

# Untersuchung der dieselmotorischen Einspritzver- laufsformung mit Hilfe optischer Messsysteme

Der Fakultät für Maschinenbau  
der Universität Hannover  
zur Erlangung des wissenschaftlichen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte Dissertation  
von

**Dipl.-Ing. Thaddäus Delebinski**  
geboren am 24.05.1975 in Schwientochlowitz

**2006**

Referent: Prof. Dr.-Ing. habil. Günter P. Merker

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume

Tag der Promotion: 29.05.2006

## 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. Günter P. Merker für die fachliche und persönliche Betreuung während meiner Zeit am Institut für Technische Verbrennung und der Durchführung dieser Arbeit sowie für die Übernahme des Hauptreferates.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume gilt mein herzlicher Dank für das entgegengebrachte Vertrauen während der Übernahme der kommissarischen Leitung des Instituts für Technische Verbrennung, für das Interesse an dieser Arbeit und die Übernahme des Korreferats.

Ebenso bedanken möchte ich mich für die Übernahme des Vorsitzes bei Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Lothar Schulze für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Mein besonderer Dank gilt auch den Mitarbeitern des Instituts für Technische Verbrennung sowie des Instituts für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik, für ihr überaus kollegiales Verhalten und die außerordentlich gute Zusammenarbeit und Hilfsbereitschaft sowie die zahlreichen Diskussionen und Anregungen. Dieser Dank gilt namentlich den Kolleginnen und Kollegen, den Mitarbeitern der elektrotechnischen und der mechanischen Werkstatt, der technischen Zeichnerin und den wissenschaftlichen Hilfskräften, die durch ihre Unterstützung zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Für die finanzielle und fachliche Unterstützung möchte ich mich bei der Abteilung TWV der MTU Friedrichshafen GmbH bedanken, wobei mein besonderer Dank Herrn Dr.-Ing. Michael Willmann für die gute Zusammenarbeit gilt. Auch möchte ich mich bei der IAV GmbH für die freundliche zur Verfügung Stellung der integralen Lichtleitmesstechnik (ILM) bedanken.

Thaddäus Delebinski

Hannover, im März 2006

## Kurzfassung

Das Einspritzsystem stellt im direkteinspritzenden Dieselmotor das wichtigste Teilsystem dar. Die Güte der Gemischbildung ist entscheidend für die Schadstoffbildung und den spezifischen Kraftstoffverbrauch und damit auch für die innermotorische Reduzierung dieser Größen. Das erzielbare Potential zur Beeinflussung der Emissionswerte durch das Einspritzsystem und die Einspritzverlaufsformung hängt dabei von den weiteren gewählten Brennverfahrensparametern ab.

Die am Markt befindlichen Einspritzsysteme weisen systemimmanente Vor- und Nachteile auf. Während Speichereinspritzsysteme über eine hohe Flexibilität hinsichtlich der Einspritzzeitpunkte und eines nahezu frei wählbaren Einspritzdrucks ohne Abhängigkeit von der Motordrehzahl verfügen, weisen Systeme mit einspritzsynchrone Druckerzeugung einen vorteilhaften Einspritzdruck- und damit Ratenverlauf auf, der zu einem reduzierten Schadstoffausstoß führt. In der vorliegenden Arbeit kommt ein Forschungseinspritzsystem zum Einsatz, welches die Vorteile der beiden genannten Systeme miteinander kombiniert und ein Höchstmaß an Flexibilität der Einspritzparameter bietet. Mit Hilfe dieses direkt betätigten Piezo-Einspritzsystems in Verbindung mit der Druckmodulationseinheit *Twin-CR* wird das erzielbare Potential zur innermotorischen Reduzierung der Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionen sowie des spezifischen Kraftstoffverbrauchs mittels der Einspritzverlaufsformung untersucht.

Die Untersuchungen erfolgen an einem Einzylinder-Forschungsmotor mit 2 l Hubvolumen mit Vierventil-Zylinderkopf, der für das Einspritzsystem modifiziert wurde. Neben der konventionellen Messtechnik einschließlich Zylinderdruckindizierung kommt eine integrale Lichtleitmesstechnik mittels optischer Brennraumsonde zum Einsatz, mit deren Hilfe die Bestimmung der kurbelwinkelaufgelösten Rußtemperaturen und -massen mit der Zwei-Farben-Methode möglich ist. Um eine Beurteilung des Emissionspotentials für unterschiedliche Brennverfahren zu ermöglichen, werden zwei verschiedene Muldenformen mit entsprechend angepassten Einspritzdüsen gleicher hydraulischer Durchflüsse verwendet.

Ergänzt werden die Messungen durch hydraulische Untersuchungen an einem Einspritzverlaufsindikator sowie durch optische Gemischbildungs- und Zündungsuntersuchungen an einer schnellen Kompressionsmaschine. Als Referenz kommt ein rechteckförmiger Einspritzverlauf zum Einsatz, der druckmodulierten rampenförmigen Verläufen und einem „boot“-förmigen Verlauf gegenübergestellt wird. Zusätzlich wird der Rechteckverlauf mit einer Voreinspritzung sowie der „boot“-förmige Verlauf mit einer Nacheinspritzung kombiniert. Eine Voreinspritzung ermöglicht für frühe Einspritzzeitpunkte der Haupteinspritzung ebenfalls die Reduktion des NO<sub>x</sub>-Ausstoßes, allerdings auf einem immer noch hohen Niveau. An dieser Stelle steigen allerdings die CO-Emissionen an. Der „boot“-förmige Verlauf zeigt das höchste Potential zur Reduzierung der NO<sub>x</sub>-Emissionen bei konstantem spezifischem Brennstoffverbrauch. Erzielt wird dies jedoch im vorliegenden Fall auf Kosten einer Verschlechterung der Rußemissionen. Durch eine angelagerte Nacheinspritzung kann dieser Nachteil gemildert werden. Potential zur gleichzeitigen Reduzierung von NO<sub>x</sub> und Ruß bei konstantem spezifischem Brennstoffverbrauch zeigen die rampenförmigen Verläufe. Dabei genügt eine sehr kurze Einspritzratenbegrenzung nur während der Öffnungsphase des Injektors, um eine signifikante Reduktion dieser beiden Komponenten zu erzielen.

**Schlagwörter:** Einspritzverlaufsformung, Druckmodulation, Zwei-Farben-Methode, optische Untersuchungen, schnelle Kompressionsmaschine

## Abstract

The injection system of the direct injection Diesel engine is the most important subsystem. The performance of the mixture formation processes are decisive for the formation of harmful pollutants and of the specific fuel consumption and therefore for the possible reduction of those values within the engine. The achievable potential of the injection system and of the injection rate shape of the reduction of emissions depends on further parameters of the combustion process.

Today's available injection systems have specific advantages that are inherent to the chosen system. While common-rail systems have a high flexibility concerning injection timing and injection pressure, which is independent from the engine speed, unit injections systems show a favourable injection rate shape, which leads to reduced engine out emissions. Within this study a research injection system is used, which combines the advantages of those two types of systems and provides the highest degree of flexibility. With the aid of this directly actuated piezo injection system in combination with the pressure modulation system *Twin-CR* the potential to reduce soot, NO<sub>x</sub>-emissions and brake specific fuel consumption is investigated.

The experimental work is carried out at a single cylinder research engine with 2 l displacement which is equipped with a four valve cylinder head. Besides the commonly used measurement techniques including cylinder pressure indication, the head is equipped with an optical probe for evaluation of the integral combustion intensity signal for the two-colour-method, allowing the calculation of the crank angle resolved soot temperature and concentration. In order to enable the evaluation of the emission potential for different combustion processes, two different piston bowl geometries are used with corresponding nozzle designs of identical discharge coefficients.

The experimental work is supplemented by hydraulic experiments using an injection rate indicator as well as a rapid compression machine with optical access to the combustion chamber for mixture formation and ignition investigations. As a reference, a rectangular shape is used, which is compared to ramp shapes as well as a "boot" shaped injection rate. Additionally, a rectangular shaped main injection is combined with an early pilot injection and a "boot" injection is used with a coupled post injection. The pilot injection can be used to reduce NO<sub>x</sub> emissions at early start of injection of the main injection at a still high level of NO<sub>x</sub> emissions. The CO emissions are significantly increased at the same time. The "boot" shape shows the highest potential to reduce the NO<sub>x</sub>-emissions at constant levels of brake specific fuel consumption. This reduction can be only achieved at a significant penalty in soot emissions. Using a coupled post injection, this deterioration can be alleviated. The ramp shapes show a potential to reduce NO<sub>x</sub> and soot emissions simultaneously at constant BSFC. A very short time of reduced injection rate at the beginning of the injection, when the needle is within its transient opening phase, is enough to significantly reduce both pollutants.

**Keywords:** injection rate shaping, pressure modulation, two-colour-method, optical investigations, rapid compression machine

# Inhaltsverzeichnis

Formelzeichenverzeichnis	VII
Akronymverzeichnis	X
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik</b>	<b>2</b>
2.1 Dieselmotorische Gemischbildung	2
2.2 Dieselmotorischer Verbrennungsablauf	8
2.3 Dieselmotorische Schadstoffbildung	10
2.4 Einflussfaktoren auf Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung	16
2.5 Diesel-Einspritzsysteme	19
2.5.1 Systeme mit einspritzsynchrone Druckerzeugung	20
2.5.2 Speichereinspritzsysteme	21
2.6 Potential der Einspritzverlaufsformung	23
2.6.1 Strahlerfalluntersuchungen	24
2.6.2 Voreinspritzung	31
2.6.3 Formung der Haupteinspritzung	32
2.6.4 Nacheinspritzung	36
2.6.5 Abgasnachbehandlung	37
2.6.6 Einspritzsysteme	37
2.7 Fazit und Aufgabenstellung	41
<b>3 Versuchsaufbau</b>	<b>43</b>
3.1 Forschungseinspritzsystem des ITV	43
3.2 Einspritzverlaufsindikator (EVI)	51
3.3 Forschungseinzylindermotor	52
3.4 Prüfstandsperipherie und Messtechnik	54
3.5 Zwei-Farben-Methode	58
3.5.1 Theorie	58
3.5.2 Messtechnik	61
3.6 Einhubtriebwerk mit optischem Zugang	63
3.7 Optische Aufbauten	65
3.8 Peripherie des Einhubtriebwerks und Messtechnik	68
<b>4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen</b>	<b>69</b>
4.1 Versuchsplanung und Parametervariation	69
4.2 Kraftstoffverbrauchsmessung	71

---

4.3	Hydraulische Ergebnisse	72
4.4	Motorische Ergebnisse	78
4.4.1	Betriebspunkt C1_1 (2100 1/min, 100 % Last) – Vergleich der Muldengeometrie	79
4.4.2	Betriebspunkt C1_2 (2100 1/min, 75 % Last) – Vergleich der Muldengeometrie	80
4.1.1	Betriebspunkt C1_1 (2100 1/min, 100% Last) – Topfmulde / 150° Düse	82
4.4.4	Betriebspunkt C1_2 (2100 1/min, 75 % Last) – Topfmulde / 150° Düse	89
4.5	Optische Untersuchungen am Einhubtriebwerk	94
4.5.1	Eindringtiefen	94
4.5.2	Strahlkegelwinkel	95
4.5.3	Zündung	96
<b>5</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>99</b>
<b>6</b>	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>103</b>
<b>7</b>	<b>Anhang</b>	<b>112</b>
<b>8</b>	<b>Lebenslauf</b>	<b>116</b>

## Formelzeichenverzeichnis

$\alpha$	[-]	empirische Konstante
$\alpha$	[°]	Nadelspitzenwinkel
$\chi$	[°]	Nadelsitzwinkel
$\delta$	[m]	Tropfendurchmesser
$\Delta l$	[m]	Längenänderung
$\Delta S_{Aktor}$	[m]	Aktorlängenänderung
$\varepsilon$	[-]	Verdichtungsverhältnis
$\varepsilon_\lambda$	[-]	Emissionskoeffizient
$\Phi$	[°]	Spraykegelwinkel
$\gamma$	[°]	Nadelsitzwinkel
$\gamma_{OK}$	[°]	Umlenkwinkel der Strömung an der Lochoberkante
$\gamma_{UK}$	[°]	Umlenkwinkel der Strömung an der Lochunterkante
$\varphi$	[°]	Bohrwinkel
$\varphi_{EB}$	[°KW]	Kurbelwinkel bei Einspritzbeginn
$\varphi_{EE}$	[°KW]	Kurbelwinkel bei Einspritzende
$\lambda$	[-]	Luftverhältnis
$\lambda$	[nm]	Wellenlänge
$\lambda_{1,2}$	[nm]	betrachtete Wellenlänge
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte
$\rho_g$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte des Gases
$\rho_W$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte von Wasser
$\sigma$	[N/m <sup>2</sup> ]	Oberflächenspannung
$\nu_{H/C}$	[-]	Kohlenstoff/Wasserstoff-Verhältnis im Kraftstoff
$\xi$	[°]	Lageabweichung des Strahlkegels von der Lochachse
$\psi$	[°]	Höhenwinkel / Strahllagenwinkel
$A$	[m <sup>2</sup> ]	Querschnittsfläche
$A$	[m <sup>2</sup> ]	A-Maß / Lochposition
$A_a$	[m <sup>2</sup> /g]	Massenabsorptionsquerschnitt
$A_{NS}$	[m <sup>2</sup> ]	Querschnitt am Nadelsitz
$A_{SI}$	[m <sup>2</sup> ]	gesamter Spritzlochquerschnitt
$b_e$	[g/kWh]	spezifischer Brennstoffverbrauch
$C$	[g/m <sup>3</sup> ]	Rußkonzentration



$C_1$	[W/m <sup>2</sup> ]	1. Planck'sche Strahlungskonstante
$C_2$	[mK]	2. Planck'sche Strahlungskonstante
$C_c$		Durchflusskoeffizient bei Kavitation
$c_{x,tr}$	[%]	Volumenkonzentration von Komponente X, trocken
$D_{32}$	[m]	mittlerer Sauterdurchmesser
$d_{au\beta en}$	[m]	Spritzlochaußendurchmesser
$d_{innen}$	[m]	Spritzlochinnendurchmesser
$d_{Lo}$	[m]	Spritzlochdurchmesser
$d_{NS}$	[m]	Nadelsitzdurchmesser
$d_{SI}$	[m]	Durchmesser Eintritt Sackloch
$D_T$	[m]	Tropfendurchmesser
$He$	[-]	hydroerosiver Verrundungsgrad
$I$	[A]	Stromstärke
$K$	[-]	Konizität / Konizitätsfaktor
$K$	[m <sup>-1</sup> ]	Absorptionskonstante proportional zur Rußkonzentration
$k_i$	[-]	Reaktionskonstante
$K_{Nox}$	[-]	Korrekturfaktor
$L$	[m]	Spritzlochlänge
$L$	[m]	Schichtdicke der rußenden Flamme
$L_\lambda$	[Wsr/m <sup>3</sup> ]	spektrale Strahldichte bei der Wellenlänge $\lambda$
$L_{min}$	[-]	Mindestluftbedarf
$L_{s,\lambda}$	[Wsr/m <sup>3</sup> ]	spektrale Strahldichte eines schwarzen Strahlers bei Wellenlänge $\lambda$
$M_e$	[Nm]	effektives Moment
$\dot{m}$	[kg/s]	Massenstrom
$\dot{m}_K$	[kg/s]	Kraftstoffmassenstrom
$m_K$	[kg]	Kraftstoffmasse
$m_{L,tr}$	[kg]	trockene Luftmasse
$N$	[-]	Anzahl aller Tropfen des Sprays
$n$	[-]	Spritzlochzahl
$n$	[min <sup>-1</sup> ]	Drehzahl
$p$	[Pa]	Druck
$p(l)$	[Pa]	Druck (langsame Messgröße)
$p(s)$	[Pa]	Druck (schnelle Messgröße)
$p_1$	[Pa]	Druck im Sackloch
$P_1$	[Pa]	Druck im Sackloch

