsitz zu begrenzen. Bei konstantem Verbrauch konnte eine Verminderung der NO_x-Emissionen nur mit gesteigener Schwärzung dargestellt werden, was auf die Drossel effekte zurück geführt wurde. Im nächsten Schritt wurde daher das bereits vorgestellte APCRS eingesetzt. Bei hoher Last und hoher NO_x-Emission konnte durch Reduzierung der primären Einspritzrate signifikant der Zielkonflikt Ruß-NO_x-Verbrauch entschärft werden. Die Untersuchungen im Teillastbereich zeigen dagegen, dass der bootförmige Einspritzdruckverlauf vom Motor dort nicht gefordert wird. Ein rampenförmiger, bzw. linearer Einspritzdruckverlauf ist hier gleichwertig günstig.

[HDD04] und [DDK04] stellen für den Niedrig- und Mittellastbereich einen rampenförmigen Einspritzverlauf als ideal dar. Je höher die Last, desto steiler wird auch die Steigung des Einspritzratenverlaufes. Für den Vollast-Bereich wird für das gesamte Drehzahlspektrum ein Boot-Verlauf favorisiert. Als Begründung für diese Effekte wird eine optimierte Kraftstoffeinbringung während der Zündverzugszeit gesehen, die die NO_x-Emission positiv beeinflusst. Umgesetzt wird dieses Lastenheft mit dem druckübersetzten System APCRS mit maximalen Einspritzdrücken von 220 MPa. Als Alternativkonzept wird bei Bosch die Koaxial-Vario-Düse verfolgt. Erste motorische Ergebnisse zeigen bei äußerst niedrigem Geräuschniveau sehr niedrige Schadstoffemissionen. Die größte Herausforderung wird hier weiterhin in der konstruktiven Umsetzung des Konzeptes bestehen.

Entgegen anderer Publikationen erklärt [GKK04] die erhöhte Stickoxid-Emission bei rechteckförmigem Einspritzratenverlauf nicht mit mehr aufbereitetem Kraftstoff während der Zündverzugsphase. Manuell ausgewertete Zylinderdruckverläufe ergeben, dass die Verbrennung nahezu ohne Zündverzug einsetzt. Die extrem hohe Einspritzrate in der frühen Einspritzphase und die intensive Wärmeentwicklung gelten hier als Urheber. Zusätzlich wird gezeigt, dass die während der Zündverzugszeit eingebrach-

te Kraftstoffmasse nur 1-1,5% der Gesamtmenge beträgt. Insgesamt wird der flexiblen Ratenformung in diesen Untersuchungen ein eher geringes Potential bescheinigt. Vergleiche von nocken- und nadelhubgesteuerten Experimentaleinspritzsystemen an einem Nfz-Motor ergeben unter moderatem Druckniveau einen leichten Vorteil für die Boot-Einspritzung. Unter der Randbedingung einer konstanten Einspritzdauer und damit angepassten Einspritzdrücken liefert ein rampenförmiger Verlauf minimale Rußemission bei höchstem Wirkungsgrad verglichen mit einem rechteck- bzw. bootförmigen Einspritzprofil.

[GFL03] hat das Potential von Ratenverlaufsformung und weiterer Drucksteigerung an einem 1 l und an einem 1,7 l Forschungseinzyylinder von Iveco untersucht. Bei konstant gehaltenem Ansteuerbeginn wird eine Verzögerung des Verbrennungsablaufes einer Rampen- oder Boot-Rate beobachtet, was sich auch in merklich abgesenkten (mittleren) Spitzentemperaturen und –drücken auswirkt. Neben einem positiven Effekt auf die NO_x Emission hat die in Richtung „spät“ verschobene Verbrennung entsprechend negativen Einfluss auf den Verbrauch. Bei konstanter Lage des Verbrennungsschwerpunktes zeigt die Boot-Rate die langsamste Verbrennung und die niedrigste mittlere Spitzentemperatur. Insgesamt verhält sich die Ratenformung annähernd verbrauchsneutral. Der Gewinn an NO_x Absenkung ist deutlich geringer als erwartet. Die Rußemission der in Richtung früh verschobenen Boot Rate steigt massiv an. Verbesserungspotential liegt hierbei in einer Anpassung der im gezeigten Beispiel für Common-Rail Einspritzung optimierten Düsen- und Brennraumgeometrie. Ein derartiger Vergleich liefert demnach kein eindeutiges Bild des Verbesserungspotentials bezüglich der im allgemeinen konträren Forderung nach minimalem Verbrauch, Russ- und NO_x-Ausstoß. Weiterhin wurden im Tradeoff im gleichen Betriebspunkt die Raten so variiert, dass die Ansteuerdauer konstant bleibt. Die Mengenanpassung erfolgt über den Einspritzdruck. Für eine Boot-Rate bedeutet das, dass der Druck zu Beginn der Einspritzung deutlich niedriger, gegen Ende deutlich höher ausfällt als im Falle des rechteckförmigen Verlaufs. Hier wurden deutliche NO_x Vorteile der Verlaufsformung erkannt, wobei der Verbrauch merklich ansteigt. In hohen Lastpunkten konnte bei gleicher Rußemission ein NO_x Gewinn von 0,5 g/kWh (10%) erzielt werden. Russ/NO_x –Vorteile ergeben sich vor allem im Bereich niedriger Drehzahl und hoher Last. In Punkten von 50% Last und darunter wurden keine profilierten Raten gefahren, da die Kürze des Einspritzvorgangs ein wirkliches Profil nicht zulässt.

[Ste04] führte am Institut für Technische Verbrennung der Universität Hannover grundsätzliche Untersuchungen sowohl an einer optisch zugänglichen Kompressionsmaschine als auch an einem drallarmen 2 l Forschungseinzyliermotor durch. Mit Hilfe eines direktgesteuerten piezoaktuierten Einspritzsystems mit der Möglichkeit der Druckmodulation wurden die hydraulischen und motorischen Effekte der Ratenbegrenzung dargestellt. Die optischen Voruntersuchungen beschreiben durch Variation der Nadelöffnungsgeschwindigkeiten und der Realisierung quasistationärer Teil-

hübe deutlich die Abhängigkeiten des Strahleindringverhaltens vom Effekt der Nadelsitzdrosselung. Das Ergebnis zeigt eine deutlich stärkere Abhängigkeit der makroskopischen Strahlgrößen von der Nadelsitzdrosselung als von der Variation des Einspritzdruckes. Im Falle der Nadelsitzdrosselung bei geringer Nadelöffengeschwindigkeit bzw. bei quasistationären Nadelteilhuben sorgt die verlängerte Verweilzeit im Zustand der Nadelsitzdrosselung annähernd für eine Verdopplung der Strahlkegelwinkel. Im Falle quasistationärer Teilhübe äußert sich ein verstärkter Strahlaufbruch ferner durch eine welligere Strahlaufkontur bei vergrößerten Strahlkegelwinkeln und nahezu unveränderten Eindringtiefen (s. Bild 2-23). Die motorischen Ergebnisse korrespondieren grundlegend mit den optischen Resultaten. So zeigt sich im Fall der nadelsitzgedrosselt rampenförmigen Einspritzung ein stärkerer Strahlaufbruch, der die Gemischbildung während der Zündverzugszeit begünstigt und motorisch verstärkte Stickoxidemissionen erkennen lässt. Tendenziell lassen sich für die druckmodulierte Rampenform im Vergleich zur Rechteckeinspritzung geringere NO_x-Emissionen bei nahezu konstanten Ruß-Werten nachweisen. Es wird ein deutliches weiteres Optimierungspotential prognostiziert [SSB02] [SMR04].

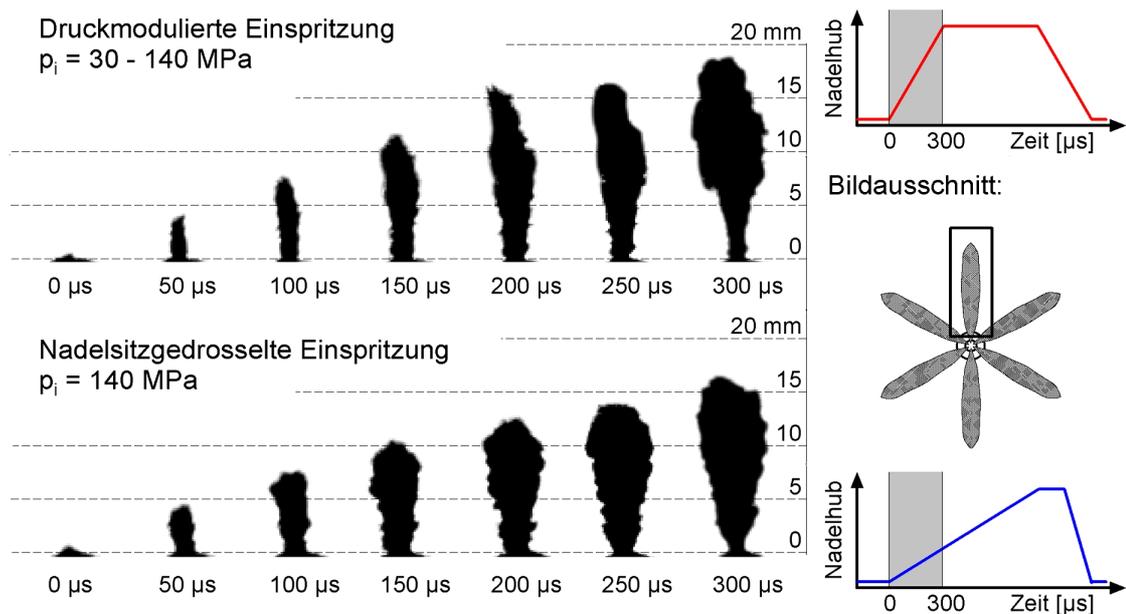


Bild 2-23: Vergleich von druckmodulierter und nadelsitzgedrosselter Einspritzung [SMR04]

Nacheinspritzung

Die angelagerte Nacheinspritzung (Abstand zur HE klein, NE während der Hauptverbrennung) erweist sich in zahlreichen Untersuchungen als ein wirksames Instrument zur Absenkung der Rußemission bei nahezu konstantem spezifischem Kraftstoffverbrauch und Stickoxid-Werten. Der folgende Abschnitt gibt einen Überblick bisheriger Untersuchungen und deren Ergebnisse. Bei Einspritzsystemen älterer Bauart, mit Reihen- bzw. Verteilereinspritzpumpen, sind ungewollte Nacheinspritzer mit schlechter Zerstäubung für einen Anstieg der HC- und Rußemission verantwortlich. CR-Einspritzsysteme eröffnen jedoch Möglichkeiten, geringe Nacheinspritzmen-

gen unter hohem Druck und zeitlich gesteuert zu realisieren. Dadurch lässt sich in bestimmten Betriebspunkten eine deutliche Verbesserung der Rußemission, bei gleichem Kraftstoffverbrauch, erzielen.

Renault erreicht mittels eines piezoaktuierten Serieneinspritzsystems an einem Pkw-Motor durch eine feinabgestimmte angelagerte Nacheinspritzung bei konstanten NO_x-Werten eine Ruß-Reduzierung bis zu 60%. Untersucht wurden zyklusrelevante Teillastpunkte. Zusätzlich wurden die HC- und CO-Emissionen um 25% vermindert. Der spezifische Kraftstoffverbrauch steigt nur unwesentlich (1%). Lediglich das Geräuschniveau steigt um 1,6 dB(A) [RiL02].

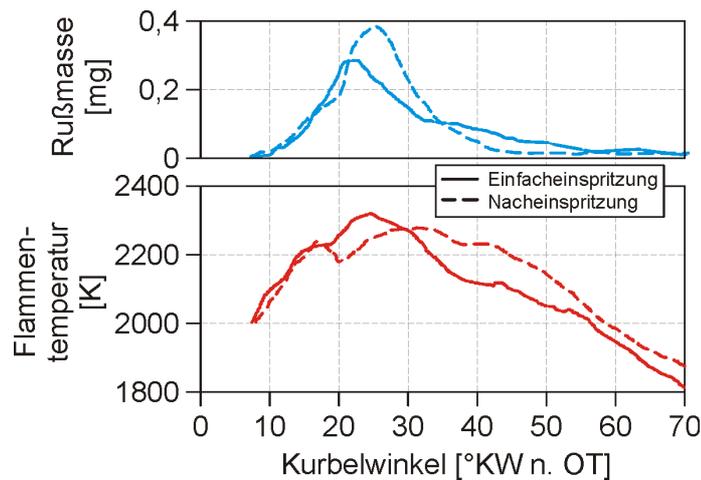


Bild 2-24: Rußmasse und Flammentemperatur bei Einsatz einer Nacheinspritzung [CJH99]

[Koz03] stellt in seinen Untersuchungen mittels der globalen Lichtleitmesstechnik, die eine kurbelwinkeldiskrete Detektion der Rußmasse über die Zweifarbenmethode ermöglicht, ein deutliches Reduktionspotential heraus. Im Vergleich zu einem Standardverlauf wurde mit einer eng angelagerten Nacheinspritzung ein geringeres Maximum der Rußkonzentration festgestellt. Der Diffusionsanteil der Verbrennung wird auf Grund der verkürzten Hauptverbrennung bei konstantem Mitteldruck kürzer, was als Ursache für die Rußreduktion lokalisiert wird, da durch die Nacheinspritzmenge keine signifikante Menge Ruß produziert wird. Da zum Zeitpunkt der Nacheinspritzung die Hauptverbrennung noch nicht abgeschlossen ist, wird vermutet, dass der Kraftstoff der NE in Düsenhöhe bzw. in der Brennraummitte, begünstigt durch die hohe Temperatur im Zylinder, sofort verdampft und teilweise vorgemischt umgesetzt wird.

[CJH99] konnten durch die Nacheinspritzung deutliche Erfolge hinsichtlich der Reduzierung der Rußemission erzielen. Eine Ursache der rußreduzierenden Wirkung der Nacheinspritzung ist die erhöhte Flammentemperatur gegen Ende der Verbrennung, die den Abbrand der Rußteilchen fördert (s. Bild 2-24). Für den Zeitpunkt der Nacheinspritzung, d.h. den Abstand zur Haupteinspritzung gilt: Ein zu kleiner Abstand zur Haupteinspritzung lässt auf Grund der starken abkühlenden Wirkung auf die Haupt-

verbrennung die Rußemissionen ansteigen. Ein Zeitraum von 400-1200 μs zeigt die deutlichsten Erfolge durch erhöhte Rußoxidation. Bei weiterer Vergrößerung des Zeitraums steigt die Rußemission auf Grund der geringeren Verbrennungstemperaturen wieder an.

Das Verhältnis der Haupteinspritzmenge zur Nacheinspritzung ist ein Parameter der abhängig vom Betriebspunkt Gegenstand einer motorspezifischen Optimierung sein muss. Als Anhaltspunkt können die Untersuchungen von [PBP02] herangezogen werden, die für den Teillastbereich eine Reduzierung von 40 bis 45% durch große Nacheinspritzmengen aufzeigen. Im Vollastbereich hingegen zeigen kleine Mengen (unter 10% der Gesamteinspritzung) die besten Ergebnisse. Hier kann die Rußemission um 25 bis 45% gesenkt werden. Die NO_x -Emissionen können dabei auf gleichem oder geringfügig niedrigerem Niveau gehalten werden. Ein leichter Anstieg des spezifischen Kraftstoffverbrauches ist jedoch zu beobachten.

In [BSS00] wurden Nacheinspritzungen vorrangig im hohen Lastbereich untersucht. Hierbei konnte festgestellt werden, dass es möglich ist, unter Beibehaltung aller anderen Werte, je nach Bedarf, die Emission eines Schadstoffes (NO_x oder Ruß) oder den Kraftstoffverbrauch zu reduzieren. Optimale Ergebnisse ließen sich mit Einspritzdauern von 0,4 - 0,6 ms erzielen. Dies entspricht einer Nacheinspritzmenge von $\leq 10\%$ der Haupteinspritzmenge. Hierbei konnten die Rußwerte um bis zu 30% abgesenkt werden. Mit kleineren Mengen wurden keine besseren Ergebnisse erzielt, bei größeren stieg die Rußemission wieder an. Auch Abstandsvariationen zwischen 0,5 - 0,8 ms hatten keine nennenswerten Veränderungen der Messwerte zur Folge. Der große Rußminderungseffekt einer kleinen Nacheinspritzmenge bei hoher Last, wird wie folgt erklärt: Beim Schließen der Nadel wird der Kraftstoffstrahl am Ende unterbrochen, wodurch neues Frischgas in den Strahl eindringen kann. Infolgedessen erhöhen sich kurz die Mischgeschwindigkeit und die Wärmeumsetzungsrate. Auf Grund der durch die Einspritzunterbrechung verstärkten Sauerstoffzufuhr zum Brennstoffstrahl, wird das in diesem Bereich vorhandene fette Gemisch besser umgesetzt und gleichzeitig die Nachoxidation beschleunigt [BSS00].

Bei [GFL03] erwies sich der Einsatz einer Nacheinspritzung ebenfalls als sehr effektives Mittel zur Rußabsenkung ohne Verbrauchsnachteile. Allerdings werden Menge und Timing als äußerst kritisch beschrieben. Falsch applizierte Nacheinspritzungen wirken sich hier deutlich nachteilig auf das Emissionsverhalten aus. Der Gewinn durch Nacheinspritzung nimmt drastisch ab, wenn die Basis-Rußemission ohnehin gering ist. Wirkungsvolle Nacheinspritzungen konnten nur auf hohem Druckniveau erzielt werden. Als sehr günstig erwies sich ein rampenförmiger Einspritzverlauf, bei dem zum Zeitpunkt der Nacheinspritzung ein durch das Absteuern der Haupteinspritzung bedingtes, dynamisches Druckmaximum anliegt.

Tabelle 2-3 gibt einen zusammenfassenden Überblick der wesentlichen Effekte der ausgewählten Methoden einer Einspritzratengestaltung. Dabei werden einerseits die

grundlegenden Effekte Nadelsitzdrosselung und Druckmodulation gegenübergestellt und zum anderen Einspritzratenformen verglichen. Es ist zu beachten, dass die Ergebnisse der Literaturrecherche sehr stark von motorischen Randbedingungen (Motortyp, Drallniveau, Betriebspunkt usw.) abhängig sind. Die dargestellten Schlussfolgerungen sind also eher als genereller Trend zu verstehen, der tendenziell in verschiedenen Arbeiten gleichermaßen beobachtet wurde.

Einspritzrate Auswirkung auf:	Druckmodulation	Nadelsitzdrosselung	Rampe	Boot	angelagerte NE
Effekt	<i>Ratenbegrenzung über Einspritzdruck</i>	<i>Ratenbegrenzung über Drosselung am Nadelsitz</i>	kontinuierliche Steigerung der Einspritzrate	Steigerung der Einspritzrate von konstantem Anfangsniveau	Absetzen einer Teileinspritzung nach der HE unter hohem Druck
Sprayverhalten	<ul style="list-style-type: none"> ▪ geringere Streuung ▪ schlanker Strahl 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ größere Streuung ▪ größerer Nah-Strahlkegelwinkel 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ geringere Eindringtiefe als Rechteck ▪ Reduktion der Kraftstoffmasse während des Zündverzuges 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Geringere Eindringtiefe als Rechteck ▪ Reduktion der Kraftstoffmasse während des Zündverzuges 	bei sehr kurzen Öffnungsvorgängen Dominanz der nadelsitzgenerierten Turbulenz
NOx-Emission	<i>Absenkung</i>	<i>vergleichbar mit Rechteck</i>	Absenkung durch geringere Vormischverbrennung	Absenkung durch geringere Vormischverbrennung	neutral
Ruß-Emission	<i>Absenkung</i>	<i>Anstieg durch düsennahe fette Verbrennung</i>	abhängig vom Enddruck ist eine deutliche Absenkung möglich	abhängig vom Enddruck ist eine deutliche Absenkung möglich	Absenkung bis 60% durch stärkere Rußoxidation
spez. Kraftstoffverbrauch	-	-	neutral od. leichter Anstieg	neutral od. leichter Anstieg	neutral

Tabelle 2-3: Vergleich der dargestellten Möglichkeiten der Einspritzratenformung

2.7 Fazit und Aufgabenstellung

Im diesem Abschnitt werden die Erkenntnisse des Kapitels „Stand der Technik“ zusammengefasst und darauf basierend die Aufgabenstellung der Arbeit formuliert. Generell lässt sich sagen, dass sich die Güte der dieselmotorischen Gemischbildung und Verbrennung durch die Art der zeitlichen und räumlichen Kraftstoffeinbringung beeinflussen lässt. Als besonders kritisch gilt beim Dieselmotor das gegenläufige Verhalten der Schadstoffkomponenten Stickoxid und Ruß. Randbedingungen, die die Produktion der einen Komponente hemmen, fördern die Bildung der anderen. Es gilt, einen Weg zu finden, um diesen Konflikt zu verlassen und eine simultane Reduktion herbeizuführen. Zukünftige Abgaslimitierungen scheinen nur erfüllbar mit kombinierten Maßnahmen. Neben Abgasrückführung und Abgasnachbehandlungskonzepten steht hier die Optimierung der Gemischbildung und Verbrennung zur Verminderung der Schadstoffbildung im Fokus der Betrachtung.

Die Einspritzrate ist das Maß für die eingebrachte Kraftstoffmasse pro Zeiteinheit, deren Formung in zahlreichen Veröffentlichungen Potential zur Emissionsreduktion bescheinigt wird. Zur Einspritzverlaufsformung zählen Vor-, Mehrfach- und Nacheinspritzung, Öffnungs- und Schließflankenvariation sowie die Modulation des Einspritzdruckes oder die Begrenzung des Nadelhubes (Nadelsitzdrosselung) innerhalb des Einspritzzeitfensters. Verschiedene optische Untersuchungen haben gezeigt, dass das Eindringverhalten des Kraftstoffes trotz identischer Einspritzrate bei unterschiedlicher Einspritztausrüstung differiert. Während des Vorgangs der transienten Düsenöffnung wird der Kraftstofffluss durch den Querschnitt am Nadelsitz limitiert. Dieser als Nadelsitzdrosselung bezeichnete Prozess generiert durch Kavitationseffekte im Düseninneren einen stärkeren Strahlaufbruch im Düsennahbereich, der in einem stärkeren Lufteintrag ins Spray resultiert, was tendenziell die Vormischverbrennung und damit Stickoxidemissionen begünstigt. Die resultierende bessere Gemischaufbereitung in der Frühphase führt bereits im Düsennahbereich zu einer Entflammung. Bei drallfreien Brennverfahren wird ein Durchstoßen durch den nachfolgenden flüssigen Brennstoffstrahl beobachtet. Diese lokal sehr fette Verbrennung resultiert in motorischen Versuchen in stark erhöhten Rußemissionen. Systeme mit einer schnellen Nadelöffnung und einem durch den Einspritzdruck dominierten Einspritzratenverlauf besitzen in der Regel einen schlankeren Strahl. Ein hoher Vormischanteil der Verbrennung wird grundlegend durch lange Zündverzugszeiten, starken Drall sowie entscheidend durch den Einspritzverlauf bestimmt. Theoretisch als vorteilhaft wird eine Einspritzratenform gesehen, die auf moderatem Niveau beginnt und sich über die Dauer der Verbrennung sukzessive auf ihren Maximalwert steigert. Experimentelle Untersuchungen von verschiedenen Forschungsinstituten und Motorherstellern zeigen vor allem in hohen Lastpunkten das deutlichste Potential für eine druckmodulierte Boot-Einspritzung. Auch Rampenformen zeigen vielversprechende Ergebnisse. Die angelagerte Nacheinspritzung (Abstand zur HE klein, NE während der Hauptverbrennung) erweist sich in zahlreichen Untersuchungen als ein wirksames Instrument zur Absenkung der Rußemission bei nahezu konstanten spezifischen Kraftstoffverbrauchs- und Stickoxid-Werten.

Die wesentlichen am Markt erhältlichen Serieneinspritzsysteme sind in Speichereinspritzsysteme (Common Rail) und solche mit einspritzsynchronem Druckaufbau (Pumpe-Düse) einzuteilen. Hier sind der freien Wahl der Einspritzraten jedoch enge Grenzen gesetzt. Diese sind beim PD-System bestimmt durch den Druckaufbau des Systems, d.h. der Druck ist eine Funktion der Zeit. Die Speichereinspritzsysteme hingegen entkoppeln die Druckerzeugung von der Einspritzung und erhöhen den Freiheitsgrad hinsichtlich der Gestaltung des Einspritzverlaufs. Als Grenzen gelten hier der auf konstantem Niveau vorgehaltene Druck sowie die Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit der verfügbaren Injektoren. Um gezielt gemischbildungsseitige Potentiale darstellen zu können, werden in Forschung und Entwicklung hochflexible Experimentaleinspritzsysteme eingesetzt.

Von [Ste04] ist am Institut für Technische Verbrennung der Universität Hannover ein Einspritzsystemkonzept für Nutzfahrzeuge umgesetzt worden, das eine schnelle Direktbetätigung der Düsenadel durch Piezoaktoren ermöglicht. Mit diesem System lassen sich gezielt und druckunabhängig quasistationäre Nadelteilhübe darstellen, so dass eine gezielte Betrachtung von Nadelsitzdrosselphänomenen möglich wird. Kombiniert wird dieses Einspritzventil mit einer hochdynamischen Druckmodulations-einheit, die eine Ratenbegrenzung über den Einspritzdruck gestattet. Damit steht ein Werkzeug zur Verfügung, das mit einer großen Anzahl freier Parameter eine differenzierte Betrachtung verschiedenster Einspritzratenformen ermöglicht, die druckmoduliert oder nadelsitzgedrosselt erzeugt werden können. Die hohe Systemdynamik erlaubt weiterhin den kombinierten Einsatz von Mehrfacheinspritzungen.

Im Gegensatz zu Pkw-Anwendungen legen gesetzliche Emissions-Limitierungen von Nfz-Motoren einen starken Fokus auf Betriebspunkte hoher Last. Bislang wurde in diesem Bereich ein eher geringes Potential für einen geformten Einspritzverlauf gesehen. Ziel der Untersuchungen ist die Nutzung der hohen Flexibilität des Forschungseinspritzsystems zur Definition zielführender Konzepte einer Formung der Haupteinspritzung und einer angelagerten Nacheinspritzung. Die simultane innermotorische Absenkung der NOx- und Ruß-Rohemissionen ohne Abgasrückführung liefert einen wichtigen Beitrag zur Erfüllung zukünftiger sehr strenger gesetzlicher Anforderungen. Gerade im Bereich der Motoren, die in kommerziellen Anwendungen eingesetzt werden, besitzt die Notwendigkeit der Konstanthaltung des Kraftstoffverbrauches eine starke zusätzliche Relevanz [MCT04].

Um die Übertragbarkeit der Ergebnisse zu gewährleisten, soll ein Forschungseinzelzylinderaggregat mechanisch und brennverfahrensseitig an ein aktuelles Serienaggregat angepasst werden. Dieser Versuchsträger arbeitet drallfrei, so dass die nötige Gemischbildungsenergie stark auf die Kraftstoffseite verlagert ist, was die einspritzsystemseitigen Einflüsse klarer darstellen lässt. Mittels experimenteller Voruntersuchungen und unter Einsatz moderner Simulationstools wird das Einspritzsystem an die stark gestiegenen Anforderungen der Darstellung motorischer Hochlastpunkte und der Dauerhaltbarkeit angepasst. Zur Charakterisierung der hydraulischen Effekte soll neben der Einspritzratenvermessung mittels eines Einspritzverlaufsindikators eine Vorrichtung zur Messung des Düsensacklochdruckes konzipiert und umgesetzt werden. Die nötige Messtechnik, Prüfstands-ausstattung und die Versuchsträger werden im nachfolgenden Kapitel eingehender beschrieben.

3 Versuchsaufbau

Zur Lösung der beschriebenen Aufgabenstellung ist neben einer entsprechenden messtechnischen Ausstattung und eines hochflexiblen Einspritzsystems eine Motorbasis in Form eines Einzylinderaggregates nötig, die den Einsatz aufwändiger Forschungssysteme ermöglicht. Die Auswahl und Modifikation der einzelnen Komponenten soll im folgenden Kapitel eingehender beschrieben werden.

3.1 Forschungseinspritzsystem des ITV

Um Einspritzvorgänge möglichst frei parametrieren zu können, kommt ein Forschungseinspritzventil zum Einsatz, das am Institut für Technische Verbrennung entwickelt wurde und im Rahmen von Dissertationen und Veröffentlichungen bereits mehrfach beschrieben ist [Rum94] [SMR04] [Kro04] [Ste04]. Basierend auf dem Nfz-System, dessen Grundkonstruktion auf [Ste04] zurückgeht, gilt es, unter Einsatz bisheriger Erfahrungen und moderner Simulationstools, ein für die Darstellung motorischer Hochlastpunkte geeignetes Konzept umzusetzen.

Direktbetätigtes Piezo-Einspritzventil

Bei dem Injektor des Einspritzsystems handelt es sich um ein direkt nadelhubgesteuertes System, das im Gegensatz zu konventionell druckgesteuerten Systemen eine geführte Nadelbewegung nahezu unabhängig vom Einspritzdruck darstellen kann [SMR04]. Dieses erfolgt über einen im Einspritzventil befindlichen piezoelektrischen Translator, der über einen Druckbolzen mechanisch direkt auf die Düsennadel wirkt. Der verwendete piezoelektrische Aktuator ist, wie in Bild 3-1 dargestellt, in Hochvolt-Stapelbauweise aufgebaut und mechanisch in Reihe sowie elektrisch parallel geschaltet.

Im aufgeladenen Zustand dehnt sich dieser Aktuator um ca. 1,2 ‰ – 1,5 ‰ seiner Gesamtlänge aus. Um eine direkte Betätigung der Düsennadel zu gewährleisten, ist der Injektor als „Schließer“ ausgeführt. Bei Spannungsbeaufschlagung verschließt er die Düsenbohrungen über die Bewegung der Düsennadel in den Sitz des Düsenkörpers. Durch Entladung zieht sich der Aktuator auf seine ursprüngliche Länge zusammen und gibt über die Düsennadel die Bohrungen im Düsenkörper frei. Der Hub der Nadel wird dabei ausschließlich durch den anstehenden Kraftstoffdruck ausgelöst. Die Nadelgeschwindigkeit wird im Wesentlichen von der Aktuatorbewegung vorgegeben [Ste04]. Auf Grund dieses Betätigungsprinzips können Nadelteilhübe und nahezu beliebige direkt geführte Bewegungen der Düsennadel dargestellt

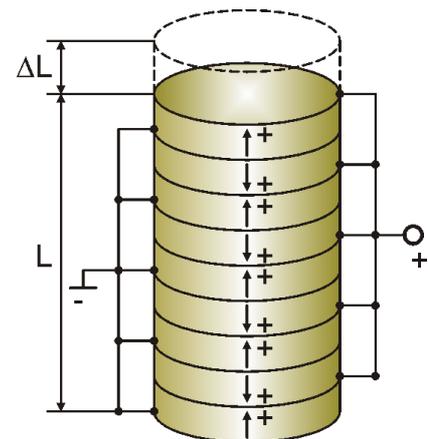


Bild 3-1: Aufbau des Piezostacks

werden. Dies eröffnet die Möglichkeit, sehr gezielt die Einspritzrate über die Nadelbewegung zu steuern.

Merkmale des Piezo-Injektors:

- Hochvoltaktuator (1000 – 0 V)
- direktbetätigte Düsennadel
- max. Nadelhub 240 μm
- min. Nadelöffnungszeit (300 μs)
- Nadelöffnungs- und Schließcharakteristik unabh. steuerbar
- Nadelgeschwindigkeiten unabh. vom Raildruck parametrierbar
- quasistationäre Teilhübe
- quantitative Nadelhubmessung
- Wasserkühlung

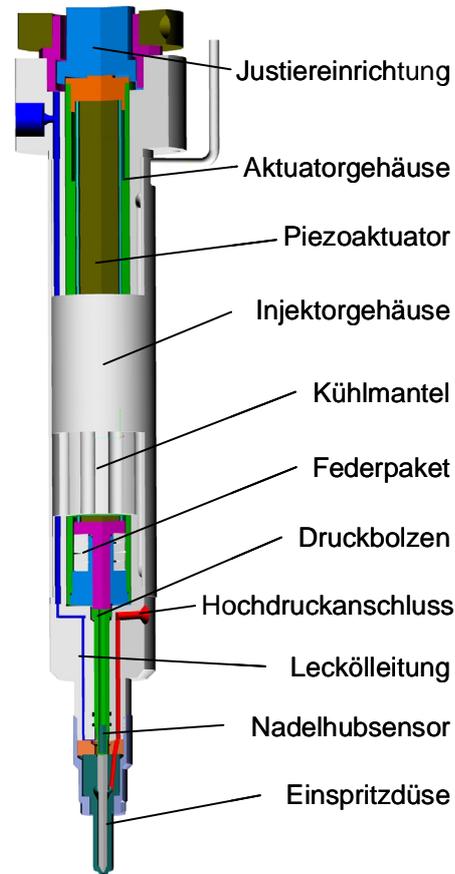


Bild 3-2: Schnittdarstellung und Merkmale des Piezo-Einspritzventils

Auf Grund der gestiegenen Anforderungen bezüglich der darzustellenden Motorlasten und der Dauerhaltbarkeit stellen sich basierend auf dem von [Ste04] ausgeführten Entwicklungsstand bei der Anpassung des Piezo-Einspritzventils folgende Anforderungen:

- Vergrößerung der Leitungsquerschnitte zur Anpassung an die stark gestiegenen Einspritzmengen und zur Verringerung von Druckverlusten
- Einbindung eines Kühlmantels in den vorhandenen Bauraum zur Abfuhr der durch die Verbrennung aus dem Brennraum eingetragenen Wärme
- Darstellung eines Nadelhubes von 240 μm und einer Nadelöffnungs- und -schließgeschwindigkeit von je 300 μs
- Minimierung von hydraulischen und mechanischen Schwingungen zur Vermeidung materialbelastender Druckspitzen und unkontrollierter Einspritzvorgängen

Die Lösung dieser Problemstellung führt zu einer Umkonstruktion und Neufertigung des vorhandenen Nfz-Einspritzventils sowie einer umfassenden hydraulischen Auslegung des Gesamtsystems. Da auf Grund der koaxialen Lage im 4-Ventil-Zylinderkopf

durch die Kipphebelbetätigung der Ventile nur ein begrenzter Einbauraum zur Verfügung steht, wird die Kraftstoffzuführung analog zum Serieneinsatz durch eine seitliche Lanzenanbohrung umgesetzt. Dies hat weiterhin den Vorteil, dass die Kraftstoffleitung durch den Injektor sehr kurz und damit verlustarm gehalten werden kann. Das Aktuatorgehäuse wird zur zusätzlichen Aufnahme des Kühlmantels schlanker gestaltet. So wird eine Konditionierung der Temperatur des Injektorgehäuses ermöglicht, um die Wärmedehnung und damit das differente Verhalten während eines Motorbetriebs unter unterschiedlichen Randbedingungen einzudämmen. Der Nadelhub in Kombination mit der geforderten Dynamik kann durch den Einsatz eines neuen piezokeramischen Werkstoffes mit geringerer elektrischer Kapazität, höherer Steifigkeit und größerer Längendehnung erreicht werden. Bild 3-2 zeigt in der Schnittdarstellung das eingesetzte Einspritzventil und dessen wesentliche Eigenschaften.

Druckmodulationseinheit

Zur ergänzenden Modulation des Einspritzdruckes kommt das bereits in [Ste04] beschriebene und erprobte System mit Piezo-Proportionalventilen zum Einsatz. Der schematische hydraulische Aufbau der Einheit wird in Bild 3-3 gezeigt.