---

$p_2$	[Pa]	Druck im Brennraum
$p_{Abg}$	[Pa]	Abgasdruck, absolut
$P_e$	[W]	effektive Leistung
$p_{Kammer}$	[Pa]	Gasdruck in der Brennkammer
$p_L$	[Pa]	Ladeluftdruck, absolut
$p_{me}$	[Pa]	effektiver Mitteldruck
$p_{Rail}$	[Pa]	Kraftstoffdruck im Rail
$P_V$	[Pa]	Dampfdruck ( <i>vapour pressure</i> )
$p_{Zyl,max}$	[Pa]	Zylinderspitzenenddruck, absolut
$Q1,hydr$	[m <sup>3</sup> /min]	hydraulischer Durchfluss vor der hydroerosiven Verrundung
$Q2,hydr$	[m <sup>3</sup> /min]	hydraulischer Durchfluss nach der hydroerosiven Verrundung
$Q_{hydr}$	[m <sup>3</sup> /min]	Hydraulischer Durchfluss
$\dot{q}$	[J/°KW]	Wärmefreisetzungsrate
$Ra$	[%]	relative Luftfeuchte
$S$	[m]	Strahleindringtiefe
$S_{Aktor}$	[m]	Aktorlänge
$t$	[s]	Zeit
$T$	[K]	Temperatur
$T_L$	[K]	Lufttemperatur
$T_{s1,2}$	[K]	Temperatur eines schwarzen Strahlers mit gleicher Strahldichte
$U$	[V]	Spannung
$u_1$	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit im Sackloch
$u_2$	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit am Spritzlochaustritt
$u_{E/C}$	[-]	Verhältnis des Abgases zu kohlenstoffhaltigen Komponenten
$v_{Luft}$	[m/s]	Luftgeschwindigkeit
$v_{rel}$	[m/s]	relative Geschwindigkeit
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> /s]	Volumenstrom
$We_g$	[-]	Weberzahl des Gases

## Akronymverzeichnis

AGR	Abgasrückführung
APCRS	<i>Amplifier Piston Common Rail System</i>
BB	Brennbeginn
BB	<i>Blow by</i>
BE	Brennende
CR	<i>Common-Rail</i>
E	Emission
EGR	<i>exhaust gas recirculation</i>
ETW	Einhubtriebwerk
EUP	<i>Electronic Unit Pump</i>
EVI	Einspritzverlaufsindikator
FI <sup>2</sup> RE	<i>Flexible Injection and Ignition for Rapid Engineering</i>
FSN	<i>Filter Smoke Number</i>
HADI	<i>Hydraulically Amplified Diesel Injection</i>
HC	Kohlenwasserstoff ( <i>hydrocarbon</i> )
KW	Kurbelwinkel
Nfz	Nutzfahrzeug
OT	oberer Totpunkt
PAK	polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
PD	Pumpe-Düse
PLD	Pumpe-Leitung-Düse
RE	Rechteck
SCR	<i>selective catalytic reduction</i> (selektive katalytische Reduktion)
SR	schnelle Rampe
SSR	sehr schnelle Rampe
UV	ultraviolett
ZOT	Zünd OT
ZV	Zündverzug

# 1 Einleitung

Künftige Antriebssysteme müssen die Erwartungen an die Reduktion des Schadstoffausstoßes und des Verbrauchs an Ressourcen der zur Verfügung stehenden Energiequellen erfüllen. Diese Anforderungen stellen den Motorenentwickler vor große Herausforderungen, da bei Verbrennungsmotoren tendenziell verschiedene Einzelfaktoren ein gegenläufiges Verhalten aufweisen. Insbesondere im Nutzfahrzeugbereich sind Dieselmotoren aufgrund ihres hohen Wirkungsgrades stark vertreten, gewinnen aber auch im Bereich der Personenwagen aus denselben Gründen, also hoher Wirtschaftlichkeit bei gleichzeitig hoher Leistungsdichte, zunehmend an Beliebtheit. Problematisch ist indes die genannte Reduzierung der Schadstoffemissionen bei Erhalt oder Verbesserung des spezifischen Brennstoffverbrauchs. Kritisch sind beim Dieselmotor insbesondere die Abgaskomponenten Ruß und  $\text{NO}_x$ , die deshalb vom Gesetzgeber streng limitiert werden. Maßnahmen zur Reduzierung dieser beiden Schadstoffe verursachen häufig einen Anstieg des spezifischen Brennstoffverbrauchs. Diese Aussage trifft dabei sowohl auf innermotorische als auch Abgasnachbehandlungsmaßnahmen zu, wobei bei letzteren nach Möglichkeit der steigende apparative Aufwand so gering wie möglich gehalten werden sollte, da er mit zusätzlichen Kosten verbunden ist.

Erschwerend kommt hierbei hinzu, dass die beiden genannten Abgaskomponenten Ruß und  $\text{NO}_x$  ebenfalls ein gegenläufiges Verhalten aufweisen. Beide Schadstoffe sind für das Brennverfahren charakteristisch und entstehen aufgrund der für den Dieselmotor typischen inneren Gemischbildung: Durch die direkte Einspritzung des Kraftstoffs in den Brennraum und die zeitlich parallel ablaufenden Vorgänge der Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung entstehen lokal hohe Temperaturen, in denen Stickoxide gebildet werden. Gleichzeitig liegt im Bereich des Kraftstoffstrahls ein lokal überstöchiometrisches Kraftstoff/Luft-Gemisch vor, so dass in diesen fetten Bereichen Ruß gebildet wird.

Auch wenn absehbar ist, dass die sich stufenweise verschärfenden Emissionsvorschriften einen kombinativen Einsatz aller zur Verfügung stehenden innermotorischen sowie Abgasnachbehandlungsmaßnahmen erfordern, so ist doch in jedem Fall eine möglichst vollständige innermotorische Reduzierung der Motorrohmissionen gewünscht, um Abgasnachbehandlungssysteme möglichst kompakt sowie die Mengen der unter Umständen erforderlichen Betriebsstoffe für die Abgasnachbehandlung gering zu halten. Zusätzlich ist die Konvertierungsrate der Abgasnachbehandlungssysteme begrenzt, so dass zur Erfüllung künftiger Emissionsgrenzwerte nach derzeitigem Kenntnisstand auch eine Reduzierung der Rohmissionen unumgänglich ist.

Das Einspritzsystem ist dabei das hauptausschlaggebende Werkzeug und die entscheidende Schnittstelle zum Verbrennungsprozess. Mit Hilfe der gezielten Formung des Einspritzverlaufs, d. h. der Art und Weise der Einbringung des Kraftstoffs in den Brennraum, kann, insbesondere in Verbindung mit der Abstimmung des Einspritzverlaufs auf weitere motorische Parameter, Einfluss auf die Verbrennung und damit auf die Schadstoffbildung und den Wirkungsgrad genommen werden.

Ziel dieser Arbeit ist es deshalb, die Potentiale der Einspritzverlaufsformung im Zusammenspiel mit zwei unterschiedlichen Brennraumformen mit Hilfe diverser zum Teil optischer Messtechniken zu untersuchen und zu beurteilen.

## 2 Stand der Technik

Das konventionelle dieselmotorische Brennverfahren ist ein Verbrennungsprozess, bei dem der Kraftstoff nach der Verdichtung der Brennraumluft in den Brennraum eingebracht wird. Es handelt sich somit um einen Verbrennungsprozess mit innerer Gemischbildung, der qualitätsgeregelt betrieben wird. Das heißt, die globale Zusammensetzung der Zylinderladung liegt in einem überstöchiometrischen Luft/Kraftstoff-Verhältnis vor. Die eingebrachte Kraftstoffmasse ist bei gegebenem Betriebspunkt ausschlaggebend für den erzielbaren Mitteldruck und damit die Last des Motors. Lokal liegen im Brennraum während des Verbrennungsprozesses jedoch Bereiche mit deutlich unterstöchiometrischen Luft/Kraftstoff-Verhältnis vor. Die lokal auftretenden Gemischzusammensetzungen sowie Temperaturen sind verantwortlich für die kritischen Emissionskomponenten, so dass eine möglichst gezielte Beeinflussung des Verbrennungsprozesses in diesen Regionen gewünscht ist. Die Möglichkeiten der Beeinflussung der Gemischbildungs- und Verbrennungsvorgänge durch das Einspritzsystem bzw. die Einspritzverlaufsformung im Zusammenspiel mit anderen motorischen Einflussfaktoren sollen hier behandelt werden.

### 2.1 Dieselmotorische Gemischbildung

Die dieselmotorische Gemischbildung ist dadurch gekennzeichnet, dass die Vorgänge der Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung sowie Schadstoffbildung zeitgleich ablaufen. Gleichzeitig erfolgt eine qualitative Regelung der geforderten Last, so dass die eingebrachte Kraftstoffmasse ein direktes Maß für den möglichen Mitteldruck darstellt. Das Einspritzsystem stellt somit das wichtigste System zur Optimierung des Verbrennungsprozesses hinsichtlich geringer Emissionen bei hohem Wirkungsgrad dar. Die Schnittstelle des Einspritzsystems zum Brennraum ist dabei die Einspritzdüse.

Der Kraftstoff tritt durch kleine Löcher in den Brennraum ein. Strahlaufbruch, Tropfengrößen, Eindringtiefen sowie die Durchmischung mit Brennraumluft sind entscheidend für die Zündung und Verbrennung. Gewünscht ist hierbei eine möglichst gute Ausnutzung der vorhandenen Brennraumluft zur vollständigen Oxidation der während der Verbrennung gebildeten Rußmasse, bei niedrigen lokalen Spitzentemperaturen, so dass die  $\text{NO}_x$ -Bildungsraten möglichst gering gehalten werden können. Die Dauer der Zündverzugszeit und damit die in dieser Phase eingespritzte Kraftstoffmasse werden entscheidend von der Güte der Gemischaufbereitung beeinflusst. Die Dauer der Hauptverbrennung wird ebenfalls von der Güte der Gemischaufbereitung beeinflusst und ist für den Verbrennungsschwerpunkt und damit den spezifischen Kraftstoffverbrauch entscheidend.

Der Schaltvorgang der Einspritzung bzw. das Öffnen und Schließen der Einspritzdüse erfolgt durch die Düsennadel (Abbildung 2-1). Diese wird innerhalb des Düsenkörpers mit einer Passung von ca. 2-4  $\mu\text{m}$  geführt. Der an der Druckstufe der Düsennadel anliegende Kraftstoffdruck wird über diese Passung auf Umgebungsdruck abgedrosselt. Die Abdichtung gegenüber dem Brennraum erfolgt an der Nadelspitze. Diese ist konisch ausgeführt und dichtet über eine ringförmige Herz'sche Linienpressung im Nadelsitz der Düse. Die Nadelbewegung kann einspritzsystembedingt auf unterschiedliche Arten erfolgen. Das Öffnen der Düse erfolgt immer durch den an der

Druckstufe anliegenden Kraftstoffdruck. Das Schließen wird durch Mechanismen erzwungen, die eine entsprechend höhere Gegenkraft erzeugen.

Beeinflusst wird die Gemischbildung unter anderem von geometrischen Größen der Einspritzdüse, wie sie in Abbildung 2-1 dargestellt sind. Zur Erzielung einer möglichst feinen Zerstäubung werden Mehrlochdüsen mit möglichst kleinen Einspritzlöchern hohen hydraulischen Wirkungsgrades, bei denen der Einspritzdruck möglichst effektiv in einen ausgeprägten Strahlimpuls und damit zur Gemischbildung im Brennraum genutzt wird, benötigt [LWK05]. Um die geforderten Vollastmengen in kurzer Zeit in den Brennraum einbringen zu können, sind sehr hohe Kraftstoffdrücke nötig. Nfz-Einspritzdüsen weisen Spritzlöcher mit Lochdurchmessern von 0,15 bis 0,4 mm auf, wobei in Abhängigkeit der Einspritzsysteme

Kraftstoffdrücke bis zu 2000 bar eingesetzt werden. Die Länge des Spritzloches beträgt dabei ca. 1 mm. Eine Unterteilung der Einspritzdüsen ist in Sitzloch- und Sacklochdüsen möglich, wobei letztere weiter in Sackloch-, Mini- und Mikrosacklochdüsen differenziert werden können. Abbildung 2-2 zeigt einige der genannten unterschiedlichen Düsentypen. Vorteil der Sitzlochdüsen sind die geringen Kraftstoffvolumina, die bei geschlossener Nadel in den Brennraum ausdampfen können. Diese Volumina sind es, die bei Sacklochdüsen zu einer Erhöhung der HC- und Partikelemissionen führen können [TFL01, MuM02]. Nachteilig wirkt sich bei den Sitzlochdüsen aus, dass insbesondere während der Öffnungsphase eine Ungleichverteilung des Kraftstoffmassenstromes durch die einzelnen Einspritzlöcher zu einem inhomogenen Spritzbild der Düse führen kann, welches sich nachteilig auf die Gemischbildung und die Zündorte auswirkt.

[KKK04] haben Untersuchungen zum Verhalten der Düsennadel bei druckgesteuerten und nadelhubgesteuerten Einspritzsystemen durchgeführt. Beim nadelhubgesteuerten System wird durch hohe Strömungsgeschwindigkeit (bei hohem Druck) und geringe Nadelgeschwindigkeit eine Nadelbewegung induziert, die eine Verdeckung der Spritzlöcher bei Sitzlochdüsen verursacht, die wiederum zu einem unsymmetrischen Strahlbild führt. Weiterhin wurden numerische Untersuchungen zu den auf die

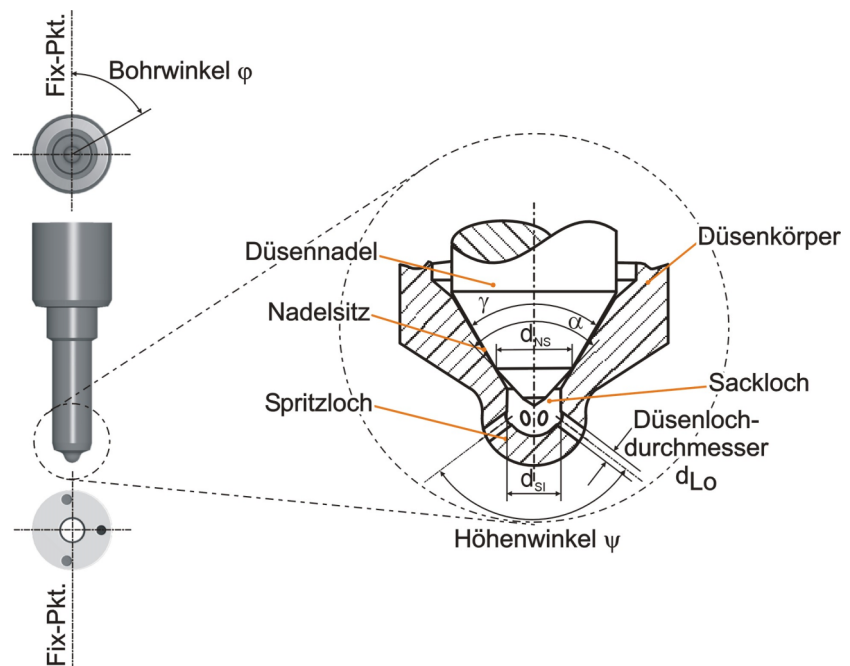


Abbildung 2-1 Geometrische Daten der Einspritzdüse

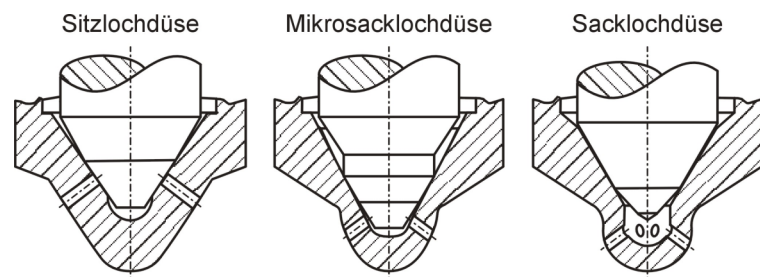


Abbildung 2-2: Unterschiedliche Düsenformen [KKK04]

Düsennadel wirkenden Kräften durchgeführt, um das Verständnis für die Strahlsymmetrie der Sitzlochdüsen zu vertiefen. Die Berechnungen zeigen, dass sich bei hohen Drücken im Spritzloch ein Druck ausbildet, der um so höher ist, je größer sich der Spalt zwischen Nadel und Nadelsitz ausbildet. Die Nadel wird von dem Düsenloch „angesaugt“, dem sie am nächsten ist. Bei nadelhubgesteuerten Systemen verweilt die Nadel längere Zeit bei hohen Drücken im Bereich des Nadelsitzes, so dass geringe Auslenkungen für diesen Effekt ausreichen [KKK04]. Als Kompromiss wird eine optimierte Mikrosacklochdüse vorgeschlagen.