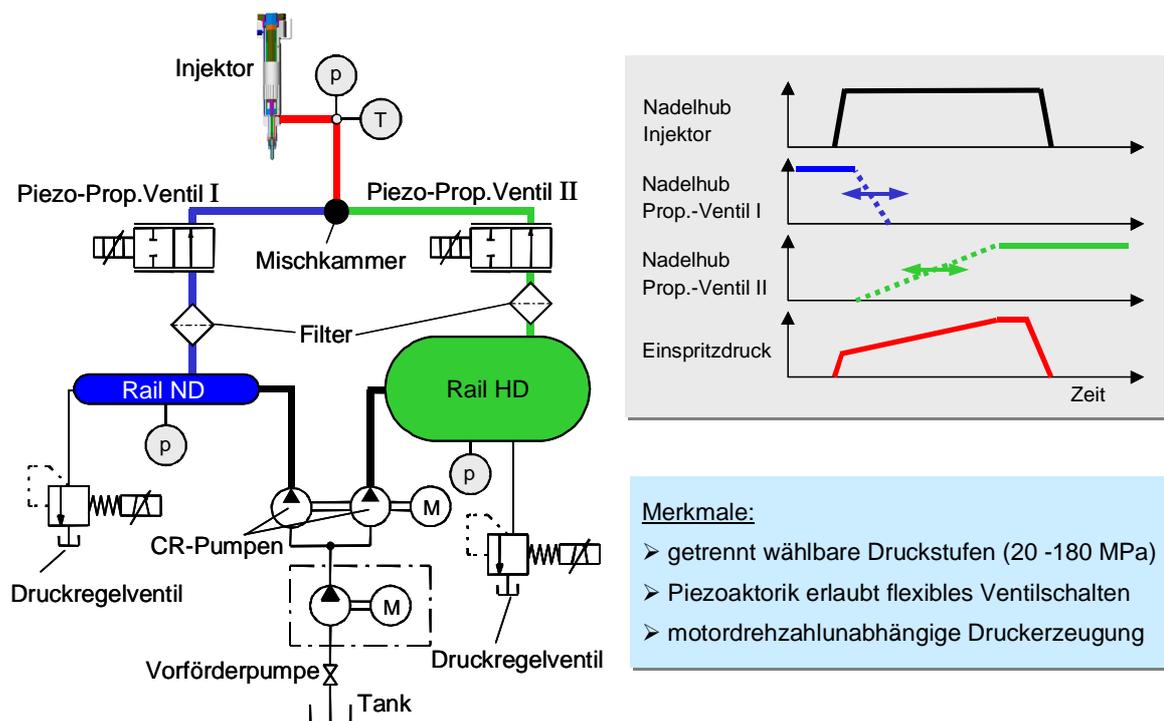


Bild 3-3: Funktion und Aufbau der Druckmodulationseinheit [Ste04]

In zwei Druckspeichern werden unterschiedliche Druckniveaus von 20 MPa bis 180 MPa vorgehalten. Soll während der Einspritzung der Einspritzdruck erhöht werden, wird zu Beginn des Vorgangs das niederdruckbeaufschlagte Ventil geöffnet und das hochdruckbeaufschlagte geschlossen gehalten. Wird nun das niederdruckbeaufschlagte Ventil geschlossen während das hochdruckbeaufschlagte geöffnet wird, steigt der Leitungsdruck im Injektorzulauf auf den des Hochdruckspeichers an. In

Abhängigkeit der gewählten Nadelgeschwindigkeiten beider Proportionalventile und der Überschneidung der Ventilöffnungszeiträume ergibt sich der Druckgradient des Leitungsdruckes. Um für das folgende Arbeitsspiel erneut mit dem geringen Einspritzdruckniveau beginnen zu können, wird zum Ende der Einspritzung das hochdruckbeaufschlagte Ventil geschlossen und das Niederdruckventil geöffnet. Es reduziert sich der Leitungsdruck durch Expansion in den Niederdruckspeicher dessen Raildruckniveau über das Druckregelventil auf dem gewählten Niveau gehalten wird [Ste04]. Das Schaltschema der Ventile zur Erzeugung eines rampenförmigen Einspritzprofils ist ebenfalls in Bild 3-3 dargestellt. Der Öffnungs- und Schließvorgang des Einspritzventils wird schnellstmöglich eingestellt, um eine differenzierte Betrachtung der Effekte Nadelsitzdrosselung und Druckmodulation zuzulassen. Die Betätigung der Proportionalventile bietet durch die Piezoaktorik eine maximale Variabilität in der Wahl der Flankenform und dem Öffnungs- und Schließzeitpunkt. Daraus folgt eine nahezu beliebige Formung des Einspritzdruckprofils.

Für die geänderten Anforderungen muss die Einheit jedoch angepasst werden. Die wesentlichen Punkte sind:

- Anpassung der nötigen Förderleistung der Hochdruckpumpen
- Modifikation der Proportionalventile zur Darstellung höherer Einspritzdrücke
- Filterung des Kraftstoffes vor Eintritt in die Proportionalventile
- Modifikation der Mischkammer zur Generierung steilerer Druckgradienten
- quantitative Nadelhubmessung beider Proportionalventile

Der benötigte Volumenstrom kann durch den Einsatz von Serien-Radialkolbenpumpen des Typs CP 3.1 der Fa. Bosch zur Verfügung gestellt werden. Des Weiteren wird je ein Hochdruckfilter der Fa. NovaSwiss vor Eintritt in die Proportionalventile verwendet, um Schäden durch Verunreinigungen im Kraftstoff vorzubeugen. Das präzise Schalten von großen Volumenströmen bei sehr kleinen Stellwegen wurde bereits bei [Ste04] durch modifizierte Serieneinspritzdüsen eines Schiffsmotors mit 4 l Zylinderhubvolumen umgesetzt. Das in Bild 3-4 dargestellte Konzept der Verwendung einer ausgebuchsten Nadelführungen wurde weiterverfolgt und mittels der Fertigungsmöglichkeiten der Fa. L'Orange in höherer Güte dargestellt. So konnte die Passung der Düsennadel mit einer Genauigkeit von 2-4 µm

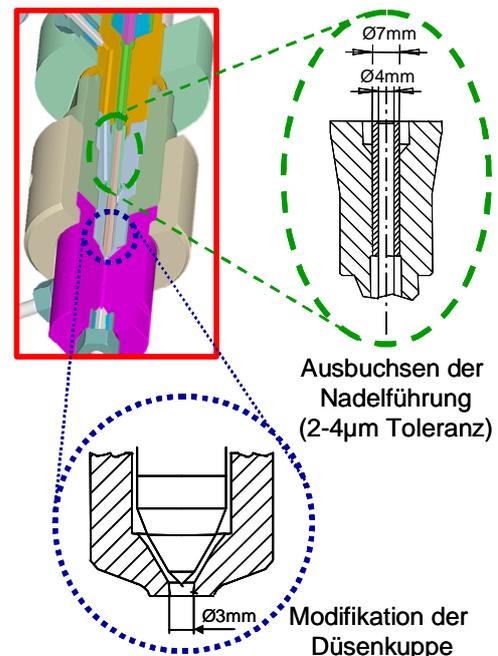


Bild 3-4: Modifikation der Düsen in den Proportionalventilen [Ste04]

ausgeführt werden. Durch den Einsatz einer speziell angefertigten Düsenadel wurde die Druckstufe und der Sitzdurchmesser dahingehend verändert, dass mit der begrenzten Schließkraft der Piezokeramik das Ventil gegen Drücke bis 185 MPa sicher schließen kann. Um einen maximalen Durchfluss durch die Ventile zu erreichen, werden die Spritzlöcher entfernt und durch ein zentrales Loch mit 3 mm Durchmesser ersetzt.

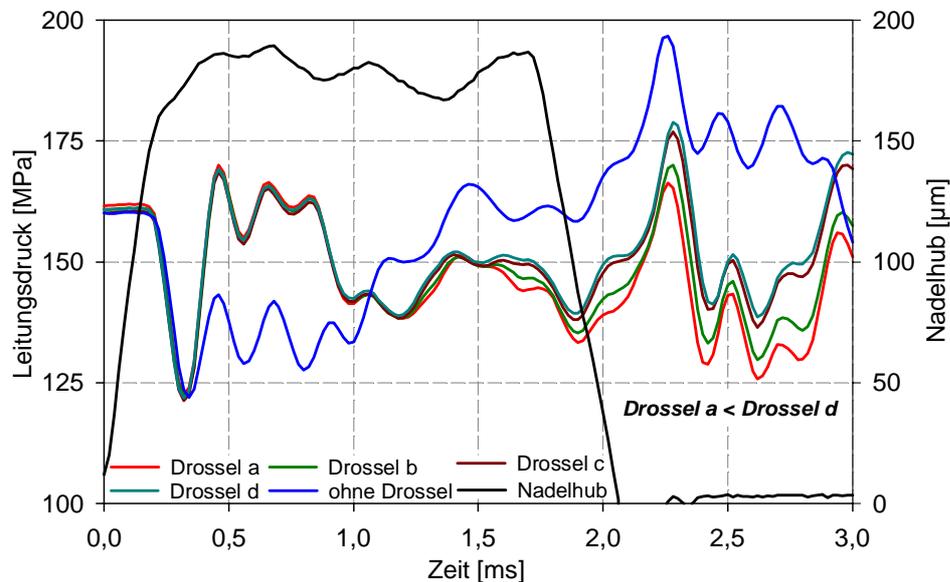


Bild 3-5: Optimierung der Zulaufdrossel zur Optimierung des „Brandungsdruckes“

Ein Problem bei Hochdruckeinspritzungen mit schnellem Nadelschließen stellt das in Bild 3-5 dargestellte Aufstauen einer Druckwelle, der sog. „Brandungsdruck“, dar. Mit kurzzeitigen Drucküberhöhungen von bis zu 40 MPa kann es zu einem unkontrollierten Öffnen der Düsenadel und damit Nacheinspritzen von Kraftstoff nach Beendigung der Einspritzung kommen. Eine Lösung stellt der Einsatz eines sehr nah im Injektor positionierten kleinen Einzelspeichers in Kombination mit einer Zulaufdrossel dar. Die für eine Einspritzung notwendige Energie wird unter Ausnutzung der Volumenelastizität des zusätzlichen Mini-Rails zur Verfügung gestellt. In diesem Fall kann die Zulaufleitung als Drossel ausgeführt werden, so dass lediglich der nach der Einspritzung „entladene“ Speicher bis zum nächsten Arbeitsspiel wieder „aufgeladen“ wird [KBW04]. Im Falle des plötzlichen Nadelschließens kann auf Grund der eingebrachten Drossel im Zulauf des Volumens nicht schnell genug Brennstoff nachfließen, um die unerwünschte Drucküberhöhung zu erzeugen. Die Optimierung der Größe der nötigen Drossel erfolgt mittels eines einstellbaren Ventils. Das Optimum wird dann in Form einer festen Blende in den Aufbau integriert (s. Bild 3-7).

Hydraulische Systemoptimierung mit AMESim

Der Name *AMESim* (**A**dvanced **M**odelling **E**nvironment for performing **S**imulations of engineering systems) bezeichnet ein modular aufgebautes Simulationsprogramm für hydraulische Systeme, das von der französischen Firma Imagine S.A. stammt. Das Softwarepaket ist aus verschiedenen Modulen aufgebaut, so dass aus gemeinsamen

Grundelementen wie Behältern, Ventilen, Querschnitten, Federn, Massen oder Leitungen ein Berechnungsmodell eines allgemeinen hydraulischen Systems erstellt werden kann. *AMESim* beinhaltet hydraulische Standardbibliotheken, die auf dem reduzierten Gleichungssystem ohne Energieerhaltung für eine Hydraulikleitung und einer dazu passenden Auswahl an Behältern und Drosseln basieren. Das Programm erlaubt damit die Beschreibung der Kavitation im Rahmen eines homogenen Gemischmodells. Die Standardbibliotheken können um weitere Bibliotheken ergänzt werden, die wiederum erweiterte Elemente und Modelle beinhalten. Neben der Benutzung dieser von *AMESim* zur Verfügung gestellten Elemente und Bibliotheken hat der Benutzer die Möglichkeit, eigene Elemente und Modelle zu erstellen und innerhalb der Simulationsumgebung von *AMESim* zu nutzen [BMP01].

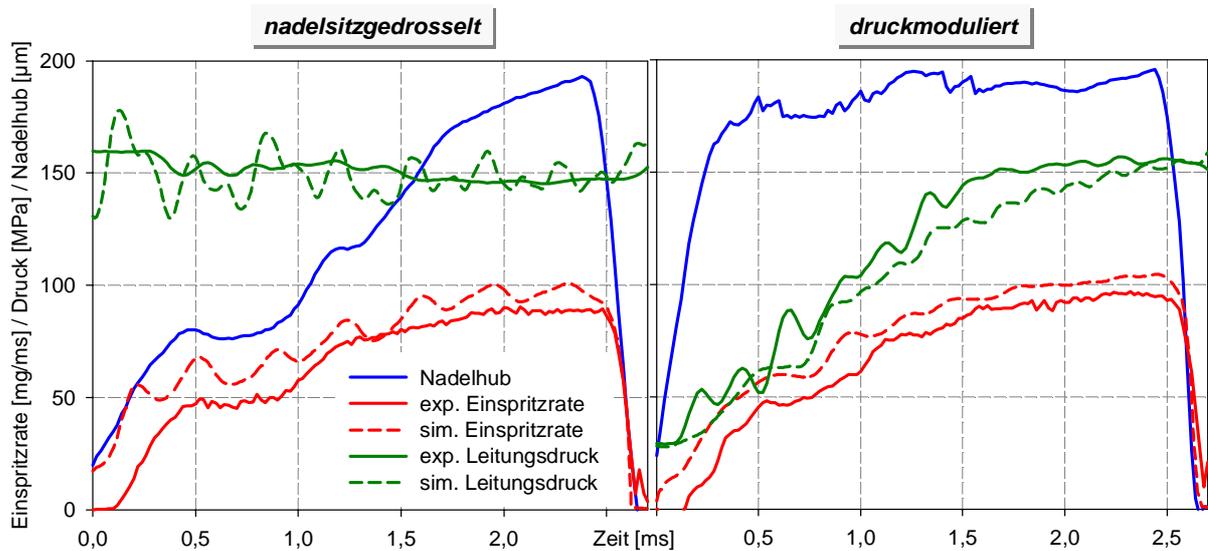


Bild 3-6: Verifikation des Simulationsmodells durch experimentelle Daten

Das Simulationsmodell des *Twin-CR-Systems* besteht analog zum Realsystem aus einem Hochdruck- und einem Niederdruckleitungssystem, den darin installierten Proportionalventilen, der Injektorzuleitung und dem Piezoinjektor. Die Proportionalventile und der Injektor stellen die komplexeren Komponenten des Modells dar, da sie aus mehreren Modulen verschiedener Modellbibliotheken aufgebaut sind. Auf Grund ihres ähnlichen Aufbaus vereinfacht sich die Modellbildung jedoch in der Hinsicht, dass im Wesentlichen die Geometrie und die hydraulischen Durchflusswerte angepasst werden. Zur Verifikation des Modells dienen die gemessenen Nadelhubverläufe des Injektors und der Proportionalventile als Eingangsgrößen für die Simulation. Als Vergleichsgröße zur Beurteilung der Güte des abgestimmten Modells wird der Leitungsdruck und die resultierende Einspritzrate herangezogen. Bild 3-6 zeigt die gute Übereinstimmung mit einer unveränderten Programmkonfiguration für einen nadelsitzgedrosselten und einen druckmodulierten Einspritzvorgang. Besonders die rechts dargestellte druckmodulierte Einspritzrate stellt eine große Herausforderung dar, da die einzelnen Hydrauliksysteme des Niederdruck- und Hochdruckteils miteinander kommunizieren. Die Quantität der Einspritzrate wird leicht überschätzt und im

Leitungsdruckverlauf der nadelsitzgedrosselten Einspritzung sind stärkere Fluidschwingungen zu beobachten. Die Form und die Dimension der Ergebnisgrößen wird jedoch sehr gut wiedergegeben und lässt eine Beurteilung von Trends auf Grund von Änderungen in Konstruktion und Ansteuerung zu.

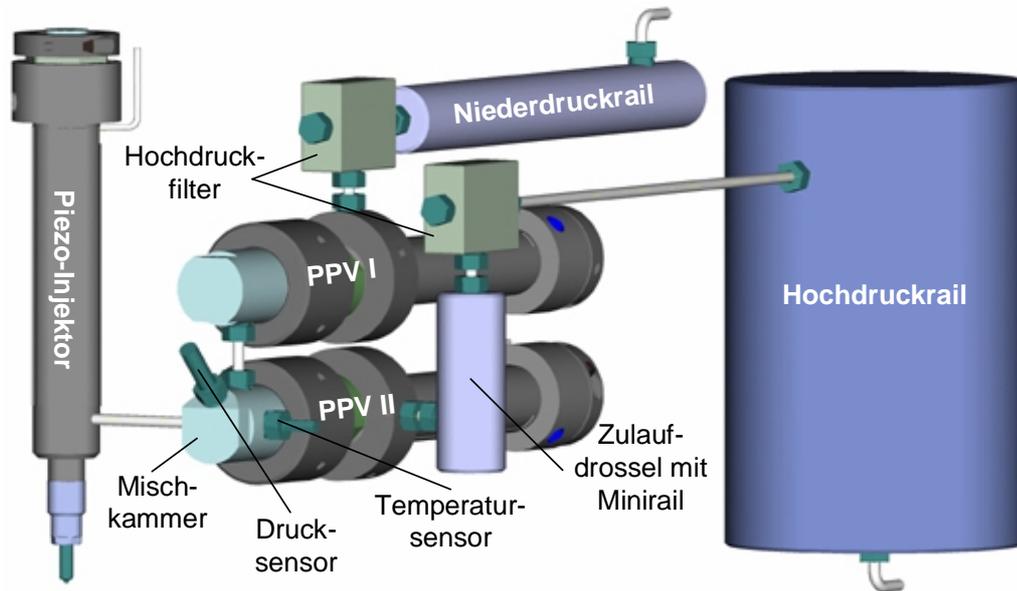


Bild 3-7: Nfz-TwinCR-System in der optimierten Ausführung

Das verifizierte Modell wird zur Vorausberechnung und Optimierung des realen Einspritzsystems genutzt. Wesentliche Ansätze bestehen in der Verbesserung des erreichbaren Druckgradienten und der Verminderung von Leitungsdruckverlusten mittels geometrischer Verbesserungen des Systems. So konnte durch die Rechnung im Bereich zwischen den Proportionalventilen und dem Injektor durch Konstruktion einer optimierten Mischkammer der Druckgradient signifikant gesteigert werden. Die Stellen maximaler Druckverluste können in der Modellbildung leichter lokalisiert und vermieden werden. Das Gesamtpaket aus experimentellen und simulativen Optimierungsmaßnahmen resultiert in dem in Bild 3-7 dargestellten Einspritzsystem, das in dieser Form bei den Untersuchungen zum Einsatz kommt.

Einspritzdüse

Für die Untersuchungen kommt eine 8-Loch-Sacklochdüse mit einem Kegelwinkel von 126° und einem Spritzlochdurchmesser von $0,202\text{ mm}$ zur Anwendung, die für einen coaxialen Einbau vorgesehen ist. Auf Grund gleicher Spritzlochgeometrien bietet diese Bauform eine gute Strahlsymmetrie. Bei stationärer Durchströmung ohne Düsennadel mit 10 MPa über den Zeitraum von 60 Sekunden wird der Kennwert von 1750 cm^3 Kraftstoffvolumen bestimmt. Die hydraulischen und geometrischen Eigenschaften der verwendeten Einspritzdüse sind in Tabelle 3-1 zusammengefasst.

Um nadelsitzgedrosselte von druckmodulierten Einspritzereignissen in der Beurteilung trennen zu können, ist die Kenntnis des Nadelhubes entscheidend, bis zu dem der Drosselbereich des zulaufenden Kraftstoffes sich an der Nadel und ab wann er

sich an den Einspritzbohrungen befindet. Diesbezügliche Berechnungen wurden bereits in Kapitel 2.2 erläutert. Unter Einsatz der Daten der Versuchsdüse lässt sich der theoretische Umschlagpunkt der Drosselstellen berechnen. Bild 3-8 zeigt in der grafischen Aufbereitung den freigegebenen Strömungsquerschnitt in Form einer Kegelstumpfmantelfläche bedingt durch die transiente Nadelhubbewegung im Vergleich zur konstanten Drosselstelle der Düsenbohrungen. Bei einem Gesamtquerschnitt der Spritzlöcher von $A_{Lo}=0,256 \text{ mm}^2$ wird der Umschlagpunkt rechnerisch bei einem Nadelhub von $119,55 \text{ }\mu\text{m}$ erreicht. Wie bereits beschrieben, führen die real in der Düse ablaufenden Strömungsprozesse auf Grund starker Druckgradienten zu Kavitationseffekten, deren Phasenübergänge Gebiete geringerer Dichte erzeugen (Blasen), was den Massenstrom senken und die Düse „verstopfen“ kann. Aus diesem Grund ist es wichtig, den Bereich der Nadelsitzdrosselung unter einspritzhydraulischen Bedingungen zu bestimmen.

Düsenart	Sacklochdüse	
Hydraulischer Durchfluss	$[Q_{hydr}]$	1750 cm^3/min
Spritzlochanzahl	$[n]$	8
Spritzlochdurchmesser	$[d_{Lo}]$	0,202 mm
ges. Spritzlochbohrungsquerschnitt	$[A_{Lo}]$	0,25638 mm^2
Kegelwinkel	$[\psi]$	126°
Nadelspitzenwinkel	$[\alpha]$	95°
Nadelsitzwinkel	$[\chi]$	60°
HE-Verrundungsgrad	$[-]$	7%
Nadelsitzdurchmesser	$[d_{Si}]$	2,25 mm
Durchmesser Eintritt Sackloch	$[d_{Si}]$	1,2 mm

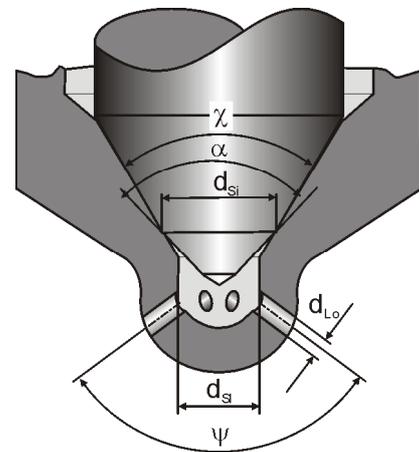


Tabelle 3-1: Daten der Versuchsdüse

Der berechnete Wert lässt sich durch das in Bild 3-9 gezeigte messtechnisch erfasste Kennfeld nicht stützen. Es wird für eine Variation von Leitungsdrücken zwischen 60 MPa und 180 MPa schrittweise die Aktuatorspannung erhöht. Die resultierenden maximalen Einspritzraten werden dann über dem jeweiligen Nadelhub aufgetragen. Um einen Einfluss des transienten Nadelhubes auf die maximale Einspritzrate ausschließen zu können, wurde ein ausreichend langes Einspritzereignis von 2 ms zugrunde gelegt. Die bei geringen Nadelhüben degressive Steigung nimmt ab einem Nadelhub von ca. $170 \text{ }\mu\text{m}$ einen stationären Wert ein. Dieses Verhalten signalisiert, dass nicht mehr die Nadelsitzdrosselung die Einspritzrate dominiert sondern der Spritzlochquerschnitt. Die Rechnung unterschätzt in diesem Fall also den Realwert. Nach [Har87] wurde die in Kapitel 2 beschriebene Näherungsformel für den über den Nadelhub variierenden wirksamen Durchflussquerschnitt unter Annahme geometrischer Vereinfachungen für Nadelventile in hydraulischen Systemen bestimmt. Für den Fall der eingesetzten Düsenform scheint die vereinfachende Annahme der Winkelgleichheit des Nadelsitzwinkels an der Nadel und im Düsenkörper eine erheblich größere Abweichung hervorzurufen als bei [Bus01] und [Ste04]. Für die Diskussion

der hydraulischen Ergebnisse wird als Maßgabe der messtechnisch ermittelte Wert von $170 \mu\text{m}$ verwendet.

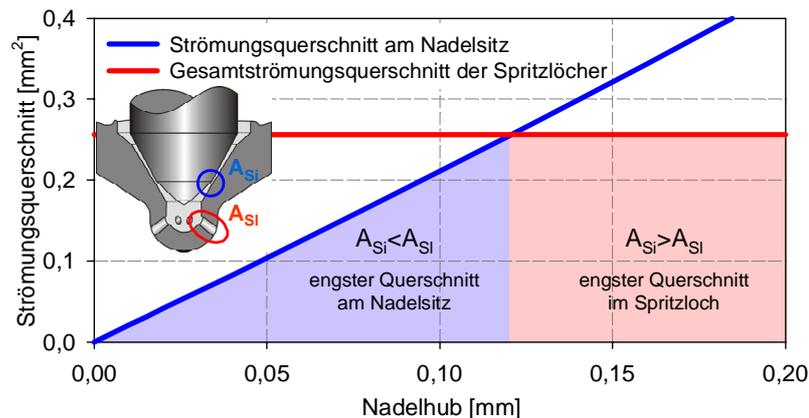


Bild 3-8: Abschätzung der kleinsten Strömungsquerschnitte der Versuchsdüse

Die Notwendigkeit eines sicheren Schließens der Düsenadel bei hohen Einspritzdrücken bedingt einen unvermeidlichen Verlust an nutzbarem Nadelhub in Form von Dehnungsverlusten bei geringen Einspritzdrücken. Das in Bild 3-9 dargestellte Kennfeld zeigt diesen Effekt in Form von sinkenden gemessenen Nadelhüben bei identischer Spannungsbeaufschlagung des Aktuators und sinkenden Einspritzdrücken. Im angegebenen Druckspektrum beträgt die Injektordehnung ca. $40 \mu\text{m}$.

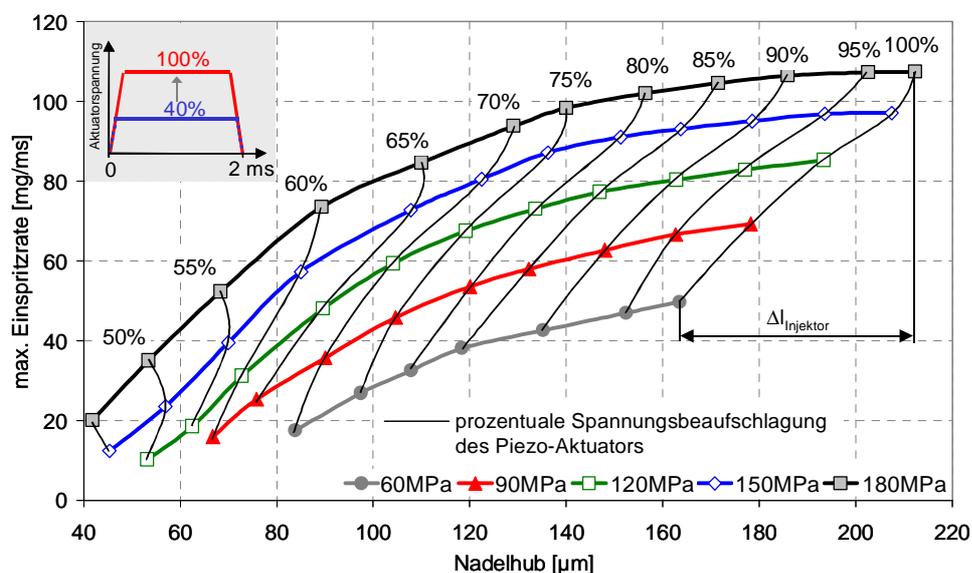


Bild 3-9: Einspritzratenkennfeld in Abhängigkeit des Leitungsdrukkes

Einspritzspezifische Messgrößen

Der **Nadelhubverlauf** des Einspritzventils und beider Proportionalventile wird über einen am ITV entwickelten Miniatorsensor nach dem Hall-Prinzip aufgenommen, der an der Schnittstelle zwischen der Düsenadel und dem Betätigungsstößel platziert ist. Dies ermöglicht eine hochaufgelöste quantitative Messung der Nadelbewegung sehr ortsnahe zur Hubbewegung, d.h. Fehlereinflüsse durch Materialdehnungen werden weitgehend vermieden.

Insbesondere bei der Untersuchung der druckmodulierten Einspritzung ist die zeitlich hoch aufgelöste Kenntnis der Kraftstoffdrücke an verschiedenen Stellen des Einspritzsystems von entscheidender Bedeutung. Dies sind die **Speicherdrücke** am Hochdruck- und Niederdruckrail sowie der **Leitungsdruck** in der Mischkammer im direkten Zulauf zum Injektor. Mittels eines speziellen Adapters und eines Miniatur-Thermoelementes wird weiterhin die **Kraftstofftemperatur** im Hochdruckteil vor Eintritt in den Injektor bestimmt. Die Raildrücke sind Überwachungs- und Steuergrößen zum Einstellen der vorzuhaltenden Druckniveaus sowie dynamische Messgrößen, um die über den Einspritzverlauf auftretenden Druckschwankungen zu detektieren und zu bewerten. Der Leitungsdruck im Zulauf des Injektors stellt die entscheidende einspritzhydraulische Messgröße dar, da er im Zusammenspiel mit dem Nadelhub den an den Düsenlöchern anliegenden Einspritzdruck und somit den Einspritzverlauf bestimmt. Die Raildrücke und der Leitungsdruck werden durch Sensoren, deren Messprinzip auf Dehnungsmessstreifen basiert, detektiert. Ergänzt wird die Messkette des Systemdruckes durch eine Messung im Düsensackloch, die im nachfolgenden Kapitel eingehender beschrieben wird.

Im Vorlauf der Hochdruckpumpen werden als Stationärgröße weiterhin mittels eines piezoresistiven Sensors der **Zulaufdruck** und die Kraftstofftemperatur ermittelt. Ein wassergekühlter Wärmetauscher im Rücklauf des Einspritzsystems kühlt den Brennstoff vor Rückführung in die Kraftstoffwaage. In einer Sammelleitung der Leckölströme wird ebenfalls mittels eines piezoresistiven Drucktransmitters der **Lecköldruck** bestimmt. Die dynamische Kraftstoffwaage vom *Typ 7131-18EX* der Fa. AVL basiert auf einer rein gravimetrischen Messmethode. Das System erfasst die effektive Gewichtsänderung der Kraftstoffmenge in einem Messgefäß, das auf einem biegeelastisch gelagerten Messbalken aufgehängt ist. Die Lageänderung des Behälters auf Grund von Brennstoffentnahme wird auf einen kapazitiven Sensor übertragen. In diesem vollautomatisierten Messablauf wird über ein definiertes Zeitintervall der **Kraftstoffmassenstrom** ermittelt [AVL90].

Am Injektor sind Temperatursensoren in Form von Thermoelementen in das Gehäuse eingelassen. Ein Sensor ist oberhalb der Düsenaufnahme, ein weiterer auf Mitte des Injektorgehäuses platziert. Sie überwachen die **Injektortemperatur**, um zum einen Temperaturdehnungen des Gehäuses und zum anderen Überbeanspruchungen der Piezokeramik vorzubeugen. Eine ausgeprägte Temperaturdehnung des Gehäuses führt zu einer Abnahme der Vorspannung der Piezokeramik und damit zu einer signifikanten Erhöhung des Nadelhubes, was im Extremfall zu einer Undichtigkeit der Einspritzdüse und folglich zu unkontrolliertem Einspritzen zwischen den Injektionsintervallen führt.

Flexibles Motorsteuergerät F^2RE der IAV GmbH

Zur Ansteuerung aller verwendeten Piezo-Aktuatoren wird das flexible Applikationssteuergerät F^2RE (**F**lexible **I**njection and **I**gnition for **R**apid **E**ngineering) der

IAV GmbH verwendet, das für diese Anwendung speziell modifiziert wurde. Da in den vorliegenden Untersuchungen entgegen der bei industriellen Anwendungen üblichen Niederspannungssysteme mit einem Hochvolt-Aktuator (1000–0 V) gearbeitet wird, generiert das F^2RE die Steuerspannung für die am ITV eingesetzten Piezo-Endstufen. Die maximal darstellbare Auflösung jedes Einspritzereignisses beträgt $1\ \mu\text{s}$. Einspritzbeginn und Schaltzeitpunkte können auf 1°KW genau festgelegt werden. Die Spannungsverläufe werden in der Bediensoftware durch Kennlinien vorgegeben, die für jeden Kanal individuell gestaltet werden können. Jeder Ansteuervorgang setzt sich aus einer Start- und einer Stop-Kurve zusammen, deren Übergang durch die aktuelle Öffnungsdauer bestimmt ist [KFM01] [PKS04].

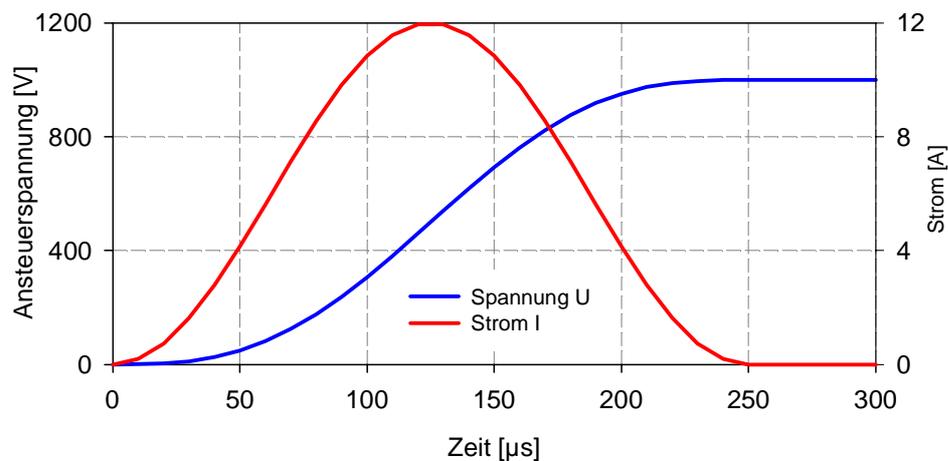


Bild 3-10: ruckfreie Ansteuerung der Piezo-Aktuatoren

Ein häufig auftretender Effekt bei Piezo-Aktuatoren ist die longitudinale Eigenschwingung. Diese kann durch mechanische Stöße oder elektrische Impulse angeregt werden. Umgangen werden kann dieser störende Einfluss durch eine sog. ruckfreie Ansteuerung, d.h. der zeitliche Spannungsverlauf wird so gestaltet, dass der maximal zulässige Strom nicht überschritten wird [PKS04]. Wie in Bild 3-10 dargestellt folgt der Strom einem sinusförmigen Verlauf, der im Maximum die zulässige verstärkerseitige Grenze von 12 A nicht überschreitet. Es ergibt sich ein harmonischer Anstieg des Spannungsverlaufes. Die maximale Öffnungsgeschwindigkeit ist im Wesentlichen bestimmt durch die Kapazität der Piezokeramik.

Ein Problem der Direktbetätigung der Düsennadel durch einen Piezoaktuator besteht in der unterschiedlichen Wärmedehnung des Piezoquarzes und des Injektorgehäuses aus Edelstahl. Bereits kleine Differenzen resultieren in einem veränderten absoluten Nadelhub. Das F^2RE bietet die Option als Eingangsgröße eine Temperatur einzusetzen und diese mit einer Funktion zu verknüpfen, um die Aktuatorspannung den veränderten Einflüssen anzupassen. Analog zu dem durch die Erwärmung größeren Aktuatorstellweg erfolgt eine Verschiebung des Offsets der beaufschlagten Steuerspannung, so dass die Amplitude der Nadelöffnung in dem gewählten Temperaturspektrum konstant bleibt. Als Eingangsgröße für diese Temperaturkompensation wird die Temperatur an der Einspritzdüse gewählt. Die brennraumnahe Sensorposi-

on stellt sich als ein besonders guter Indikator des Temperatureinflusses dar. Neben dem Wärmeeintrag aus dem Brennraum kommt es hier zu Temperaturerhöhung durch starke Drosselprozesse. Dieser Bereich kann auf Grund räumlicher Restriktionen nicht von dem adaptierten Kühlmantel umschlossen werden. Die Kompensation kann allerdings nur durch eine höhere Spannungsbeaufschlagung im Verlauf der Erwärmung erreicht werden, die dann nicht mehr für den absoluten Nadelhub zur Verfügung steht. Als Kompromiss wird ein Temperaturfenster gewählt, in dem das Einspritzsystem sicher und reproduzierbar bei ausreichendem Nadelhub betrieben werden kann.

3.2 Einspritzverlaufsindikator (EVI)

Zur hydraulischen Charakterisierung eines Einspritzsystems ist neben der Betrachtung der Absolutmenge der Verlauf der eingespritzten Menge pro Zeit, die sog. Einspritzrate, von entscheidender Bedeutung. Die Firma IAV GmbH hat ein System zur Erfassung des Einspritzverlaufs entwickelt, welches sich durch eine hohe Dynamik, verbunden mit hohen Taktraten auszeichnet. Grundlage ist eine ca. 6 m lange Rohrschleife mit 4,5 mm Innendurchmesser, die mit Diesel bzw. Prüföl gefüllt ist und am Ende mit einer Drossel und einem Überdruckventil mit Berstscheibe ausgeführt ist. An dem anderen Ende der Leitung wird der Injektor adaptiert. Ein Piezodruckaufnehmer ist nach einer kurzen Beruhigungsstrecke hinter der Düse appliziert. Die Beruhigungsstrecke ist notwendig, um die Erfassung des Strahlimpulses eines Spritzlochs auszuschließen.

Für die Messung wird das Proportionalventil über das Steuergerät auf den Wert des gewünschten Kompressionsenddrucks eingestellt. Wird nun in das Rohr eingespritzt, baut sich zunächst der vorgegebene Gegendruck in der Rohrschleife auf. Bei Überschreiten der Druckbegrenzung wird der Kraftstoff freigegeben, so dass sich nach jeder Einspritzung stets der gleiche Gegendruck einstellt. Für den Zeitraum der Einspritzung baut sich in der Rohrleitung ein Überdruck auf, dessen Amplitude durch die Drossel und die Länge bzw. den Innendurchmesser der Rohrstrecke bestimmt wird. Der zeitliche Verlauf dieser Druckerhöhung entspricht der Einspritzrate. Sie wird mit einem Druckaufnehmer detektiert und einem Messdatenerfassungssystem zugeführt. Die Druckwelle läuft durch die Rohrschleife und wird durch die Wandreibung und ein Filterpaket gedämpft. Am Ende der Rohrschleife erfolgt eine Reflektion an dem dort befindlichen einstellbaren Drosselventil. Die Kalibrierung des Drucksignals auf die Einspritzrate gelingt über eine gravimetrische Messung der eingespritzten Absolutmenge. Die Durchschnittsmenge entspricht der durchschnittlichen Fläche der Druckintegrale einer aufgezeichneten Folge von Einspritzungen. Eine statistische Betrachtung der Einzeleinspritzungen kann anhand der Unterschiede im Druckverlauf (Ratenstreuung) sowie der Einzelflächeninhalte (Hub-zu-Hub-Streuung) durchgeführt werden. Es besteht eine Proportionalität zwischen dem Integralwert des Druckes und

der Einspritzmenge. Es lassen sich sowohl Vor- oder Nacheinspritzmengenverläufe als auch getaktete Hauptmengenverläufe quantitativ bestimmen. Bild 3-11 stellt schematisch den Aufbau des Einspritzverlaufsindikators dar [IAV01] [Kro04].