Die Einspritzdüsen lassen sich weiterhin durch den **hydraulischen Durchfluss** charakterisieren. Maßgebend ist hier die Querschnittsfläche der Düsenlöcher, sowie deren hydraulischer Wirkungsgrad (Verhältnis von tatsächlichem zu theoretischem Durchfluss [LWK05]), der durch eine konische Ausführung der Spritzlöcher sowie die **hydroerosive Verrundung** der Einlaufkanten erhöht werden kann (Abbildung 2-3). Dies wird dadurch bedingt, dass Kavitationserscheinungen innerhalb des Spritzloches beim Einlauf in das Spritzloch zu einer Reduzierung des effektiven Querschnittes bei gleichzeitiger Abnahme des Strahlimpulses bei gegebenem Einspritzdruck führen [AGF97, Bus01, BPP04].

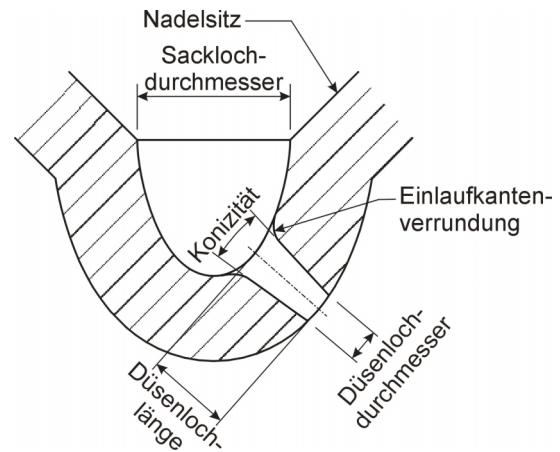


Abbildung 2-3: Konizität und HE-Verrundung

Weiterhin wird durch die konische Ausführung die Strömungsgeschwindigkeit am Austritt des Einspritzloches und damit der Strahlimpuls bei gleicher Masse und gleichem Einspritzdruck erhöht, was sich positiv auf die Gemischbildung auswirkt. Der **Konizitätsfaktor** ist gemäß Gleichung (2-1) definiert, wobei  $D_{innen}$  der Spritzlochdurchmesser am Übergang vom Sackloch zum Spritzloch und  $D_{außen}$  der Durchmesser am Übergang vom Spritzloch zum Brennraum ist.

$$K = 100 \cdot \frac{d_{innen} [\mu\text{m}] - d_{außen} [\mu\text{m}]}{L [\mu\text{m}]} \quad (2-1)$$

Die hydroerosive Verrundung ist über den HE-Verrundungsgrad definiert:

$$He = \left[ \frac{Q_{2,hydr}}{Q_{1,hydr}} - 1 \right] \cdot 100\% \quad (2-2)$$

Dabei ist  $Q_{2,hydr}$  der hydraulische Durchfluss nach dem hydroerosiven Verrundungsprozess,  $Q_{1,hydr}$  ist der hydraulische Durchfluss vor der Verrundung. Der hydraulische Durchfluss wird als stationärer Durchsatz an Kraftstoffmasse über ein definiertes Zeitintervall bei 10 MPa Druckdifferenz ohne Düsennadel bestimmt.

Die **Kavitation** ist die Bildung von Dampfblasen in Flüssigkeiten bei niedrigem Druck. An Drosselstellen bzw. bei Umlenkungen der Strömung kann der Dampfdruck des Kraftstoffs unterschritten werden, so dass es an diesen Stellen in der Düse zur Bildung von Kavitationsblasen kommt. Abbildung 2-4 zeigt diesen Zusammenhang. Ausgehend vom flüssigen Zustand in Punkt X kann der Übergang durch die Erhöhung der Temperatur (Sieden) erfolgen oder durch die Absenkung des Drucks, wie im Fall der Kavitation.

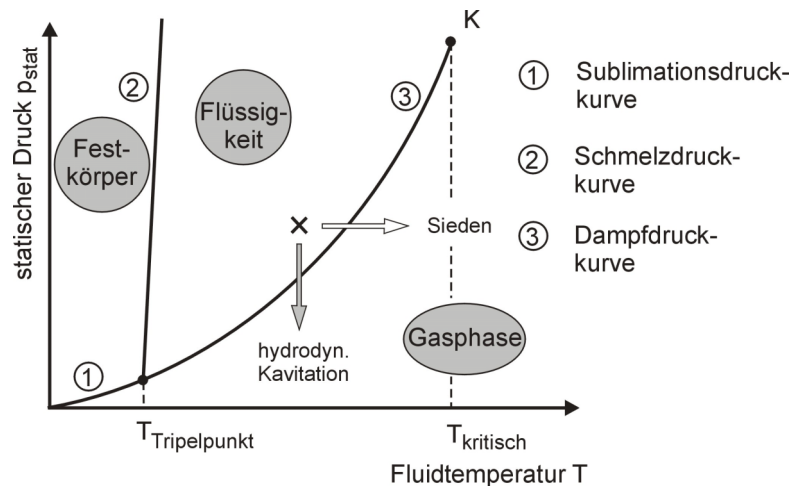


Abbildung 2-4: Hydrodynamische Kavitation [Bus02]

Je nach Strömungsverhältnissen und Dauer der Einspritzung können sich Kavitationsschläuche oder Kavitationsfilme bilden, die sich durch das Spritzloch bis in den Brennraum erstrecken (Abbildung 2-5). Dieses Phänomen kann den effektiven Strömungsquerschnitt innerhalb der Düse erheblich reduzieren, da nur ein Teil des Spritzloches von flüssigem Kraftstoff durchströmt wird. Zum Anderen setzt die Implosion dieser Kavitationsblasen sehr hohe Energiedichten frei, die eine Zunahme der Turbulenz und einen erhöhten Strahlaufbruch verursachen [Bau03]. Dies führt im makroskopischen Bereich zu einer reduzierten Eindringtiefe und einem größeren Strahlkegelwinkel des Sprays. Die Kavitation wird durch scharfe Richtungswechsel der Strömung begünstigt, da der statische Druck, wie rechts in der Abbildung dargestellt, abfällt. Zylindrische Spritzlöcher ohne HE-Verrundung sind somit Quellen von Kavitationserscheinungen [AGF97]. Ein weiterer Ursprungsort von Kavitation ist der Nadelsitzbereich der Düse. Während der Öffnungs- und Schließphase der Düse befindet sich an dieser Stelle der engste Strömungsquerschnitt. Ist ein bestimmter Nadelhub überschritten und der Strömungsquerschnitt am Nadelsitz größer als die Gesamtquerschnittsfläche aller Düsenlöcher, so liegt der engste Strömungsquerschnitt an den Spritzlöchern und nimmt mit steigendem Nadelhub nicht mehr zu. Die Beschleunigung der Strömung durch die Querschnittsverengung im Nadelsitz während des Öffnungs- und Schließvorgangs führt zu Kavitationserscheinungen im Bereich des Nadelsitzes, die ins Sackloch und bis in die Spritzlöcher getragen werden können [KBK02, MKK04 Ste04]. Während des Öffnungs- und Schließvorgangs ist deshalb ein vergrößerter Strahlkegelwinkel zu erkennen. Ein Verweilen der Nadel im Bereich des Nadelsitzes mit der dadurch hervorgerufenen Kavitation ist zu vermeiden, da dies zu einer düsennahen Entflammung führt [KTM00, TKN05]. Dies wiederum führt dazu, dass ein Großteil des Kraftstoffs der Hauptverbrennung direkt in die Flamme gespritzt wird, was eine erhöhte Rußbildung zur Folge hat.



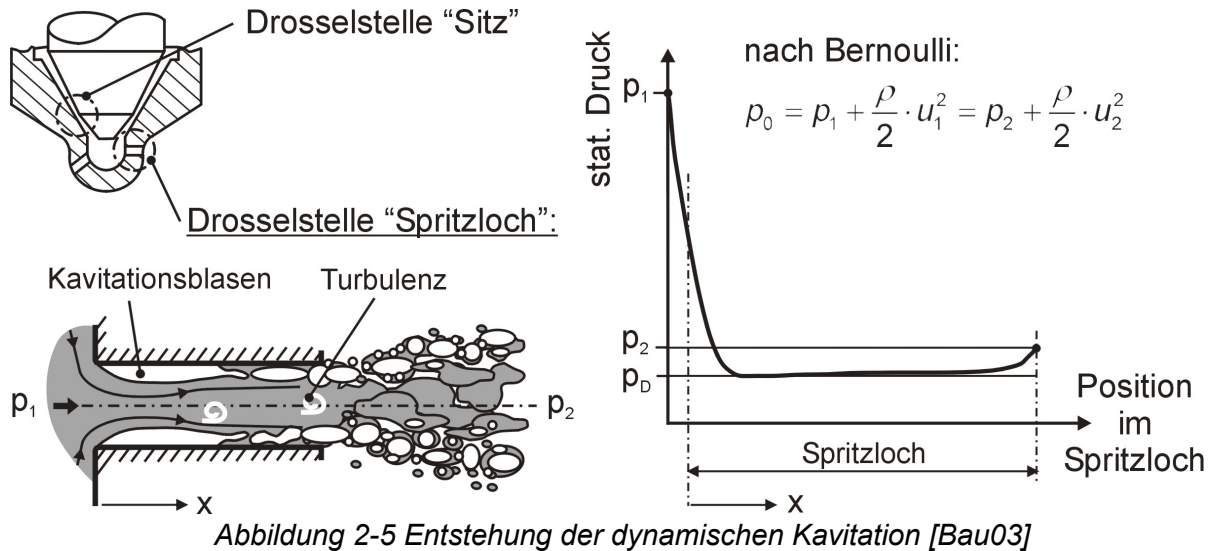


Abbildung 2-5 Entstehung der dynamischen Kavitation [Bau03]

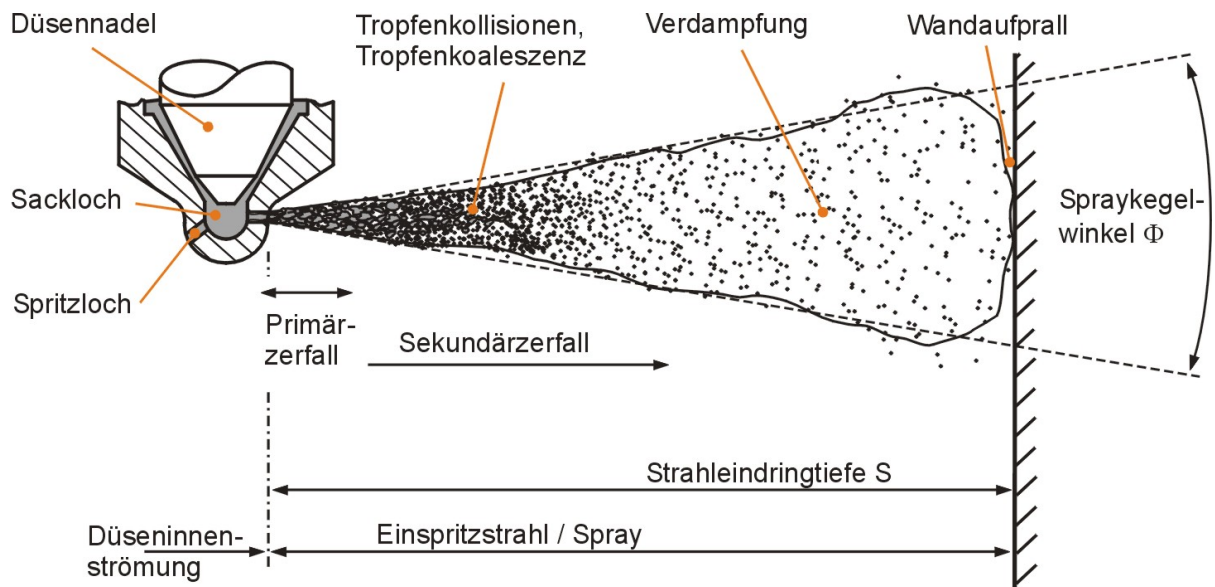


Abbildung 2-6: Strahlaufbruch [Bau03]

Der aus der Düse austretende Kraftstoff tritt mit hoher Geschwindigkeit aus und interagiert mit der hochverdichteten und heißen Brennraumluft. Der zunächst flüssige Kraftstoffstrahl weist dabei bereits im Spritzloch eine hohe Turbulenz auf, wie in Abbildung 2-5 anschaulich dargestellt wird. Diese Turbulenz fördert den **primären Strahlerfall**, der den Aufbruch des flüssigen Strahls in Tropfen und Ligamente beschreibt (Abbildung 2-6). Die Turbulenz wird durch Kavitationsphänomene innerhalb der Düse erhöht. Die Tropfen zerfallen in ihrer weiteren Bewegung durch den Brennraum aufgrund von Scherkräften und Bremskräften durch die Relativgeschwindigkeit zur Brennraumluft in kleinere Tropfen, die wiederum aufgrund der hohen Temperaturen vollständig verdampfen. Die Wechselwirkung zwischen Tropfen und Brennraumluft ist dabei an der Strahlspitze besonders groß, so dass die Tropfen an der Strahlspitze von den nachfolgenden Tropfen eingeholt werden und zum Teil mit diesen kollidieren. An dieser Stelle tritt auch Tropfenkoaleszenz auf, die zu einer Vergrößerung der Tropfen führt. Der formelmäßige Zusammenhang des **sekundären Strahlerfalls** wird durch die Weber-Zahl beschrieben und gibt das dimensionslose Verhältnis von aerodynamischer Kraft und Oberflächenspannkraft wieder:

$$We_g = \frac{\rho_g \cdot D_T \cdot v_{rel}^2}{\sigma} \tag{2-3}$$

Je nach Betrag der Weber-Zahl kann der Tropfenzerfall durch verschiedene Mechanismen beschrieben werden, bei denen sehr kleine Tropfen durch Scherkräfte von der Oberfläche größerer Tropfen abgeschert werden oder große Tropfen, zu Oberflächenschwingungen angeregt, in viele gleichgroße Tropfen zerfallen.

Als makroskopisch messbare Größen können **Strahleindringtiefe** sowie **Strahlkegelwinkel** optisch detektiert werden. Anschaulich sind diese Größen in Abbildung 2-7 dargestellt, die Brennraumaufnahmen des Gemischbildungsvorgangs, aufgenommen mit einer Mie-Streulicht- (links) und Schlierenoptik (rechts), zeigt. Während die maximale flüssige Eindringtiefe nach einer charakteristischen Zeit erreicht ist und anschließend nicht weiter zunimmt, nimmt die Eindringtiefe der gasförmigen Kraftstoffphase weiterhin bis zur Zündung zu. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 2-8 dargestellt.