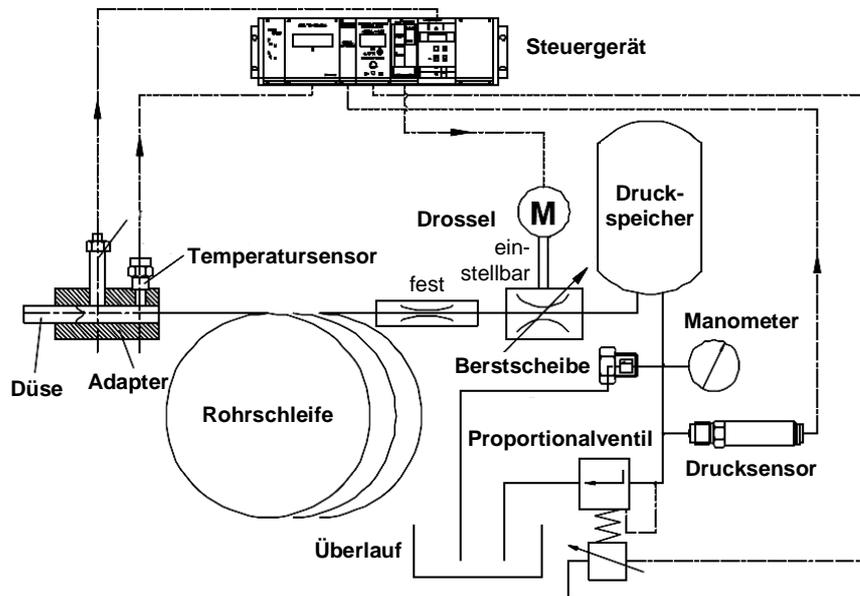


Bild 3-11: Schematischer Aufbau des Einspritzverlaufsindikators [IAV01]

3.3 Düsensacklochdruckmessung

Zur umfassenden hydraulischen Beurteilung der beiden hier untersuchten Mechanismen zur Einspritzratenbegrenzung ist die Kenntnis des Einspritzdruckverlaufes direkt im Düsensackloch wünschenswert. Die Messstelle des Leitungsdruckes kurz vor Eintritt in den Injektor kann diese Aussage nur bedingt ersetzen. Wie im Folgenden näher beschrieben, erweisen sich Rechenansätze an dieser Stelle als sehr kompliziert oder zu ungenau. Eine Druckmessung direkt im Düsensackloch im motorischen Betrieb erweist sich auf Grund der sehr kleinen Dimensionen mangels passender Sensorik und entsprechenden Zugangsmöglichkeiten als nicht umsetzbar. Daher wird eine motorexterne Messeinrichtung umgesetzt, die unter vergleichbaren Randbedingungen eine Aussage über die Druckverhältnisse zulässt. Nachfolgend wird neben den theoretischen Rechenansätzen, der Aufbau und die Funktion der eingesetzten Messeinrichtung näher erläutert.

Theoretische Berechnung des Düsensacklochdruckes

Zur Ermittlung des Druckes im Düsensackloch hat [Mel63] unter der Verwendung der zur Verfügung stehenden Messgrößen eine Formel zur rechnerischen Bestimmung dieses Wertes aufgestellt. Basierend auf einem Ansatz von Woschni und Anisitis [WAn69] kann der Druck im Düsensackloch aus dem im Abstand x gemessenen Leitungsdruck berechnet werden. Demnach setzt sich der Gesamtdruck bei instationären Vorgängen aus dem Ruhedruck p_0 , der vorlaufenden Druckwelle p_v und der rücklaufenden Druckwelle p_r zusammen. Die Druckwellen im Einspritzsystem pflanzen

sich mit der Schallgeschwindigkeit a fort, die Wellenlaufzeit berechnet sich als Quotient der Länge und der Schallgeschwindigkeit. Daraus folgt z.B. für die vorlaufende Druckwelle der Leitung p_{vL} , dass diese um die Laufzeit t phasenverschoben im Düsensackloch eintritt, dort reflektiert wird und schließlich nach einer weiteren Laufzeit t als rücklaufende Welle wieder an der Messstelle eintrifft. Aus der Kontinuitätsgleichung kann der momentane Druck an einer beliebigen Stelle t berechnet werden. Die ausführliche Herleitung mit den zugrunde liegenden Vereinfachungen und Annahmen der Gl. 3-1 ist bei [Mel63] und [WAn69] abgelegt.

$$\frac{dp_{Si}(\varphi)}{d\varphi} = \frac{E(p,T)}{6 \cdot n \cdot V_{Si}} \cdot [A \cdot (2 \cdot p_{vSi}(\varphi) - p_{Si}(\varphi) + p_0) - B - Q(p_{Si}, p_{Zyl}, \rho(p,T), A_{eff})] \quad \text{Gl. 3-1}$$

$$\text{mit: } A = \frac{A_L}{\rho(p,T) \cdot a(p,T)}; B = \frac{dh_N(\varphi)}{d\varphi} \cdot 6 \cdot n \cdot A_N$$

Der dargestellte Ansatz verwendet für die Dichte, die Schallgeschwindigkeit und den Kompressibilitätsmodul von Diesel konstante Werte. In dem Ansatz von [Mel63] wurden ρ , a und E mit Hilfe von Diagrammen über lineare Beziehungen als Funktionen der Temperatur und des momentanen Druckes angenähert. Durch die Notwendigkeit auf Tabellenwerke zurückgreifen zu müssen und einen sehr hohen Rechenaufwand, erscheint dieser Ansatz als Abschätzung nicht sinnvoll.

Ein weiterer und durch geringere Komplexität zielführenderer Ansatz ist über die Zwei-Drossel-Gleichung möglich. Diesem Ansatz liegt eine 1D-Theorie mit einer Gleichung von zwei Drosselstellen und die Verwendung des Durchflusskoeffizienten μ zugrunde. Unter Einsatz von Kontinuitäts- und Bernoulli-Gleichung kann ein Ansatz formuliert werden, der unter Berücksichtigung von Carnot-Stoßverlusten im Fluid auf den Düsensacklochdruck schließt. Für die weitere Berechnung werden einige vereinfachende Annahmen getroffen. Die Geschwindigkeit des Brennstoffs ist im Bereich der Leitung annähernd Null, da sie im Gegensatz zur Brennstoffgeschwindigkeit im Sackloch und den Spritzlöchern deutlich geringer ist. Die Austrittsgeschwindigkeit des Brennstoffs in den Brennraum und die Geschwindigkeit im Düsenloch können als identisch angenommen werden. Des Weiteren werden Störeinflüsse wie Reibung und Konvektion durch die Verengung der Leitungsquerschnitte um einen entsprechenden Faktor ausgeglichen, so dass weiterhin reibungsfrei gerechnet werden kann. Die für die Rechnung mittels Gleichung 3-2 erforderlichen Durchflusskoeffizienten, Drücke und Flächen lassen sich teils durch Berechnung bzw. Messungen und teils durch realistische Abschätzungen, basierend auf vorherigen Versuchen, gewinnen. Der Koeffizient μ_{Si} für den Bereich des Nadelsitzes ergibt sich in Abhängigkeit des Nadelhubes. Bei vollständig geöffneter Nadel kann annähernd $\mu_{Si} \approx 1$ angenommen werden. Bei einem Nadelhub h_N zwischen 0 und 0,005 mm berechnet sich der Durchflusskoeffizient nach [RMa94] aus $\mu_{Si} \approx 195h_N$.

$$p_{Si} = p_L \left[\frac{\left(\frac{\mu_{Si} \cdot A_{Si}}{\mu_{Lo} \cdot A_{Lo}} \right)^2 + \frac{p_{Zyl}}{p_L}}{1 + \left(\frac{\mu_{Si} \cdot A_{Si}}{\mu_{Lo} \cdot A_{Lo}} \right)^2} \right] \quad \text{Gl. 3-2}$$

Für den Durchflusskoeffizienten des Düsenlochs folgt aus der Näherung von [OKK91] der Wert $\mu_{Lo} \approx 0,5 \rightarrow 0,6$ für Standard Einspritzdüsen. Die Fläche des Einspritzlochs A_{Lo} lässt sich aus den Kenndaten der verwendeten Einspritzdüse entnehmen. Die Fläche des Nadelsitzes A_{Si} muss in Abhängigkeit des Nadelhubs berechnet werden, was bereits detailliert im Zusammenhang des Umschlagpunktes der hydraulischen Drosselstellen erörtert wurde. Die Drücke p_{Zyl} und p_L können aus den Versuchsdaten entnommen werden. Die Berechnung des Düsensackloches über den „Zwei-Drossel-Ansatz“ gilt als gute Näherung des gewünschten Drucks. Durch die vereinfachenden Annahmen können die transiente Phase der Düsenöffnung und dynamische hydraulische Vorgänge wie Fluidschwingungen und damit verbundene Drucküberhöhungen nur sehr unzulänglich beschrieben werden. Es bleibt letztlich also nur die messtechnische Erfassung der einspritzrelevanten Messgröße Sacklochdruck.

Aufbau und Funktion der Messvorrichtung

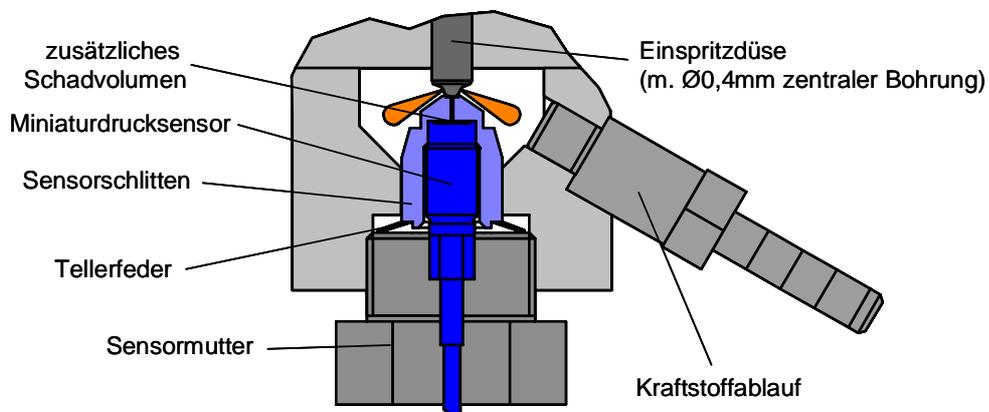


Bild 3-12: Schematischer Aufbau der Düsensacklochdruckmessung

Bei der Vorrichtung zur Düsensacklochdruckmessung handelt es sich um ein nahezu rückwirkungsfreies, einfaches und robustes Messsystem, das zur Erhaltung aller geometrischen Abmessungen des Einspritzsystems leicht in den Prüfstands Aufbau integriert werden kann. Die Vorspannung und Fixierung des Injektors erfolgt analog zum EVI- und motorischen Betrieb über eine zentrale Spannmutter. Wie in Bild 3-12 dargestellt, wird eine spezielle Einspritzdüse eingesetzt, die sich neben ansonsten identischen Spezifikationen zur Versuchsdüse durch ein zusätzliches zentrales Spritzloch mit einem Durchmesser von 0,4 mm auszeichnet. Mittels eines über eine Mutter mit Tellerfeder vorgespannten Sensorschlittens erfolgt eine Liniendichtung an einer scharfkantigen Bohrung und dem Radius der Düsenkuppe. Das zusätzliche

Schadvolumen wird auf diesem Weg gering gehalten. Interaktionen zwischen Einspritzstrahlen und den begrenzenden Bauteilen werden weitgehend ausgeschlossen. Zur Detektion des Druckes kommt ein piezoresistiver Miniaturdrucksensor der Fa. Kistler vom Typ 4067A3000 zum Einsatz. Kommt es nun zur Einspritzung, gelangt ein Teil der Kraftstoffmasse über den Schusskanal zum Drucksensor und wird dort zeitaufgelöst aufgenommen.

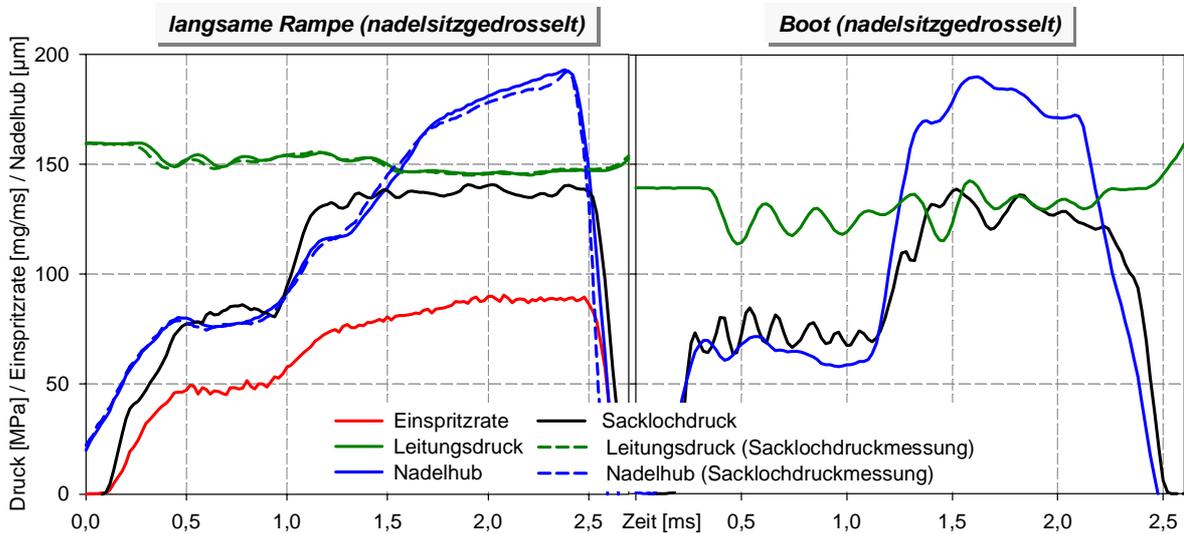


Bild 3-13: Verifikation des Düsensacklochdruckmesssystems

In Bild 3-13 links ist exemplarisch ein nadelsitzgedrosselter Einspritzvorgang mit einer langsamen Rampenform dargestellt. Obwohl bei den Versuchen zur Messung des Düsensacklochdruckes eine durch das zusätzliche Spritzloch modifizierte Einspritzdüse zum Einsatz kommt, zeigen die gestrichelten Verläufe für den Nadelhub und den Leitungsdruk nahezu identische Verläufe. Es lässt sich also eine gute Vergleichbarkeit der Messreihen feststellen, die eine Übertragung der Messwerte ermöglicht. Die sehr langsame Nadelöffnung im vorliegenden Fall resultiert in einem nur sehr geringen Druckabfall nach Nadelöffnung. Allerdings zeigen auch Versuche mit stärkerem Schwingverhalten eine sehr gute Übereinstimmung. Des Weiteren zeigt der Mechanismus einer nadelgesteuerten Ratenbegrenzung in Kombination mit dem Düsensacklochdruck im Vergleich zu einer durch Druckmodulation generierten Einspritzung einen interessanten Effekt. Steigt der Druck im Düsensackloch in der ersten Phase noch analog zur Einspritzrate, kommt es bei Freigabe eines bestimmten Strömungsquerschnittes zu einem sehr steilen Druckanstieg. Auf der rechten Bildhälfte wird der Sacklochdruckverlauf einer nadelsitzgedrosselten Boot-Einspritzung gezeigt. Die Nadel wird hier über einen quasistationären Zeitraum von 1 ms auf einem Teilhub von 70 µm gehalten und erst anschließend der vollen Querschnitt freigegeben. Es dominiert also in der ersten Phase sehr stark die Drosselung am Nadelsitz. Dies wird auch anhand des Düsensacklochdruckes sehr deutlich. Es ist im frühen Abschnitt des Einspritzzeitfensters eine starke Fluidschwingung erkennbar, was auf einen starken Kavitationseinfluss oder Nadeltaumeln hindeutet.

Die in Bild 3-14 dargestellten vereinfachten Rechnungen zum Druckverlust im Kraftstoffkanal des Injektors bei stationärer Durchströmung eines inkompressiblen Fluids und Verwendung tabellarischer Werte für die Rohrreibungszahl und Widerstandsbeiwerte für Umlenkungen zeigen für einen Massenstrom von 100 mg/ms einen gesamten Druckverlust von 6,6 MPa [Dub97] [MBa00]. Die angenommenen idealisierten Annahmen unterschätzen also den realen dynamischen Fall. Bei den Messungen ist eine maximale Differenz von 10 MPa zu beobachten. Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das Messsystem ein sehr gutes dynamisches Verhalten aufweist und ein wichtiges Werkzeug zur Beurteilung der hydraulischen und motorischen Ergebnisse darstellt.

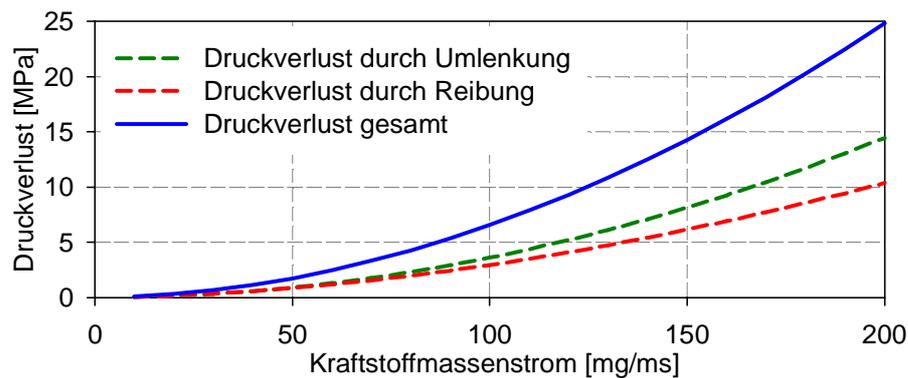


Bild 3-14: Druckverluste im Injektor bei stationärer Durchströmung

3.4 Forschungseinzylindermotor

Unter Verwendung aufwändiger Experimentaleinspritzsysteme zur Brennverfahrensentwicklung kommen in der Regel Forschungseinzylindermotoren zum Einsatz, um die Kosten in Grenzen zu halten und eine Beherrschbarkeit der komplexen Systeme zu gewährleisten. Im vorliegenden Fall gilt es, eine neue Motorbaureihe für Marine – und Nonroad-Anwendungen möglichst realistisch abzubilden. Das Aggregat besitzt auf Grund der gestiegenen Anforderungen an die Zylinderleistung ein Zylinderhubvolumen von 2,23 l und erstmalig ein Common Rail Einspritzsystem [KBW04]. Um die Ergebnisse und Potentiale der hier beschriebenen Untersuchungen auf die Vollmotordaten übertragen zu können, erfolgt die Umrüstung des Einzylindermotors in möglichst hoher Übereinstimmung zum Serienaggregat. Im Folgenden werden die wesentlichen konstruktiven Änderungen und unvermeidlichen Abweichungen beschrieben.

Als Basis steht ein Zylinderkurbelgehäuse einer älteren Motorbaureihe zur Verfügung. Auf Grund der stark steigenden Belastungen wird die Bauteilfestigkeit durch vier vertikal durch das Gehäuse verlaufende Zuganker verstärkt. Diese bauliche Veränderung erhöht die Festigkeit des Gehäuses in vertikaler Richtung und verhindert ein Reißen der Seitenwände unter erhöhter Belastung. Des Weiteren dient eine Verstärkung der Hauptlagerkörbe zur Aufnahme der Rollenlager für die Kurbelwelle

durch aufgeschraubte und verspannte Masken der Aufnahme der vergrößerten radialen Kräfte. Durch den Einsatz eines speziell angefertigten Zwischengehäuses kann eine serienmäßige Laufbuchse aufgenommen werden. Die Anschlussmaße des Zwischengehäuses lassen die Verwendung eines drallfreien Serienzylinderkopfes zu, so dass der Gasaustausch in Kombination mit einer eigens angefertigten Nockenwelle mit angepassten Ventilerhebungskurven sehr realistisch wiedergegeben werden kann. Der Vierventil-Zylinderkopf wird zur coaxialen Aufnahme des ITV Piezo-Einspritzventils durch Materialabnahme angepasst. Die Ventilbetätigung erfolgt über längenangepasste Stößelstangen und Rollenstößel. Auf der messtechnischen Seite werden Sensoren für Zylinderkopf- und Auslassventilstegtemperatur sowie eine Zylinderdruckindizierung vorgesehen.

Analog zum Serienbetrieb wird eine W-Kolbenmuldengeometrie verwendet, so dass auch brennraumseitig eine sehr gute Übereinstimmung zum Serienaggregat erzeugt werden kann. Bild 3-15 zeigt einen Viertelschnitt der rotationssymmetrischen Kolbenmuldengeometrie. Die Darstellung entstammt der begleitend durchgeführten CFD-Simulation und stellt das verwendete Rechennetz dar [LSM04]. Die Feinanpassung des Verdichtungsverhältnisses von $\varepsilon=16$ erfolgt über Distanzschablonen zwischen Kurbelgehäuse und Zwischengehäuse. Einen weiteren Unterschied zum Vollmotor stellt der an die Unterseite des Kurbelgehäuses angeflanschte Massenausgleich dar. Dieser dient zum Ausgleich der Massenkräfte erster und zweiter Ordnung, was durch rotierende Wellen mit Gegengewichten erreicht wird, die genau entgegengesetzt zu den durch den Motor verursachten Unwuchten drehen. Die gegeneinander wirkenden Kräfte identischen Betrages heben sich nach außen hin gegenseitig auf, was in einem sehr ruhigen Motorlauf resultiert. Tabelle 3-2 zeigt eine Zusammenfassung der wesentlichen Kenndaten des verwendeten Forschungseinzylindermotors.

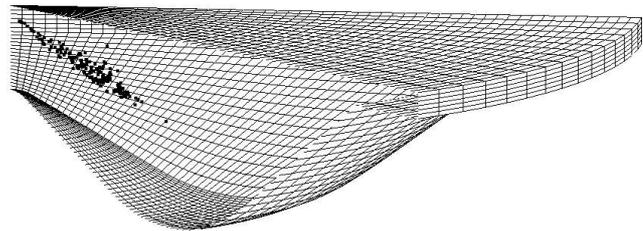


Bild 3-15: Kolbenmuldengeometrie [LSM04]

Typ	Einzylinder-Forschungsmotor
Zylinderkopf	4 Ventile / koaxiale Injektorlage
Drall	0
Bohrung	130 mm
Hub	150 mm
Hubraum	1991cm ³
Muldenvolumen	99,75 cm ³
Verdichtungsverhältnis	16 : 1
Pleuellänge	252 mm
Aufladung	externer Schraubenkompressor
Massenausgleich	1. und 2. Ordnung

Tabelle 3-2: Kenndaten des Versuchsmotors

3.5 Prüfstandsperipherie und Messtechnik

Die **Motordrehzahl** wird an der Kurbelwelle mit einem Drehwinkelgeber der Fa. Heidenhain mit einer Genauigkeit von $\pm 0,1^\circ$ abgenommen. Das Drehzahlsignal dient sowohl als Messgröße als auch als Eingangsgröße für das Motorsteuergerät FI²re der Fa. IAV und für das Indiziersystem *ADAPT-CAS* der Fa. FEV. Das vom Forschungsmotor abgegebene effektive **Drehmoment** wird an der Abtriebswelle zwischen Verbrennungs- und Gleichstrommotor von einem Drehmomentmessflansch *T10F* der Fa. HBM mit einem Fehler von $\pm 0,5$ Nm detektiert.

Die Medien **Kühlwasser** und **Öl** werden mittels externer Einheiten voll konditioniert. Die zugeführte **Ladeluft** wird durch einen Schraubenkompressor und einen parallel geschalteten Kolbenverdichter auf Arbeitsdruck gebracht. Nach der Entfeuchtung des Mediums durch einen Kondenstrockner gelangt die Luft durch ein Filterpaket mit Aktivkohleeinsatz, das Ölfreiheit gewährleistet. Vor Motoreintritt wird die Ladeluft auf die vorgegebene Betriebstemperatur erhitzt und in ein Kompensationsvolumen geleitet, das die Oszillationen in der Gasströmung, bedingt durch den Einzylinder-Betrieb, vermindert. Ungewollter Gasaustausch durch pulsierende Strömungen kann so fast vollständig unterbunden werden. In diesem Beruhigungsbehälter werden der Ladedruck und die -temperatur bestimmt. Des Weiteren wird an dieser Stelle mit einem kapazitiven Sensor (*HTS300*) der Fa. Klink Feuchtemesstechnik die relative **Luftfeuchte** ermittelt. Die **Luftmasse** wird mit einem thermischen Strömungssensor der Fa. Höntzsch im schwingungsberuhigten Zulauf des Kompensationsvolumens gemessen. Das Messprinzip beruht auf dem Wärmetransport von einem elektrisch erwärmten Körper in das umgebende Medium, abhängig von der Relativgeschwindigkeit zwischen beiden.

Im Abgasstrang ist ebenfalls ein Kompensationsvolumen vorgesehen, das ungewollten Oszillationen in der Gassäule und damit variierenden Restgasmengen im Brennraum vorbeugt. In diesem Beruhigungsbehälter wird mittels eines piezoresistiven Drucksensors der **Abgasgegendruck** bestimmt. Da das Aggregat fremdaufgeladen ist und dadurch kein Druckaufbau vor einem Abgasturbolader erfolgt, wird das vorgegebene Druckniveau mittels einer mit einem elektrischen Linearantrieb versehenen Klappe im Abgasstrom eingestellt. Messungen der **Abgastemperatur** erfolgen direkt im Zylinderkopf und an der Abgasentnahmestelle mit NiCrNi-Thermoelementen.

Das **Indiziersystem** *ADAPT-CAS* der Fa. FEV ist modular aufgebaut und besteht im Wesentlichen aus einem herkömmlichen PC, einem Controller-Modul und einer Datenerfassungseinheit. Die maximale Datenerfassung kann mit bis zu 12 Bit bei 1 MHz oder 14 Bit bei 800 kHz erfolgen, so dass auch bei höchsten Drehzahlen eine Auflösung von $0,1^\circ\text{KW}$ erreicht wird. Neben dem Zylinderdrucksignal werden auch schnelle Messgrößen wie Leitungsdruck oder Nadelhub über das Indiziersystem erfasst.

Als Sensor wird ein gekühlter Piezoquarz der Fa. Kistler vom Typ 6061B verwendet, der in Kombination mit einem Ladungsverstärker ein kurbelwinkeldiskretes druckproportionales Spannungssignal liefert [WOI01]. Der **Blow-by** Volumenstrom wird mit einem Messgerät der Fa. AVL vom Typ 442 gemessen. Die Strömung wird durch ein Blendenmessrohr geleitet, in dessen Mitte sich eine Querschnittsverengung befindet, die eine durchflussabhängige Druckdifferenz erzeugt. Diese wird von einem Sensor erfasst und in einer automatisierten Auswerterroutine verarbeitet und dem Datenerfassungssystem zugeführt [AVL03].

Die **Abgaskomponenten CO, CO₂, O₂, THC und NO_x** werden mit dem Analysesystem *Mexa 7100D* der Fa. Horiba gemessen. Es wird eine aufgeheizte Entnahme- und Messstrecke verwendet, um mengenmäßig undefinierte Abgasbestandteile, die sich im Kondensat des Abgases sammeln, zu vermeiden. Die kontinuierliche Emissionsmessung erfolgt „feucht“, d.h. ohne vorherige Trocknung der Abgasprobe [Hor96] [Koz03]. Um eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen gewährleisten zu können, wird eine Feuchte- und Temperaturkorrekturrechnung für die NO_x-Werte durchgeführt. Unter Kenntnis der Größen für Kraftstoffmassenstrom (\dot{m}_K/dt), trockener Luftmassenstrom ($\dot{m}_{L,tr}/dt$), absoluter Luftfeuchte (ρ_W) und der Ladelufttemperatur (T_L) wird die unter Gl. 3-3 angeführte empirische Rechnung zur Korrektur für NO_x durchgeführt. Die Formel geht auf die DIN ISO 8178 zurück. Die gesamte angewandte Umrechnung der Emissionskomponenten inklusive einer umfassenden Nomenklatur ist detailliert in [DIN96] beschrieben. Die NO_x-Korrektur soll an dieser Stelle nur als Beispiel fungieren.

$$[NO_x]_{kor} = K_{NO_x} \cdot [NO_x]_{gemessen} \quad \text{Gl. 3-3}$$

$$\text{mit: } K_{NO_x} = \frac{1}{1 + \left(\frac{0,309 \cdot \dot{m}_K}{\dot{m}_{L,tr}} + 0,0266 \right) \cdot (\rho_W - 10,71) + \left(\frac{-0,209 \cdot \dot{m}_K}{\dot{m}_{L,tr}} + 0,00954 \right) \cdot (T_L - 298)}$$

Der **Rußgehalt** wird mit einem AVL *Smokemeter 415S* bestimmt. Das Messprinzip besteht darin, dass ein sauberes Filterpapier von einer definierten Abgasmenge durchströmt wird und dabei die im Gas enthaltenen Rußpartikel im Filter zurückbleiben. Die so verursachte Schwärzung des Filterpapiers wird anschließend optisch ausgewertet und als Filter-Schwärzungszahl FSN (Filter Smoke Number), die ein Maß für die im Abgas enthaltene Partikelmasse darstellt, ausgegeben. Der gesamte Messvorgang vom Spülen über Probenentnahme und Filtertransport bis zur eigentlichen Bestimmung der Rußmenge wird dabei vollautomatisiert gesteuert und überwacht [AVL02] [Koz03]. Das *Opacimeter 439* der Fa. AVL misst die **Abgastrübung** (Opazität) von verunreinigter Luft, im speziellen von Dieselaabgasen. Eine Messkammer mit definierter Messlänge und nicht reflektierender Oberfläche wird homogen von Abgas durchströmt. Die Lichtabschwächung zwischen einer Lichtquelle und einem Empfänger wird gemessen und daraus die Trübung des Abgases berechnet.

Grundlage für diese Berechnung ist das Beer-Lambert-Gesetz. Breitet sich elektromagnetische Strahlung - also auch sichtbares Licht - in einem Medium aus, so wird sie längs ihres Weges in ihrer Intensität abgeschwächt. Im vorliegenden Fall vollzieht sich die Lichtabschwächung in einem mit Rußpartikeln beladenen Abgas, dessen Abschwächung in Prozent angegeben wird [AVL98].

Die Ermittlung des **Kraftstoff-/Luftverhältnisses** erfolgt über drei Wege. Auf der messtechnischen Seite wird eine Breitbandlambdasonde vom *Typ LSU 4* der Fa. Bosch verwendet. Es handelt sich hierbei um eine planare Zweizellen-Grenzstrom-Sonde, die aus der Kombination einer Nernst-Konzentrationszelle (Sensorzelle) mit einer Sauerstoffionen transportierenden Pumpzelle besteht, die nicht nur im stöchiometrischen, sondern auch im mageren und fetten Bereich messen kann, so dass sie sich für den Einsatz an Dieselmotoren eignet [Bos02]. Zur Auswertung und der Steuerung der Sondenheizung wird das Bauteil mit dem Messgerät *Lambda Meter LA 4* der Fa. ETAS betrieben. So kann online der aktuelle Lambda-Wert abgerufen werden. Zusätzlich wird diese Kenngröße auf zwei rechnerischen Wegen bestimmt. Auf der einen Seite erfolgt die in Gl. 3-4 dargestellte klassische Berechnung über den Mindestluftbedarf unter Verwendung der Massenströme von Luft und Brennstoff.

$$\lambda_{L_{min}} = \frac{\dot{m}_L}{L_{min} \cdot \dot{m}_K} \quad \text{Gl. 3-4}$$

Eine weitere Möglichkeit der Ermittlung des Kraftstoff-/Luftverhältnisses stellt die Berechnung aus den Emissionskomponenten dar. Dieser Zusammenhang ist ebenfalls in der DIN 8178-1 abgelegt und in Gl. 3-5 dargestellt. Wesentlicher Bestandteil dieser Berechnung ist die Kenntnis des Kohlenstoff-/Wasserstoffverhältnisses im Kraftstoff ($v_{H/C}$) sowie die im Experiment ermittelten und umgerechneten Volumenkonzentrationen von CO ($c_{CO,tr}$) und HC ($c_{HC,tr}$). Etwas aufwändiger zu bestimmen ist das Verhältnis von Abgas zu den kohlenstoffhaltigen Komponenten ($v_{E/C}$), da hier die Bestimmung einiger weiterer Größen vorausgeht. Die vollständige Korrekturrechnung mit den einzelnen Operationsschritten ist in [DIN96] beschrieben.

$$\lambda_E = \frac{v_{E/C} \left[1 - \frac{c_{CO,tr}}{2 \cdot 10^6} - \frac{c_{HC,tr}}{10^6} + \frac{v_{H/C}}{4} \cdot \left(v_{E/C} - \frac{c_{HC,tr}}{10^6} \right) \right] - \frac{0,75 \cdot v_{H/C}}{\left(\frac{3,5}{\frac{c_{CO,tr}}{10^6 \cdot v_{E/C}}} \right) - \left(\frac{2,5}{1 - \frac{c_{HC,tr}}{10^6 \cdot v_{E/C}}} \right)}}{4,77 \cdot \left(1 + \frac{v_{H/C}}{4} \right)}$$

Gl. 3-5

Die zuletzt dargestellte Methode ist die unzuverlässigste, da zahlreiche Berechnungen und Messwerte verwendet werden, deren Fehler sich aufsummieren. Insgesamt wird mit einer Abweichung von 10% gerechnet. Trotzdem stellt diese Größe einen

guten Vergleichswert dar, mit dem auch die Plausibilität der experimentellen Werte verifiziert werden kann. Bild 3-16 gibt einen schematischen Gesamtüberblick des Prüfstandsbaus, der Positionierungen der Messtechnik und der prinzipiellen Bauteilanordnung in den Konditionierstrecken.

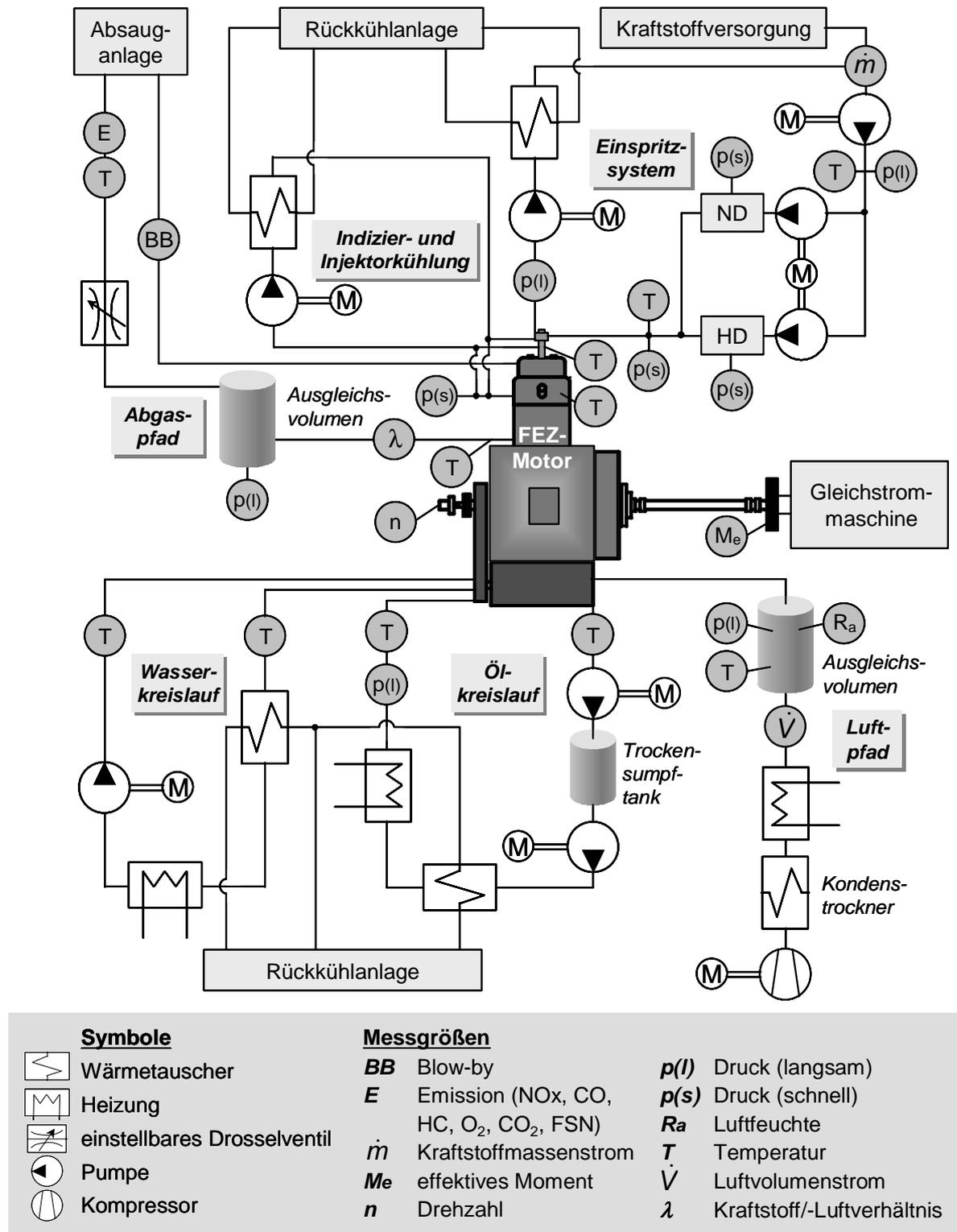


Bild 3-16: Schemadarstellung des Prüfstandsbaus

3.6 Auswertung und Verifikationsrechnung

Zur thermodynamischen Auswertung der Zylinderdruckverläufe wird das windowsbasierte Software-Paket „**Tiger**“ der Fa. **Enginos** verwendet. Gestützt auf den Indiziermessdaten berechnet das Programm alle Ergebnisgrößen, die für eine vollständige motorische Analyse notwendig sind. Die implementierten Algorithmen erlauben beispielsweise die zweizonige Berechnung des zeitlichen Verlaufs der Wärmefreisetzung unter Berücksichtigung von Wandwärmeübergangsvorgängen nach Woschni/Huber und reaktionskinetischen Konstanten nach Heywood. Die Grundgleichungen zur Berechnung sind der 1. Hauptsatz der Thermodynamik, die thermische Zustandsgleichung und die Massenbilanz. Hinzu kommen Untermodelle für die Kalorik realer Gase und Dämpfe (Zacharias) und die Stickoxidbildungsrate (Zeldovich). Die statistische Datenanalyse ermittelt alle statistischen Ergebnisgrößen zum Beispiel für den Brennraumdruck (Spitzendruck, Druckanstiege) und die indizierten Mitteldrücke. Die akustische Analyse ermöglicht über das Standardstrukturübertragungsmaß eine qualitative Abschätzung der Geräuschemission [Hey88] [Sti03].

Für eine tiefergehende Analyse der Brennraumvorgänge werden vergleichende Rechnungen mit dem **3d-CFD-Code KIVA-3V** herangezogen. Der Code berücksichtigt die Masse-, Impuls und Energieerhaltung verbunden mit dem RNG-k- ϵ Turbulenz-Modell in drei Dimensionen als eine Funktion der Zeit [HaR95]. Zusätzlich werden die Interaktionen zwischen dem Spray und der Gasphase, die Zündung und Verbrennung, der Wandwärmeübergang und die Schadstoffbildung betrachtet [AOB89] [Ams97]. Die Formulierung der Startbedingungen bestimmt wesentlich die Güte der Simulation. Die Schwierigkeit der Modellierung des Strahlzerfalls besteht darin, die Ausgangsverteilung der Tröpfchen festzulegen und die Zerstäubungsprozesse so zu beschreiben, dass die daraus resultierenden Tropfenpositionen, -größen und -geschwindigkeiten möglichst gut mit der Realität übereinstimmen. Für die Simulation des Zerfalls des aus der Düse austretenden „flüssigen Kerns“ in erste große Tropfen wird die sog. „Blob-Methode“ angewendet [Rei87], die die Tropfen am Düsenaustritt mit dem Durchmesser des Spritzloches initialisiert. Das Aufbrechen der großen Tropfen in kleinere, erfolgt dann über sogenannte Strahlzerfalls- oder „Breakup“-Modelle, die auf Instabilitätsbetrachtungen basieren. Diese Instabilitäten werden auf Grund von aerodynamischen Kräften hervorgerufen, die ihre Ursache in der hohen Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Gasumgebung haben. Es werden zwei konkurrierende Zerfallsmechanismen betrachtet. Das dominierende Zerfallschema ist das Kelvin-Helmholtz-Breakup-Modell [Rei87]. Dieses basiert auf der Vorstellung, dass kleine Oberflächenstörungen auf einer Flüssigkeitsoberfläche unter Einfluss der aerodynamischen Kräfte anwachsen und schließlich vom großen Tropfen abgeschert werden und neue kleinere Tröpfchen bilden. Dieses Modell wird auch auf den sekundären Zerfall von größeren und kleineren Tropfen angewendet, bis eine aerodynamisch stabile Tropfengröße erreicht ist. Der zweite Zerfallsmechanismus ist der Rayleigh-Taylor-Zerfall [Sti03]. Bei sehr starker Abbremsung der Flüssigkeits-

tropfen in der Gasphase bilden sich auf der Tropfenrückseite druckinduzierte Instabilitäten aus. Dieser Mechanismus wirkt hauptsächlich in unmittelbarer Nähe der Düsenöffnung und ist besonders wichtig für die Zerstäubung großer Ligamente [Str00] [Bau03].

Für die Simulation der dieselmotorischen Verbrennung wird ein Ersatzbrennstoff der Form n-Tetradekan ($C_{14}H_{30}$) verwendet [Pag03]. Zur Simulation der Zündung wird das Shell-Modell nach Halstead eingesetzt, das auf acht Reaktionsgleichungen beruht und an den Selbstzündprozess des Dieselmotors angepasst ist [HKQ77]. Der Grundgedanke des verwendeten Mixing-Timescale-Verbrennungsmodells ist die Verwendung von laminaren und turbulenten Zeitskalen für die vorgemischte Verbrennung und Diffusionsverbrennung [PKH98]. Die implementierten Modelle zur Simulation der Schadstoffbildung sind der erweiterte Zeldovich-Mechanismus für die Stickoxidbildung und das Modell nach Hiroyasu für die Rußbildung sowie für die Rußoxidation nach Nagel und Strickland Constable [HKA83] [NSC62] [HUH96]. Die Modellierung des Wandwärmeübergangs erfolgt mittels eines Temperaturprofils nach Reitz [HaR97].

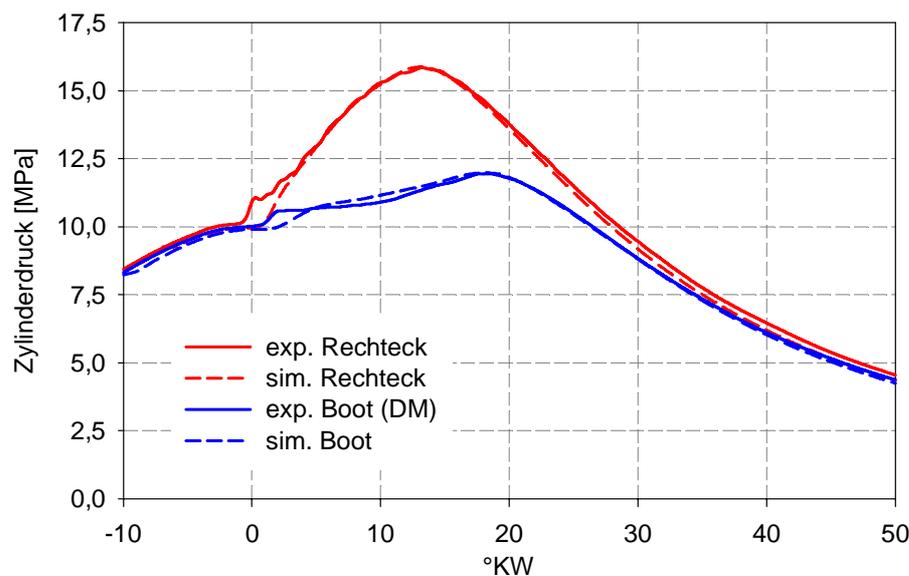


Bild 3-17: Vergleich von experimentellen und simulierten Zylinderdruckverläufe [LSM04]

Bild 3-17 zeigt einen Vergleich von gerechneten und gemessenen Zylinderdruckverläufen einer Rechteck- und einer druckmodulierten Boot-Einspritzrate. Die Ergebnisse zeigen trotz unveränderter Rechenparameter eine sehr gute Übereinstimmung. Die Simulation kann die Art der Ratenbegrenzung nicht differenzieren. Daher werden die Simulationsdaten in der Ergebnisdiskussion nur zum Vergleich der Einspritzratenformen herangezogen. Die durch Druckmodulation erzeugten Einspritzverläufe lassen sich auf Grund der geringeren Einflüsse durch Kavitation besser wiedergeben. Um die 8-Loch-Düse zu modellieren, wird die Symmetrie genutzt und das in Bild 3-15 dargestellte 45° Netz mit insgesamt 64211 Zellen und 64392 Knoten generiert [LSM04] [SLM04].

4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

4.1 Versuchsplanung und Parametervariation

Als Maßgabe für den untersuchten Motortyp wird die Richtlinie ISO 8178 herangezogen. Unter den hier spezifizierten Industrieaggregaten sind alle Motoren zu verstehen, die nicht in Straßenfahrzeuge eingebaut sind. Um für dieses breite Anwendungsspektrum entsprechende Emissionsbegrenzungen betriebsgerecht durchführen zu können, erarbeitete ein Normengremium auf Basis des ECE R49-13-Punkte-Tests das Normenprojekt ISO 8178. Dabei werden die Einzelpunkte des Tests für sich gemessen und je nach Anwendungszweck des Motors individuell gewichtet. Bild 4-1 zeigt die Volllastlinie des untersuchten Motortyps für einen C1-Prüfzyklus, der sich per Definition auf Nonroad-Fahrzeuge und Industriegeräte mit Dieselmotor bezieht. In der nebenstehenden Tabelle sind die emissionsrelevanten Betriebspunkte mit ihren Wichtungsfaktoren aufgeführt. Die blau unterlegten Kennfeldpunkte werden auf Grund ihrer hohen Wichtigung in den Untersuchungen betrachtet [DIN96].

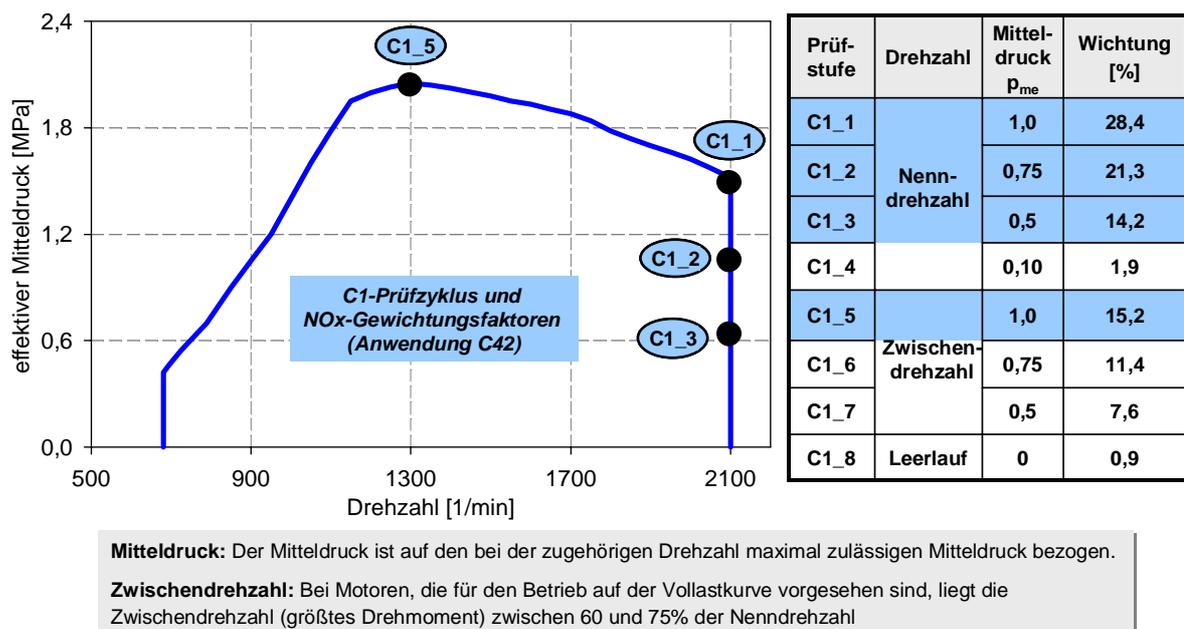


Bild 4-1: Prüfzyklus C1 mit Gewichtungsfaktoren [DIN96]

Abhängig von der Motorleistung sind Abgas-Grenzwerte festgelegt worden, die die Individualitäten der Motoren berücksichtigen. So gelten für die in Baumaschinen eingesetzten und als Nonroad-Motoren bezeichneten Industriemotoren von 450-560 kW die in Bild 4-2 angegebenen Grenzwerte. Hier dargestellt sind die strengeren Richtlinien der EPA aus den USA. Eine ähnlich aufgebaute Grenzwerttabelle besteht auch für die Zulassung in Europa durch die EU. In den USA sind neben den zur Zeit geltenden Limits der ersten und zweiten Stufe die zukünftig einzuhaltenden Werte der dritten Stufe bereits festgelegt, die abhängig von der Motorleistung zu unterschiedli-

chen Terminen Gültigkeit erlangen. Für 2012 existiert bereits der ebenfalls dargestellte Vorschlag der EPA, der sowohl NO_x und HC als auch die Partikelemission drastisch reduziert und damit erhebliche Anforderungen an die Motorenindustrie stellt [Mol02] [MTU03]. Die Restriktionen sind nur unter Aufbietung sämtlicher zur Verfügung stehender technischer Mittel einzuhalten. Einen wesentlichen Bestandteil stellt hier die innermotorische Verringerung der Rohemissionen durch die gezielte Formung des Einspritzverlaufes dar.

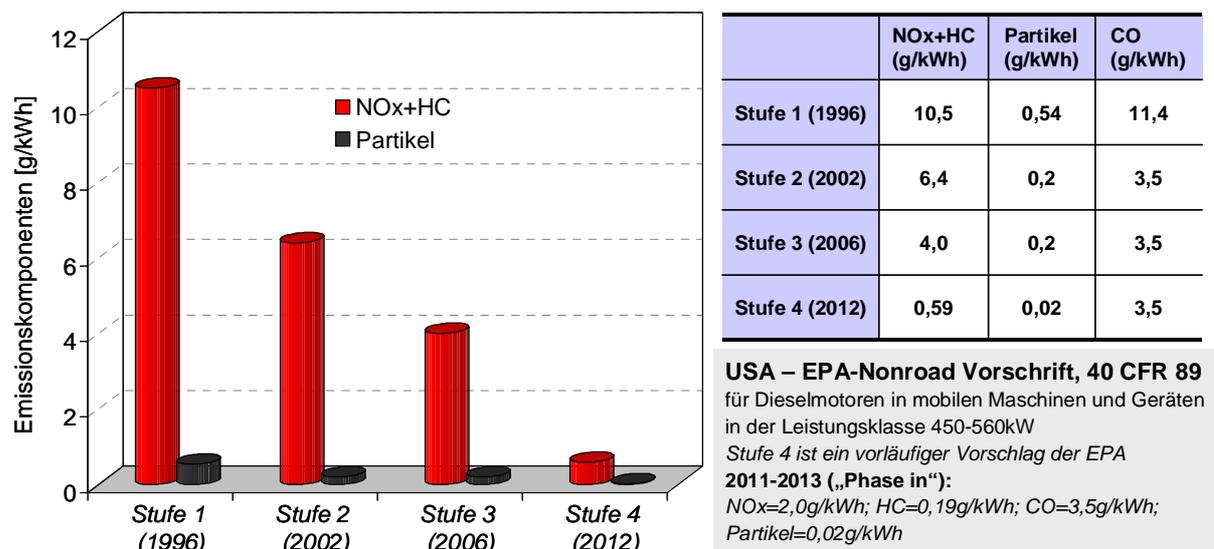


Bild 4-2: Abgasgesetzgebung für Nonroad-Dieselmotoren [MTU03]

Relevant für die Messung der gasförmigen Emission und der Partikelemission ist ebenfalls die Norm EN ISO 8178-1. Sie legt die Mess- und Auswertungsverfahren für die Messungen unter stationären Bedingungen auf dem Prüfstand fest. Die Norm dient dazu, einen leistungsbezogenen Emissionswert jeder Schadstoffkomponente im Abgas zu ermitteln. Generelle Anforderung der Norm ist, dass alle Volumina und Volumenströme auf 273 K (0°C) und 101,3 kPa bezogen werden müssen. Des Weiteren muss die absolute Temperatur und die Feuchte der Ansaugluft ermittelt werden und in die Rechnungen derart einfließen, dass die errechneten Emissionswerte sich auf einen Standard beziehen und dadurch reproduzierbar und vergleichbar sind. Die folgenden Messdaten sind analog zu der beschriebenen Norm korrigiert und alle Messmittel und Konditioniereinheiten innerhalb der vorgeschriebenen Genauigkeitsklassen.

Für eine erste grobe Potentialabschätzung und zur Einschränkung des Messaufwandes wird im ersten Arbeitsschritt die Form der zielführenden Einspritzraten bestimmt. Als Betriebspunkt wird hier ein besonders rußkritischer Bereich im Kennfeld bei 1300 $1/\text{min}$ und hoher Last gewählt. Analog zu Bild 4-3 werden verschiedene Einspritzverläufe auf dem Wege der Druckmodulation und der Nadelsitzdrosselung generiert. Um im Vorfeld ein möglichst breites Spektrum abdecken zu können, werden zwei Rampenformen unterschiedlicher Steigung und ein Boot-Verlauf untersucht.

Ausgehend von den Ergebnissen dieser Voruntersuchungen wird ein Rechteck-Einspritzverlauf mit 140 MPa Systemdruck als Referenz definiert. Diese Vergleichsbasis dient zur Systemkalibrierung der im weiteren Verlauf der Untersuchungen gegenübergestellten emissionsrelevanten in Bild 4-1 dargestellten Betriebspunkte (C1_1, C1_2, C1_3 und C1_5). Die resultierenden Betriebsdaten sind Tabelle 4-1 zu entnehmen. Die im ersten Arbeitsschritt ermittelten grundsätzlichen „Best-Einspritzverläufe“ werden an die jeweiligen Einspritzmassen angepasst und der Referenz gegenübergestellt. In einem weiteren Schritt werden im Kennfeldpunkt C1_2 die Einspritzverläufe mit dem höchsten Optimierungspotential mit einer angelagerten Nacheinspritzung kombiniert, um neben der Einspritzratenformung auch das Potential zur Rußminderung durch getaktete Einspritzung aufzuzeigen.

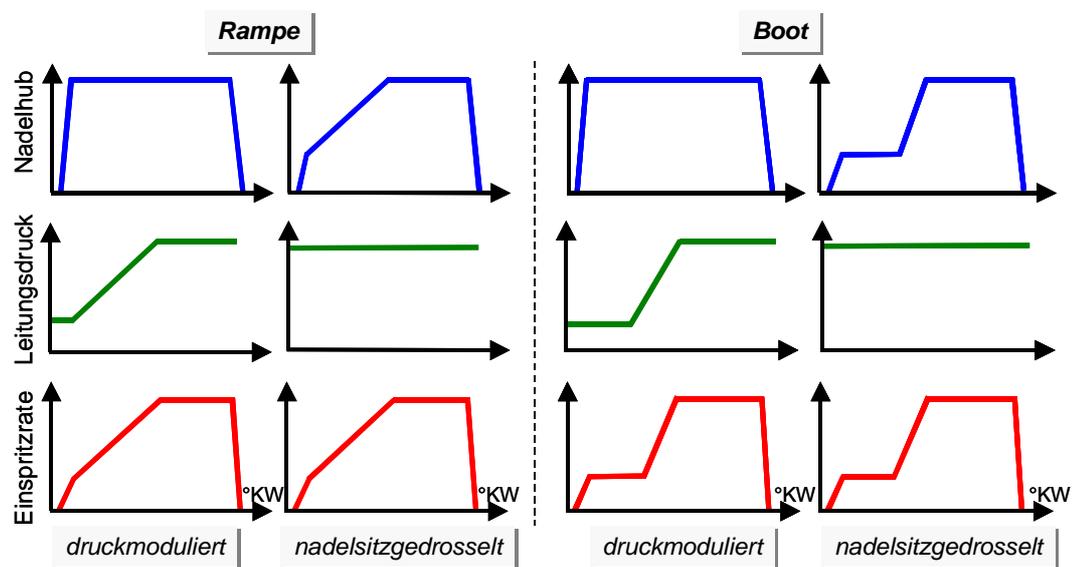


Bild 4-3: Parametervariation der Einspritzgesetze

In jeder Variante wird eine Verschiebung des Ansteuerbeginns durchgeführt. Ausgehend von einem festgelegten Spitzendruck wird der Ansteuerbeginn soweit nach „spät“ verlegt bis die Abgastemperatur die Grenze von 700°C überschreitet oder Verbrauchswerte zur Einhaltung des effektiven Mitteldruckes uninteressante Werte annehmen. In den Betriebspunkten bei Nenndrehzahl wird der effektive Mitteldruck durch Anpassung der eingespritzten Kraftstoffmasse konstant gehalten. Die Luftmasse bleibt gleich, so dass das Luftverhältnis abnimmt. Im Betriebspunkt C1_5 des maximalen Drehmomentes bei 1300 $\frac{1}{\text{min}}$ ist diese Fahrweise auf Grund des ohnehin schon sehr niedrigen Wertes des Luftverhältnisses nicht zielführend. Hier bleibt neben der Luftmasse auch die Brennstoffmasse und damit das Luftverhältnis konstant. Der einzustellende Abgasgegendruck ist an das Turboladerkennfeld des Vollmotors angelehnt, so dass trotz externer Aufladung eine gute Vergleichbarkeit der Motordaten erreicht werden kann. In Tabelle 4-1 sind die Betriebsdaten für die Kalibrationsmessungen aufgeführt. Wie bereits beschrieben, werden diese Werte abhängig von der Fahrweise weitgehend über den Trade-off konstant gehalten.

Auf Grund der mangelnden maximalen Liefermenge des zur Verfügung stehenden Schraubenkompressors zur externen Aufladung kann das Luftverhältnis in den Betriebspunkten C1_1 bis C1_3 nicht konstant gehalten werden. Um den Einfluss des „fetteren“ Gemisches bei den „späteren“ Ansteuerzeiten auf die Schadstoffbildung, insbesondere die Rußbildung, mit in die Betrachtung einzubeziehen, wird ein Trade-off über das globale Luftverhältnis durchgeführt. Ausgehend von dem in Tabelle 4-1 dargestellten Referenzpunkt wird der Ladedruck und der Abgasgegendruck in 10 kPa Schritten bei konstantem Ansteuerbeginn und Kraftstoffmasse zurückgenommen, um das Spülgefälle konstant zu halten und dadurch das Luftverhältnis gesenkt.

			C1_1	C1_2	C1_3	C1_5
eff. Leistung	P_e	[kW]	52,2	37,0	21,6	42,6
Motordrehzahl	n	[1/min]	2100	2100	2100	1300
eff. Mitteldruck	p_{me}	[MPa]	1,5	1,06	0,66	1,97
Kraftstoffeinsatz	m_K	[mg/ASP]	181	132	89	231
Ladungseinsatz		[kg/s]	0,094	0,073	0,056	0,048
Luftverhältnis	λ	[-]	2,02	2,12	2,61	1,30
Ladelufttemperatur	T_L	[°C]	50	50	50	50
Ladeluftdruck	p_L	[kPa]	274	216	171	236
Abgasgegendruck	p_{Abg}	[kPa]	248	205	169	219
Spitzendruck	p_{Zyl}	[MPa]	13,5	10,6	8,3	13,9

Tabelle 4-1: Einstelldaten der untersuchten Betriebspunkte

Über die Absenkung des Ladedruckes gelangt weniger Luftmasse in den Zylinder. Damit sinkt ebenfalls der erreichte Zylinderspitzendruck bei einer Zunahme der Abgastemperatur. Es wird mehr Wärme an die Brennraumwände abgegeben, d.h. der Mitteldruck nimmt bei konstanter Kraftstoffmasse ab, was in einer Wirkungsgradverschlechterung resultiert. Dies zeigt sich auch in einem steigenden spezifischen Kraftstoffverbrauch. Der Brennverlauf zeigt eine moderate Verlängerung des Zündverzuges mit abnehmendem Ladedruck, verbunden mit einem steigenden Premixed-Anteil und sinkendem Diffusionsteil der Verbrennung. Da der Kraftstoff mit gleicher Umsatzrate verbrennt, beeinflusst dies die Flammentemperatur bzw. die Temperatur hinter der Flammenfront kaum. Die Stickoxidemissionen bleiben trotz veränderter Luftmasse durch Kompensation der Effekte auf annähernd gleichem Niveau. In Bild 4-4 ist der Tradeoff über das Kraftstoff-/Luftverhältnis bei einem konstanten NO_x-Wert von 4,5 g/kWh dargestellt. Es wird deutlich, dass sich die Rußemission dabei signifikant verändert. Die Schwärzungszahl steigt um 0,4 Einheiten bei einer Absenkung des Luftverhältnisses um 0,15. Das geringere Sauerstoffangebot verschlechtert die Rußoxidation. Bei der Diskussion der folgenden Vergleiche unterschiedlicher Einspritzrautenformen wird der Einfluss des veränderten Kraftstoff-/Luftverhältnisses kritisch mit betrachtet und bewertet.

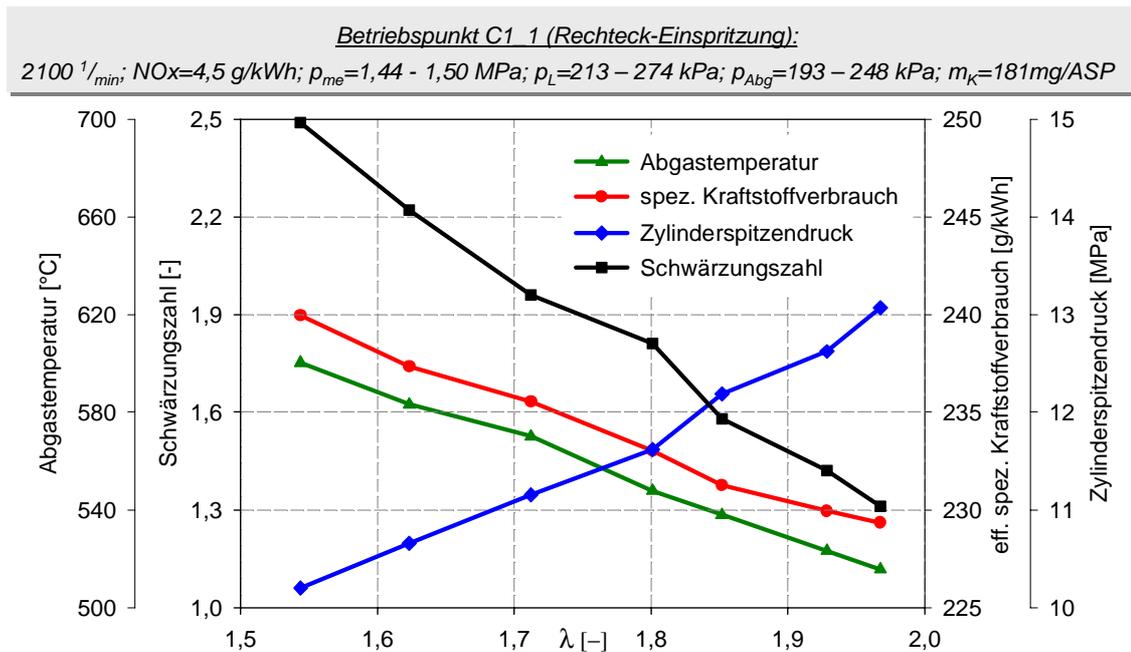


Bild 4-4: „Lambda-Tradeoff“-Verhalten der Schwärzung, des spez. Kraftstoffverbrauches, des Spitzendruckes und der Abgastemperatur im Betriebspunkt C1_1

4.2 Hydraulische Ergebnisse

Bild 4-5 zeigt den in Versuchen am Einspritzverlaufsindikator ermittelten maximalen darstellbaren Druckgradienten von ungefähr 180 MPa/ms. Es wird deutlich, dass sich mittels der eingesetzten Druckmodulationseinheit in der hydraulisch optimierten Ausführung auf Grund der piezoaktuierten Proportionalventile mit großem Durchfluss sehr schnelle Druckvariationen durchführen lassen. Im Vergleich zur Ausgangsvariante von [Ste04] kann durch die vorgenommenen Modifikationen der maximale Druckgradient signifikant um 30 MPa/ms gesteigert werden. Im Diagramm ist der Nadelhub des Einspritzventils, der Leitungsdruck vor Injektor und die resultierende Einspritzrate abgebildet. Die Standardabweichung über 40 Versuche beträgt für diesen Fall maximal 4%, was in Anbetracht des hohen Maximaldruckes und des steilen Gradienten als sehr gut zu bezeichnen ist. Die aufgezeigte Einstellung lies sich allerdings nicht motorisch untersuchen. Auf Grund des Wärmeeintrages aus dem Brennraum in den Injektor und daraus resultierenden Wärmedehnungen wird der zum Schließen notwendige Aktuatorstellweg bzw. die Stellkraft geringfügig erhöht. Derzeit steht kein Aktuator in den erforderlichen Dimensionen zur Verfügung, der die nötige Kraftreserve zur Verfügung stellt. Wird der Injektor in dieser Einstellung motorisch betrieben, steht kein Resthub zur elektrischen Hubkompensation zur Verfügung und es kommt zu unkontrollierten Einspritzvorgängen.

In den hydraulischen Vorversuchen lassen sich mit der hochflexiblen und präzisen Piezoaktorik die resultierenden Druckgradienten sehr feinfühlig einstellen. Durch die freie Wahl des Ansteuerzeitpunktes und des zeitlichen Verlaufes der Ansteuerung

der Piezo-Proportionalventile der Druckmodulationseinheit kann die Form der Einspritzrate nahezu beliebig über den Einspritzdruck moduliert werden. Die Begrenzungen liegen im maximalen und minimalen Systemdruck. Die verwendeten Radialkolbenpumpen zur Druckerzeugung generieren selbst bei voller Absteuermenge einen Druck von ca. 20 MPa, so dass sich daraus der Minimaldruck ergibt. Wie bereits beschrieben, ist der Maximaldruck durch die Schließkraft des Piezo-Aktuators limitiert. Da derzeit kein stärkerer Aktuator am Markt verfügbar ist, gilt dies als begrenzender Faktor. Weiterhin sind als Begrenzung der Berstdruck der Einspritzdüse und die Dichtigkeit an der Trennstelle Düse/Injektor zu nennen. Die Serienpumpen zur Hochdruckerzeugung sind werksseitig auf 165 MPa ausgelegt, arbeiten im Versuchsbetrieb jedoch mit bis zu 190 MPa. Zur Einstellung höherer Einspritzdrücke müssten an dieser Stelle kostenintensive Spezialpumpen für Sonderanwendungen eingesetzt werden, da das Leistungspotential weitgehend erschöpft ist und die Lebensdauer im Überlastbetrieb stark verkürzt wird.

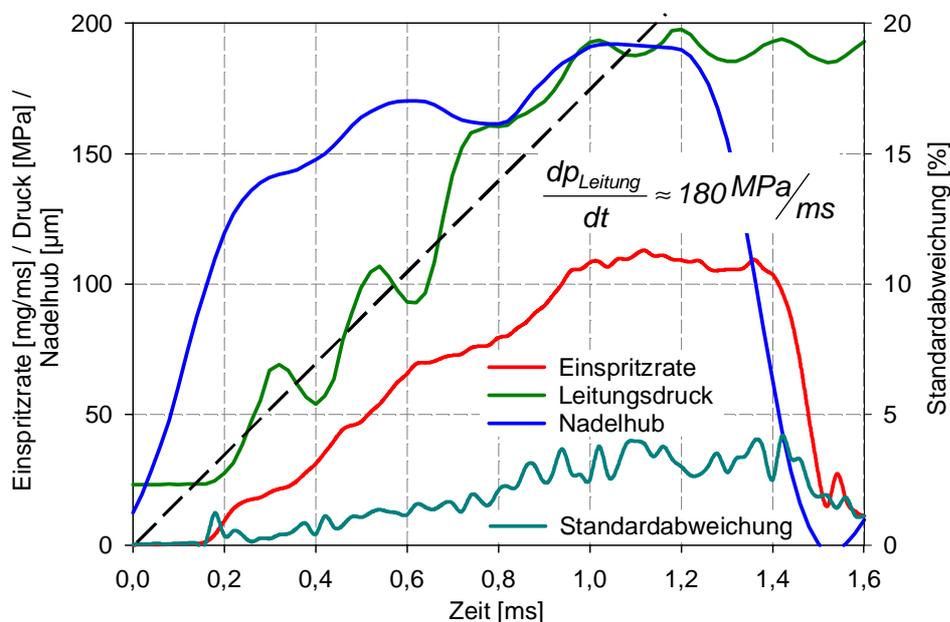


Bild 4-5: maximaler Druckgradient der Druckmodulationseinheit

Bild 4-6 illustriert die experimentelle Generierung einer identischen Einspritzrate auf den zwei Wegen der Nadelsitzdrosselung und der Druckmodulation. Aufgezeigt werden jeweils der Leitungsdruck, der Düsensacklochdruck, der Nadelhub des Einspritzventils und die resultierende Einspritzrate. Die durch Nadelsitzdrosselung dominierte Einspritzphase ist mit einer grauen Schattierung unterlegt. Je größer der Nadelhub, desto geringer ist der Einfluss der Drosseleffekte am Nadelsitz, was durch die Abschwächung der Intensität der Einfärbung dokumentiert wird. Links dargestellt ist der über den Nadelhub begrenzte Einspritzverlauf. Abgesehen von einem leichten Druckabfall nach Nadelöffnung auf Grund der plötzlichen Expansion des vorgehaltenen Kraftstoffvolumens, ist der Leitungsdruck hier konstant. Bei dem rechts gezeigten druckmodulierten Fall, steigt der Einspritzdruck im Einspritzzeitfenster von dem

eingestellten Anfangsdruck von 60 MPa auf ca. 150 MPa an und erzeugt so das gleiche Ratenprofil. Dies entspricht einem Druckgradienten von ca. 100 MPa/ms.

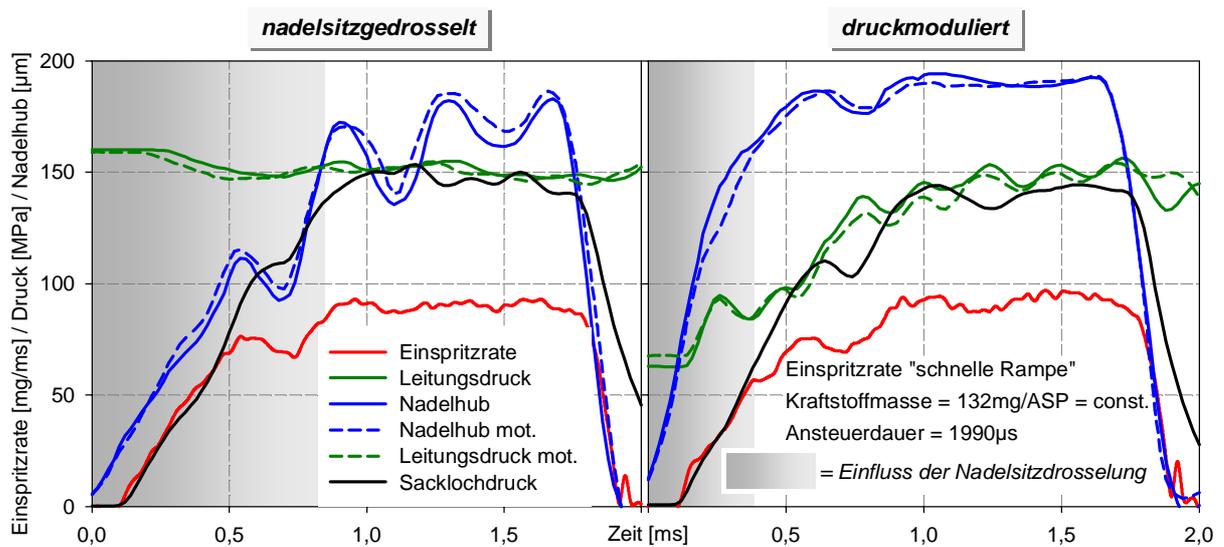


Bild 4-6: Ratenbegrenzung mittels Nadelsitzgedrosselung und Druckmodulation
 („schnelle Rampe“ – Betriebspunkt C1_2)

Anhand von Bild 4-6 links lässt sich der Vorteil einer direkten Nadelführung durch einen Piezoaktuator erkennen. Zur Einstellung einer maximalen Überdeckung der Einspritzratenform wird die Nadel gezielt hochdynamisch positioniert, so dass sogar das Schwingverhalten in der durch die Druckmodulation vorgegebenen Einspritzrate sehr gut abgebildet werden kann. Es wird ebenso die sehr gute Systemantwort auf geringfügige Änderungen im zeitlichen Verlauf der Ansteuerspannung deutlich. Die durchgezogenen Linien entstammen der hydraulischen Vermessung am Einspritzverlaufsindikator. Die gestrichelten Graphen sind mit einer schnellen Datenerfassung während des motorischen Betriebes erfasst worden. Es lässt sich sowohl im Nadelhub als auch im Leitungsdruck eine gute Übereinstimmung der Messdaten erkennen. Es wird deutlich, dass der Einfluss der Temperaturdehnung sehr gut durch die integrierte Kühlung im Einspritzventil und die elektrische Kompensation ausgeglichen werden kann. Selbst das hydraulische Schwingverhalten des Kraftstoffes wird in Art und Amplitude sehr gut wiedergegeben.

Es ist zu beobachten, dass der Anstieg des Düsensacklochdruckes bei der druckmodulierten Einspritzung trotz identischer Einspritzrate etwas steiler ausfällt. Des Weiteren steigt der gemessene Druck im Sackloch bei der nadelsitzgedrosselten Einspritzung kontinuierlich an, während bei der druckmodulierten ein kurzer Einbruch zu verzeichnen ist. Dieses Verhalten lässt sich auch für andere Einspritzmengen und Rampesteigungen reproduzierbar darstellen. Es handelt sich hier um eine phasenversetzt auftretende Druckschwingung, die durch das schnelle Öffnen des Einspritzventils in das System indiziert wird. Erst bei sehr langsamen Drucksteigerungen (s. Bild 4-7) ist dieser Effekt nicht mehr zu beobachten.