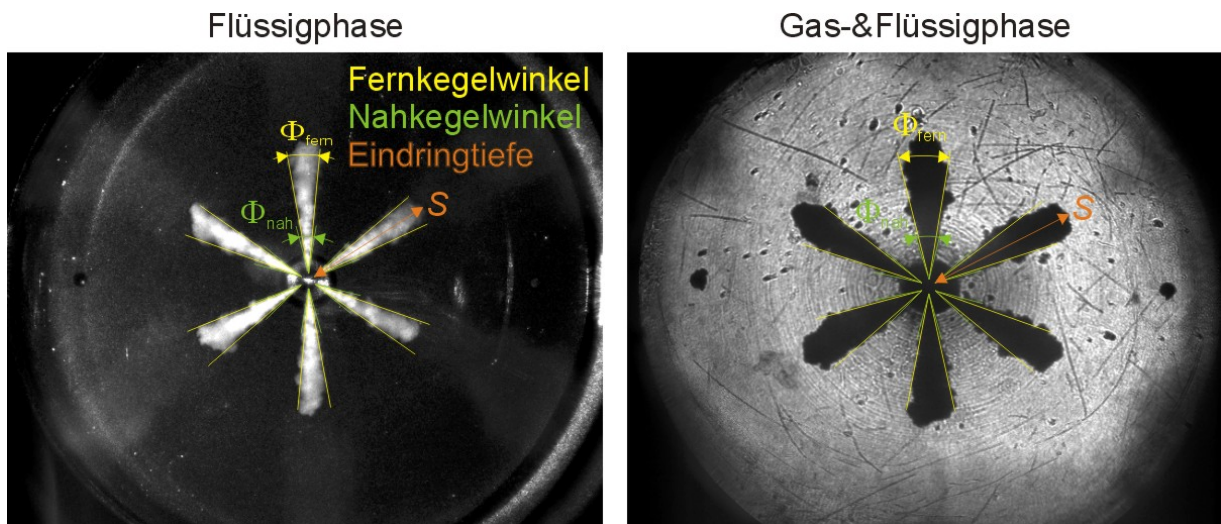


Abbildung 2-7: Vermessung der relevanten Strahlgrößen aus optischen Untersuchungen

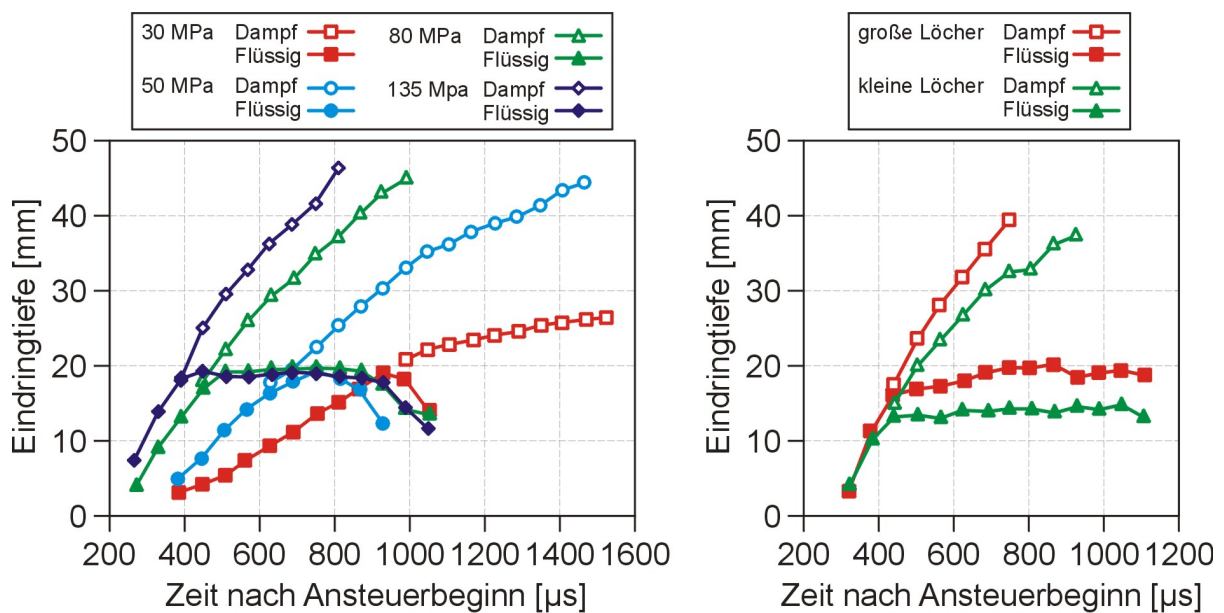


Abbildung 2-8: Eindringtiefenverläufe der Flüssig- und Gasphase [Bas02]

Als Maßstab für die Güte der Gemischaufbereitung im mikroskopischen Bereich wird der **mittlere Tropfendurchmesser nach Sauter** herangezogen, der den Durchmesser eines Tropfens beschreibt, welcher dasselbe Volumen/Oberflächen-Verhältnis aufweist, wie das Verhältnis des gesamten Volumens aller Tropfen des Sprays zur gesamten Oberfläche aller Tropfen:

$$D_{32} = \frac{\sum N_i \delta_i^3}{\sum N_i \delta_i^2}. \quad (2-4)$$

Die für die Gemischbildung notwendige **Gemischbildungsenergie** ist definiert als die Summe von Einspritz- und Luftenergie durch die Ladungsbewegung im Brennraum. In großvolumigen Motoren wird der Hauptteil der Gemischbildungsenergie einspritzseitig, d.h. durch den Einspritzstrahl erzeugt [Mol02].

## 2.2 Dieselmotorischer Verbrennungsablauf

Der dieselmotorische Verbrennungsablauf lässt sich in drei Abschnitte unterteilen.

1. vorgemischte (*premixed*) Verbrennung
2. Hauptverbrennung
3. Nachverbrennung

Begleitend zum physikalischen Strahlaufbruch, bei dem der flüssige Kraftstoff in immer feinere Tropfen zerfällt und verdampft, finden aufgrund der hohen Temperaturen chemische Reaktionen statt, und Radikale entstehen, die in weiteren Verzweigungsreaktionen eine Reaktionskette auslösen, die letztendlich durch die dabei freigesetzte Wärmemenge zur Zündung des Kraftstoff/Luft-Gemischs führt. Für die Länge der Zündverzugszeit sind besonders die Brennraumtemperatur sowie die Kraftstoff- bzw. Gemischeigenschaften ausschlaggebend, also Tropfengrößen, Durchmischung/Homogenisierung, Luft/Kraftstoff-Verhältnis [Hey88, Bas04]. Beim Dieselkraftstoff gibt die Cetanzahl über die Zündwilligkeit der jeweiligen Kraftstoffsorte Aufschluss. Der Zusammenhang der Einspritzrate, der Wärmefreisetzung und des sich hieraus ergebenden Zylinderdrucks ist in Abbildung 2-9 dargestellt.

In der **vorgemischten Verbrennung**, die in Phase I in Abbildung 2-9 dargestellt ist, zündet die innerhalb der Zündverzugszeit eingespritzte Kraftstoffmasse. Es handelt sich dabei um gut aufbereitetes Gemisch, das durch die Einbringung des Kraftstoffs in den Brennraum bei den hohen kurz vor dem oberen Totpunkt im Brennraum vorherrschenden Temperaturen entsteht. Der Kraftstoffstrahl bricht aufgrund der hohen Gasdichte auf und verdampft, um ein lokal relativ homogenes Gemisch zu bilden. Dieses verbrennt bei Einsetzen der Zündung nach der Zündverzugszeit schlagartig mit einem entsprechend hohen Druck- und Temperaturgradienten, was zu dem bekannten lauten, harten Verbrennungsgeräusch führt (Dieselschlag, Dieselnageln) [Hey88, Bas04].

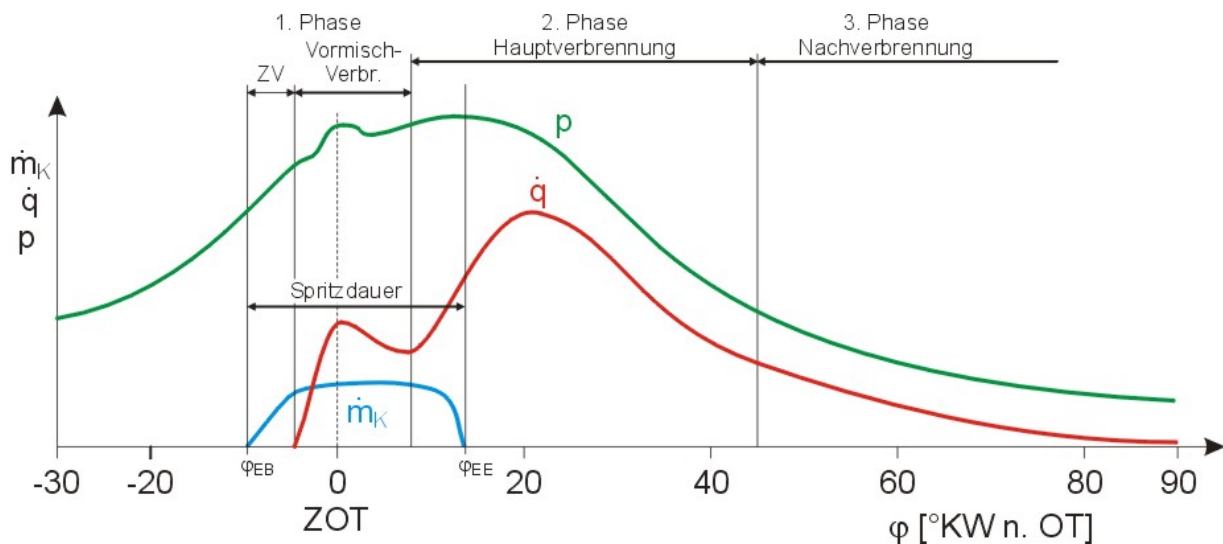


Abbildung 2-9 Verbrennungsphasen des dieselmotorischen Verbrennungsprozesses

In der 2. Phase, der **Hauptverbrennung**, finden Einspritzung, Gemischaufbereitung und Verbrennung parallel statt. Je nachdem in welchen Bereichen des Brennraums die Entflammung lokalisiert ist, wird der weitere Kraftstoff mehr oder weniger direkt in Richtung Flamme gespritzt. Der zunächst flüssige Kraftstoffstrahl zerfällt durch die Luft/Kraftstoff-Interaktion in immer kleinere Tropfen und verdampft aufgrund der hohen Temperaturen. Die Durchmischung findet allerdings nicht so vollständig statt wie in der ersten Phase. Somit verbrennen in dieser Phase verstärkt auch fettere Bereiche. Die Verbrennung verläuft diffusions- oder mischungskontrolliert. In dieser Phase wird der größte Teil des Kraftstoffs im Brennraum umgesetzt und der größte Anteil der Wärmefreisetzung erzielt. Gleichzeitig wird auch der größte Anteil an schädlichen Emissionskomponenten gebildet. Es handelt sich somit um den entscheidenden Teil des Verbrennungsablaufs.

In der **Nachverbrennung** reagieren Produkte aus der Hauptverbrennung sowie zu diesem Zeitpunkt noch unverbrannte Kraftstoffkomponenten weiter, wobei die Umgebungsbedingungen im Brennraum aufgrund der Abwärtsbewegung des Kolbens mit dem damit verbundenen Abfall des Drucks und der Temperatur zunehmend ungünstiger werden. Dadurch verläuft die Verbrennung in dieser Phase reaktionskinetisch kontrolliert, da die chemischen Vorgänge ebenfalls zunehmend langsamer werden. Die in der Hauptverbrennung gebildete Rußmasse wird nun ebenfalls zum größten Teil oxidiert, weshalb in dieser Phase hohe Temperaturen gewünscht sind, da der Rußabbrand bei Temperaturen unterhalb von 1300-1400 K zum Stillstand kommt [Sti03].

## 2.3 Dieselmotorische Schadstoffbildung

Für die dieselmotorische Verbrennung ist eine global überstöchiometrische Gemischzusammensetzung charakteristisch. Durch den simultanen Ablauf von Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung sind jedoch lokale Werte des **Luft/Kraftstoff-Verhältnisses** von  $\lambda < 1$  möglich. Bedingt durch das hohe Sauerstoffangebot und die hohen Gastemperaturen zu Beginn der Zündung, sind die im Verbrennungsprozess gebildeten Konzentrationen an unverbrannten Kohlenwasserstoffen und CO vergleichsweise gering. Weiterhin können diese Abgasbestandteile mit Oxidationskatalysatoren nahezu vollständig weiteroxidiert werden.

Kritisch zu betrachten sind hingegen Emissionen der Schadstoffe  $\text{NO}_x$  und Ruß, die aufgrund der im Dieselmotor auftretenden lokalen Luftverhältnisse und Temperaturen gebildet werden, wie in Abbildung 2-10 dargestellt. Während im Dieselmotor  $\text{NO}_x$  hauptsächlich in den heißen Bereichen hinter der Flammenfront gebildet wird (Abbildung 2-10, ganz rechts), entsteht Ruß in fetten Bereichen, in denen hohe Temperaturen im Bereich des Kraftstoffstrahls vorliegen (Abbildung 2-1, Mitte). Diese beiden Abgaskomponenten werden vom Gesetzgeber am stärksten reglementiert, was dazu führt, dass das Hauptaugenmerk der Motorenentwickler auf die Reduktion dieser Schadstoffe bei Aufrechterhaltung oder Verbesserung des spezifischen Brennstoffverbrauches zielt. Zudem ist die innermotorische Reduzierung der beiden letztgenannten Abgaskomponenten deshalb notwendig, da sich die Abgasnachbehandlung hinsichtlich von  $\text{NO}_x$  und Ruß schwierig gestaltet. Zwar besteht die Möglichkeit der  $\text{NO}_x$ -Reduktion durch SCR-Katalysatoren, jedoch muss in diesem Fall ein aufwendiges System mit einem weiteren Betriebsstoff mitgeführt werden. Im Falle der Ruß bzw. Partikelemissionen besteht die Möglichkeit des Einsatzes eines Partikelfilters. Dieser verursacht jedoch einen erhöhten spezifischen Kraftstoffverbrauch durch erhöhten Abgasgedruck und die Notwendigkeit einer Anhebung der Abgastemperatur zur Regeneration des Filters. Beide Konzepte sind mit zusätzlichen Kosten verbunden.

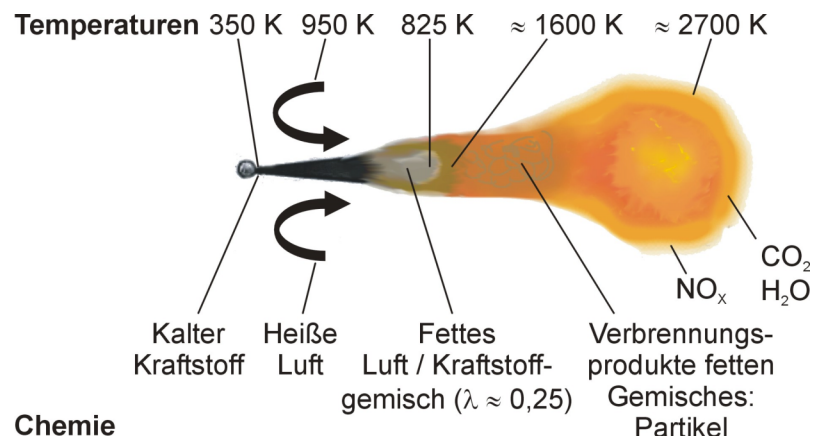


Abbildung 2-10: Schadstoffbildung am Einspritzstrahl [DWF99]

$\text{C}_x\text{H}_y$  Verbindungen verbrennen unter überstöchiometrischen Bedingungen vollständig, wobei als Produkte lediglich Kohlendioxid ( $\text{CO}_2$ ) und Wasser ( $\text{H}_2\text{O}$ ) entstehen, wenn die Reaktionen bis zum chemischen Gleichgewicht ablaufen. Unverbrannte Kohlenwasserstoffe müssen dementsprechend aus Regionen des Brennraumes stammen, die nicht oder nur unvollständig von der Verbrennung erfasst werden. Die unverbrannten Kohlenwasserstoffe setzen sich aus einer Vielzahl von Kraftstoffkomponenten zusammen, die nicht oder nur teilweise oxidiert sein können [MSS04].

$\text{C}_x\text{H}_y$  Verbindungen verbrennen unter überstöchiometrischen Bedingungen vollständig, wobei als Produkte lediglich Kohlendioxid ( $\text{CO}_2$ ) und Wasser ( $\text{H}_2\text{O}$ ) entstehen, wenn die Reaktionen bis zum chemischen Gleichgewicht ablaufen. Unverbrannte Kohlenwasserstoffe müssen dementsprechend aus Regionen des Brennraumes stammen, die nicht oder nur unvollständig von der Verbrennung erfasst werden. Die unverbrannten Kohlenwasserstoffe setzen sich aus einer Vielzahl von Kraftstoffkomponenten zusammen, die nicht oder nur teilweise oxidiert sein können [MSS04].