Bild 4-7 zeigt die hydraulische Umsetzung einer langsamen Rampenform. Sehr gut zu erkennen ist hier das durch eine geführte Nadelbewegung erzeugte Rampenprofil, da sich die Nadel fast über den gesamten Einspritzzeitraum im Nadelsitzdrosselbereich befindet (grau unterlegter Bereich). Im Gegensatz dazu wird die Nadel bei der druckmodulierten Einspritzung schnellstmöglich geöffnet (kurze Nadelsitzdrosselphase). Der Druck in der Einspritzleitung wird von ca. 20 MPa mit einem Druckgradienten von 70 MPa/ms auf ca. 150 MPa angehoben.

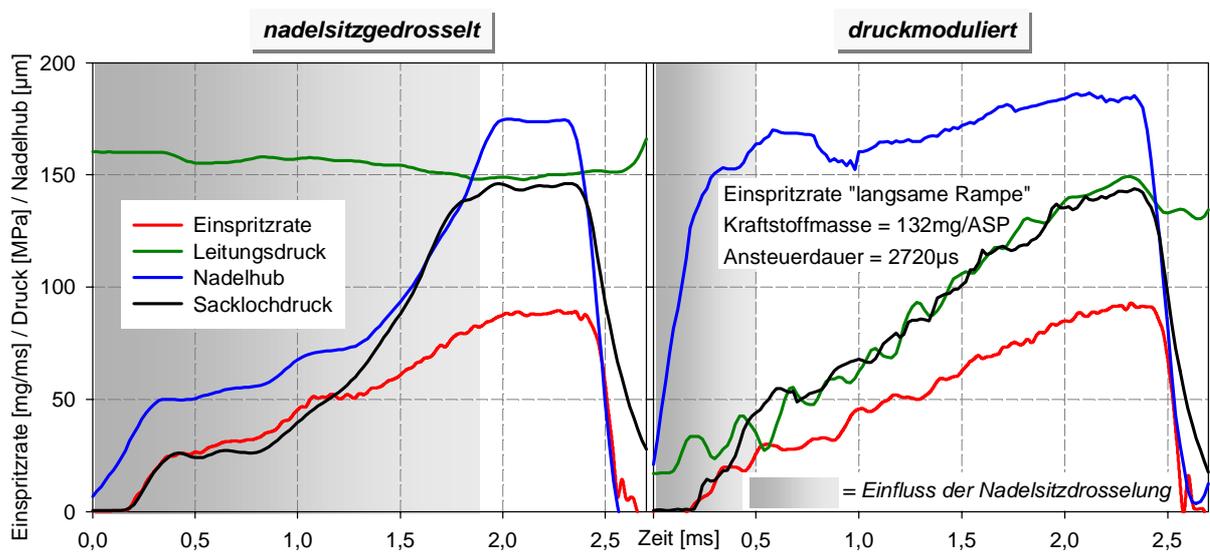


Bild 4-7: Ratenbegrenzung mittels Nadelsitzdrosselung und Druckmodulation („langsame Rampe“ – Betriebspunkt C1_2)

Ein interessanter Effekt lässt sich bei der Betrachtung des Düsensacklochdruckes beobachten. Trotz nahezu identischer Einspritzrate erfolgt bei der Druckmodulation nach Nadelöffnung ein Überschwinger auf ca. 50 MPa und anschließend ein kontinuierlicher Druckaufbau über das Einspritzzeitfenster. Bei der Nachbildung dieser resultierenden Einspritzrate mittels Nadelsitzdrosselung ist es erforderlich in der frühen Einspritzphase einen Teilhub bei ca. 50 µm einzustellen, um den Durchfluss zu begrenzen. Der Druck im Sackloch verharrt für einen entsprechenden Zeitraum auf ca. 25 MPa und steigt erst später kontinuierlich an. Es kann also auch auf dem Weg einer Druckmessung im Sackloch und unter Einsatz eines Experimentaleinspritzsystems nachgewiesen werden, dass die Einspritzrate nicht allein vom Druck und den geometrischen Daten der Düse abhängt, sondern auch das Turbulenzniveau und Kavitationserscheinungen eine große Rolle spielen. Eine definierte Aussage über die Ausbildung der Strömungsprofile kann jedoch nur mittels optischer Untersuchungen an transparenten Düsen getroffen werden [Bus01]. Verschiedene in Kapitel 2 beschriebene optische Versuche zum Strahlaufbruchverhalten weisen ebenfalls ein differentes Verhalten auf. Untersuchungen von [Ste04] zeigten, dass identische Einspritzraten, die druckmoduliert und nadelsitzgedrosselt erzeugt wurden, signifikante Unterschiede im Eindringverhalten aufweisen. Bei nadelsitzgesteuerten Einspritzungen wurde ein größerer Strahlkegelwinkel im Düsenbereich beobachtet. Es ist zu

erwarten, dass sich im motorischen Betrieb eine deutliche Auswirkung auf die Schadstoffbildung beobachten lässt. Die Einspritzrate kann nicht als alleiniges Maß zur Beurteilung der zeitlichen Kraftstoffeinbringung herangezogen werden.

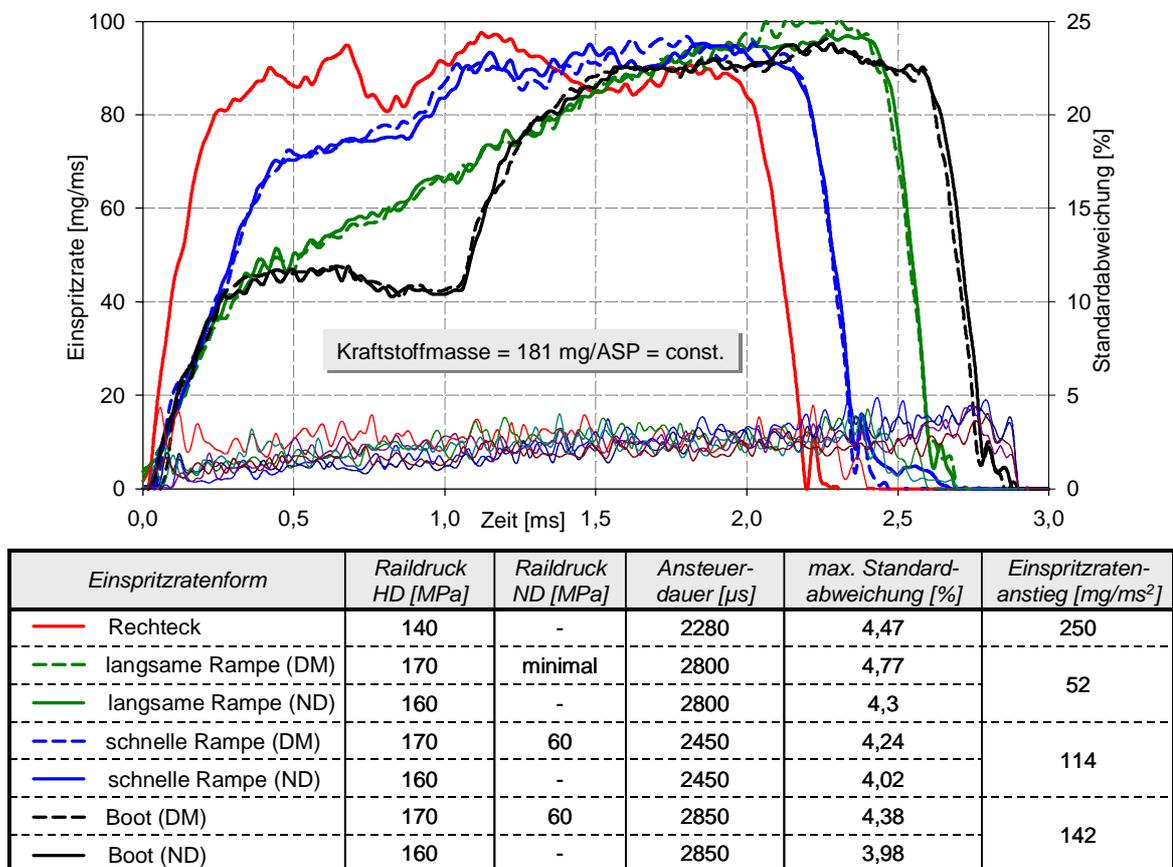


Bild 4-8: hydraulischer Vergleich der untersuchten Einspritzratenformen

Bild 4-8 illustriert die experimentell am Einspritzverlaufsindikator abgestimmten Einspritzratenformen und deren maximale Standardabweichung. Neben dem Referenzverlauf einer Rechteck-Einspritzung werden zwei Rampen-Formen und ein Boot-Verlauf verglichen, um eine Potentialabschätzung der Ratenformung in einem möglichst breiten Spektrum zu ermöglichen. Allen dargestellten Einspritzereignissen liegt eine Kraftstoffmasse von 181 mg/ASP zugrunde und die Ratenverläufe sind über 38 Einspritzungen gemittelt. Die maximale Standardabweichung von 4,77 % drückt eine hohe hydraulische Reproduzierbarkeit aus. Als Referenz wird der einem Serien-CR-System ähnliche Rechteckverlauf mit einem Systemdruck von 140 MPa bestimmt. Um die Ansteuerdauer bei der Ratenmodulation möglichst konstant zu halten, ist bei einer Ratenbegrenzung in der frühen Einspritzphase eine deutliche Drucksteigerung im weiteren Abschnitt nötig.

Bei den druckmodulierten Einspritzungen wurde ein Raildruck von 170 MPa im Hochdruckteil gewählt. Eine weitere Anhebung wäre wünschenswert, konnte jedoch im motorischen Betrieb nicht sicher dargestellt werden. Daraus resultiert abhängig vom umgesetzten Druckgradienten eine Steigerung der Ansteuerdauer. Bei der lang-

samen Rampenform beginnt die Einspritzung mit dem minimalen Systemdruck von ca. 20 MPa und wird über einen relativ langen Zeitraum von ca. 2 ms auf das Maximalniveau gesteigert. Zu berücksichtigen ist, dass mit der Öffnung des Proportionalventils das vorgehaltene komprimierte Kraftstoffvolumen in die Mischkammer entspannt wird und dadurch an der Messstelle vor dem Einspritzventil ein Maximaldruck von nur 155 MPa erreicht wird. Bedingt durch das schnelle Öffnen des Einspritzventils gilt dieses Phänomen natürlich auch für jede andere Art der Einspritzung. Nach Beginn des Einspritzvorgangs muss durch die Radialkolbenpumpen ausreichend Kraftstoffvolumen nachgefördert werden. So ist auch bei einer Rechteckeinspritzung im Düsensackloch und vor dem Einspritzventil ein Druckeinbruch im Vergleich zum Ausgangsniveau von bis zu 20 MPa festzustellen.

Bei der schnellen Rampenform wird ein Ausgangsdruckniveau von 60 MPa gewählt. Nach Öffnung des Einspritzventils wird der Druck innerhalb kurzer Zeit auf den Maximalwert gesteigert. Ähnlich erfolgt die Einstellung der Boot-Form. Der Anfangsdruck wird im Einspritzzeitfenster für ca. 1 ms gehalten und dann sehr schnell auf das Endniveau gesteigert. Es ergibt sich dadurch die stiefelähnliche Einspritzratenform, die der Namensgebung zugrunde liegt. Die resultierenden Ratenformen werden anschließend über eine gezielte direkte Nadelsteuerung nachgebildet (durchgezogene Linien). Es gelingt unter Ausnutzung der Flexibilität des Experimentaleinspritzsystems, die druckmoduliert generierten Einspritzverläufe (gestrichelte Linien) unter Berücksichtigung der Ratengradienten, des Maximalwertes und der Einspritzdauer sehr gut wiederzugeben. Die Einhaltung der maximalen Einspritzrate resultiert bei allen drei Einspritzverlaufsformen in einem Raildruck von 160 MPa. Die exemplarisch gezeigte Generierung der Einspritzraten ist auf alle dargestellten Betriebspunkte zu übertragen. Lediglich die Ansteuerdauer des Einspritzventils wird zur Einhaltung der nötigen Kraftstoffmasse angepasst.

Zur Charakterisierung und Unterscheidung der Verlaufsformen wird zusätzlich die Größe des Einspritzratenanstieges bzw. der –beschleunigung eingeführt. Mittels dieses Maßes lässt sich der Gradient der Rampensteigung spezifizieren. Für die Rechteck-Einspritzung wird so ein Wert von ca. 250 mg/ms^2 bestimmt. Besonders zur Differenzierung der beiden Rampenformen mit ca. 52 mg/ms^2 für die langsame und mit ca. 114 mg/ms^2 für die schnelle Form lässt sich dieser Messwert verwenden. Bei der Boot-Einspritzung wird als Kriterium der Anstieg nach der ersten Druckstufe herangezogen. Im vorliegenden Fall liegt diese Beschleunigung bei ca. 142 mg/ms^2 .

In Bild 4-9 sind die Ergebnisse von hydraulischen Voruntersuchungen bezüglich des gezielten kombinierten Einsatzes einer Nacheinspritzung dargestellt. Auf der linken Seite wird eine Variation des Abstandes des Haupt- und Nacheinspritzereignisses bei konstanter Ansteuerdauer der Nacheinspritzung gezeigt. Es wird deutlich, dass erst ab einer Differenz von 3°KW bei einer simulierten Drehzahl von $2100 \text{ }^1/\text{min}$ eine deutliche Trennung der Einspritzrate erreicht wird. Bei enger angelagerten Einspritz-

vorgängen wird die Nadel nicht vollständig geschlossen, was in einer Verlängerung der Haupteinspritzung resultiert. Weiterhin wird die starke Druckabhängigkeit kurzer Einspritzereignisse deutlich. Es ist eine Korrespondenz zwischen dem auf Grund der Nadelöffnungs- und -schließvorgänge schwankenden Leitungsdruck und der eingebrachten Kraftstoffmasse zu erkennen. Bei einem Abstand von 9°KW trifft der Zeitpunkt der Nacheinspritzung beispielsweise ein Druckminimum, was sich in einer deutlich verringerten Einspritzrate äußert. Es kann also trotz gleicher Ansteuerdauer und verlagertem Öffnungsbeginn nicht von Mengenkonzanz ausgegangen werden, was im Optimierungsprozess eine sorgsame Abstimmung der Ansteuerzeiten zur Einhaltung einer vorgegebenen Kraftstoffmasse bedingt. Der Literatur ist zu entnehmen, dass eine Nacheinspritzung unter möglichst hohem Druck wünschenswert ist. Dementsprechend ist die Wahl des Zeitpunktes sorgsam mit dem Schwingungsverhalten des Kraftstoffes in der Einspritzleitung abzustimmen.

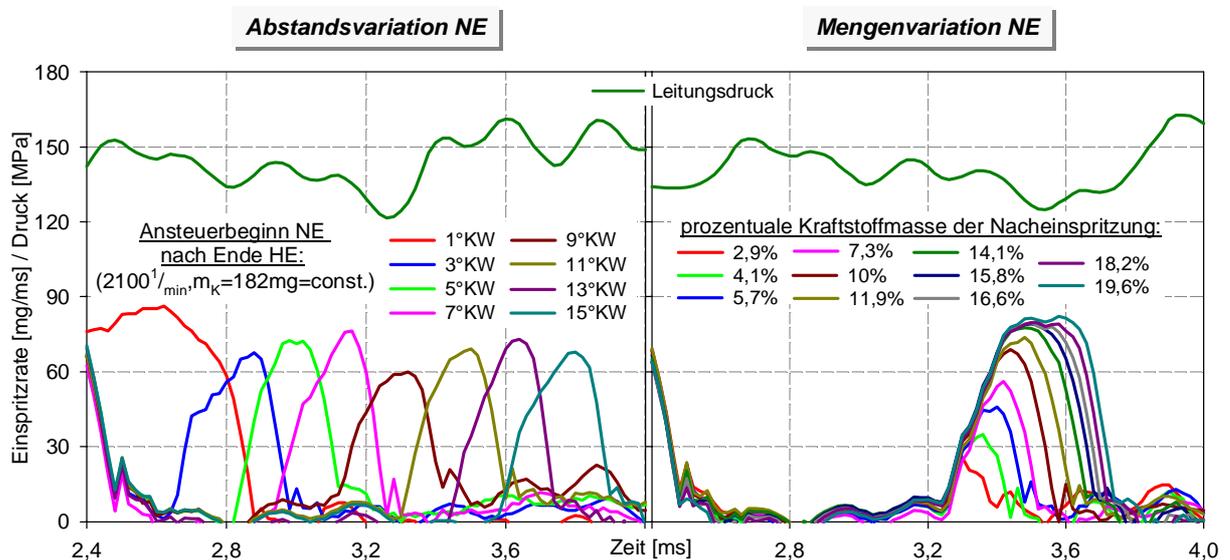


Bild 4-9: Mengen- und Abstandsvariation bei Einsatz einer Nacheinspritzung

Auf der rechten Seite von Bild 4-9 wird unter konstant gehaltenem Zeitpunkt der Ansteuerung die Länge der Bestromung in Abständen von 20 μs verlängert. Es wird die sehr gute Reproduzierbarkeit auf Grund der hohen Positioniergenauigkeit des Einspritzventils deutlich. Die Änderungen in der Kraftstoffmasse der Nacheinspritzung sind in Prozent der Haupteinspritzmenge angegeben und variieren in der gewählten Ansteuerung zwischen 3 und 20%. Dies entspricht dem Spektrum der in der Literatur angeführten zielführenden Mengenaufteilungen. Auf Grund der sehr kurzen Ansteuerdauer wird die Nadel nicht vollständig geöffnet, so dass während des gesamten Vorganges die Drosselung am Nadelsitz dominiert.

Zur Potentialabschätzung in motorischen Versuchen wurde der Betriebspunkt C1_2 mit einer eingespritzten Kraftstoffmasse von 132 mg/ASP gewählt. Basierend auf den gezeigten Voruntersuchungen soll während des befeuerten Betriebes die Nacheinspritzung in Position und Form derart optimiert werden, dass unter Einhaltung des

gleichen effektiven Mitteldruckes, des Kraftstoffverbrauches und der NO_x-Emission Vorteile im Rußverhalten erzielt werden können. Bild 4-10 zeigt die aus iterativen Optimierungsschritten resultierenden Daten für Nadelhub, Leitungsdruck, Düsensacklochdruck und Einspritzrate, die am Hydraulikprüfstand nachvermessen wurden. Exemplarisch dargestellt sind die Rechteck-Einspritzratenformen und der druckmodulierte schnelle Rampenverlauf.

Als idealer Abstand zwischen Haupt- und Nacheinspritzung erweisen sich ca. 0,5 ms oder 7°KW bei 2100 $\frac{1}{\text{min}}$. Bei der Positionierung der Nacheinspritzung kann so in beiden dargestellten Fällen ein Maximum im Leitungsdruck ausgenutzt werden. Auf Grund der kurzen Ansteuerdauer und der durch Nadelsitzdrosselung dominierten Einspritzung wird im Düsensackloch nicht das Druckniveau der Haupeinspritzung erreicht. Bei der Rechteckform werden lediglich 50 MPa erzielt, während bei der druckmodulierten Einspritzrate auf Grund des höheren Leitungsdruckniveaus 90 MPa anliegen. Es wird deutlich, dass mit einer gesteigerten Nadelgeschwindigkeit hier weitere Vorteile erzielt werden könnten. Zwischen 7 und 12% der Haupeinspritzmasse für die Nacheinspritzung erweisen sich je nach Einspritzratenform als zielführend. Die motorischen Auswirkungen auf Verbrauch und Emission werden im nachfolgenden Kapitel diskutiert.

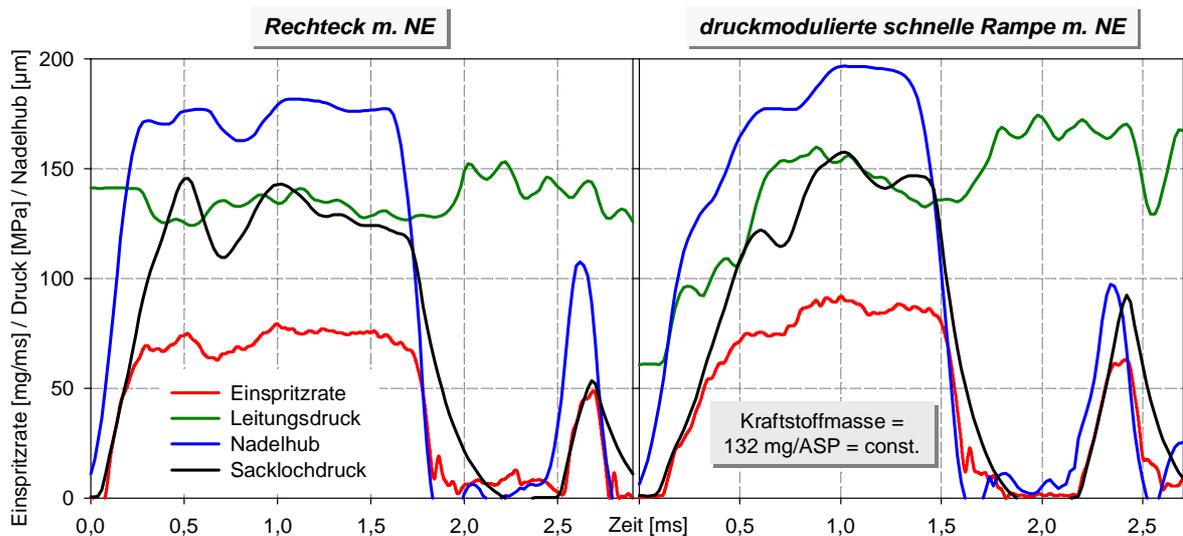


Bild 4-10: hydraulische Untersuchung von Einspritzverlaufsformen mit Nacheinspritzung

4.3 Motorische Ergebnisse

Die diskutierten Ergebnisse der indizierten Zylinderdruckverläufe der motorischen Untersuchungen basieren auf einer kurbelwinkeldiskreten Messung von 64 Zyklen, die gemittelt dargestellt werden. Die Betrachtung von Phänomenen, die von zyklischen Schwankungen dominiert werden, kann so weitgehend ausgeschlossen werden. Des Weiteren werden zur tiefergehenden Analyse Brennverläufe, Brenn- und Umsatzraten herangezogen, die in einem Post-Processing gerechnet werden. Zur

Eingrenzung von Messfehlern wird jeder Messpunkt dreimal unter stationären Bedingungen eingestellt und die Emissions-, Verbrauchs sowie Überwachungsdaten erfasst. Die im Folgenden dargestellten Messgrößen stellen also ebenfalls Mittelwerte dar. Bei der Betrachtung der Ruß- und NO_x-Emission wird als Zyklusziel ein grau hinterlegtes Fenster definiert. Die Grenzwerte einer Schwärzungszahl kleiner 0,5 und einem spezifischen Stickoxidwert von 4,0 g/kWh sind an die Abgasgesetzgebung der EPA-Nonroad Vorschrift (40 CFR 89) für 2006 angelehnt. In den Tradeoffs ist der früheste Ansteuerbeginn durch einen Kreis und der späteste durch ein Quadrat gekennzeichnet. Die diskreten Punkte haben einen Abstand von 2°KW.

4.3.1 Vorauswahl der Einspritzratenverläufe

In Bild 4-11 ist der Ruß-NO_x-Tradeoff für den Betriebspunkt bei 1300 1/min und hoher Last dargestellt. Entgegen den Erkenntnissen aus der Literaturrecherche, besitzt die Boot-Einspritzratenform zwar ein Potential zur NO_x-Minderung, weist jedoch durchgängig erhöhte Ruß-Emissionen auf. Für ein besseres Verständnis dieser Effekte sollen die folgenden Simulationsdaten zu Rate gezogen werden.

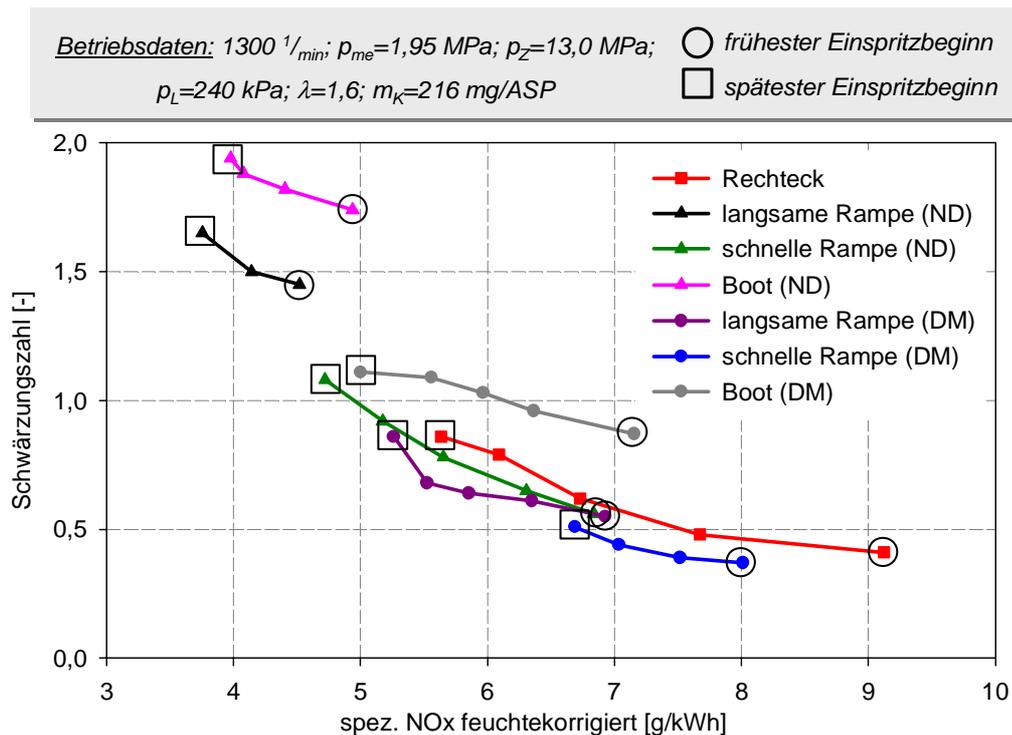


Bild 4-11: Vorauswahl der Einspritzraten – Schwärzungszahl über NO_x

Bild 4-12 zeigt in einem vertikalen Schnitt durch den Brennraum kurbelwinkelaufgelöst die räumliche Temperatur- und Stickoxidverteilung. Gegenübergestellt werden auf der linken Bildhälfte der Referenz-Rechteck-Verlauf und auf rechten Seite eine Boot-Form bei einem Betriebspunkt gleicher Verbrennungsschwerpunktlage. Da mit KIVA 3V die von Kavitationseffekten geprägte nadelsitzgedrosselte Einspritzung nicht sehr gut abgebildet werden kann, werden in der Simulation ausschließlich

druckmodulierte Verläufe betrachtet. Die Legende im oberen Bildteil gibt Auskunft über die farbliche Zuordnung der Temperatur- und NOx-Bereiche. Es wird deutlich, dass sich bei der Rechteck-Einspritzung deutlich früher und im Verlauf der Verbrennung auch größere Bereiche hoher Temperaturen oberhalb 1700 K bilden. Dies spiegelt sich direkt in der Stickoxid-Produktion wieder. Da nach dem Zeldovich-Mechanismus ab diesem Temperaturbereich eine starke Bildungsrate gefördert wird, kann über das Temperaturspektrum auf die örtliche Verteilung der Stickoxidmenge geschlossen werden. Der Bildungsmechanismus für thermisches NO gilt als gut verstanden, so dass auch eine quantitative Aussage möglich ist. Als kritisch bezüglich lokaler NO-Bildung zeigt sich der besonders „heiße“ Bereich der Kolbenmuldenkante.

Betriebsdaten: 1300 $1/min$; $p_{me}=1,95$ MPa; $p_z=13,0$ MPa; $p_L=240$ kPa; $\lambda=1,6$; $m_k=216$ mg/ASP

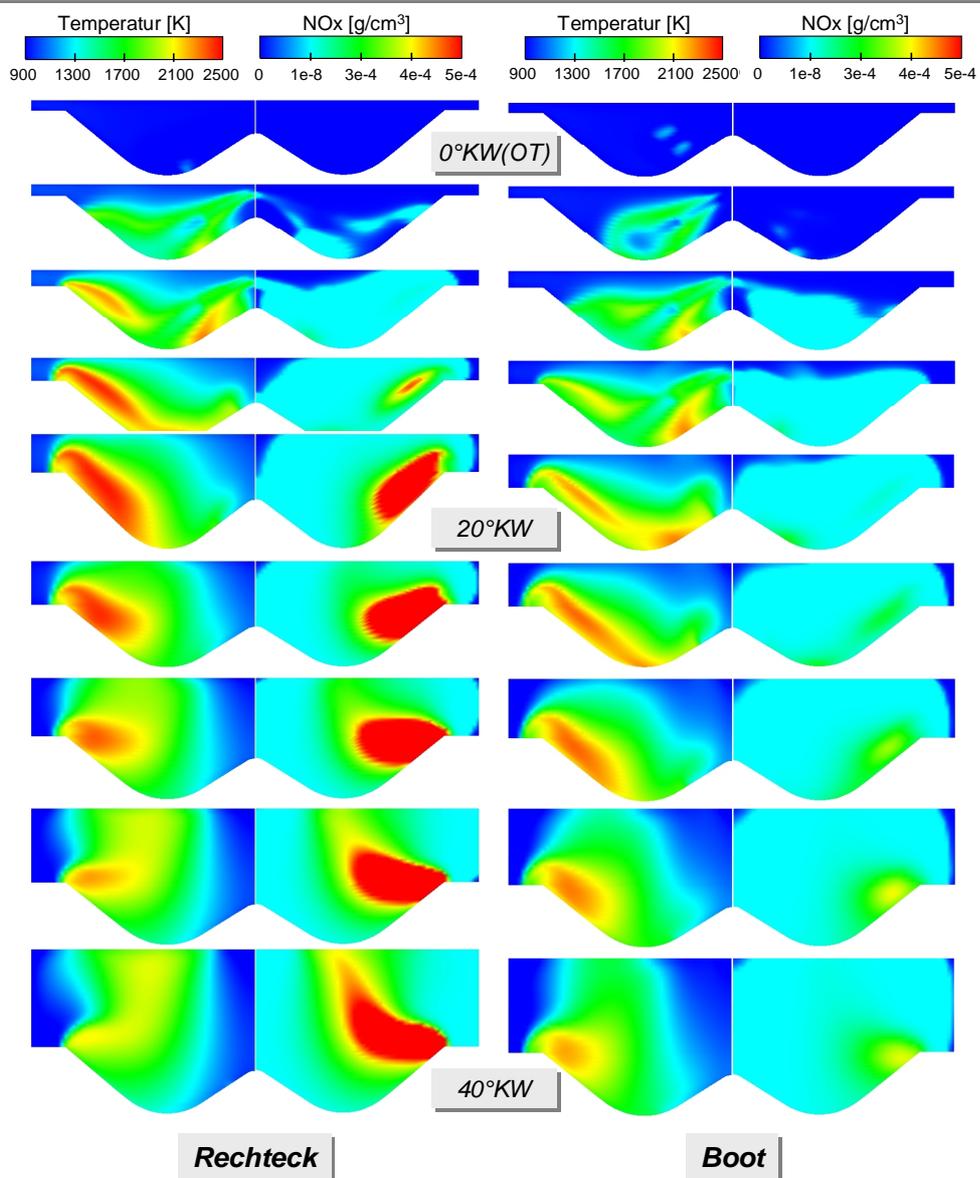


Bild 4-12: Numerische Simulation (KIVA 3V) der räumlich und zeitlich aufgelösten Temperatur und Stickoxidverteilung bei Boot- und Rechteck-Einspritzung [LSM04]

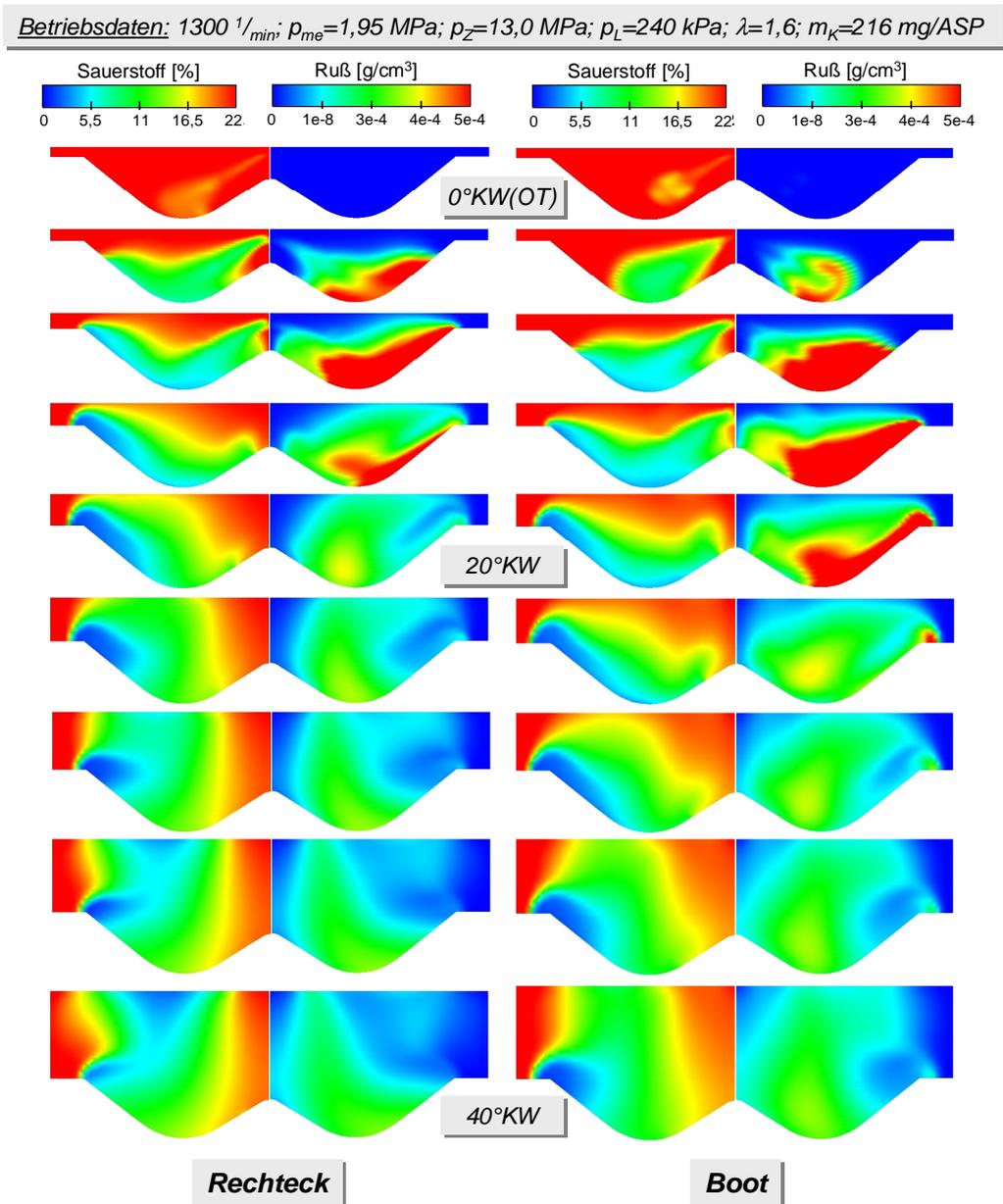


Bild 4-13: Numerische Simulation (KIVA 3V) der räumlich und zeitlich aufgelösten Sauerstoff und Rußverteilung bei Boot- und Rechteck-Einspritzung [LSM04]

Der sehr komplexe Ruß-Bildungsmechanismus gilt bis heute als nicht vollständig verstanden und ist daher auch schlecht modellierbar. Es lassen sich mit den in Kapitel 3.6 gezeigten vereinfachten Modellen jedoch gut Tendenzen aufzeigen. In Bild 4-13 wird neben der Rußverteilung die stark relevante Sauerstoffkonzentration aufgezeigt. Anhand dieser Darstellung wird das differente Eindringverhalten des Kraftstoffstrahles deutlich. Auf Grund der anfangs deutlich höheren Einspritzrate bei der Rechteck-Einspritzung dringt der Kraftstoffstrahl weiter in den Brennraum ein (grüne sauerstoffarme Bereiche). Bei der Boot-Einspritzung sind über den gesamten dargestellten Zeitraum stärker ausgeprägte „fette“ Zonen zu erkennen. Besonders in der frühen Verbrennungsphase bis 20°KW nach OT wird daraus resultierend eine stark erhöhte Rußbildung für die Boot-Einspritzform deutlich. Bei einer ähnlichen Oxidati-

onsrate der verglichenen Einspritzverläufe, verbleibt auf Grund des höheren Ausgangsniveaus eine größere Menge Ruß, die dann ausgestoßen wird. Als Ort der stärksten Rußentstehung zeigt sich der äußere Kolbenmuldenbereich, der durch die Zonen des geringsten Kraftstoff-/ Luftverhältnisses geprägt ist.

Eine sehr starke Begrenzung der Einspritzrate in der frühen Einspritzphase (langsame Rampe und Boot) erscheint auf Grund der Emissionswerte in Bild 4-11 als nicht sinnvoll. Auf Grund des relativ hohen Druckniveaus des Referenzverlaufes kann die Ansteuerdauer der unterschiedlichen Ratenformen nicht konstant gehalten werden. Die Verbrennung dauert daher insbesondere beim Boot-Verlauf länger und wird in Richtung „spät“ verschleppt, was in einem Rußanstieg resultiert. Durch eine gezielte Variation des Niveaus und der Länge der Druckstufen wird durchaus ein Potential für diese Ratenform gesehen. Bei Veränderung dieser Parameter reagiert das Emissionsverhalten sehr sensibel und verlangt nach sorgsamer Abstimmung [Mey04]. Aus zeitlichen Gründen war eine detailliertere Betrachtung nicht möglich. Wesentlicher Augenmerk wird auf Grund der guten Ergebnisse der Voruntersuchungen in den folgenden motorischen Ergebnissen auf die schnellen Rampenformen gelegt. Gutes Potential lässt weiterhin die Ratenbegrenzung durch Druckmodulation in einer langsamen Rampenform erwarten. In der ausgiebigen Diskussion der beschriebenen emissionsrelevanten Kennfeldpunkte kommen aus vorgenannten Gründen ausschließlich Rampenformen zum Einsatz.

4.3.2 Betriebspunkt C1_5 ($1300 \text{ }^1/\text{min}$, 100% Last)

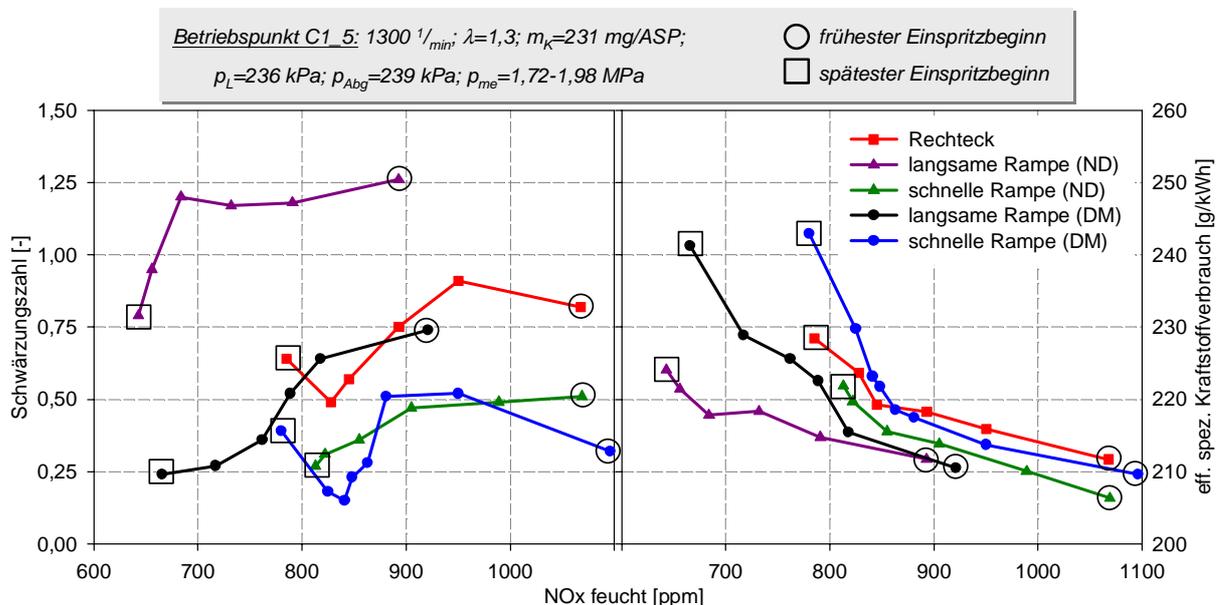


Bild 4-14: Betriebspunkt C1_5 – Schwärzungszahl und spez. Kraftstoffverbrauch über NOx

Im Betriebspunkt C1_5 gibt das Aggregat sein maximales Drehmoment ab. Wie bereits oben erwähnt, wurde auf Grund des ohnehin niedrigen Kraftstoff-/ Luftverhältnisses dieses mittels konstanter Brennstoffmenge und gleiche Aufladebedingungen

auf einem Niveau gehalten. Der effektive Mitteldruck und damit der Wirkungsgrad sinkt mit Verschiebung des Ansteuerbeginns in Richtung „spät“. Aus diesem Grund werden für diesen Betriebspunkt die Emissionsdaten nicht korrigiert und auf die Leistung bezogen dargestellt. Die unkorrigierte Rohemission in ppm zeigt an dieser Stelle die interessanten Trends deutlicher. Im Folgenden werden diese unabhängig von der gewählten Einspritzrate oder Ratenerzeugung diskutiert. Die nähere Betrachtung der Einspritzverlaufsformung wird anhand der Betriebspunkte bei Nenndrehzahl erläutert.

In Bild 4-14 ist der spezifische Kraftstoffverbrauch und die Schwärzungszahl über der NOx-Rohemission dargestellt. Ausgehend vom vorgegebenen Spitzendruck wird der Einspritzbeginn in Schritten von 2°KW in Richtung „spät“ verstellt. Die so entstehenden Tradeoffs zeigen einen von der Einspritzrate unabhängigen generellen Trend. Entgegen der klassischen Vorstellung der Literatur sinken mit der Spätverstellung neben der NOx-Emission auch die Schwärzungszahlen. Erst bei sehr weit nach hinten verlagert Verbrennung erfolgt ein Anstieg der Ruß-Werte. Da dieses Phänomen nur bei Drehzahl von 1300 $\frac{1}{\text{min}}$ auftritt, ist davon auszugehen, dass es sich um Effekte handelt, die auf dem zeitlichen Verlauf von Druck und Temperatur oder der Kolbenposition bzw. der –geschwindigkeit beruhen.

Betriebspunkt C1_5: 1300 $\frac{1}{\text{min}}$; $\lambda=1,3$; $m_K=231 \text{ mg/ASP}$; $p_L=236 \text{ kPa}$; $p_{Abg}=239 \text{ kPa}$; $p_{me}=1,72-1,98 \text{ MPa}$

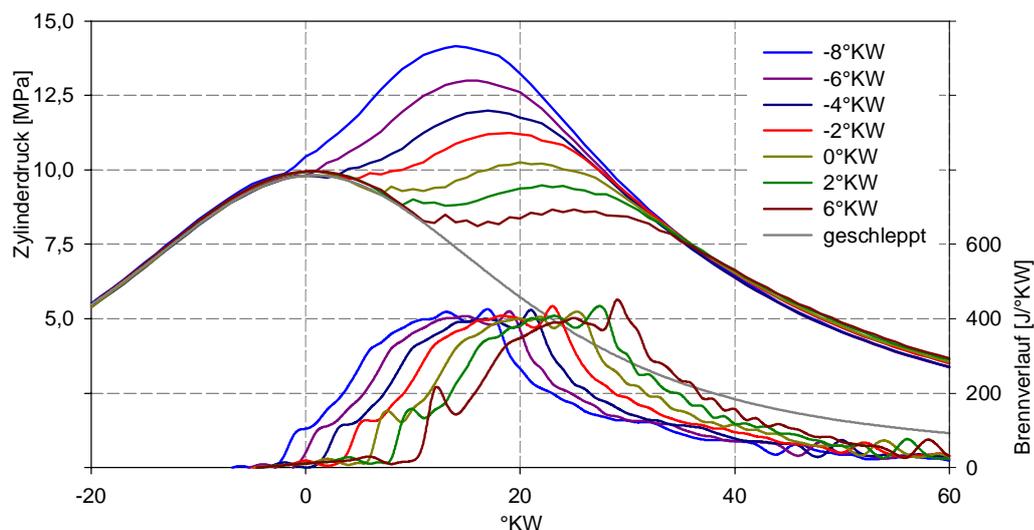


Bild 4-15: Betriebspunkt C1_5 – Zylinderdruck- und Brennverlauf bei Variation des Einspritzbeginns

Ein denkbarer Erklärungsansatz besteht in einer vom Einspritzzeitpunkt abhängigen inhomogenen Kraftstoffverteilung im Brennraum. Lokal fette Bereiche, beispielsweise im Bereich der Quetschkante, resultieren in einer starken Rußbildung. Parallel dazu erfolgt eine gute Durchmischung und ein schnelles Durchbrennverhalten in anderen Bereichen des Brennraums, was wiederum in einer hohen NOx-Emission resultiert. Der Einspritzbeginn wird zwischen –8°KW und 6°KW nach OT variiert. Der dargestellte Effekt kann daher auch auf Einflüsse durch den Zeitpunkt des Einspritzendes

hervorgerufen werden. Die späte Brennphase der Diffusionsverbrennung ist maßgeblich für die Rußoxidation. Wird an dieser Stelle von einer konstanten Rußbildungsrate ausgegangen, kann das Temperaturprofil der Flamme deutliche Unterschiede in der Oxidationsrate und damit letztlich in dem emittierten Ruß hervorrufen. Zur genaueren Betrachtung des beobachteten Effektes müssten optische Messverfahren herangezogen werden, die möglichst kurbelwinkeldiskret Aufschluss über die Bildungsraten der Abgasbestandteile und der Sprayausbreitung geben. Durch die Spätverstellung ist erwartungsgemäß eine deutliche Verschlechterung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs und damit des Wirkungsgrades zu beobachten. Auch begleitend durchgeführte 3d-CFD-Simulationsrechnungen konnten die beobachteten Effekte nicht erklären. Wenn das ursächliche Phänomen durch die Modellbildung der abgelegten Algorithmen nicht wiedergegeben wird, erfolgt die Emissionsberechnung analog zur „klassischen“ Vorstellung.

Bild 4-15 zeigt den Zylinderdruck- und Brennverlauf der druckmodulierten schnellen Rampeneinspritzrate bei gleicher eingebrachter Kraftstoffmasse unter dem Einfluss einer Variation des Ansteuerbeginns. Erwartungsgemäß sinkt mit der Spätverstellung der erreichte Spitzendruck. Diese Signalverläufe liefern also ebenfalls keinen weiteren Anhaltspunkt, der das beobachtete Emissionsverhalten erklären kann. Der „Vormischpeak“ im Brennverlauf ist mit zunehmender Verlegung nach „spät“ deutlich stärker ausgeprägt. Es wird in eine Brennraumatmosfera eingespritzt, die durch niedrigere Prozesstemperaturen und geringere Ladungsdichte gekennzeichnet ist. Dies führt zu einer Verlängerung des Zündverzuges, bei dem mehr Kraftstoff in der Premixed-Phase aufbereitet wird, der dann schlagartig verbrennt.

4.3.3 Betriebspunkt C1_1 (2100 $1/\text{min}$, 100% Last)

Der folgende Abschnitt zeigt eine umfassende Analyse der verschiedenen Einspritzratenformen. Da die Effekte in unterschiedlich starker Ausprägung aber gleicher Tendenz in allen Lastpunkten auftreten, wird die Diskussion exemplarisch im Nennleistungspunkt auf Grund der hohen Kennfeldrelevanz am ausgiebigsten ausgeführt. Bei der betrachteten Drehzahl von 2100 $1/\text{min}$ verlaufen die Tradeoffs von Ruß und dem spezifischen Kraftstoffverbrauch tendenziell in der Form, wie es die „klassische“ Betrachtung vorgibt. Mit Verschiebung des Einspritzzeitpunktes nach „spät“ sinkt die Stickoxidemission auf Grund der abnehmenden maximalen Prozesstemperatur. Der Rußausstoß und der spezifische Kraftstoffverbrauch steigen analog dazu an. Die Problematik des Ruß/NO_x-Konfliktes wird deutlich. Die grundsätzliche Form der Signalverläufe ist unabhängig von der gewählten Einspritzrate und der Ratenerzeugung.

Als Referenz gilt der rot dargestellte Standard-Rechteck Einspritzverlauf. Dieser zeichnet sich durch eine große Menge eingebrachten Kraftstoffes während der Zündverzugszeit aus. Dies resultiert neben einer schlagartigen Verbrennung und dem damit verbundenen lauten Verbrennungsgeräusch in einer hohen Stickoxid-

emission. Die Schwärzung ließe sich durch eine Anhebung des Systemdruckes über die gewählten 140 MPa noch deutlich reduzieren. Damit würde jedoch auch eine weitere Anhebung der NO_x-Emission einhergehen.

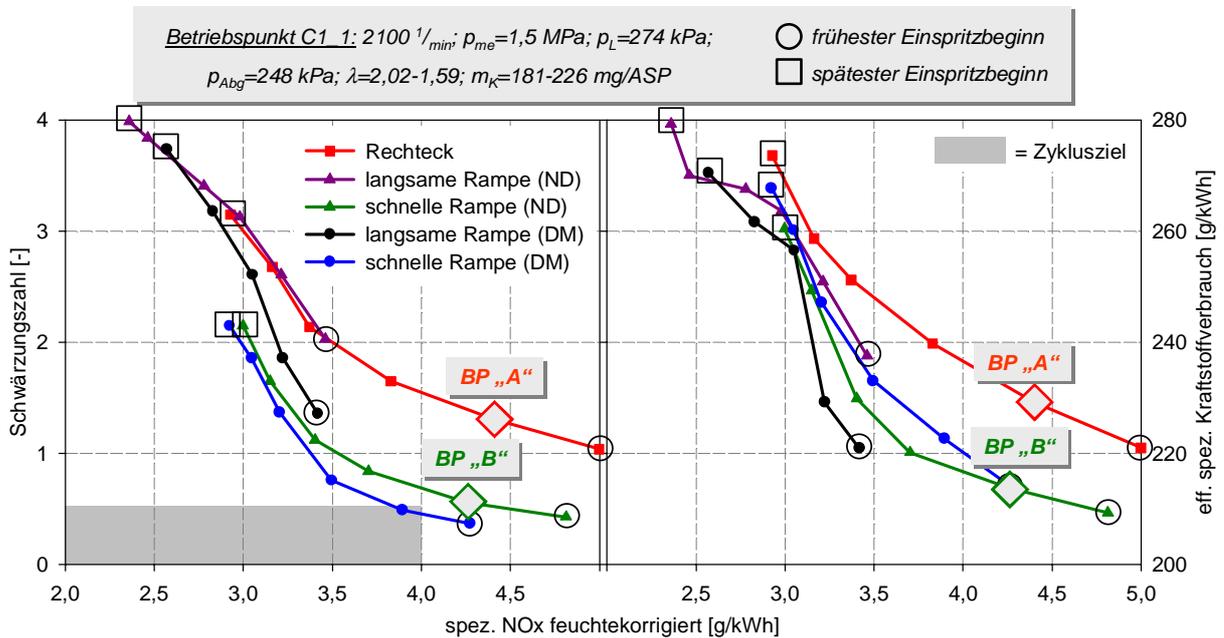


Bild 4-16: Betriebspunkt C1_1 – Schwärzungszahl und spez. Kraftstoffverbrauch über NO_x

Im ersten Schritt soll die Art der Ratenbegrenzung, d.h. Nadelsitzdrosselung und Druckmodulation, miteinander verglichen werden. Im zweiten Abschnitt liegt das Augenmerk auf der Form der Einspritzrate. In Bild 4-16 sind für alle untersuchten Ratenformen im Betriebspunkt C1_1 die Schwärzung und der spezifische Kraftstoffverbrauch über den feuchtekorrigierten NO_x-Werten aufgetragen. Die nadelsitzgedrosselte Ratenbegrenzung erzeugt eine erhöhte Schwärzung. Der bereits in Kapitel 2 beschriebene Erklärungsansatz einer durch Kavitation düsenah geförderten Gemischaufbereitung und Entflammung lässt sich auch durch die vorliegenden Untersuchungen stützen. Anhand der Temperaturmessstelle an der Trennstelle zwischen Einspritzdüse und Injektor lässt sich besonders bei den langsamen nadelsitzgedrosselten Einspritzverläufen ein sehr starker Temperaturanstieg feststellen. Dies ist neben der Wärmeentwicklung auf Grund von starken Drosseleffekten am Düsennadelsitz auf einen brennraumseitigen Wärmeeintrag in das Einspritzventil durch die düsenah Verbrennung zurückzuführen. Der folgende flüssige Einspritzstrahl der Haupteinspritzmasse durchdringt auf Grund des drallfreien Verfahrens nun die bereits brennenden Bereiche und sorgt für eine lokal fette und stark rußende Verbrennung.

Die druckmoduliert erzeugten Einspritzverläufe besitzen durch den vermutlich schlankeren Kraftstoffstrahl und die düsenferne Verbrennung durchgängig niedrigere Schwarzauchwerte. Die NO_x-Emission liegt bei der gleichen Ratenform auf vergleichbarem Niveau oder leicht niedriger. Auf Grund der durch Kavitation gestützten guten Gemischaufbereitung bei der nadelsitzgedrosselten Einspritzung kommt es zu einem etwas schnelleren Durchbrennen und damit zu leicht erhöhten Stickoxid-

Emissionen. Der spezifische Kraftstoffverbrauch liegt im Vergleich von identischen Einspritzraten auf nahezu gleichem Niveau.

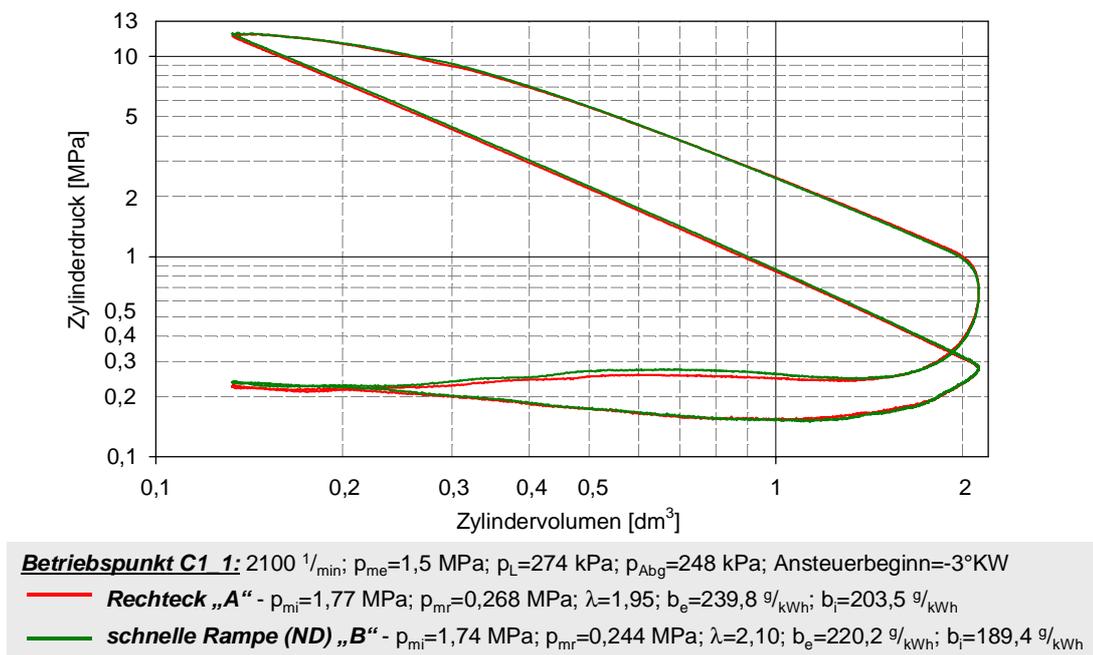


Bild 4-17: Betriebspunkt C1_1 - Analyse des Zylinderdruckes einer Rechteck und schneller Rampen (ND) Einspritzung bei konstanter NOx-Emission in logarithmischer Darstellung

Es fällt auf, dass entgegen den Erwartungen mit den geformten Einspritzraten ebenfalls eine Einsparung im effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch von bis zu 20% erreicht werden. Auf Grund dieses unplausibel hohen Wertes, wird die Güte der Messsignale kritisch überprüft. Gegenübergestellt werden die in Bild 4-16 mit „A“ (Rechteck) und „B“ (nadelsitzgedrosselte schnelle Rampe) gekennzeichneten Betriebspunkte konstanter NOx-Emission (4,3 g/kWh). In Bild 4-17 sind die zugehörigen Signalverläufe von Zylinderdruck über Zylindervolumen in einer doppeltlogarithmischen Darstellung aufgeführt, um die Unterschiede in der relativ niedrigen Dimension der Ladungswechselschleife aufzuzeigen. Um den Fehlereinfluss des leicht driftenden Drucksignals zu eliminieren, wurden die Verläufe druckkorrigiert. Es wird deutlich, dass so ein hohes Maß an Übereinstimmung im Signal des Ladungswechsels erzeugt werden kann. Dies lässt zu, dass aus dem indizierten Mitteldruck der Hochdruckschleife auf den indizierten Kraftstoffverbrauch zurückgerechnet werden kann. Auch in dieser Betrachtungsweise ist ein Vorteil für die rampenförmige Einspritzrate zu beobachten. Dieser fällt jedoch deutlich geringer aus und ist im vorliegenden Fall mit etwa 5% zu beziffern.

Auf Grund der vorgenannten Erkenntnisse werden im weiteren Verlauf der Diskussion die Werte für den indizierten Kraftstoffverbrauch herangezogen. Die Abweichung ist auf zufällige Fehler in der Kraftstoffverbrauchsmessung zurückzuführen. Da das gesamte Hydrauliksystem aus einer Vielzahl von Schläuchen und Leitungen besteht, ist der Einfluss von Parametern wie Temperatur und Druck nur schwer einzugrenzen.

Zukünftig soll ein Durchflussmesssystem nach dem Coriolis-Messprinzip eingesetzt werden, das eine zeitaufgelösten Darstellung der Daten ermöglicht. Mit diesem Tool soll der Fehlereinfluss lokalisiert und eliminiert werden. In Bild 4-18 links sind die effektiven und indizierten Verbrauchswerte gegenübergestellt. Es wird deutlich, dass die Verläufe die gleiche Charakteristik aufweisen. Lediglich die absolute Differenz stellt sich als durchgehend geringer heraus.

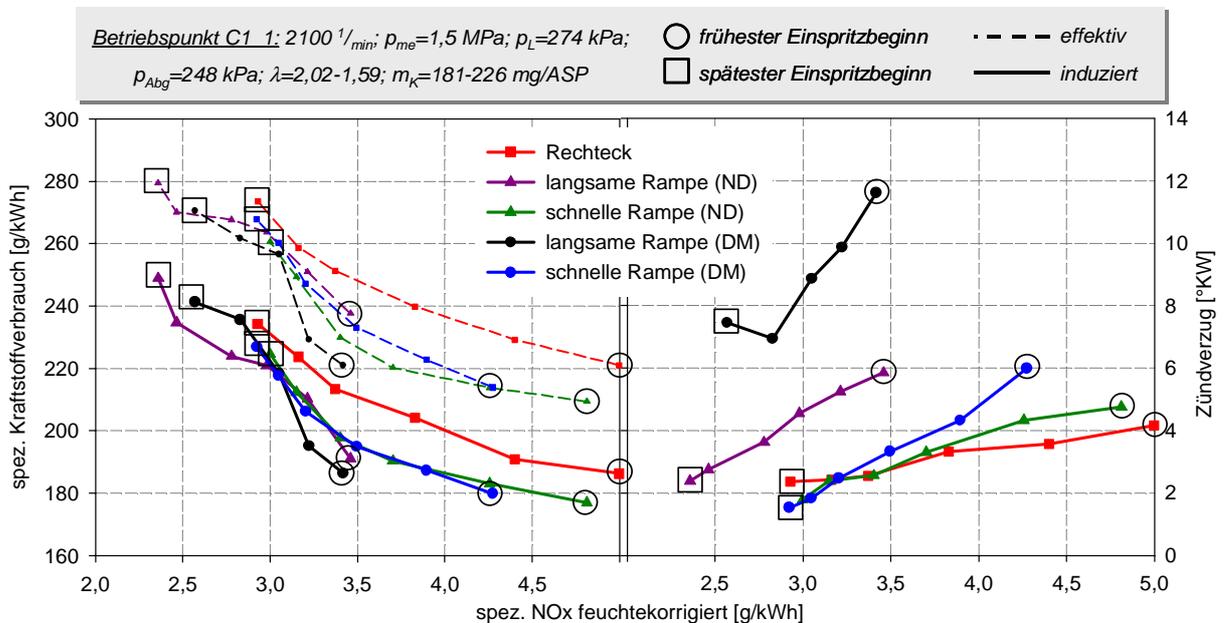


Bild 4-18: Betriebspunkt C1_1 – Vergleich der effektiven und indizierten Kraftstoffverbräuche über NOx; Vergleich der Zündverzugszeiten verschiedener Einspritzratenformen

Auf der rechten Seite von Bild 4-18 ist eine Gegenüberstellung der Zündverzugszeiten zu finden. Definiert sind diese als Zeitraum zwischen Ansteuerbeginn und Brennbeginn. Es zeigt sich ein deutlicher Trend von einem kurzen Zündverzug für den Rechteckverlauf bis zum längsten Intervall für die druckmodulierte Rampenform. Vorerst überrascht diese Tendenz, da mittels der Formung die eingebrachte Kraftstoffmasse während der Zündverzugszeit limitiert wird. Das Diagramm lässt jedoch keine Aussage über die Menge Kraftstoff zu, die aufbereitet wird. Zusammenfassend kann also gesagt werden, dass unter gleichen Rahmenbedingungen die Zündverzugszeit mit einer geformten Einspritzrate verlängert wird, die Intensität der Durchbrenngeschwindigkeit jedoch abnimmt (s. Bild 4-19). Die nadelsitzgedrosselten Ratenformen besitzen auf Grund der verbesserten Gemischaufbereitung in der frühen Einspritzphase durchgängig kürzere Zündverzugszeiten.

Bei Betrachtung der Druckverlaufsanalyse in Bild 4-19 werden die beschriebenen Tendenzen noch deutlicher. Der blau dargestellte Brennverlauf der druckmodulierten Einspritzung ist durch eine etwas flachere Steigung und einen höheren späteren Umsatz gekennzeichnet. Die grüne Kurve der nadelsitzgedrosselten Einspritzung stützt also die These der etwas schnelleren Brenngeschwindigkeit. Die Form der Druckverläufe ist annähernd deckungsgleich. Insgesamt ist bei den gezeigten

schnellen Rampenformen ein sehr harmonischer Druckverlauf zu beobachten. Da exemplarisch Betriebspunkte mit konstantem Spitzendruck verglichen werden, kann der Einspritzbeginn der Rampenformen deutlich nach „früh“ verschoben werden. Durch die Begrenzung der eingespritzten Kraftstoffmasse während der Zündverzugsphase mittels eines entsprechend geformten Einspritzverlaufes, kann der Anteil der Vormischverbrennung und damit der Druckanstiegsgradient minimiert werden. Dies resultiert auch in einer deutlichen Verbesserung der Geräuschemission. Dieser Unterschied wird anhand der DVA-Daten des Rechteck-Verlaufes besonders deutlich. Der Brennbeginn ist hier deutlich zu erkennen. Der Anstieg des Brennverlaufes ist ebenfalls am steilsten, was auf einen starken Umsatz in der Frühphase der Verbrennung hindeutet.

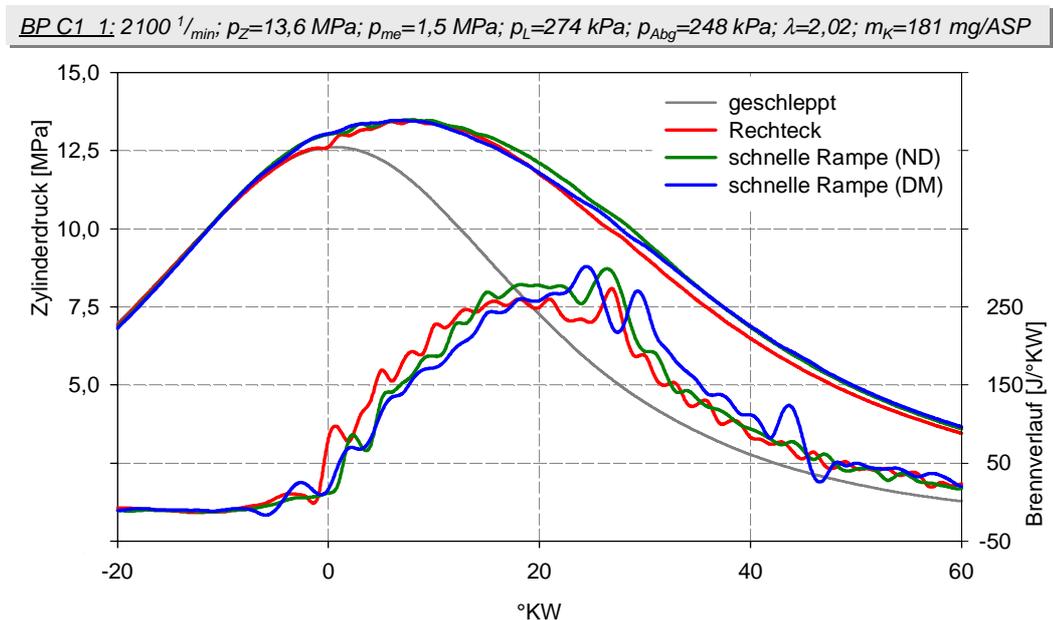


Bild 4-19: Betriebspunkt C1_1 – Zylinderdruck- und Brennverlauf bei konstantem effektiven Mitteldruck und gleichem Zünddruck

In Bild 4-20 werden die wesentlichen Ergebnisse aus Bild 4-16 zusammengefasst. Als Referenz und damit zu 100% wird der Standard-Rechteck Einspritzverlauf gesetzt. Die Grafik gibt davon ausgehend die prozentuale Abweichung der Emissionswerte und des spezifischen indizierten Kraftstoffverbrauches wieder. Als Vergleichspunkte werden jeweils ein konstanter Spitzendruck bei 13,6 MPa, ein konstanter Verbrennungsschwerpunkt bei 30°KW und eine konstante NO_x-Emission bei 3,5 g/kWh gewählt. Unter Betrachtung der angewandten Fahrweise im Nennleistungspunkt ist bei einem einheitlichen Spitzendruck ebenfalls die eingebrachte Kraftstoffmasse, der Ladedruck und der Abgasgegendruck konstant. Daraus resultiert ein identisches Kraftstoff-/ Luftverhältnis, so dass die eingangs erwähnte Lambda-Korrektur der Rußwerte an dieser Stelle keine Anwendung findet. Weiterhin ist die Drehzahl und der effektive Mitteldruck und damit auch die abgegebene Leistung gleich, so dass die auf die Leistung bezogenen Verbrauchswerte ebenso identisch

sind und die Emissionswerte direkt miteinander verglichen werden können. Erwartungsgemäß können mit 31 bzw. 32% die größten Vorteile bezüglich NOx mit den langsamen Rampenformen erzielt werden. Durch die starke Limitierung der Einspritzrate in der frühen Einspritzphase kann die Verbrennung verlangsamt und damit die maximalen Prozesstemperaturen reduziert werden. Vor allem bei der nadelsitzgedrosselten Einspritzung wird dies, wie bereits beschrieben, mit um 95% (0,99) gestiegenen Schwärzungszahlen erkauft. Die Unvollständigkeit der Verbrennung wird weiterhin durch die um 185% (0,843 g/kWh) erhöhte CO-Emission dokumentiert. Eine simultane Verbesserung aller betrachteten Messwerte kann dagegen mit den schnellen Rampenformen erreicht werden. Neben den NOx-Vorteilen von 4 bzw. 14% (0,185 bzw. 0,724 g/kWh) wird der Schwarzrauch drastisch um 59 bzw. 64% gesenkt. Einen wesentlichen Aspekt stellt hier der im Vergleich zur Referenz deutlich erhöhte Kraftstoffdruck und die damit verbesserte Rußoxidation dar. Einen höheren Homogenisierungsgrad dokumentiert die ebenfalls deutlich gesunkene CO-Emission.

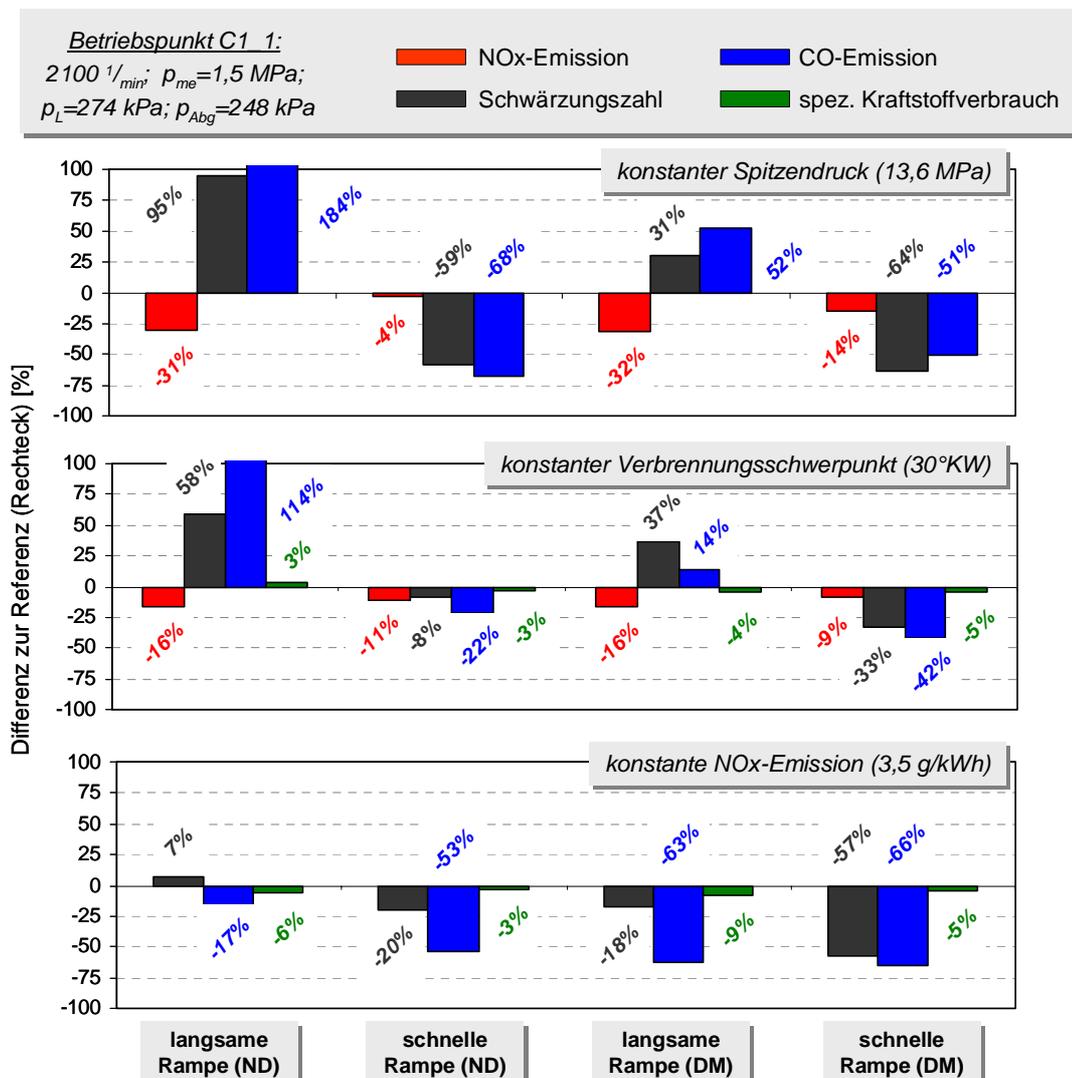


Bild 4-20: Betriebspunkt C1_1 – prozentuale Differenz der Emissionswerte und b_1 zur Referenz bei konstantem Spitzendruck, Verbrennungsschwerpunkt und NOx-Emission

Laut [GKK04] ist die Lage des Verbrennungsschwerpunktes der maßgebliche Faktor für den Kraftstoffverbrauch und die Emission. Diese These kann mit den Daten der vorliegenden Untersuchungen nur teilweise gestützt werden. Die Differenzen fallen in dieser Betrachtungsweise zwar geringer aus, geben die bereits beschriebenen Tendenzen jedoch ebenso wieder. Die langsame nadelsitzgedrosselte Einspritzung zeigt auch hier eine lokal fette und unvollständige Verbrennung, die in einer starken Ruß- und CO-Emission resultiert. Für alle betrachteten Einspritzverläufe ist eine moderate Kraftstoffersparnis zu erkennen. Die insgesamt besten Ergebnisse können mit den schnellen Rampenformen erzielt werden. Zu beachten ist jedoch, dass durch die beschriebene Fahrweise des Motors das Kraftstoff-/Luftverhältnis nicht konstant ist (Spreizung: 1,78-1,94). In Bild 4-20 ist dieser Faktor für die Ruß-Werte bereits in die Betrachtung mit einbezogen worden. So ergibt sich für die schnellen Rampenformen ein Potential von 8 bzw. 33% (0,13 bzw. 0,54) für den Schwarzrauch, 16 bzw. 9% (0,43 bzw. 0,33 g/kWh) für die NO_x-Emission und 3 bzw. 5% (3,13 bzw. 4,53 g/kWh) für den spezifischen Kraftstoffverbrauch.