**Kohlenmonoxid** entsteht bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen bei lokal unterstöchiometrischen Luft/Kraftstoff-Verhältnissen. Die Reaktionsmechanismen

sind verschiedenartig und sowohl vom Luftverhältnis  $\lambda$  als auch von der Temperatur abhängig [MSS04].

Zur Bildung von  $\text{NO}_x$  bzw. **Stickoxiden** bedarf es hoher Aktivierungsenergien zur Spaltung der Dreifachbindung der in der Luft enthaltenen Stickstoffmoleküle. Die Entstehung von Stickoxiden ist deshalb an bestimmte Randbedingungen gebunden. Nach [MSS04] kann unter den folgenden  $\text{NO}_x$ -Bildungsmechanismen unterschieden werden:

- Thermisches NO, welches aus dem Luftstickstoff bei Temperaturen oberhalb von 1700 K nach dem Zeldovich-Mechanismus gebildet wird.
- Das sogenannte Prompt-NO wird ebenfalls aus dem Luftstickstoff bereits bei Temperaturen um 1000 K nach dem Fenimore-Mechanismus gebildet.
- NO aus Lachgas ( $\text{N}_2\text{O}$ )
- Brennstoff-NO entsteht durch Stickstoffanteile im Kraftstoff.

Der **Zeldovich-Mechanismus** besteht aus drei Reaktionen:



Entscheidend für die thermische  $\text{NO}_x$ -Entstehung ist dabei die erste Reaktionsgleichung, da die nachfolgenden Reaktionen im Vergleich zu der ersten Reaktion sehr schnell ablaufen und damit die erste Reaktion geschwindigkeitsbestimmend ist. Die Bildungsrate nimmt dabei mit steigender Temperatur exponentiell zu, so dass bei einer Temperatursteigerung von 2000 auf 2400 K die NO-Bildungsrate etwa um das 50-fache ansteigt [MSS04].

Die **Prompt-NO**-Bildung läuft wesentlich komplizierter ab. Ausschlaggebend, da geschwindigkeitsbestimmend, ist die Reaktion von CH-Radikalen in der Flammenfront. Acetylen ( $\text{C}_2\text{H}_2$ ) wird unter brennstoffreichen Bedingungen in der Flammenfront gebildet und reagiert zu CH-Radikalen weiter. Der Luftstickstoff reagiert mit den CH-Radikalen zu Blausäure (HCN) und anschließend schnell zu NO weiter:



Diese Reaktion läuft bereits bei deutlich niedrigeren Temperaturen um 1000 K ab und damit deutlich früher als die thermische NO-Bildung, da die Aktivierungsenergie der einleitenden Reaktion geringer ist.

Der Stickoxid-Reaktionsmechanismus über **Lachgas** spielt dann eine Rolle, wenn die Temperaturen niedrig sind, so dass die thermischen Stickoxid-Bildungsraten nicht dominieren. Gleichzeitig müssen hohe Drücke vorliegen, da  $\text{N}_2\text{O}$  nur durch einen „Dreierstoß“ gebildet werden kann und hohe Drücke und damit hohe Gasdichten die Wahrscheinlichkeit hierzu erhöhen.  $\text{N}_2\text{O}$  wird dabei analog zu der geschwindigkeitsbestimmenden Reaktion des Zeldovich-Mechanismus gebildet [MSS04]:



Bei der Stickoxidbildung aus **im Kraftstoff gebundenen Stickstoffanteilen** sind die beiden geschwindigkeitsbestimmenden Reaktionen die beiden aus dem Zeldovich-Mechanismus bekannten Reaktionen, die um die Stickstoff Atome konkurrieren:



Dieser Reaktionsmechanismus ist im Dieselmotorenverfahren praktisch zu vernachlässigen, da die in motorischen Verfahren eingesetzten Brennstoffe kaum Stickstoffanteile enthalten.

Entscheidend für die im dieselmotorischen Brennverfahren gebildeten Stickoxidemissionen ist von den vier Bildungsmechanismen der Zeldovich-Mechanismus. Die genannten Reaktionen laufen in allen Fällen nicht bis zum Gleichgewicht ab (Abbildung 2-11). Vielmehr werden die Bildungsraten und damit Konzentrationen reaktionskinetisch bestimmt. Das bedeutet, dass sich das Reaktionsgleichgewicht der ersten Gleichung mit steigender Temperatur Richtung NO verschiebt. Gleichzeitig steigt mit zunehmender Temperatur die Reaktionsgeschwindigkeit, so dass sich signifikante NO-Bildungsraten einstellen. Sinkt die Temperatur im Verlauf des Verbrennungsprozesses ab, verschiebt sich das Reaktionsgleichgewicht wieder in Richtung des molekularen Stickstoffs. Allerdings nimmt mit sinkender Temperatur die Reaktionsgeschwindigkeit ab, so dass die Rückreaktion nicht bis zum Gleichgewicht ablaufen kann. Dies wird als „Einfrieren“ der Reaktionen beschrieben.

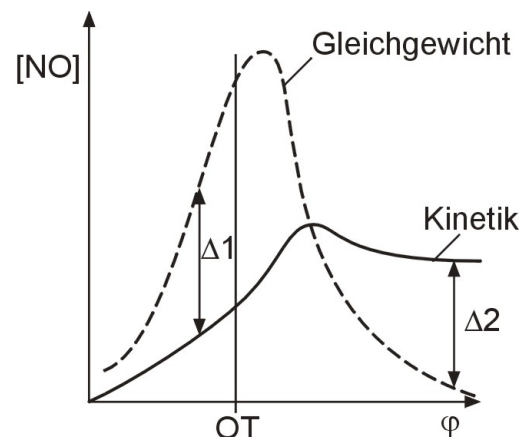


Abbildung 2-11: NO-Konzentration im Gleichgewicht bzw. kinetisch kontrolliert  
[MSS04]

Als **Partikel** werden im Abgas befindlichen Stoffe bezeichnet, die in einer bestimmten Art Filter bei vorgegebenen Bedingungen abgeschieden werden. Die Partikel, die im Abgas der dieselmotorischen Verbrennung enthalten sind, bestehen zu 95 % aus organischen und zu 5 % aus anorganischen Bestandteilen. Diese 5 % bestehen aus Aschen, Rostpartikel, Salzen, metallischem Abrieb, keramischen Fasern und Wasser. Zu den organischen Bestandteilen zählen polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK) sowie Ruß. Die Bildung dieser Partikel ist aus heutiger Sicht nur in groben Zügen verstanden. Abbildung 2-12 zeigt das Partikelwachstum mit zunehmender Reaktionszeit.

Begünstigt wird die Rußbildung durch eine Verbrennung mit Kraftstoffüberschuss sowie Temperaturen in einem Bereich von 1500 K bis 1900 K. Dieses Temperaturfenster wird als kritisch betrachtet, wobei hohe Temperaturen sowohl die Rußbildung als auch die Rußoxidation begünstigen. Dabei überwiegt mit steigender Temperatur tendenziell die Rußoxidation. Im dieselmotorischen Verbrennungsprozess gelten die stark heterogenen Bereiche mit unterstöchiometrischem Luft/Kraftstoff-Verhältnis als kritisch, in denen der Kraftstoff während des Einspritzvorgangs in die Flamme oder in die heißen Verbrennungsprodukte gespritzt wird. Auch inhomogene Bereiche der Vormischverbrennung mit lokalem Kraftstoffüberschuss bieten günstige Bedingungen für die Rußbildung. Ruß wird bis zu einem Luftverhältnis von  $\lambda=0,6$  gebildet, das Ertragsmaximum liegt dabei bei Temperaturen von 1600-1700 K (Abbildung 2-13).

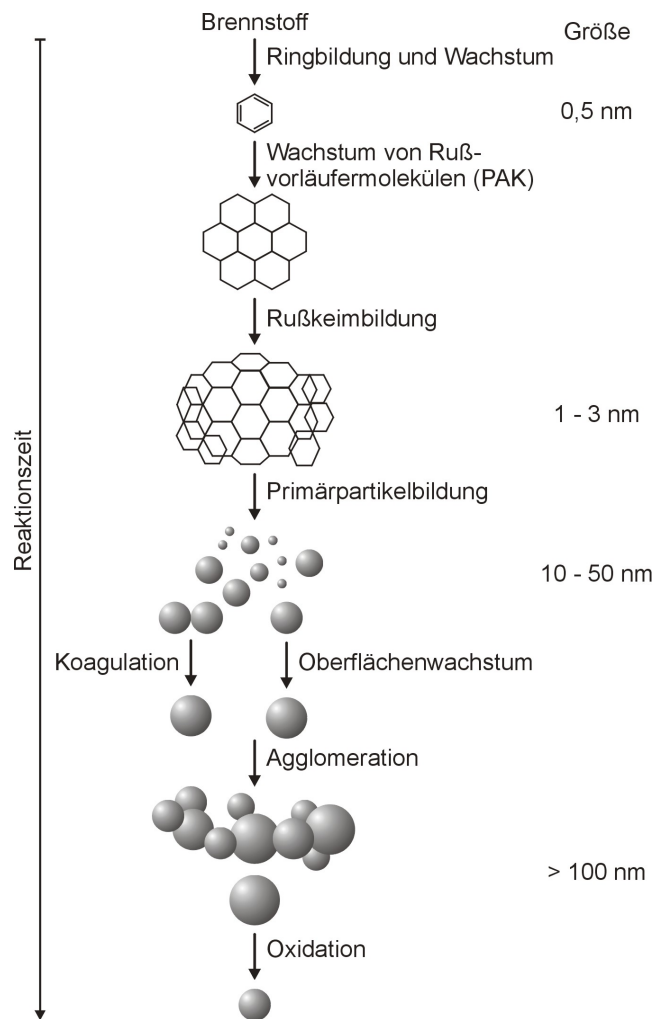


Abbildung 2-12: Partikelwachstum [MSS04]

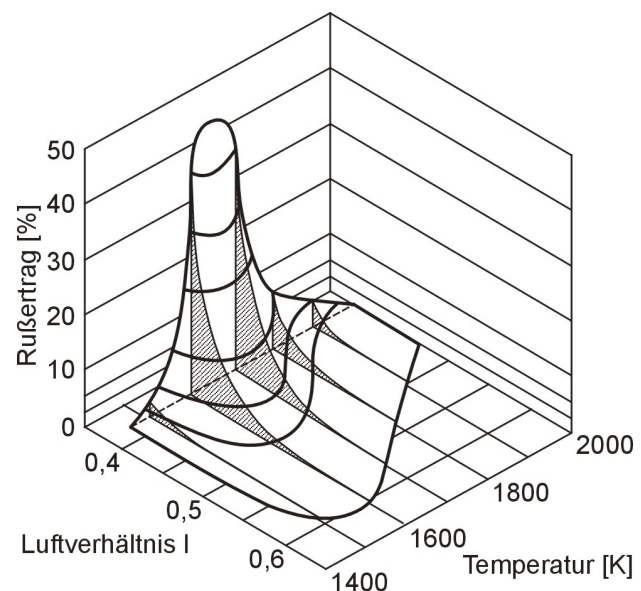


Abbildung 2-13: Rußertrag in Abhängigkeit der Temperatur und des Luftverhältnisses [PSJ88]



Abbildung 2-14 zeigt schematisch die über den Kurbelwinkel aufgelöste momentane Rußmasse im Brennraum. Es ist zu erkennen, dass nach einem Maximum der gebildeten Rußmasse im Bereich der Hauptverbrennung der größte Teil der Rußmasse oxidiert wird. Nur ein Bruchteil der gebildeten Rußpartikel kann somit im Abgas messtechnisch erfasst werden. Dies erschwert eine genaue Vorhersage der Rußkonzentration und erklärt, warum geringe Änderungen vor allem in der Oxidationsrate prozentual betrachtet extremen Einfluss auf die Partikelmasse im Abgas haben. Der größte Teil wird durch die Ladungsbewegung und Durchmischung mit Brennraumluft, die zu einer Erhöhung des Sauerstoffangebotes und einer Abmagerung des lokalen Luftverhältnisses führt, oxidiert, sofern die Temperaturen hoch genug sind. Reicht die Gemischbildungsenergie nicht zu einer vollständigen Durchmischung oder fällt die Temperatur zu schnell ab, kommt es auch hier zu einem „Einfrieren“ der Oxidationsvorgänge. Ein Absinken der Prozesstemperaturen führt zwar zu reduzierten Rußbildungsraten, bringt jedoch auch verminderte Rußoxidationsraten mit sich, wobei dieser Nachteil deutlich überwiegt. Weiterhin zeigen neuere Untersuchungen, dass OH-Radikale die Rußoxidation in fetten Bereichen begünstigen. So wurden in diesen Bereichen Oxidationsraten beobachtet, die um Zehnerpotenzen über den bisher berechneten Werten lagen [Koz03, MSS04]

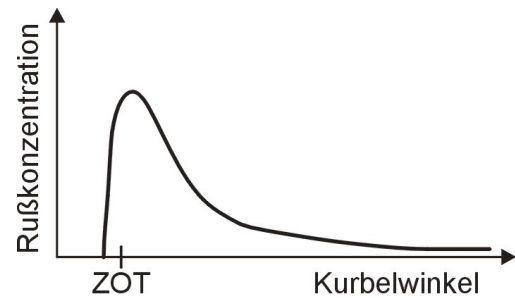


Abbildung 2-14: Partikelmasse in Abhängigkeit des Kurbelwinkels [MSS04]

Betrachtet man die letztgenannten Emissionsgruppen  $\text{NO}_x$  und Partikel, dann wird der tendenzielle Konflikt der Reduktionsmechanismen dieser beiden am strengsten reglementierten Schadstoffe erkennbar. Die beiden Abgaskomponenten verhalten sich nach klassischen Vorstellungen des Dieselmotorenverfahrens größtenteils gegenläufig. Maßnahmen, die zu einer Reduktion einer der beiden Abgaskomponenten führen, erhöhen zumeist den Ausstoß der anderen. Häufigstes Beispiel hierfür ist die Variation des Einspritzbeginns, die in Abbildung 2-15 dargestellt ist. Man bezeichnet diesen Zielkonflikt häufig als **Ruß/ $\text{NO}_x$ -Schere** bzw. **Ruß/ $\text{NO}_x$ -Trade-off**. Wird beispielsweise der Einspritzbeginn Richtung spät verstellt (Weg 1), so nehmen die maximalen Prozesstemperaturen mit reduziertem Spitzendruck ab. Die Stickoxidbildungsrate wird durch die starke beschriebene Temperaturabhängigkeit ebenfalls gesenkt. Ebenso nimmt allerdings die Rußoxidationsrate ab, was im Endeffekt zu einem erhöhten Ausstoß von Rußpartikelmasse führt. Weiterhin verschiebt sich der Verbrennungsschwerpunkt Richtung spät, da ein größerer Teil der Wärmefreisetzung später in der Expansionsphase stattfindet. Dadurch sinkt ebenfalls der thermische Wirkungsgrad, was sich in einem erhöhten spezifischen Brennstoffverbrauch niederschlägt. Analog lässt sich das Beispiel an einer Frühverstellung des Einspritzzeitpunkts erklären (Weg 2). Da der Rußabbrand für den Rußausstoß entscheidend ist, führt eine Frühverstellung des Einspritzbeginns zu einer Reduktion der Rußmasse bei gleichzeitigem Anstieg der  $\text{NO}_x$ -Emissionen, beides hervorgerufen durch erhöhte Prozesstemperaturen.

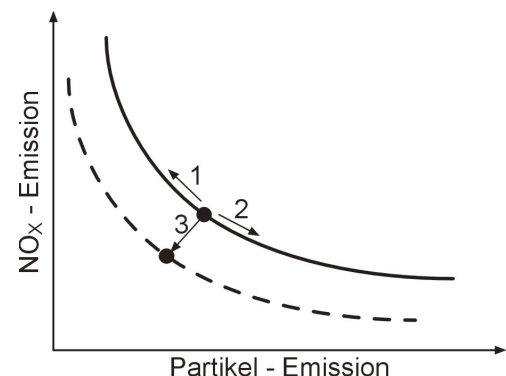


Abbildung 2-15: Ruß/ $\text{NO}_x$ -Zielkonflikt

Ideal wäre demnach ein Brennverfahren, bei dem mit einem hohen Strahlimpuls mit maximaler Gemischbildungsenergie eine möglichst gute Durchmischung und Homogenisierung des Kraftstoffs mit der Brennraumluft erfolgt, wobei die maximalen Temperaturen auf niedrigem Niveau bleiben müssen. Verfahrensbedingt ist natürlich die Bildung von fetten Bereichen im konventionellen Dieselmotor unvermeidlich. Gleichzeitig ist ein hoher Zündverzug aufgrund der schlagartigen Verbrennung des *premixed* Anteils unerwünscht. Folglich ist eine möglichst gute turbulente Durchmischung innerhalb des Brennverlaufs entscheidend. Somit gilt es durch eine Kombination unterschiedlicher Optimierungsansätze den Weg 3 in Abbildung 2-15 zu realisieren, der eine Absenkung des gesamten *Trade-off*-Verlaufs zum Koordinatenursprung hin ermöglicht.

Zur Absenkung der Verbrennungstemperaturen und damit des  $\text{NO}_x$ -Ausstoßes bieten sich verschiedene Verfahren an. Das am weitesten verbreitete innermotorische Verfahren zur Stickoxidreduktion ist dabei die gekühlte oder ungekühlte **Abgasrückführung (AGR)**. Dabei wird ein Teil der Verbrennungsprodukte vorangegangener Zyklen zurückgeführt und anstelle von Frischgas komprimiert. Die Frischgasladung wird um den entsprechenden Anteil reduziert. Zwei Effekte werden hierdurch hervorgerufen. Zum Einen wird durch die gegenüber Luft erhöhte Wärmekapazität des Kohlendioxids und Wassers eine Absenkung der bei der Kompression erreichten Endtemperatur erzielt. Zum Anderen wirkt das rückgeführte Abgas als Inertgas, welches selbst nicht an der Reaktion teilnimmt. Dadurch nimmt das Sauerstoffangebot ab und die Verbrennungstemperaturen werden reduziert. Beides bewirkt eine Reduktion der  $\text{NO}_x$ -Bildungsrate. Allerdings wird durch diese Maßnahme der Zündverzug erhöht. Sowohl die Absenkung der Temperaturen als auch des Sauerstoffangebots kann einen erhöhten Rußausstoß verursachen.

Eine weitere Möglichkeit der Verminderung der Verbrennungstemperaturen ist das sogenannten **Miller-Verfahren** oder **Miller-Cycle**. Dieses zeichnet sich durch ein frühes Schließen des Einlassventils aus, so dass die Expansion der Ladung im Zylinder zur Absenkung der Temperatur genutzt werden kann. Eventuelle Füllungsverluste müssten allerdings zur Erhaltung des Mitteldrucks mit einem höheren Aufladegrad kompensiert werden.

Die **Einspritzung von Wasser** als Kühlmedium ist getrennt oder als Emulsion mit Kraftstoff erwiesenermaßen eine geeignete Maßnahme zur Senkung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen [TBW01]. Dabei wird die Verdampfungsenthalpie des Wassers zur Kühlung der Zylinderladung genutzt. Diese Technologie spielt allerdings bei kleineren Nfz-Motoren im Serieneinsatz keine Rolle. Nachteilig zu nennen ist vor allem die Notwendigkeit eines weiteren Einspritzsystems oder eines Mehrstoffeinspritzsystems, welches den technischen und finanziellen Aufwand erheblich steigert [Lip01].

Als außermotorische Maßnahmen wurden zu Anfang des Kapitels bereits Partikelfilter sowie SCR-Katalysatoren (**selektive katalytische Reduktion**) sowie deren Nachteile genannt. Im SCR-Katalysator wird  $\text{NO}$  mit Ammoniak zu molekularem Stickstoff reduziert. Hierzu wird wässrige Harnstofflösung von einem zusätzlichen System in die heißen Abgase gedampft. Durch Thermolyse wird aus dem Harnstoff Ammoniak und Isocyanensäure gebildet und anschließend das  $\text{NO}$  im nachgeschalteten Katalysator reduziert. Nachteilig ist auch hier die Erforderlichkeit eines weiteren Systems mit separatem Betriebsstoff. Mit dem Partikelfilter werden dagegen die Rußpartikel im Abgas aufgefangen und zunächst gespeichert. Wird eine bestimmte Beladung erreicht, was zumeist durch den Differenzdruck über dem Partikelfilter registriert wird, so ist eine Anhebung der Abgastemperatur durch eine späte Nacheinspritzung erforderlich, die den Rußabbrand und damit den Regenerationsprozess

einleitet. Sowohl der erhöhte Abgasgegendruck als auch die Notwendigkeit der späten Nacheinspritzung führen jedoch zu einem signifikanten Anstieg des spezifischen Brennstoffverbrauchs.

Eine weitere Möglichkeit der innermotorischen Schadstoffreduzierung ist die gezielte **Formung des Einspritzverlaufs**. Hier sind Vor-, Haupt- und Nacheinspritzmassen sowie deren Zeitpunkte optimierbar, wobei während der längeren Haupteinspritzung unterschiedliche Einspritzratenformen denkbar sind. So wird einer Begrenzung der Einspritzrate im frühen Stadium der Haupteinspritzung ein deutliches Potential zur Entschärfung des Ruß/NO<sub>x</sub>-*Trade-offs* zugesprochen. Deshalb soll die Einspritzverlaufsformung und ihr Potential zur innermotorischen Reduzierung der Emissionen in dieser Arbeit genauer untersucht werden.

## 2.4 Einflussfaktoren auf Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung

Eine Vielzahl motorischer Parameter sowie deren Zusammenspiel haben erheblichen Einfluss auf die Gemischbildung, Verbrennung und letztlich die Schadstoffbildung und den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors. Die Zusammenhänge werden hier erneut in diesem Kontext betrachtet.

Bereits im Kapitel über die Gemischbildung wurde dargestellt, dass der Durchmesser und die Anzahl der Spritzlöcher, und damit deren Gesamtquerschnittsfläche, aber auch deren Formgebung und Lage erheblichen Einfluss auf den hydraulischen Durchfluss haben. Ebenso hat die Anzahl der Spritzlöcher bei gegebenem hydraulischem Durchfluss Einfluss auf den Strahlzerfall und damit auf die maximale Eindringtiefe. Die Druckdifferenz zwischen Einspritzdruck und Brennraumdruck wird in Strömungsgeschwindigkeit des Kraftstoffs durch das Spritzloch umgesetzt, so dass in gewissen Grenzen eine höhere Druckdifferenz ein Ausströmen des Kraftstoffs mit höherer Geschwindigkeit bewirkt, weshalb der Einspritzstrahl äußere Brennraumregionen schneller erreicht. Dies wiederum führt zu einer Verlagerung der Zündung und Verbrennung in die äußeren Brennraumregionen, was aufgrund der besseren Durchmischung und Ausnutzung des Sauerstoffangebotes vorteilhaft ist [UDW01]. Die Lage der Spritzlöcher hat ebenso Einfluss auf die Strömungsbedingungen im Spritzloch und damit auf den Strahlzerfall und die Gemischbildung [Bus01]. Dabei ist die Lage der Spritzlöcher abhängig von der Einbaulage des Injektors sowie der Brennraumgeometrie bzw. der Kolbenmuldengeometrie, die im OT den größten Teil des Brennraumes ausmacht. Eine zentrale Lage des Injektors in Verbindung mit einer symmetrischen Düse führt zu gleichen Einlaufbedingungen in alle Spritzlöcher und somit zu einem symmetrischen Spritzbild, während abweichende Einbaulagen durch die unsymmetrischen Ausführungen der Einspritzdüsen zu einer Asymmetrie des Spritzbildes mit ungünstiger inhomogener Gemischverteilung führen können. Je nach Brennverfahren können bei gleichen Hubvolumina unterschiedliche Muldenvolumina zum Einsatz kommen, die je nach Größe des Brennraumvolumens wiederum unterschiedliche Anzahlen von Düsenlöchern und Düsenlochdurchmessern erfordern. Gleiches gilt für die Luftbewegung im Zylinder.

Durch gezielte Gestaltung der Geometrien der Einlasskanäle sowie im Bereich der Einlassventile kann im Brennraum ein Drall um die Zylinderachse erzeugt werden, der zu einer erhöhten Durchmischung der Einspritzstrahlen mit der Brennraumluft führt (Abbildung 2-16). Weiterhin wird der Strahlerfall durch die erhöhte Relativgeschwindigkeit gefördert. Beides kann zur Bildung eines homogenen Gemisches genutzt werden. Hier

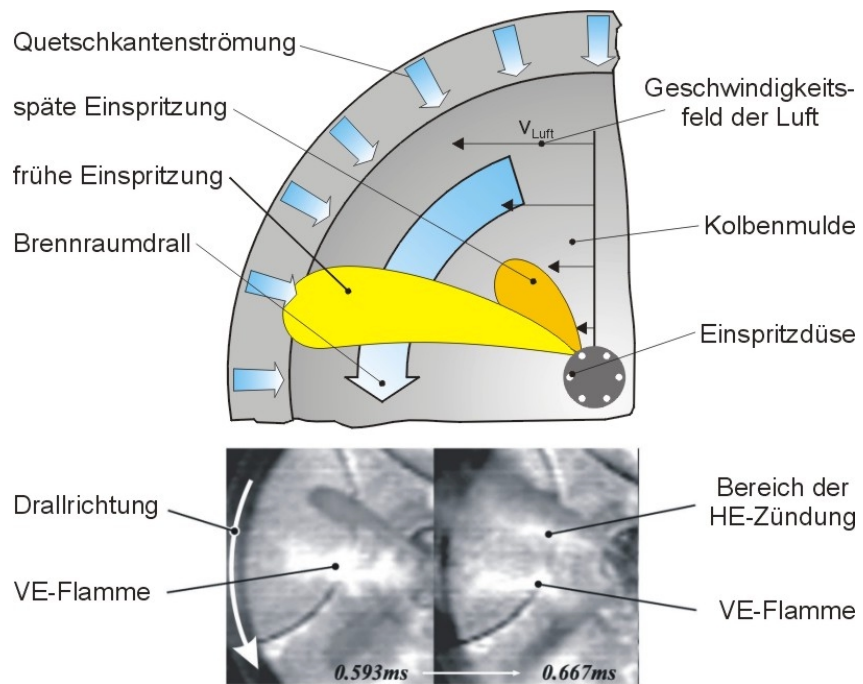


Abbildung 2-16: Brennraumluftbewegung und Zündung [Eis03]

sind erneut die Düsenlochdurchmesser sowie die Anzahl und Lage der Düsenlöcher auf das Brennverfahren abzustimmen, um eine möglichst gute Ausnutzung der Brennraumluft sicherzustellen. Dies gilt insbesondere für Brennverfahren mit Mehrfacheinspritzung, da die Haupteinspritzung mit der Voreinspritzung zwar in Kontakt kommen sollte (Abbildung 2-16, unten), um einen kurzen Zündverzug der Haupteinspritzmasse zu gewährleisten. Jedoch sollten die Strahlkeulen der Haupteinspritzmassen die Voreinspritzmengen nicht durchdringen, da im Bereich der Voreinspritzstrahlen ein reduziertes Sauerstoffangebot vorliegt [Eis03]. Die Düsenlochzahl ist üblicherweise bei Brennverfahren mit starkem Drall geringer als bei drallarmen Verfahren. Brennverfahren mit ausgeprägtem Drall führen meist zu einem erhöhten Zündverzug mit entsprechend größerer während der Zündverzugszeit eingebrachter Brennstoffmasse, die bei Motoren mit Einfacheinspritzung zu erhöhten Stickoxidemissionen führt [Bas04]. Vorteil der Einbringung der Gemischbildungsenergie in den Brennraum durch das Einspritzsystem ist die Möglichkeit der „Entdrosselung“ der Einlasskanäle, da die Erzeugung einer gezielten Ladungsbewegung im Zylinder immer mit einer Beeinflussung der Strömung verbunden ist, welche die Füllung verschlechtert [Wac95]. Diese Parameter sind auf das jeweilige Brennverfahren genau abzustimmen.

[SBB01] stellten in ihren Untersuchungen fest, dass Abgasrückführung den Anteil der vorgemischten Verbrennung erhöht, wobei die Zusammenhänge nicht linear darstellbar sind. Bei hoher Last wurde die maximale Wärmefreisetzungsrates durch AGR herabgesetzt, während bei geringen Lasten die maximale Wärmefreisetzung erhöht wurde. Der Zündverzug wurde durch die AGR aufgrund niedrigerer Kompressionstemperaturen und reduzierten Sauerstoffangebotes erhöht und die Brenndauer gleichzeitig ebenfalls erhöht. Durch die reduzierten Temperaturen und die verlangsamte Verbrennung wurden die  $\text{NO}_x$  Emissionen trotz erhöhten Anteils der vorgemischten Verbrennung umgekehrt proportional zur steigenden AGR Rate reduziert. Allerdings wurde eine starke Zunahme der Partikelemissionen mit hohen AGR Raten festgestellt. Dieser Tendenz kann teilweise mit hohen Einspritzdrücken entgegengewirkt werden. Der spezifische Brennstoffverbrauch nimmt tendenziell mit zunehmenden

der AGR Rate ebenfalls zu, da der Verbrennungsschwerpunkt durch die verlangsamte Verbrennung zu späteren Kurbelwinkeln in die Expansionsphase verschoben wird. Weiterhin ist der Ladungswechsel bei der Hochdruck-AGR thermodynamisch ungünstig, was sich ebenfalls auf den spezifischen Brennstoffverbrauch auswirkt. Die Autoren gaben außerdem zu bedenken, dass der Einfluss der AGR auf die Abgasenthalpie und damit auf den Turboladerwirkungsgrad nicht genau abgeschätzt werden kann. Durch den erhöhten Zündverzug und den erhöhten Anteil der vorgemischten Verbrennung wirkt sich die AGR nachteilig auf das Verbrennungsgeräusch aus, was sich insbesondere bei niedrigen Lasten und hohem Kraftstoffdruck durch den relativ betrachtet besonders hohen Anteil der vorgemischten Verbrennung bemerkbar macht.

Bergstrand und Denbratt [BeD02] führten Untersuchungen zum Einfluss des Luftverhältnisses und des Dralls auf die dieselmotorische Verbrennung durch. Sie stellten fest, dass kleine Düsenlöcher bei magereren Gemischen, die durch einen erhöhten Aufladegrad dargestellt wurden, geeignet sind den Rußausstoß zu reduzieren. Kleinere Düsenlöcher führten allerdings insbesondere mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis zu höheren Stickoxidemissionen. Hier wird erneut deutlich, dass es grundlegend unterschiedlichen Einfluss auf die Verbrennung hat, ob die Erhöhung der Ladungsdichte durch einen erhöhten Aufladegrad oder ein erhöhtes Verdichtungsverhältnis mit entsprechend höherem Temperaturniveau erreicht wird. Die erhöhte Ladungsdichte führt in beiden Fällen zu einer Verbesserung der Gemischbildung und zu einer Reduktion des Zündverzuges verbunden mit einer Verbesserung des spezifischen Brennstoffverbrauchs. Der mögliche Gewinn im Gesamtwirkungsgrad eines Vollmotors wird allerdings im Falle eines höheren Aufladegrades durch den Turboladerwirkungsgrad und die Notwendigkeit der Bereitstellung eines erhöhten Abgasenthalpiestroms eingeschränkt [BeD02].