In einer konventionellen Motorabstimmung wird eine NO_x-Reduktion durch eine Spätverstellung des Einspritzbeginns erreicht. Dies geht jedoch zu Lasten des Wirkungsgrades und der Rußwerte. Daher ist die Betrachtung eines konstanten maximalen NO_x-wertes sinnvoll. Ausgehend von diesem fixierten Punkt kann das Optimierungspotential des Kraftstoffverbrauchs und des Schwarzrauches beurteilt werden. Im vorliegenden Fall soll in Bild 4-20 unten ein konstanter NO_x-Wert von 3,5 g/kWh betrachtet werden. Bei allen dargestellten Ratenformen sind auf Grund der möglichen Spätverstellung im Vergleich zur Rechteck-Einspritzung Potentiale zu erkennen. Wie bereits beschrieben, müssen die Werte für die Schwärzung jedoch relativiert werden. Es ist für die gezeigten Messpunkte eine Lambdaspreizung zwischen 1,78 und 2,0 vorhanden. Daraus ergeben sich nötige Anpassungen der Schwärzungszahl. Beispielsweise zeigt die druckmodulierte langsame Rampenform in den Rohdaten ein Verbesserungspotential der Ruß-Emission im Vergleich zur Referenz. Dieser Vorteil wird jedoch durch eine Lambda-Differenz von 0,25 kompensiert. Trotzdem lässt sich in der Betrachtungsweise konstanter NO_x-Werte für den druckmodulierten langsamen Rampenverlauf Potential ablesen. Der deutlichste Vorteil verbleibt erneut für die schnellen Rampenformen. Für den nadelsitzgedrosselten Fall ist ein Reduktionswert nach Lambdakorrektur von 0,42 (20%) für den druckmodulierten Verlauf sogar von 1,23 (57%) zu nennen. Für alle gezeigten Einspritzverläufe lässt sich in der Betrachtungsweise konstanter NO_x-Werte eine Tendenz zu günstigeren Verbrauchswerten zwischen 3 und 9 % darstellen. Die CO-Emissionen stellen sich im Vergleich zur Referenz ebenfalls durchweg niedriger dar (17-66%), was auf eine effizientere Ausnutzung des bereitgestellten Kraftstoffes hindeutet.

Generell kann gesagt werden, dass eine gezielte Einspritzverlaufsformung durchaus starkes Potential zur simultanen Reduktion von Ruß und NO_x bietet. Gleichzeitig konnten Verbrauchsvorteile dargestellt werden. Bei einer in der frühen Einspritzpha-

se durch Nadelsitzdrosselung dominierten Einspritzung werden stark gestiegene Ruß-Emissionen beobachtet. Bei weniger stark begrenzten Ratenformen nimmt diese Dominanz der Ratenerzeugung ab. Als besonders zielführend wird die druckmodulierte Rampenform mit dem schnellsten Einspritzratenanstieg herausgestellt, mit der das definierte Zyklusziel knapp erreicht werden kann.

4.3.4 Betriebspunkt C1_2 (2100 $1/min$, 75% Last)

Tendenziell zeigen sich im 75%-Lastfall bei Nenndrehzahl ähnliche Tendenzen wie bereits für die Volllast beschrieben. In Bild 4-21 sind die Einspritzbeginn-Tradeoffs für die Schwärzung und den spezifischen Kraftstoffverbrauch über der feuchtekorrigierten NOx-Emission dargestellt. Es wird deutlich, dass mit sinkender Last der Einfluss der Ratenerzeugung (Druckmodulation oder Nadelsitzdrosselung) abnimmt. Die langsamen Rampenformen zeichnen sich zwar durch die geringste NOx-Emission aus, weisen jedoch auch die größten Schwarzrauch-Werte auf. Der beste Kompromiss gelingt erneut mit einer schnellen Rampenform. Das Zyklusziel wird im vorliegenden Fall knapp verfehlt. Aus diesem Grund wird der Betriebspunkt C1_2 gewählt, um ein zusätzliches Potential einer angelagerten Nacheinspritzung zu untersuchen.

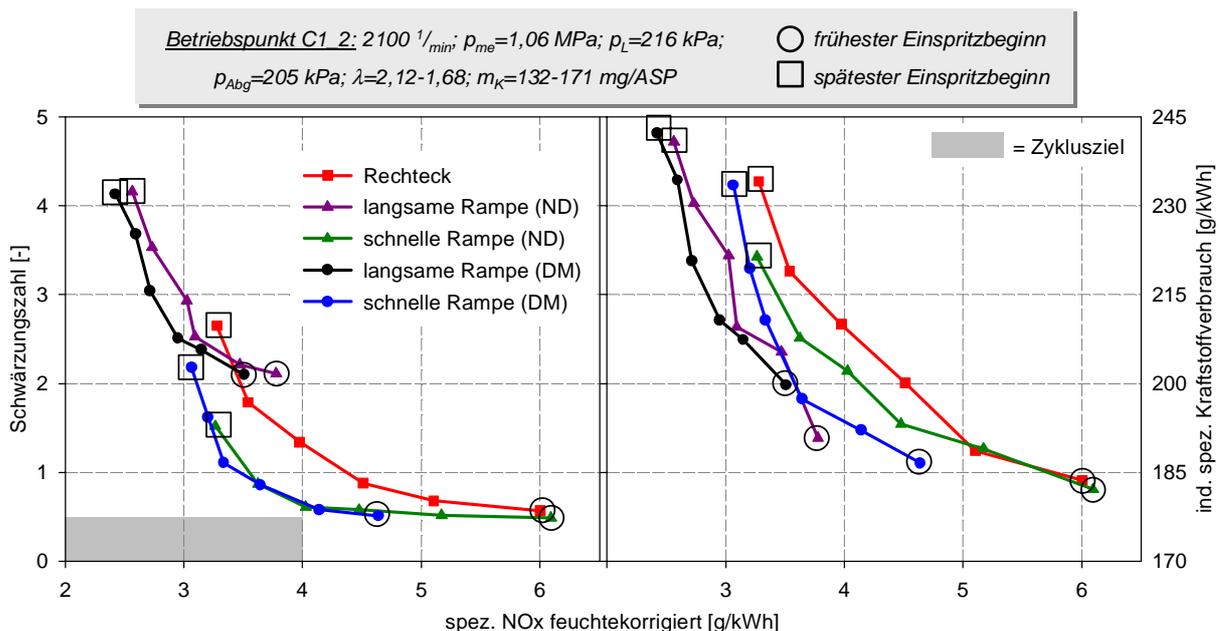


Bild 4-21: Betriebspunkt C1_2 – Schwärzungszahl und spez. Kraftstoffverbrauch über NOx

Der Vergleich der Werte konstanten Spitzendruckes bei 10,6 MPa in Bild 4-22 stützt diese Beobachtung erneut. Für die langsamen Rampenformen wird ein sehr starker Anstieg der Ruß- und CO-Emission von bis zu 320% dargestellt. Die schnellen Rampenformen weisen dagegen wiederum eine simultane Reduktion aller betrachteten Werte auf. Die Schwärzung kann um moderate 11 bzw. 14% (0,06 bzw. 0,08) vermindert werden. Die Stickoxidemission bleibt in diesem Fall bei der nadelsitzgedrosselten Einspritzung nahezu konstant. Bei der Druckmodulation kann an dieser Stelle ein Vorteil von 23% (1,36 g/kWh) erzielt werden.

Zur Diskussion konstanter NO_x-Werte werden erneut die Betriebspunkte mit 3,5 g/kWh herangezogen. In die Betrachtung mit einzubeziehen ist wiederum eine Spreizung des Kraftstoff-/Luftverhältnisses zwischen 1,82 und 2,01. In Bild 4-22 werden die durch den gemessenen Lambda-Tradeoff bereits korrigierten Werte dargestellt. Analog zum Nennleistungspunkt kann auch hier für die schnellen Rampenformen ein deutliches Potential herausgearbeitet werden. Die nach der Korrektur verbleibende Verbesserung des Schwarzrauches beläuft sich auf 30 bzw. 35% (0,53 bzw. 0,63). Verbunden sind diese Werte mit einer simultanen Reduktion der CO-Emission um bis zu 57% und des spezifischen Kraftstoffverbrauches zwischen 1 und 6%.

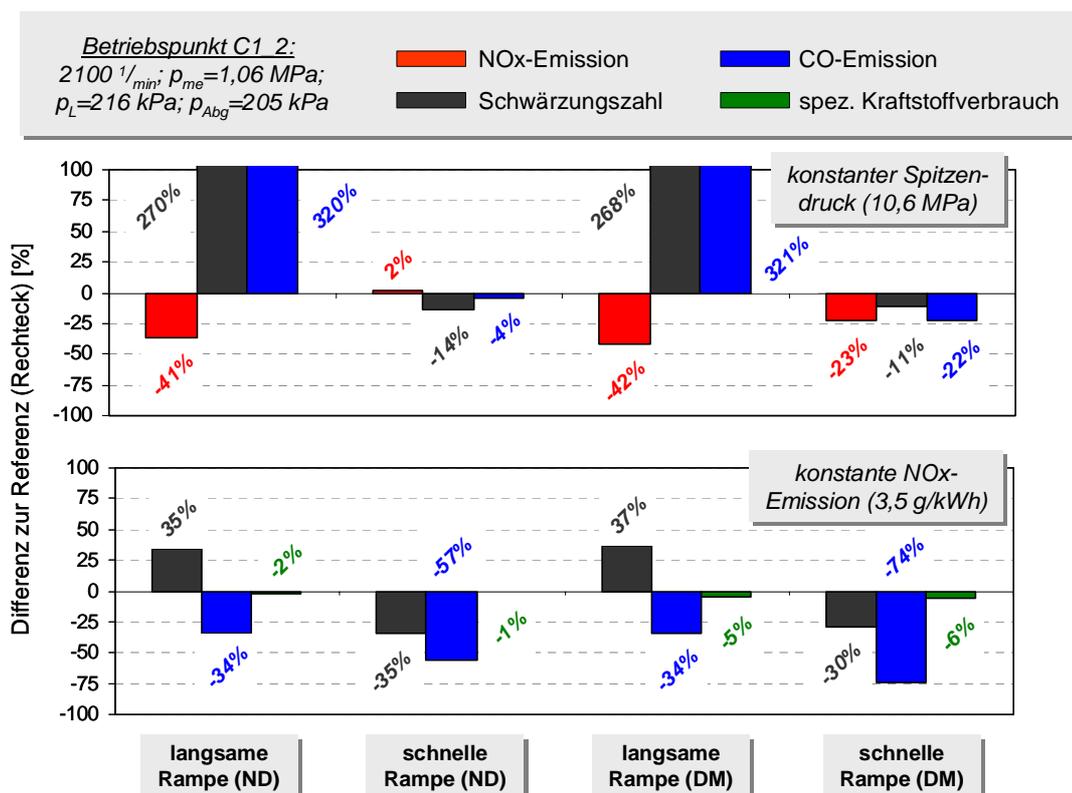


Bild 4-22: Betriebspunkt C1_2 – prozentuale Differenz der Emissionswerte und des spez. Kraftstoffverbrauches zur Referenz bei konstantem Spitzendruck und NO_x-Emission

In Bild 4-23 ist das Verbrennungsgeräusch über der NO_x-Emission dargestellt, das aus dem Standardübertragungsmaß berechnet wurde. Die Werte gelten durch den stark vereinfachten Rechenansatz eher als Trend und sind nicht als absolute Größen zu betrachten. Dennoch ist eine deutliche Tendenz des Einflusses der Ratenform auf das Geräusch zu beobachten. Je größer die eingebrachte Kraftstoffmasse während der Zündverzugszeit, desto höher das Verbrennungsgeräusch. Daraus resultiert, dass die größte akustische Belastung mittels eines Rechteck-Verlaufes erzeugt wird und die kleinsten Werte bei den langsamen Rampenformen zu beobachten sind. Trotz gleicher Einspritzratenform und damit gleicher zeitlicher Kraftstoffeinbringung liegen die nadelsitzgedrosselt erzeugten Einspritzverläufe tendenziell über den durch Druckmodulation generierten Ergebnissen. Erklärt werden kann dieser Effekt erneut

durch die mittels Kavitation bessere Gemischaufbereitung. Eine größere Menge Kraftstoff kann also in dem selben Zeitraum zündfähig aufbereitet werden, was beim Selbstzündprozess in größeren Druckgradienten und damit höherer Geräuschbelastungen resultiert.

Betriebspunkt C1_2: $2100 \text{ }^1/\text{min}$; $p_{me}=1,06 \text{ MPa}$; $p_L=216 \text{ kPa}$; \circ frühester Einspritzbeginn
 $p_{Abg}=205 \text{ kPa}$; $\lambda=2,12-1,68$; $m_K=132-171 \text{ mg/ASP}$ \square spätester Einspritzbeginn

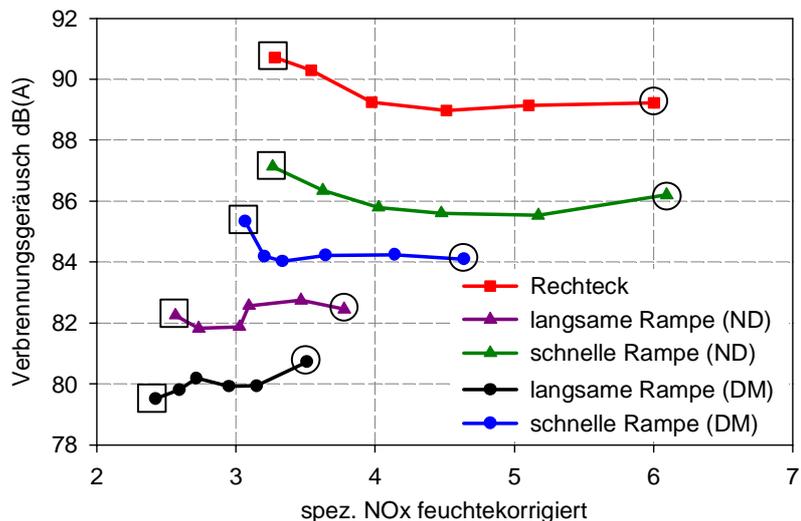


Bild 4-23: Betriebspunkt C1_2 – Verbrennungsgeräusch über NOx

4.3.5 Betriebspunkt C1_3 (2100 $^1/\text{min}$, 50% Last)

Betriebspunkt C1_3: $2100 \text{ }^1/\text{min}$; $p_{me}=0,66 \text{ MPa}$; $p_L=171 \text{ kPa}$; \circ frühester Einspritzbeginn
 $p_{Abg}=169 \text{ kPa}$; $\lambda=2,61-2,21$; $m_K=89-106 \text{ mg/ASP}$ \square spätester Einspritzbeginn

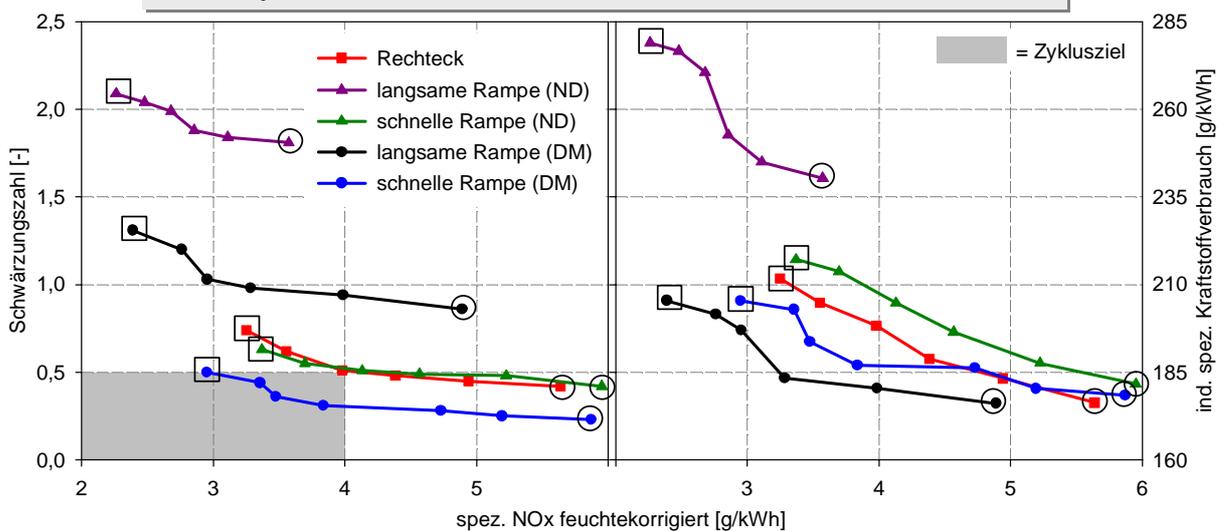


Bild 4-24: Betriebspunkt C1_3 – Schwärzungszahl und spez. Kraftstoffverbrauch über NOx

Der bereits beobachtete Trend, dass mit sinkenden Lasten die Bedeutung der Einspritzratenformung sinkt, wird durch den 50%-Lastpunkt bei Nenndrehzahl weiter bestätigt. Auf Grund der kurzen Ansteuerdauern ist die Formung des Einspritzverlaufes

nicht so dominant. Besonders fällt auf, dass die nadelsitzgedrosselte langsame Rampe sehr schlechte Rußwerte aufweist. Während des gesamten Einspritzvorganges dominiert hier die Drosselung am Nadelsitz. Es kann kein hoher Enddruck im Düsensackloch dargestellt werden, so dass auch die Rußoxidation in der Nachverbrennungsphase vermutlich deutlich schlechter ausfällt. Bereits mit dem Rechteck-Referenz-Verlauf kann das Zyklusziel erreicht werden. Trotzdem wird in Bild 4-24 deutlich, dass Ratenbegrenzung durch Druckmodulation Potential besitzt. Mit der druckmodulierten schnellen Rampenform kann auch in diesem Betriebspunkt eine deutliche Rußverminderung bei konstanten NO_x-Werten erzielt werden.

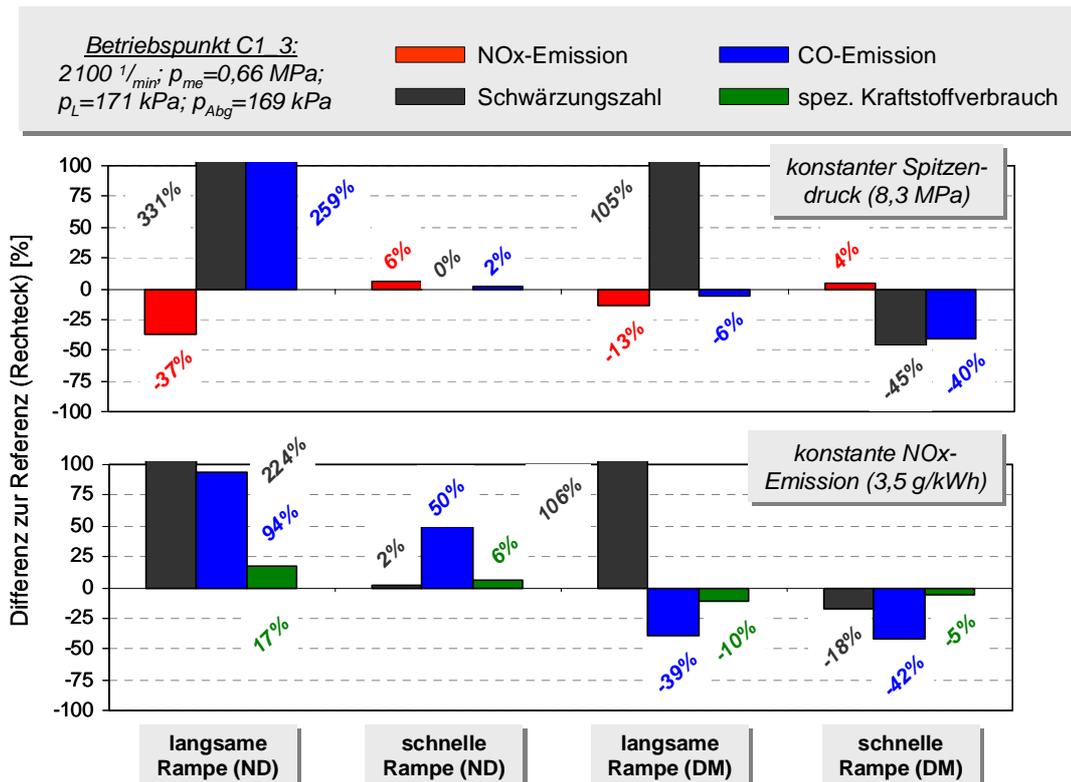


Bild 4-25: Betriebspunkt C1_3 – prozentuale Differenz der Emissionswerte und des spez. Kraftstoffverbrauches zur Referenz bei konstantem Spitzendruck und NO_x-Emission

Bei Betrachtung der Messpunkte konstanten Spitzendruckes (8,3 MPa) in Bild 4-25 wird der Effekt der lokal fetten und unvollständigen Verbrennung der nadelsitzgedrosselten langsamen Rampenform besonders deutlich. Es sind Steigerungen in der Ruß-Emission von 331% (1,39) und im CO-Verhalten von 259% (0,617 g/kWh) zu verzeichnen. Die nadelsitzgedrosselte schnelle Rampenform verhält sich im Vergleich zur Referenz nahezu neutral. Wird diese Einspritzrate jedoch durch Druckmodulation erzeugt, sind Verbesserungen von 45% (0,19) für Ruß und 40% für CO (0,096 g/kWh) bei leicht erhöhter NO_x-Emission zu erzielen. Unter Fixierung der NO_x-Emission bei 3,5 g/kWh ist dieser Trend ebenfalls zu beobachten.

4.3.6 Betriebspunkt C1_2 (2100 $1/min$, 75% Last) m. NE

Im 75%-Lastpunkt bei Nenndrehzahl konnte allein mit einer geformten Haupteinspritzung das Zyklusziel nicht erreicht werden. Aus diesem Grund wird im folgenden Abschnitt der kombinierte Einsatz einer angelagerten Nacheinspritzung unter hohem Druck beschrieben. Als Haupteinspritzform werden die im bisherigen Verlauf als zielführend aufgezeigten schnellen Rampenformen eingesetzt. Lage und Menge der Nacheinspritzung werden iterativ am Motorenprüfstand ermittelt bis das jeweilige Optimum erreicht ist. Bild 4-26 zeigt die Ruß- und be-Tradeoffs über der feuchtekorrigierten NOx-Emission. Für alle Verläufe wird ein sehr deutliches NOx-neutrales Ruß-Optimierungspotential deutlich. Bei Kombination der druckmodulierten schnellen Rampenform mit einer Nacheinspritzung kann die Schwärzung bis zur Nachweisgrenze reduziert werden.

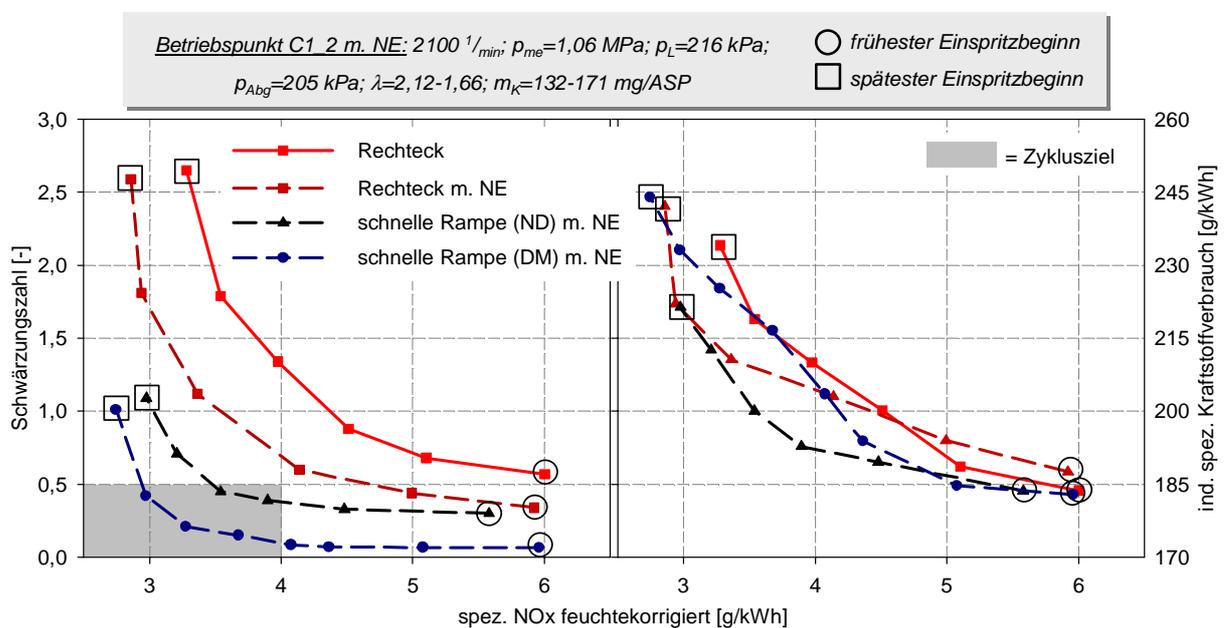


Bild 4-26: Betriebspunkt C1_2 mit Nacheinspritzung – Schwärzungszahl und spez. Kraftstoffverbrauch über NOx

Zum tieferen Verständnis der Emissionsdaten ist in Bild 4-27 die Druckverlaufsanalyse für Messpunkte konstanten Spitzendrucks dargestellt. Ausgewählt wurden zur besseren Vergleichbarkeit der Referenzverlauf und die druckmodulierte schnelle Rampenform mit und ohne Nacheinspritzung. Wie bereits beschrieben, zeichnen sich die Rampeneinspritzformen durch einen harmonischeren Druckverlauf aus. Diese Charakteristik bleibt auch bei dem kombinierten Einsatz einer zusätzlichen angelagerten Nacheinspritzung erhalten. Der maximale Zylinderdruck wird jedoch etwas später erreicht. Die Ansteuerdauer der Haupteinspritzung wurde zwecks konstantem Mitteldruck reduziert. Die späte Umsetzung in der Nachverbrennung führt zu einer höheren Abgas- bzw. Brennraumtemperatur. Im Brennverlauf wird dies durch ein früheres Absinken der Umsatzrate deutlich. Die Nachverbrennung ist im Brennverlauf durch einen Peak sichtbar. Die Umsatzrate nimmt hier zu und sinkt dann wieder beim

Ausbrennen der restlichen Kraftstoffmasse ab. Dieser schnelle Wiederanstieg des Brennverlaufes als Folge des naheingespritzten Kraftstoffes bestätigt den Effekt einer Intensivierung des Verbrennungsvorganges durch die mit der Nacheinspritzung neu eingebrachte Turbulenz. Durch den insgesamt nach „spät“ verlagerten Verbrennungsschwerpunkt kann der Einspritzbeginn in Richtung „früh“ verstellt werden. Dies äußert sich in einem steileren Gradienten und einer leicht höheren Umsatzrate des Brennverlaufes. Der Verbrennungsschwerpunkt bleibt daher auf ähnlichem Niveau. Neben der intensiveren Verbrennung lässt sich damit das neutrale Verbrauchsverhalten erklären.

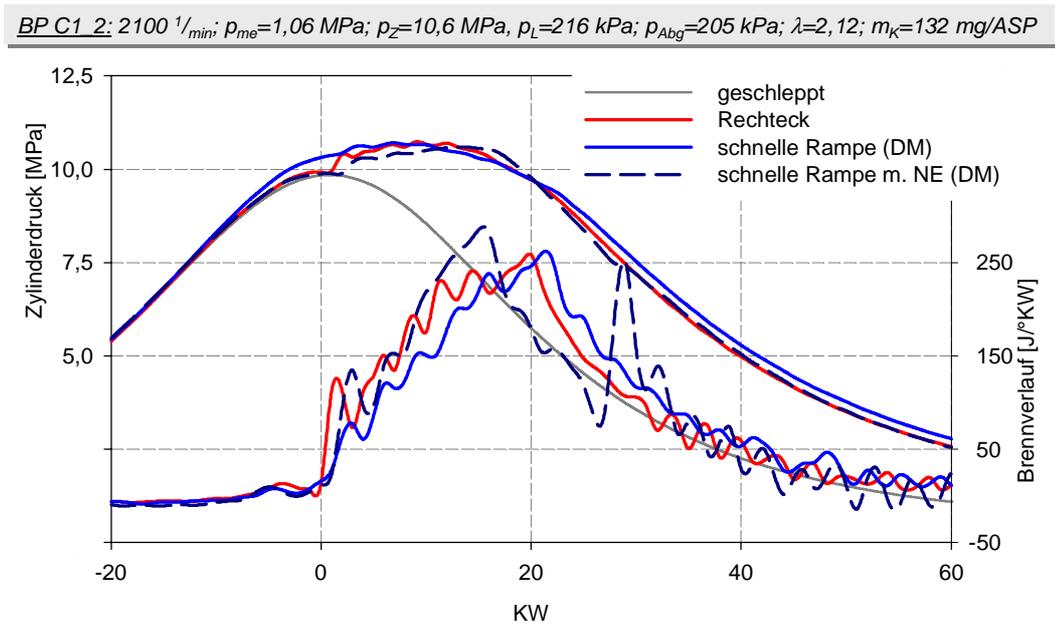


Bild 4-27: Betriebspunkt C1_2 m. NE - Zylinderdruck- und Brennverlauf bei konstantem effektiven Mitteldruck und gleichem Zünddruck

Werden, wie in Bild 4-28 dargestellt, alle mit Nacheinspritzung kombinierten Ratenformen bei konstantem Zünddruck miteinander verglichen, wird der deutliche Trend zur Rußreduktion noch klarer. Zu beachten ist, dass sich die gezeigten Werte auf die Referenzmessung beziehen. D.h. die Optimierungspotentiale sind nicht allein der Nacheinspritzung zuzuordnen sondern als Gesamtmaßnahme zu sehen. Im Betriebspunkt C1_2 kann der Schwarzrauch auf diesem Wege mittels einer druckmodulierten schnellen Rampenform mit Nacheinspritzung bis zu 89% (0,5) bei nahezu konstanten NOx- und Verbrauchswerten reduziert werden. Der Rußbildungsprozess und die Rußoxidation laufen in der Flamme ab und sind durch den lokalen Sauerstofftransport geprägt. Während es kaum Möglichkeiten gibt, die Rußbildung zu verringern, ist eine Beschleunigung der Rußoxidation durch Temperatur- und Turbulenzerhöhung möglich. Durch die intermittierende Einspritzung können Ladungsbe-reiche mit hohem Sauerstoffgehalt in eine intensivere Vermischung mit den brennenden Gebieten mit Sauerstoffmangel gebracht werden. Allerdings scheint die unmittelbar an die Haupteinspritzung folgende Nacheinspritzung eine nur anfachende Wir-

kung auf die Verbrennung zu Brennende zu haben. Wegen der Expansion sind die Temperaturen bereits soweit gesunken, dass mit der Nacheinspritzung keine nennenswerte Stickoxidbildung stattfindet, da diese zu diesem Zeitpunkt weitgehend abgeschlossen ist [LiP01].

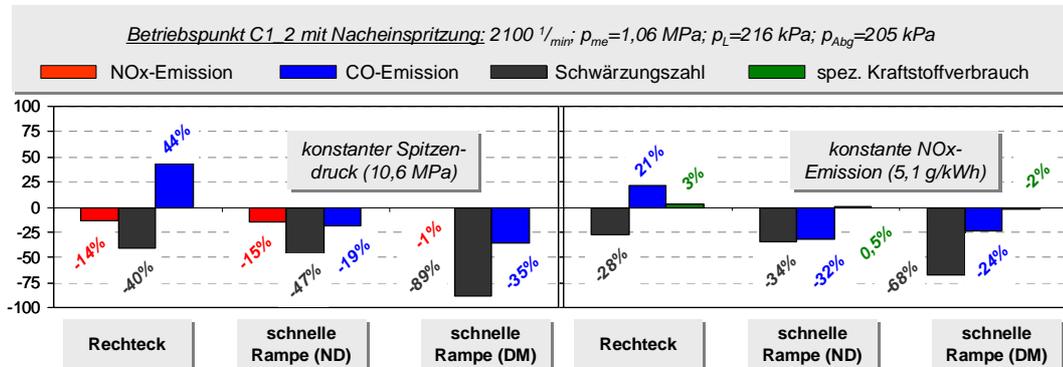


Bild 4-28: Betriebspunkt C1_2 m. NE – prozentuale Differenz der Emissionswerte und des spez. Kraftstoffverbrauches zur Referenz bei konstantem Spitzendruck und NOx-Emission

Mit den gezeigten Einstellungen kann das definierte Zyklusziel sehr deutlich unterschritten werden. Diese Zielgröße kann durch den kombinierten Einsatz einer Nacheinspritzung jedoch auch mit einem Rechteck oder nadelsitzgedrosselten Verlauf getroffen werden. Unter Einbeziehung einer konstanten NOx-Emission von $5,1 \text{ g/kWh}$ ist ebenfalls ein großer Vorteil sichtbar. Bei annähernd konstanten Werten für den spezifischen Kraftstoffverbrauch werden die Rußwerte zwischen 28 und 68% (0,2 und 0,46) reduziert. Zu beachten ist dabei, dass die Werte bereits korrigiert sind.

4.4 Fazit der experimentellen Untersuchungen

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse und beobachteten Effekte der beschriebenen Untersuchungen stichwortartig zusammengefasst:

Versuchsplanung und Parametervariation:

- Zielvorgabe der Untersuchungen ist die EPA-Nonroad Vorschrift für 2006 ($\text{NOx} < 4 \text{ g/kWh}$ und Schwärzungszahl $< 0,5$).
- Auswahl der Betriebspunkte erfolgt nach stärkster Emissionsrelevanz im Kennfeld ($1300 \frac{1}{\text{min}}$, 100% Last; $2100 \frac{1}{\text{min}}$, 100%, 75% und 50% Last).
- Es werden die Einspritzverlaufsformen Rampe, Boot und eine angelagerten Nacheinspritzung betrachtet.
- Alle Einspritzraten werden druckmoduliert und nadelsitzgedrosselt erzeugt.

Hydraulische Ergebnisse

- Erzeugung eines maximalen Druckgradienten von 180 MPa/ms .

- Die einspritzhydraulischen Effekte nadelsitzgedrosselter und druckmodulierter Einspritzungen können weitgehend voneinander getrennt werden.
- Der Druck im Düsensackloch steigt bei nadelsitzgedrosselten Einspritzungen langsamer. Dies führt zu Kavitation.
- Mit quasistationären Nadelteilhüben am direktbetätigten Einspritzventil kann ein hoher Überdeckungsgrad der druckmoduliert eingestellten Einspritzraten erreicht werden.
- Der hohe Systemdruck des Referenz-Einspritzverlaufes führt zu einer Verlängerung der Ansteuerdauern bei den geformten Einspritzraten.
- Bei Einsatz einer Nacheinspritzung können temporäre Druckmaxima im Leitungsdruck genutzt werden.
- Durch die sehr kurze transiente Nadelöffnungszeit bei der Nacheinspritzung steigt der Druck im Düsensackloch auch bei Systemdrücken von 170 MPa nicht über 90 MPa.

Motorische Ergebnisse

- Einspritzverlaufsformung besitzt bei dem eingesetzten drallfreien Nutzfahrzeug-Aggregat ein deutliches Potential zur simultanen Reduktion von Ruß und NOx.
 - Boot-Einspritzform zeigt bei NOx-Absenkung starken Anstieg der Schwärzung.
 - 3d-CFD Simulation zeigt stärkste NOx-Bildung an der „heißen“ Kolbenmuldenkante.
 - Die grundsätzlichen Tendenzen und Potentiale sind in unterschiedlicher Ausprägung für alle Betriebspunkte gleich.
 - Die Zündverzugszeit wird durch Einspritzratenformung tendenziell verlängert. Die Durchbrenngeschwindigkeit nimmt auf Grund der geringeren Menge aufbereiteten Kraftstoffes ab.
 - Der Einfluss der Einspritzratenform sinkt mit abnehmender Last.
 - Nadelsitzgedrosselte Einspritzereignisse führen tendenziell zu stärkerer Rußbildung.
 - Die Einspritzratenbegrenzung in der frühen Verbrennungsphase resultiert in einem deutlich harmonischeren Zylinderdruckverlauf.
 - Der Anteil der Vormischverbrennung und damit der maximale Druckgradient lassen sich deutlich absenken. Daraus resultiert das Potential einer zusätzlichen Absenkung des Verbrennungsgeräusches.
 - Das stärkste Potential besitzt eine druckmodulierte schnelle Rampenform. Im Nennleistungspunkt konnte eine simultane Reduzierung von Ruß (57%) und
-

spezifischem Kraftstoffverbrauch (5%) bei konstanten NO_x-Werten dargestellt werden.

- NO_x- und verbrauchsneutrale Absenkung der Schwärzung um bis zu 40% bei Einsatz einer motorisch optimierten angelagerten Nacheinspritzung.
 - Als „Best“-Position für die Nacheinspritzung (7-12% der HE-Menge) erweisen sich bei 2100 $\frac{1}{\text{min}}$ 7°KW oder 0,5 ms nach Ende der Haupeinspritzung
-

5 Zusammenfassung

Die Erfüllung zukünftiger Abgasnormen stellt eine große Herausforderung an moderne Nutzfahrzeug-Motoren. Neben Abgasnachbehandlungssystemen spielt die innermotorische Reduzierung der Rohemissionen eine wichtige Rolle. Im Teillastbereich wird zur Verminderung der NO_x-Emission häufig Abgasrückführung eingesetzt. Speziell im Bereich kommerziell genutzter Motoren werden jedoch überwiegend hohe Lastbereiche gefordert. Neben der Brennraumform und dem Aufladesystem gewinnt das Einspritzsystem eine immer stärkere Bedeutung. Der zeitliche Verlauf der Kraftstoffeinbringung in den Brennraum spielt eine wesentliche Rolle für die Entstehung von Abgasemissionen beim Dieselmotor. Mit Erhöhung des Einspritzdruckes bis auf 200 MPa sinkt die Bedeutung von luftgeführten Ladungsbewegungen, da sich die Gemischbildungsenergie vermehrt zu Lasten der Einspritzung verlagert.