Desantes et. al. [DBR04] führten motorische Parameterstudien durch, bei denen Einspritzdruck, Ladedruck und Abgasrückführ率 variiert wurden. Mit Steigerung des Kraftstoffdrucks konnten sowohl Ruß als auch der spezifische Kraftstoffverbrauch reduziert werden, wobei im *Trade-off* ebenfalls eine Verbesserung der NO<sub>x</sub>-Emission festzustellen war. Das besser aufbereitete Gemisch führte nach Ansicht der Autoren zu verkürzten Zündverzugszeiten, die eine Reduzierung der im Zündverzug eingespritzten Masse verursachten. Die Steigerung des Ladedrucks senkte den Rußausstoß nur bei niedrigen Einspritzdrücken. Bei hohen Einspritzdrücken nimmt somit der Einfluss des Gegendrucks ab, was sich mit Gemischbildungsuntersuchungen anderer Autoren deckt. Allerdings nahmen auch hier die NO<sub>x</sub>-Emissionen ab, da eine bessere und schnellere Gemischbildung zu reduzierten Zündverzügen führte. Dadurch wurde auch der spezifische Brennstoffverbrauch reduziert. Der Einsatz der AGR führte wie erwartet zu einer Reduzierung der NO<sub>x</sub>-Emission, allerdings auf Kosten des spezifischen Kraftstoffverbrauches, da die Verbrennung verzögert wurde. Die Verschlechterung der Partikelemission war in Verbindung mit AGR stark abhängig vom gefahrenen Lastpunkt im Motorkennfeld. Ein signifikanter Vorteil im *Trade-off* konnte bei konstanten NO<sub>x</sub>-Emissionen sowohl für Ruß als auch für den spezifischen Kraftstoffverbrauch durch den kombinierten Einsatz von höheren Kraftstoffdrücken in Verbindung mit hohen Abgasrückführaten erzielt werden [DBR04]. Auch [CJG02] haben bei konstanten NO<sub>x</sub> Emissionen durch die Erhöhung des Raildrucks den Rußausstoß reduzieren können, der spezifische Kraftstoffverbrauch verschlechterte sich allerdings nach Ansicht von [CJG02] zunächst wie auch das Verbrennungsgeräusch.

[Hou04] führte Berechnungen zur Reduzierung der Stickoxid- und Rußemissionen bei konstantem spezifischem Kraftstoffverbrauch durch. Simuliert wurde der Einsatz

von AGR, erhöhtem Ladedruck und frühem Einspritzbeginn in diversen Variationen. Durch eine Kombination der genannten Methoden sei anhand der Berechnungen eine Optimierung möglich, die mit der Notwendigkeit der Anhebung der möglichen Spitzendrücke einhergeht, damit die AGR in Verbindung mit angehobenem Ladedruck realisierbar ist [Hou04].

[RKS05] sprechen der Kühlung des angesaugten Gemisches (Ladeluft und AGR) ein hohes Potential zur innermotorischen Schadstoffreduzierung zu. Hierbei stehen allerdings hohe Aufladewirkungsgrade und hohe AGR-Raten im Widerspruch zueinander, wenn die Abgasrückführung im Hochdruckbereich betrieben werden soll. Als möglicher Ausweg wird die Niederdruck-AGR oder eine Kombination aus Hochdruck/Niederdruck-AGR mit Regelung der AGR nur auf der Hochdruckseite genannt, um die Ladungswechselverluste zu reduzieren. Vor allem aber ist ein Brennverfahren notwendig, welches immer AGR tolerant ist und auch in der Volllast mit entsprechendem AGR-Anteil betrieben werden kann. Die Flexibilität von CR-Systemen in Kombination mit dem Ratenverlauf der PD-Systeme mit Frühverstellung und AGR Einsatz, sowie Steigerung des Einspritzwirkungsgrads sind nach Ansicht der Autoren vielversprechende Wege zur Reduktion des spezifischen Kraftstoffverbrauchs [RKS05].

Durch die Verwendung einer offenen, flachen W-Muldengeometrie in Kombination mit einer Düse mit spitzem Strahlkegelwinkel wird durch die Interaktion des Einspritzstrahls mit der Mulde die Wärmefreisetzung „verschleppt“, was zu reduzierten NO<sub>x</sub>-Emissionen führt. Gleichzeitig wird ein hoher Grad an Turbulenz generiert, der eine gute Rußnachoxidation ermöglicht [PSW01]. Wird der Kraftstoff gezielt auf heiße Bereiche des Kolbens gespritzt, die ein sofortiges Abdampfen des Kraftstoffs sichern, kann die mögliche Steigerung der maximalen Einspritzrate zu einer Verkürzung der Spritzdauer und damit zu einer Steigerung des Wirkungsgrads genutzt werden [Str96, Mol02].

Einspritzsystem, Brennraumform, Verdichtungsverhältnis, die Luftbewegung im Zylinder, sowie der Aufladegrad und die erzielbaren Luftverhältnisse sowie Brennraumtemperaturen, die durch Abgasrückführrate effiziente Ladeluftkühlung oder das Miller-Verfahren erzielt werden können, müssen in Wechselwirkung zueinander betrachtet werden [MCT04]. Erschwerend kommen Einflüsse aus dem transienten Verhalten des Verbrennungsmotors hinzu, wenn bei Lastsprüngen Ladedruck und Abgasrückführrate angepasst werden müssen. Hier sind vor allem *Closed Loop* Systeme gefragt [Mah02], die entsprechend die Einspritzratenformen anpassen können.

Nach [GHS03] sind zur Erfüllung zukünftiger Emissionsgrenzen sämtliche zur Verfügung stehenden Technologien notwendig, so dass Kombinationen aus innermotorischen Verfahren zur Emissionsreduzierung auf die verwendeten Abgasnachbehandlungssysteme abzustimmen sind. So werden in Zukunft AGR verträgliche Verfahren bei Volllast, Ladedruck/AGR Regelung, Abgasnachbehandlung mit SCR sowie Partikelfiltern zur Erfüllung der Grenzwerte notwendig sein [GHS03].

## 2.5 Diesel-Einspritzsysteme

Wie bereits in den vorangegangenen Kapiteln dargestellt wurde, hat das Einspritzsystem bzw. der Einspritzratenverlauf einen ganz erheblichen Einfluss auf die Vorgänge während der Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung. Bedingt durch den hohen Einfluss ist auch das erzielbare Potential der allein durch die Einspritzratenvariation zu erzielenden innermotorischen Reduktionen des Schadstoff-

ausstoßes bei gleichzeitiger Erhaltung oder Verbesserung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs als signifikant einzuschätzen.

Die zur Zeit am Markt dominierenden Einspritzsysteme kann man dabei in Systeme mit einspritzsynchronem Druckaufbau und Speichereinspritzsysteme unterteilen. Bei Systemen mit einspritzsynchronem Druckaufbau wird der Einspritzdruck für den jeweiligen Einspritzvorgang zum Zeitpunkt der Einspritzung erzeugt. Bei Speichereinspritzsystemen erfolgt die Einspritzung unabhängig vom Druckaufbau. Vielmehr wird der hohe Kraftstoffdruck in einem Druckspeicher, dem sogenannten *Rail*, vorgehalten. Die Einspritzung erfolgt durch die Ansteuerung des Einspritzventils.

### **2.5.1 Systeme mit einspritzsynchroner Druckerzeugung**

Bei Systemen mit einspritzsynchroner Druckerzeugung wird der Druck für jeden Einspritzvorgang durch die Betätigung eines Pumpenelementes zum Einspritzzeitpunkt erzeugt. Zwei mögliche Variationen dieser Art von Einspritzsystem sind in Abbildung 2-17 dargestellt. Es handelt sich dabei um ein Pumpe-Düse Element oder auch Unit-Injector-System (Abbildung 2-17 links), welches beim Einbau in Motoren mit oberliegender Nockenwelle Verwendung findet und eine Pumpe-Leitung-Düse Variation, die bei Motoren mit unten liegender Nockenwelle verwendet wird. Bei letzterem System erfolgt die Verbindung zwischen Pumpenelement und Düsenhalter wie der Name besagt durch eine kurze Einspritzleitung. Die Betätigung des jeweiligen Pumpenelements erfolgt, ähnlich wie beim Ventiltrieb, durch Pumpennocken. Dabei ist für jeden Zylinder ein Pumpenelement vorgesehen. Bei Beendigung des Einspritzvorgangs wird der Druck entspannt. Der Öffnungsvorgang des Injektors wird durch den Druckanstieg im Pumpenelement eingeleitet. Während die Düsennadel im geschlossenen Zustand durch Federkraft in ihren Sitz gepresst wird, erzeugt der steigende Kraftstoffdruck auf der Druckstufe der Düsennadel eine Gegenkraft in entgegengesetzter Richtung. Ist die kraftstoffdruckbedingte Kraft an der Nadel vom Betrag größer als die Federkraft des Düsenhalters, hebt sich die Nadel aus ihrem Sitz und der Einspritzvorgang beginnt. Der Kraftstoffdruck steigt dabei vom Einspritzbeginn bis zum Einspritzende an. Ebenso verhält es sich folglich mit der Einspritzrate, die einen rampenförmigen Verlauf aufweist. Zum Beenden der Einspritzung erfolgt die Betätigung eines hydraulischen Schaltventils, welches als Magnet- oder Piezo-Ventil ausgeführt sein kann. Dadurch wird der Kraftstoffdruck entspannt und die Nadel wird durch Federkraft in ihren Sitz zurückgedrückt, wodurch der Einspritzvorgang beendet wird. Durch den Einsatz von schnellschaltenden Ventilen (Piezo-Technologie) und ausgeklügelter Nockenkonturen ist die Erzeugung von Mehrfacheinspritzungen möglich.

Aufgrund der steigen Verdrängung der Verteilereinspritzpumpen durch Pumpe-Düse Einspritzsysteme wird auf die erstere Pumpenvariante nicht näher eingegangen.

Prinzipbedingt weist das PD-Einspritzsystem einen durchaus vorteilhaften Einspritzratenverlauf auf. Durch den kontinuierlichen Anstieg des Kraftstoffdrucks wird die Einspritzrate im frühen Stadium der Einspritzung begrenzt. Dies wirkt sich positiv auf die Stickoxidemissionen aus, da der Anteil der vorgemischten Verbrennung reduziert werden kann. Kleinstmengen, wie sie z.B. in der Voreinspritzung abgesetzt werden, werden aufgrund des niedrigen anliegenden Kraftstoffdrucks allerdings schlecht aufbereitet [MSS04]. Der vergleichsweise hohe Einspritzdruck von ca. 210 MPa zum Ende der Einspritzung bewirkt eine gute Durchmischung der Zylinderfüllung und damit einen guten Rußabbrand [Bos02, Bas04].

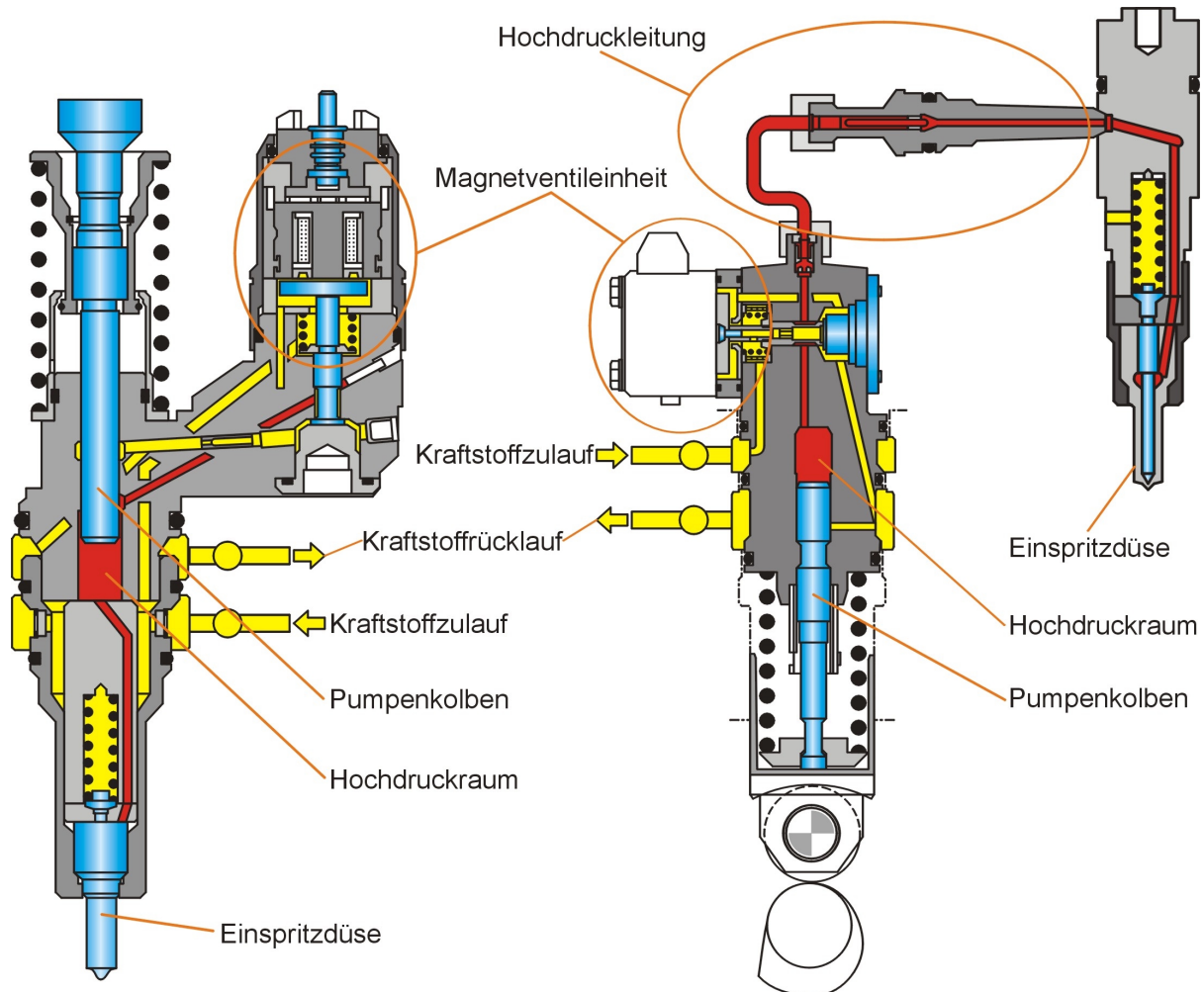


Abbildung 2-17: Schematischer Aufbau von Einspritzsystemen mit einspritzsynchrone Druckerzeugung [Bas04]

## 2.5.2 Speichereinspritzsysteme

Speichereinspritzsysteme besitzen einen Druckspeicher, der kontinuierlich mit Kraftstoff unter hohem Druck gespeist wird. Ist für alle Zylinder einer Zylinderbank ein gemeinsamer Druckspeicher vorhanden, so spricht man dabei vom *Common-Rail*. Alternativ kann ein Druckspeicher in den Injektorkörper integriert sein, wie in dem in der Bildmitte von Abbildung 2-18 dargestellten Nfz-Injektor. Der Druckspeicher wird von einer kontinuierlich arbeitenden *Common-Rail*-Pumpe mit mehreren Kolbenelementen versorgt. Der Kraftstoff wird dabei auf den gewünschten Druck verdichtet und für den Einspritzvorgang im Druckspeicher vorgehalten. Der Kraftstoffdruck wird von einem Drucksensor erfasst und es erfolgt ein Vergleich des Istwertes mit dem im Steuergerät abgelegten Sollwert. Die Druckregelung kann über das Absteuern von der überschüssigen Kraftstoffmenge über ein Druckregelventil oder durch die Drosselung der angesaugten Kraftstoffmasse im Pumpenzulauf oder durch eine Kombination von beidem erfolgen. Der Einspritzvorgang wird durch das Ansteuern des im Injektor integrierten Schaltventils vom Steuergerät ausgelöst. Die Düsenadel wird im Fall des Speichereinspritzsystems von zwei Seiten mit Druck beaufschlagt. Der Kraftstoffdruck liegt zum einen an der Druckstufe der Düsenadel an. Zum anderen liegt der Kraftstoffdruck im sogenannten Stellerraum an, wodurch über einen Stempel die Nadel zusätzlich zur Federkraft einer Schraubenfeder in ihren Sitz gepresst



wird. Dabei ist die Fläche des Stempels, auf den der Kraftstoffdruck wirkt, größer als die Wirkfläche an der Druckstufe der Nadel. Zum Öffnen des Injektors wird nun ein Ventil angesteuert, welches die Entspannung des Kraftstoffhochdrucks aus dem Steuerraum in die Leckölleitung ermöglicht. Hierdurch bricht der Druck im Steuerraum zusammen, was das Heben der Düsenadel verursacht, auf deren Druckstufe immer noch der Kraftstoffdruck wirkt, so dass die Federkraft überwunden wird. Wird das Steuerventil geschlossen, so baut sich der Druck im Steuerraum erneut auf und drückt die Nadel in ihren Sitz zurück, wodurch der Einspritzvorgang beendet wird. Durch die gezielte Auslegung von Zulauf und Ablauf des Steuerraumes kann das Öffnungs- und Schließverhalten des Injektors beeinflusst werden.