Die Schwierigkeit bei der Auswahl einspritzhydraulischer Komponenten ist in der Definition des für den jeweiligen Betriebspunkt zielführenden Einspritzverlaufes zu sehen. Daher ist es unerlässlich, ein flexibles Einspritzsystem zu Forschungszwecken einzusetzen. Neben der Option einer hochdynamischen und weitestgehend frei parametrierbaren Betätigung der Düsenadel hat es sich in der Vergangenheit als zielführend erwiesen, den Einspritzdruck im Injektionszeitfenster zu variieren. Am Institut für Technische Verbrennung der Universität Hannover steht zu diesem Zweck ein druckmoduliertes, piezoaktuiertes Experimental-Speichereinspritzsystem zur Verfügung. Im Rahmen der hier beschriebenen Untersuchungen wurde ein Forschungseinzylinderaggregat derart optimiert, dass eine aktuelle Motorbaureihe brennverfahrenseitig abgebildet werden kann. Weiterhin wurde das bestehende Einspritzsystem an geforderte Rahmenbedingungen bezüglich darzustellender Lastpunkte und motorischer Haltbarkeit angepasst. Zu diesem Zweck wurde neben den experimentellen Systemoptimierungen auch das Hydrauliksimulationsprogramm AMESim eingesetzt. Die Leistungsfähigkeit des Druckmodulationssystems konnte dahingehend gesteigert werden, dass maximale Druckgradienten von bis zu 180 MPa/ms darstellbar sind.

Einspritzhydraulische Untersuchungen belegen, dass das System in der Lage ist, nahezu identische Einspritzratenverläufe druckmoduliert und nadelsitzgesteuert abzubilden. Für eine grundsätzliche Potentialabschätzung wurden im Vergleich zu einem Standard-Rechteck-Verlauf verschiedene Rampenverläufe mit unterschiedlichen Steigungen und eine Boot-Einspritzratenform, die auf dem Wege der Druckmodulation und Nadelsitzdrosselung erzeugt wurden, untersucht. Zum tieferen Verständnis der hydraulischen Vorgänge wurde eine Messvorrichtung entwickelt, die eine motorexterne zeitaufgelöste Ermittlung des Düsensacklochdruckes erlaubt. Die Einspritzratenform wurde mit Hilfe eines Einspritzverlaufsindikators detektiert.

Unter Einsatz einer Zylinderdruckindizierung und Abgasanalytik konnten in den motorischen Versuchen deutliche Potentiale zur simultanen Reduktion der kritischen

Schadstoffkomponenten Ruß und NO_x dargestellt werden. In der Vorauswahl der zielführenden Einspritzraten wurde für die Boot-Form eine erhöhte Ruß-Emission bei abgesenkten NO_x-Werten aufgezeigt. Als Betriebspunkte wurden der Drückpunkt (100% Last) bei 1300 ¹/_{min} und die 50, 75 und 100%-Lastpunkte bei Nenndrehzahl (2100 ¹/_{min}) gewählt, die als besonders emissionsrelevant gelten. Die Zündverzugszeit wird durch eine Einspritzratenformung tendenziell verlängert. Die Durchbrenngeschwindigkeit nimmt auf Grund der geringen Menge aufbereiteten Kraftstoffes ab. Es ist weiterhin ein deutlich harmonischerer Zylinderdruckverlauf und damit einhergehend eine Verbrennungsgeräuschreduzierung zu beobachten. Als besonders zielführend erwies sich in allen Betriebspunkten eine druckmodulierte schnelle Rampenform. Der Einfluss einer Einspritzverlaufsformung wird mit abnehmenden Lasten geringer. Tendenziell zeigt sich bei nadelsitzgedrosselten Einspritzungen eine stärkere Rußbildung durch eine düsennahe lokal fette Verbrennung. Unterstützt werden die experimentellen Untersuchungen durch 3d-CFD-Simulationen mit KIVA 3V. Hier zeigt sich der besonders "heiße" Bereich der Kolbenmuldenkante als besonders kritisch hinsichtlich der NO_x-Bildung. Für das tiefere Verständnis der Rußbildung kann das differente lokale Kraftstoff-/Luftverhältnis in der räumlich aufgelösten Simulation betrachtet werden.

Durch den Einsatz einer kombinierten angelagerten Nacheinspritzung konnte weiterhin eine deutlich Rußverminderung im Vergleich zur Referenz erzielt werden. Es können durch experimentelle Optimierung der Position der Nacheinspritzung Druckmaxima im Leitungsdruck für eine verbesserte Rußoxidation genutzt werden. Die Messungen des Düsensacklochdruckes zeigen, dass trotz eines Systemdruckes von 170 MPa auf Grund der kurzen Nadelöffnung Druck im Düsensackloch nicht über 90 MPa ansteigt. An dieser Stelle wird weiteres Potential durch Steigerung der Nadelöffnungsgeschwindigkeit gesehen. Als „Best“-Position der Nacheinspritzung (7-12% der HE-Menge) erweisen sich bei 2100 ¹/_{min} 7°KW oder 0,5 ms nach Ende der Haupteinspritzung. Das definierte Zyklusziel (NO_x<4 ^g/_{kWh}, SZ<0,5) konnte auf dem dargestellten Weg rein innermotorisch und ohne Abgasrückführung in allen Betriebspunkten erreicht werden.

6 Ausblick

Mit Abschluss der Untersuchungen konnte grundsätzlich das Potential zur simultanen Reduktion von Ruß und NO_x aufgezeigt werden. Im Verlauf folgender Arbeiten gilt es, diese Daten mittels Vergleichsmessungen zu verifizieren. Ein Schwachpunkt der Untersuchungen liegt in der gewählten Fahrweise des Motors. Da das vorhandene externe Aufladeaggregat keine ausreichende Liefermenge bietet, war es nicht möglich, bei Spätverstellung des Einspritzzeitpunktes und konstantem Mitteldruck auch das Kraftstoff-/Luftverhältnis auf gleichem Niveau zu halten.

Dieser Einfluss wurde näherungsweise durch Korrekturrechnungen ausgeglichen. Des Weiteren ist eine Optimierung des Messsystems für den Kraftstoffverbrauch nötig. Im Messbetrieb zeigten sich teilweise starke sporadische Schwankungen, die nicht einzugrenzen waren. Die teilweise deutlichen Vorteile im NO_x-be-Tradeoff sind daher mit Vorsicht zu betrachten. Zum Einen wird der Einsatz eines zeitaufgelösten Messsystems (z.B. nach dem Coriolis-Prinzip) empfohlen, zum Anderen verfälscht das Leckölssystem die Messwerte. Die Menge des gesamten Leckölstroms (Injektor, PPV, Absteuerstrom der Radialkolbenpumpen und DRV) ist verglichen mit dem verbrannten Kraftstoff sehr groß, so dass bereits verhältnismäßig kleine Schwankungen sehr starke Auswirkung auf das Messergebnis haben. Des Weiteren sind Temperatur- und Druckeinflüsse zu untersuchen und in die Betrachtung mit einzubeziehen. Bei den vorliegenden Untersuchungen wurde der indizierte spezifische Kraftstoffverbrauch betrachtet, der aus den dynamisch erfassten Zylinderdruckverläufen rückgerechnet wurde. Auch dies ist kritisch zu sehen, da Fehlereinflüsse durch driftende Messsignale oder Vereinfachungen in den Rechenalgorithmen des Indiziersystems mit in die Ergebnisse einfließen.

Insbesondere bei hohen Lastpunkten ist eine Interaktion des Kraftstoffdampfes mit der Kolbenmuldenwand nicht zu vermeiden. Um die Gemischbildung möglichst vollständig auf die Seite des Einspritzsystems zu verlagern und keine überlagerten Effekte zu betrachten, wäre die Wahl einer Muldengeometrie in Kombination mit einem Strahlkegelwinkel sinnvoll, die Strahl-/Wand Interaktionen weitgehend vermeiden.

Zusätzlich sollte der betrachtete Kennfeldbereich der Untersuchungen ausgeweitet werden, da es den „idealen“ Einspritzverlauf nicht gibt. Für jeden Betriebspunkt muss ein eigenes Optimum gefunden und appliziert werden. Es wird empfohlen, für die betrachteten Betriebspunkte eine feinere Abstufung der Rampensteigung im motorischen Betrieb zu wählen. Auf diesem Weg kann die Annäherung an das Optimum iterativ erfolgen. Zusätzlich sollten Boot-Einspritzformen, denen in der Literatur das größte Potential bescheinigt wird, mit in die Betrachtung einbezogen werden. Auf Grund der großen Anzahl freier Parameter, die das verwendete Forschungseinspritzsystem zur Verfügung stellt, wäre der Einsatz eines „Design of Experiments“-Ansatzes auf Basis der bestehenden Ergebnisse sinnvoll, um mit geringerem expe-

rimentellen Aufwand ein größeres Spektrum der Einflussgrößen abdecken zu können. Die Effekte sind zusätzlich stark abhängig von der Brennraumform, dem Verdichtungsverhältnis und den Brennraumluftverhältnissen. So ist also zu erwarten, dass das Optimum für jeden Motortyp variiert und nur Tendenzen dargestellt werden können. Auf jeden Fall wird der Abstimmungsaufwand zukünftiger Motorausführung auf Grund der stark zunehmenden Anzahl zusätzlicher Freiheitsgrade sehr stark ansteigen.

Zum tieferen Verständnis der untersuchten Effekte wäre die motorische Anwendung der Zweifarbenmethode zur kurbelwinkeldiskreten Detektion der Rußbildung sinnvoll. Auf diesem Wege kann nicht nur das Endergebnis beurteilt werden, sondern gegebenenfalls auch in der Bildungs- und Oxidationsrate. Optische Untersuchungen unter Darstellung realer motorischer Randbedingungen wären bei der Interpretation der hydraulischen und motorischen Ergebnisse ebenfalls hilfreich. Bei einer separierten Betrachtung der Flüssig- und Dampfphase des Strahls können motorische Effekte gezielt zugeordnet und gezielter angewendet werden.

7 Literaturverzeichnis

- [Ams97] Amsden, A.A.: „*A Block-Structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves*“, Los Alamos National Labs., LA-13313-MS, 1997
- [AOB89] Amsden, A.A.; O'Rourke, P.J.; Butler, T.D.: „*KIVA-II – A Computer Program for chemically Reactive Flows with Sprays*“, Los Alamos National Labs., LA-11560-MS, 1989
- [AVL02] AVL List GmbH: „*Gerätehandbuch AVL 415S Rauchwertmessgerät - Variable Sampling Smoke Meter*“, Identnr. AT0699D, Revision 06, Graz, 2002
- [AVL03] AVL List GmbH: „*Gerätehandbuch AVL 442 Blow By Meter*“, Identnr. AT1239D, Revision 01, Graz, 2003
- [AVL90] AVL List GmbH: „*Betriebsanleitung Dynamische Kraftstoffverbrauchs-Messeinrichtung Serie 730*“, Identnr. AT0070D, Revision 00, Graz, 1990
- [AVL98] AVL List GmbH: „*Gerätehandbuch AVL 439 Opacimeter*“, Identnr. AT0525D, Revision 05, Graz, 1998
- [Bad99] Badock, C.: „*Untersuchungen zum Einfluss der Kavitation auf den primären Strahlzerfall bei der dieselmotorischen Einspritzung*“, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 1999
- [BaR99] Bakenhus, M.; Reitz, R. D.: „*Two-Colour Combustion Visualization of Single and Split Injections in a Single-Cylinder Heavy-Duty D. I. Diesel Engine Using an Endoscope-Based Imaging System*“, Society of Automotive Engineering, SAE Paper, Nr. 1112, 1999
- [Bas02] van Basshuysen, R.; Schäfer, F.: „*Handbuch Verbrennungsmotor*“, ISBN 3-528,03933-7, Vieweg Verlag, Braunschweig Wiesbaden, 2002
- [Bas04] van Basshuysen, R.; Schäfer, F.: „*Lexikon Motorentechnik – Der Verbrennungsmotor von A-Z*“, 1. Auflage, Vieweg-Verlag, Wiesbaden, 2004
- [Bau03] Baumgarten, C.: „*Modellierung des Kavitationseinflusses auf den primären Strahlzerfall bei der Hochdruck-Dieseinspritzung*“, Dissertation, Universität Hannover, 2003
- [BaV00] Bach, E.; Velji, A.: „*Gemischbildung, Zündung und Verbrennung im Dieselmotor*“, Vorlesungsskript, Hochschule für Technik und Wirtschaft, Dresden, 2000
-

- [BBB99] Bauer, W.; Binder, K.; Blumenröder, K.; Weber, B.: *„Hydraulische Einflüsse auf die Gemischbildung bei mit PLD- und CR-Einspritzsystemen betriebenen Nfz-Motoren“*, IV. Tagung „Motorische Verbrennung“, Haus der Technik, Essen, 13-27, 1999
- [Ber99] Bertsch, D.: *„Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss gemischbildungsseitiger Maßnahmen auf den Zündprozess, Verbrennung und Schadstoffbildung an einem optisch zugänglichen DE-Dieselmotor“*, Dissertation, Universität Karlsruhe, 1999
- [BMP01] Borghi, M.; Milani, M.; Piraccini, M.: *„Dynamic Analysis of Diesel Engine Common Rail Injection System. Part1: Injector Dynamics“*, ASME Conference, Innovations and Applied Research in Mechanical Engineering Technology, New York, 32-38, 2001
- [Bos02] Robert Bosch GmbH: *„Dieselmotor-Management“*, Vieweg-Verlag, Braunschweig, Wiesbaden, 2002
- [BSS00] Boulouchos, K.; Stelber, H.; Schubiger, R.; Eberle, M.K.; Lutz, T.: *„Optimierung von Arbeits- und Brennverfahren für größere Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung – Teil 2: Nutzfahrzeugmotoren“*, MTZ 61, 336-344, 2000
- [Bus01] Busch, R.: *„Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Dieseleinspritzdüsen“*, Dissertation, Universität Hannover, 2001
- [CJG02] Chmela, F.; Jager, P.; Gill ; W.: *„Einspritzratenregelung durch ein druckmoduliertes Common Rail System“*, FVV-Vorhaben Nr.: 067190, Abschlußbericht, Heft R515, 2002
- [CJH99] Chmela, F.; Jager, P. ; Herzog, P. ; Wirbeleit, F.: *„Emissionsverbesserung an Dieselmotoren mit Direkteinspritzung mittels Einspritzverlaufsformung“*, MTZ 60, 552-558, 1999
- [CKK95] Chaves, H.; Knapp, M.; Kubitzek, A.; Obermeier, F.; Schneider, T.: *„Experimental Study of Cavitation in the nozzle Hole of Diesel Injectors Using Transparent Nozzles“*, SAE Technical Paper Series 950290, 1995
- [DDK04] Dohle, U.; Dürnholz, M.; Kampmann, S.; Hammer, J.; Hinrichsen, C.: *„4th Generation Diesel Common Rail Injection System for Future Emission Legislation“*, F2004V271, FISITA World Automotive Congress, Barcelona, 2004
- [DIN96] Deutsches Institut für Normung e.V.: *„Hubkolben-Verbrennungsmotoren – Abgasmessung, Teil 1: Messung der gasförmigen Emissionen und der Partikelemissionen auf dem*
-

- Prüfstand*“, EN ISO 8178-1, Berlin, 1996
- [Doh03] Dohle, U.: „*Innovative Einspritztechnologie für den Diesel-Pkw von morgen*“, 12. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 107-123, 2003
- [Dub97] Beitz, W.; Grote, K.H.: „*Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau*“, 19. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1997
- [Eis03] Eisen, S.M.: „*Visualisierung der dieselmotorischen Verbrennung in einer schnellen Kompressionsmaschine*“, Dissertation, Technische Universität München, 2003
- [Feh88] Fehlhofer, H.: „*Möglichkeiten zur Verminderung von Emissionen, speziell Rauchemissionen, von direkteinspritzenden Dieselmotoren*“, Bericht aus dem Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau der Technischen Universität Wien, VDI-Verlag, Nr. 110, 1988
- [GCJ02] Gill, D.; Chmela, F.; Jager, P.: „*The Emissions and Performance Potential of a Pressure Modulated Common Rail Injection System on a Heavy Duty Diesel Engine*“, ImechE-Conference - Fuel Injection Systems, London, 107-119, 2002,
- [GFL03] Gstrein, W.; Fessler, H.; Langridge, S.; Eckhardt, T.: „*Chancen des Dieselmotors bei verschärften Emissionsvorschriften*“, 9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz, 1-26, 2003
- [GKK04] Gärtner, U.; Koch, T.; König, G.: „*Analyse des dieselmotorischen Verbrennungsprozesses zur Potentialbewertung flexibler Einspritzverlaufsformung*“, 6. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 7-19, 2004
- [Har87] Hardenberg, H.: „*Die geometrischen Strömungsquerschnitte von Lochdüsen für Direkteinspritzdieselmotoren*“, MTZ 45, 427-429, 1984
- [HaR95] Han, Z.; Reitz, R.D.: „*Turbulence Modelling of Internal Combustion Engines Using RNG $k-\varepsilon$ Models*“, Combustion Science and Techniques, Amsterdam, Vol. 106, 267-295, 1995
- [HaR97] Han, Z.; Reitz, R.D.: „*A temperature wall function formulation for variable-density turbulent flows with application to engine convective heat transfer modelling*“, Int. J. heat Mass Transfer, Vol. 40, 613-625, 1997
-

- [HDD04] Hammer, J.; Dürnholz, M.; Dohle, U.: „*Entwicklungstrends bei Einspritzsystemen für Pkw-Dieselmotoren*“, Dieselmotorentechnik TA Esslingen, 36-52, 2004
- [HBK01] Hlousek, J.; Bernhaupt, M.; Kögler, B.: „*Electronically Controlled Injection Rate Shaping for Medium Speed Diesel Engines*“, 23rd CIMAC-congress, Hamburg, 2001
- [HBG04] Hummel, K.; Böcking, F.; Groß, J.; Stein, J. O.; Dohle, U.: „*3. Generation Pkw-Common-Rail von Bosch mit Piezo-Inline-Injektoren*“, MTZ 65, 180-189, 2004
- [Hey88] Heywood, J.B.: „*Internal Combustion Engine Fundamentals*“, ISBN 0-07-100499-8, McGraw Hill International Editions, New York, 1988
- [HKA83] Hiroyasu, H.; Kadota, T.; Arai, M.: „*Development and Use of a Spray Combustion Model to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions*“, Part 1: Combustion Modelling, Bull JSME, Vol. 26, 569-575, 1983
- [HKQ77] Halstead, M.; Kirsch, L.; Quinn, C.: „*The Autoignition of Hydrocarbon Fuels at High Temperatures and Pressures-Fitting of a Mathematical Model*“, Combustion and Flame 30, 45-60, 1977
- [Hor96] HORIBA Europe GmbH: „*Bedienungsanleitung: MEXA-7000 Serie Abgas-Analysesystem*“, 4. Ausgabe, Version 1.2, HORIBA Europe GmbH, Sulzbach 1996
- [HUH96] Han, Z.; Uludogan, A.; Hampson, G. J.; Reitz, R. D.: „*Mechanism of Soot and NOx Emission Reduction Using Multiple-Injection in a Diesel Engine*“, SAE-Paper 970063, 1996
- [IAV01] IAV GmbH: „*Einspritzverlaufsindikator (EVI – IAV)*“, Technische Beschreibung, Gifhorn, 2001
- [KaB00] Kammerdiener, T.; Bürgler, L.: „*Ein Common-Rail-Konzept mit druckmodulierter Einspritzung*“, MTZ 61, 230-238, 2000,
- [KBK02] König, G.; Blessing, M.; Krüger, C.; Michels, U.; Schwarz, V.: „*Analyse von Strömungs- und Kavitationsvorgängen in Dieseleinspritzdüsen und deren Wirkung auf die Strahlausbreitung und Gemischbildung*“, 5. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 118-136, 2002
- [KBW04] Kasper, W.; Baumann, H.; Willmann, M.; Schmidt, G.; Wachter, V.; Remele, J.: „*Der neue Schiffsmotor der MTU-Baureihe 2000*“, MTZ 65, 160-167, 2004
-

- [Kep97] Keppeler, S.: „*Common-Rail-Einspritzsystem für den direkteinspritzenden Dieselmotor*“, Dissertation, RWTH Aachen, 1997
- [KFM01] Kracke, T.; Fengler, H.P.; Müller, P.; Barsun, N.: „*F²RE – Ein Entwicklungssteuergerät für flexible Einspritzung und Zündung*“, MTZ 62, 36-39, 2001
- [KMM01] Kropp, M.; Magel, H.-C.; Mahr, B.; Otterbach, W.: „*Ein druckübersetztes Common-Rail-System mit flexibler Einspritzverlaufsformung*“, Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Einspritzsysteme – Potentiale, Anwendung, Zukunftsentwicklung, Haus der Technik, Essen, 28-45, 2001
- [Koz03] Kožuch, P.: „*Untersuchung des Zusammenhanges zwischen thermodynamischen Analysegrößen und optischen Lichtmesssignalen beim DE-Dieselmotor*“, FVV-Vorhaben Nr.: R521, AiF-Nr. 12905 N/1, Abschlußbericht, Heft 772, 2003
- [Kro04] Krome, D.: „*Charakterisierung der Tropfenkollektive von Hochdruckeinspritzsystemen für direkteinspritzende Dieselmotoren*“, Dissertation, Universität Hannover, 2004
- [LBS99] Leipertz, A.; Blumenröder, K.; Schünemann, E.; Peter, F.; Potz, D.: „*Wandeeinflüsse auf Gemischbildung und Verbrennung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren*“, MTZ 60, 314-319, 1999
- [LiP01] Lingens, A.; Pfeifer, A.: „*Hochleistungsdieselmotor EURO IV; Darstellung des EURO IV-Emissionsniveaus durch innermotorische Maßnahmen*“, BMBF-Forschungsvorhaben, Abschlussbericht, Deutz AG, Köln, 2001
- [LSF03] Leipertz, A.; Schmid, M.; Fettes, C.: „*Analyse von Parametervariationen an einem Pkw-Common-Rail-Motor mittels simultaner Visualisierung von Einspritzung, Verdampfung und Verbrennung*“, Berichte zur Energie und Verfahrenstechnik, Tagung Haus der Technik, Motorische Verbrennung, Erlangen, 131-143, 2003
- [LSM04] Lettmann, H.; Seebode, J.; Merker, G.P.: „*Numerical and Experimental Evaluation of DI-Diesel Soot and Nitrogen Oxide Emissions in Respect of Different Injection Strategies*“, F2004V240, FISITA World Automotive Congress, Barcelona, 2004
- [Mah02] Mahr, B.: „*Potential of a Flexible High-Pressure Fuel Injection System for Heavy Duty Diesel Engines*“, ImechE-Conference - Fuel Injection Systems, London, 11-20, 2002,
- [MBa00] Merker, G.P.; Baumgarten, C.: „*Fluid- und Wärmetransport Strömungslehre*“, B.G. Teubner Stuttgart, 2000
-

- [MCT04] Müller, S.; Czerny, L.; Teetz, C.: „*Technologien zur Erfüllung zukünftiger Abgasemissionsvorschriften für Großdieselmotoren in Off-Highway-Anwendungen*“, 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 2004
- [Mel63] Melcher, K.: „*Elektronische Berechnung der Vorgänge in Einspritzsystemen von Dieselmotoren*“, MTZ 24, 277-283, 1963
- [Mey04] Meyer-Salfeld, S.: „*Piezogesteuertes Forschungs-Einspritzsystems für direkteinspritzende Pkw-Dieselmotoren*“, Dissertation, Universität Hannover, 2004
- [Mol02] Mollenhauer, K.: „*Handbuch Dieselmotoren*“, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2002
- [MSS04] Merker, G.P.; Schwarz, C.; Stiesch, G.; Otto, F.: „*Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*“, Teubner-Verlag, Stuttgart, Leipzig, 2004
- [MTU03] MTU Friedrichshafen GmbH: „*Abgasgesetzgebung für Dieselmotoren*“, Broschüre, Friedrichshafen, 2003
- [MYC04] Milton, B.; Yudanov, S.; Casey, R.; Behnia, M.: „*Smoke and NOx Diesel Engine Emission Tests of a Single Fluid HEUI Injection System*“, F2004V190, FISITA World Automotive Congress, Barcelona, 2004
- [NHD01] Netterscheid, M.; Herrmann, H.O.; Düsterhöft, M.; Krüger, M.: „*Das Potential von Piezo-gesteuerten Common-Rail-Einspritzsystemen*“, Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Haus der Technik Essen, 46-59, 2001
- [NNI04] Namekawa, S.; Nakano, R.; Ishida, H.: „*Development of New Common Rail Fuel Injection System for the Latest Developed MHI MARK-30B Engine*“, 24th CIMAC-congress, Kyoto, Paper-Nr. 113, 2004
- [NSC62] Nagle, J.; Strickland-Constable, R.F.: „*Oxidation of Carbon between 1000-2000°C*“, Proc. 5th Conf. on Carbon, Vol. 1, S. 154-164, Pergamon Press, London, 1962
- [NST98] Nishimura, T.; Satoh, K.; Takahashi, S.; Yokota, K.: „*Effects of Fuel Injection Rate on Combustion and Emission in a DI Diesel Engine*“, SAE Nr.: 981929, 1998
- [Ofn01] Ofner, B.: „*Dieselmotorische Kraftstoffzerstäubung und Gemischbildung mit Common-Rail-Einspritzsystemen*“, Dissertation, Technische Universität München, 2001
-

- [OKK91] Okajima, M.; Kato, M., Kano, H.; Tojo, S.; Katagiri, M.: „*Contribution of Optimum Nozzle Design to Injection Rate Control*“, SAE International, Detroit, 1-14, 1991
- [Pag04] Pagel, S.: „*Modellierung der Verdampfung und Selbstzündung eines Mehrkomponenten-Ersatzbrennstoffs zur Simulation der dieselmotorischen Verbrennung*“, Dissertation, Universität Hannover, 2004
- [PBP02] Payri, F.; Benajes, J.; Pastor, J.V.; Molina, S.: „*Influence of the Post-Injection Pattern on Performance, Soot and NOx Emissions in a HD Diesel Engine*“, Universidad Politecnica de Valencia, SAE Nr. 2002-01-0502, 2002
- [PCD02] Potz, D.; Christ W.; Dittus, B.; Teschner, W.: „*Dieseldüse - die entscheidende Schnittstelle zwischen Einspritzsystem und Motor*“, M. Bargende, U. Essers (Hrsg.), Dieselmotorentchnik 2002, Expert Verlag, Renningen, 1-11, 2002
- [Pis02] Pischinger, S.: „*Verbrennungsmotoren – Band II*“, Vorlesungsumdruck, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Rheinisch-Westfälische Hochschule Aachen, 2002
- [PKH98] Patterson, M.A.; Kong, S.C.; Hampson, G.J.; Reitz, R.D.: „*Modelling the Effects of Fuel Injection Characteristics on Diesel Engine Soot and NOx Emissions*“, SAE Paper 940523, 1998
- [PKS04] Predelli, O.; Kracke, T.; Schmidt, W.; Meyer, S.: „*F²RE – Neues Steuermodul für Piezoinjektoren*“, MTZ 65, 36-42, 2004
- [PWB00] Pauer, T.; Wirth, R.; Brüggemann, D.: „*Zeitaufgelöste Analyse der Gemischbildung und Entflammung durch Kombination optischer Messtechniken an DI-Dieseleinspritzdüsen in einer Hochtemperatur- /Hochdruckkammer*“, 4. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 138-151, 2000
- [Rei87] Reitz, R.D.: „*Modelling Atomisation Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays, Atomisation and Spray Technology*“, Vol. 3, 309-337, 1987
- [RiL02] Ricaud, J.C.; Lavoisier, F.: „*Optimising the Multiple Injection Settings on an HSDI Diesel Engine*“, THIESEL, Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, Valencia, 2002
- [RMa94] Renner, G.; Maly, R.R.: „*A Universal Model for Spray Characteristics of Technical Diesel Sprays*“, COMODIA; Yokohama, 1-6, 1994
- [Rum94] Rumphorst, M.: „*Konzeption eines elektronischen Hochdruck-*
-

- Dieseleinspritzsystems*“, Dissertation, Universität Hannover, 1994
- [Schl03] Schloz, E.: *„Untersuchungen zur homogenen Dieselverbrennung bei innerer Gemischbildung“*, Dissertation, Universität Karlsruhe, 2003
- [SBE02] Schubiger, R.A.; Boulouchos, K.; Eberle, M.K.: *„Rußbildung und Oxidation bei der dieselmotorischen Verbrennung“*, MTZ 63, 342-353, 2002
- [Ste04] Stegemann, J.: *„Dieselmotorische Einspritzverlaufsformung mit piezoaktuierten Experimentaleinspritzsystemen“*, Dissertation, Universität Hannover, 2004
- [Sti03] Stiesch, G.: *„Modelling Engine Spray and Combustion Processes“*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2003
- [Str96] Strobel, M.: *„Beeinflussung der Schadstoffemissionen direkt-einspritzender Nutzfahrzeug Dieselmotoren durch innermotorische Maßnahmen“*, Dissertation, RWTH Aachen, 1996
- [Str00] Streule, T.: *„Dreidimensionale Simulation von Selbstzündung, Verbrennung und Schadstoffbildung in DE-Dieselmotoren“*, Dissertation, Universität Karlsruhe, 2000
- [SKB01] Schwarz, V.; König, G.; Blessing, M.; Busch, R.: *„Einfluss von Einspritzverlaufssteuerung und Form des Einspritzdruckverlaufs auf Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung bei Heavy-Duty Dieselmotoren“*, Tagung im Haus der Technik *„Motorische Verbrennung“*, Essen, 31-39, 2001
- [SKB03] Schwarz, V.; König, G.; Blessing, M.; Krüger, C.; Michels, U.: *„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, Erlangen, 41-53, 2003
- [SLM04] Seebode, J.; Lettmann, H.; Merker, G.P.: *„Injection Strategies under the Influence of Pressure Modulation and Free Rate Shaping in Modern DI-Diesel Engines“*, 24th CIMAC-congress, Kyoto, Paper-Nr. 47, 2004
- [SMR04] Stegemann, J.; Meyer, S.; Rölle, T.; Merker, G.P.: *„Einspritzsystem für eine vollvariable Verlaufsformung“*, MTZ 65, 114-118, 2004
- [Spu99] Spurk, P.C.: *„Über die Stickoxidreduzierung an Nutzfahrzeug - Direkteinspritz – Dieselmotoren im stationären und dynamischen*
-

- Betrieb*“, Dissertation, Technische Universität Darmstadt, 1999
- [SSB02] Stegemann, J.; Seebode, J.; Baltes, J.; Baumgarten, C.; Merker, G.P.: *„Influence of Throttle Effects at the Needle Seat on the Spray Characteristics of a Multihole Injection Nozzle”*, ILASS-Europe, Zargoza, 2002
- [SSB03] Stöcklein, W.; Sugg, B.; Böcking, F.: *„Wechselseitiger Einfluss von Piezoaktor und Injektor“*, 5. Dresdner Motorenkolloquium, 151-159, Dresden, 2003
- [SSM03] Stegemann, J.; Seebode, J.; Baltes, J.; Merker, G.P.: *„Potentialabschätzung verschiedener Einspritzstrategien unter dem Einfluss von Druckmodulation und freier Ratenformung am Nfz-Motor“*, 6. Int. Kongress „Motorische Verbrennung“, Haus der Technik, München, 2003
- [TKM00] Tanabe, K.; Kohketsu, S.; Mori, K.; Kawai, K.: *„Innovative Injection Rate Control with Next Generation Common Rail Fuel Injection System“*, F2000A055, FISITA World Automotive Congress, Seoul, 2000
- [UDW01] Uhl, M.; Dreizler, A.; Wirth, R.; Maas, U.: *„Laseroptische Gemischbildungs- und Verbrennungsuntersuchungen am Einzylinder Diesel Transparentmotor mit Vierventiltechnik und Direkteinspritzung“*, Haus der Technik Fachbuch, Expert Verlag, Renningen, 77-94, 2001
- [Wac95] Wachter, W.: *„Untersuchungen zum Emissionsverhalten von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren“*, VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 12, Nr. 266, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995
- [WAn69] Woschni, G.; Anisitis, F.: *„Elektronische Berechnung des Einspritzverlaufes im Dieselmotor aus dem gemessenen Druckverlauf in der Einspritzleitung“*, MTZ 30, 238-242, 1969
- [WOI01] Wagner, T., Oligschläger, U.: *„Modernes Indizieren mit dem Motorindiziersystem ADAPT-CAS von FEV“*, Automotive Engineering Partners, 58-72, 2/2001
-

8 Anhang

Darstellung des Versuchsträgers

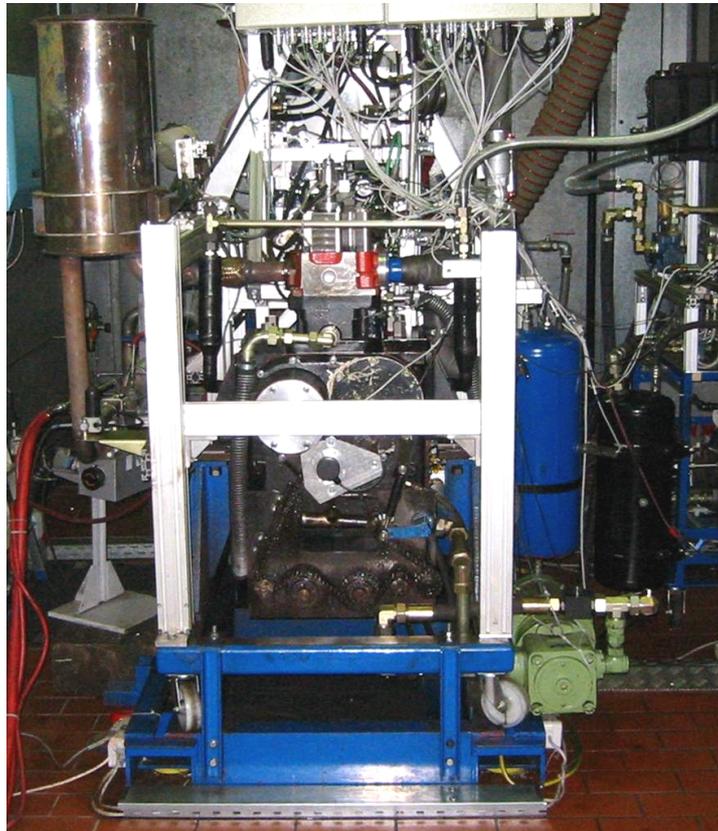


Bild 8-1: Forschungseinzyylinder mit Messtechnik

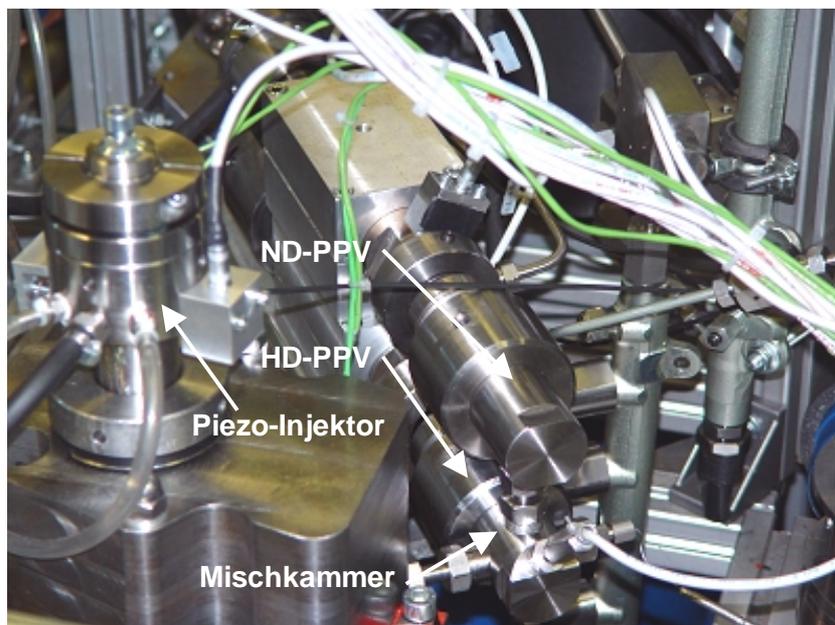


Bild 8-2: Forschungseinspritzsystem mit Injektor und Proportionalventilen

Lebenslauf

Name: Jörn Seebode

Geburtsdatum: 15. Februar 1973

Geburtsort: Nienburg/Weser

Familienstand: ledig

Schulbildung: 08/1979 – 07/1983
Grundschule Heemsen

08/1983 – 07/1985
Orientierungsstufe Erichshagen

08/1985 – 07/1989
Realschule Langendamm „Im Wohlde“

09/1989 – 05/1992
Albert-Schweitzer Gymnasium Nienburg/Weser

Berufsausbildung: 09/1992 – 06/1995
DaimlerChrysler AG, Bremen – Automobilmechaniker

Studium: 10/1995 – 11/2000
Universität Hannover, Fachbereich Maschinenbau
Vertiefungsfächer: Technische Verbrennung, Getriebetechnik
Abschluss: Diplom-Ingenieur

Institut: 01/2001 – 08/2004
wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Technische
Verbrennung der Universität Hannover

Promotion: 11/2004
Promotionsvortrag und mündliche Prüfung