Großer Vorteil des Speichereinspritzsystems ist seine Flexibilität. Der Kraftstoffdruck kann nahezu drehzahlunabhängig eingestellt werden. Zudem sind Einspritzungen zu beliebigen Kurbelwinkeln möglich, da sie nicht an den Druckaufbau durch die Betätigung eines Pumpenelements durch einen Nocken bei bestimmten Kurbelwinkeln gebunden sind. Mehrfache Vor-, Haupt- und Nacheinspritzungen sind somit theoretisch möglich.

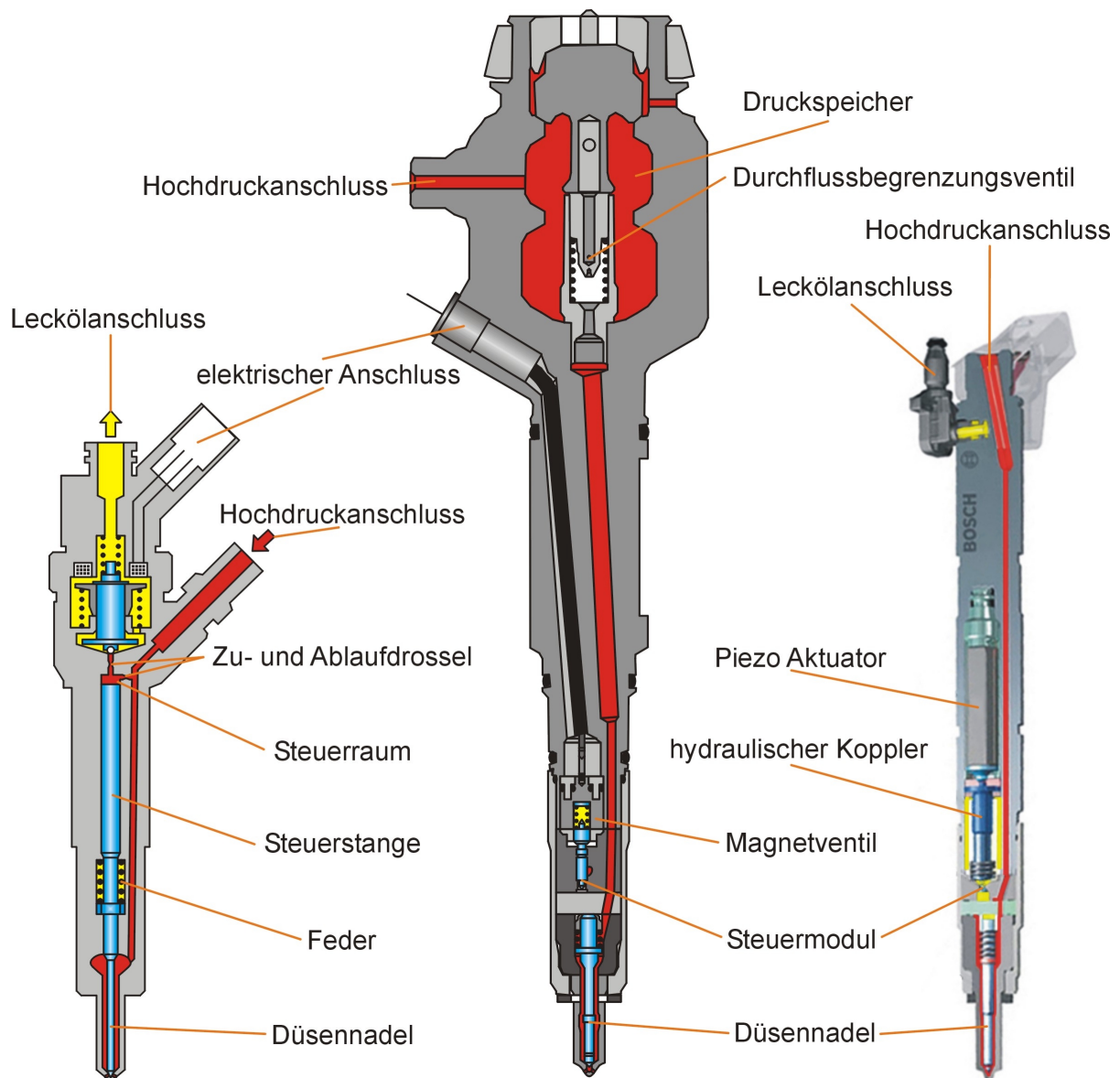


Abbildung 2-18: Verschiedene CR-Injektoren [See04]

Um eine Reduzierung der Öffnungs- und Schließzeiten zu ermöglichen und damit die Reproduzierbarkeit von Kleinstmengen zu erhöhen, kommen in der dritten Generation von Injektoren Piezo-Aktuatoren zum Einsatz (Abbildung 2-18, rechts). Das Magnetventil wird dabei durch einen Piezo-Kristall ersetzt, dessen Längenänderung durch den inversen Piezo-Effekt zum Öffnen bzw. Schließen des Steuerventils genutzt wird. Bei dieser Generation der *Common-Rail*-Einspritzsysteme kommen Injektoren zum Einsatz, die über keinen Steuerkolben verfügen, so dass die bewegten Massen deutlich reduziert und dadurch die Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit nochmals erhöht werden kann. Die Nadel besitzt dabei keinen Endanschlag, so dass die Nadelbewegung vollballistisch erfolgt.

Nachteilig wirkt sich beim *CR*-Einspritzsystem die große eingespritzte Kraftstoffmasse während der Zündverzugszeit aus, die einen starken Druckanstieg durch den großen Anteil der vorgemischten Verbrennung verursacht. Dies zieht zum Einen ein lautes Verbrennungsgeräusch nach sich. Zum Anderen führt der starke Druckanstieg zu einem starken Temperaturanstieg, der eine entsprechend hohe  $\text{NO}_x$ -Bildungsrate nach sich ziehen kann, wie im Kapitel Schadstoffbildung bereits dargestellt wurde.

## 2.6 Potential der Einspritzverlaufsformung

Seit Einführung der Direkteinspritzung hat sich das Leistungspotential und damit die Popularität des Dieselmotors enorm gesteigert. Dies führte auch zu einer Fokussierung auf die Schadstoffemissionen dieses Brennverfahrens.

Nach Ansicht von [BiS99] zielten bisherige Strategien zumeist darauf ab, Temperaturspitzen zum Zündbeginn zu vermeiden. Erreicht wurde dies durch die Verschiebung des Spritzbeginns nach spät, was zwangsläufig einen Anstieg des Brennstoffverbrauchs sowie der Partikelemission (Temperaturen und Oxidationszeiten nehmen ab) zur Folge hatte. Insbesondere ist dies laut [BiS99] kritisch bei heutigen drallarmen Verfahren, wenn die Verbrennung in den Expansionstakt verschleppt wird und keine genügende Ladungsbewegung zur Rußoxidation zur Verfügung steht. Deshalb wird eine Beschleunigung der Gemischbildung durch die Anhebung der Düsenlochzahl vorgeschlagen. Gleichzeitig ist die Anhebung des Kraftstoffdrucks gewünscht, um eine Strahlausbreitung bis zum Brennraumrand zu erreichen. Der erhöhte Kraftstoffdruck unterstützt dabei das „*air entrainment*“ in den Strahl, wodurch das lokale Luft/Kraftstoff-Verhältnis erhöht und Rußbildung verringert wird. Überträgt man dies auf die zwei Arten der Einspritzsysteme, Speichereinspritzsysteme und Systeme mit einspritzsynchroner Druckerzeugung, so ist das Problem des PD-Systems vor allem der drehzahl- und mengenabhängige Druck, der eine unabhängige Anhebung des Druckniveaus nicht zulässt. Dagegen ist der rechteckige Einspritzverlauf des *CR*-Systems aber mit hohen Druckanstiegsgradienten und damit hohen Stickoxidemissionen verbunden, wodurch eine Verschiebung des Spritzbeginns nach spät notwendig ist, die wiederum die bekannte Problematik hinsichtlich Ruß sowie spezifischem Brennstoffverbrauch nach sich zieht [BiS99].

Auch [CJH99] beurteilen das Speichereinspritzsystem ohne Einspritzratenformung aufgrund der systemimmanenten Ratenformen (Abbildung 2-19) als eindeutig nachteilig gegenüber PD-Systemen hinsichtlich  $\text{NO}_x$ , spezifischem Kraftstoffverbrauch und Partikeln. Mit geformter Rate, wie z.B. durch mehrfache Voreinspritzung, kann dieser Nachteil des Brennstoffverbrauchs bei konstanten  $\text{NO}_x$ -Emissionen kompensiert werden. Mit Hilfe der Nacheinspritzung wird die Rußemission ohne Verbrauchserhöhung drastisch gesenkt. In Verbindung mit AGR kann dieser Effekt genutzt werden, um auch Stickoxide zu reduzieren [CJH99].

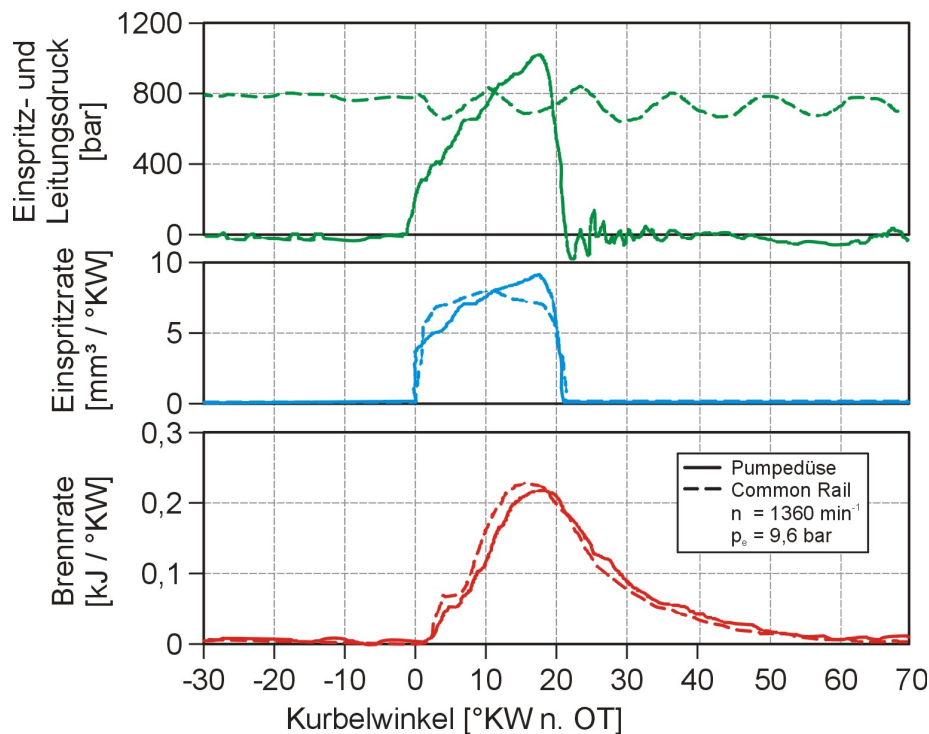


Abbildung 2-19: Einspritzratenformen [CJH99]

Zur Beurteilung der Gemischbildung und Einspritzratenformung sind nicht nur motorische und hydraulische Untersuchungen der Einspritzratenformen notwendig, sondern insbesondere optische Messverfahren können ein tieferes Verständnis für die ablaufenden Prozesse schaffen [RiL02].

### 2.6.1 Strahlerfalluntersuchungen

Zur Beschreibung des Strahlaufbruchs führten [HAT89] und [HiA90] zahlreiche experimentelle Untersuchungen durch und stellten diese in Form empirischer Ansätze in formelmäßigen Zusammenhängen dar. Die Einspritzung des Kraftstoffs im dieselmotorischen Verfahren stellt dabei ein sogenanntes „Complete Spray“ dar, welches beim Verlassen der Düse bereits als Spray ausgebildet ist. Weiterhin wurde ermittelt, dass der mittlere Sauterdurchmesser mit zunehmender kinematischer Viskosität,

der Oberflächenspannung und dem Lochdurchmesser zunimmt. Ebenfalls nimmt der mittlere Tropfendurchmesser mit steigendem Gegendruck zu, da der Gegendruck in diesem Fall zu Koaleszenzvorgängen führt. Dagegen bewirkt die Erhöhung des Einspritzdrucks eine Verkleinerung der Tropfengrößen bei vergrößertem Strahlkegelwinkel und erhöhter Eindringtiefe bzw. Eindringgeschwindigkeit [SFN95]. Die Erhöhung des Kraftstoffdrucks führt aber nur bis zu einem bestimmten Grenzdruck zur gewünschten Verkleinerung der mittleren Tropfengrößen, die dann durch weitere Drucksteigerung nicht mehr reduziert werden können, wie Abbildung 2-20 verdeutlicht. Die weitere Reduktion der Tropfendurchmesser ist danach nur noch durch eine

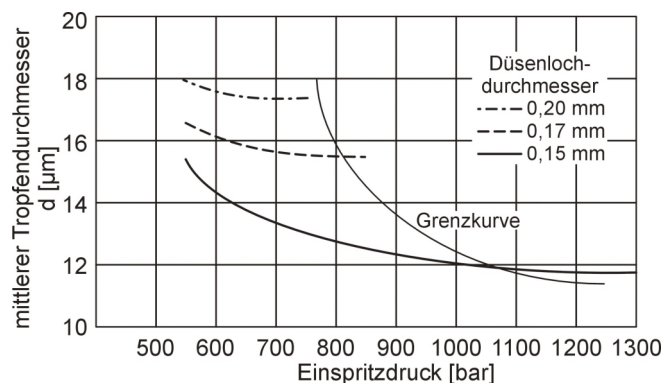


Abbildung 2-20: Tropfengrößen in Abhängigkeit des Einspritzdrucks und der Lochgröße [VeD97]

kombinierte Drucksteigerung mit gleichzeitiger Verkleinerung der Düsenlöcher möglich [VeD97].

[MWK01] haben eine asymptotische Abnahme des Einflusses des Einspritzdrucks auf die Eindringtiefe für hohe Einspritzdrücke festgestellt. Die kleineren Tropfen beeinflussen zusätzlich die Eindringtiefe durch hohe Verdampfungsraten. Erneut zeigten Sitzlochdüsen vergleichsweise geringere Eindringtiefen als Sacklochdüsen, die auf unterschiedliche Verhältnisse der Düseninnenströmung zurückgeführt wurden.

[HMK97] stellten bei Untersuchungen mit einem Phasendoppler Anemometer fest, dass die mittlere Geschwindigkeit der Tropfen mit steigendem Einspritzdruck zunimmt. Die höchsten Tropfengeschwindigkeiten wurden zu Beginn der Einspritzung im Bereich der Einspritzdüse gemessen, während im Verlauf der Einspritzung die maximale Tropfengeschwindigkeit im mittleren Bereich des Sprays gemessen wurde. Die Anzahl der Tropfen und die Tropfendichte nimmt mit zunehmendem Abstand von der Düse zu, während die Tropfendurchmesser abnehmen. Hohe Kraftstoffdrücke erhöhen dabei die Wahrscheinlichkeit des Tropfenaufbruchs größerer Tropfen durch aerodynamische Kräfte, die mit abnehmendem Tropfendurchmesser allerdings abnehmen.

Eine weitere Möglichkeit den mittleren Tropfendurchmesser zu reduzieren, stellt nach Ansicht von [SPR96] die Mehrfacheinspritzung dar. Die Autoren führten Untersuchungen zur Mehrfacheinspritzung durch, bei denen festgestellt wurde, dass die Eindringtiefe der ersten Teileinspritzung und der folgenden Teileinspritzung ein ähnliches Verhalten aufweisen. Die Eindringgeschwindigkeit des zweiten Einspritzpulses ist jedoch höher, da die Strahlinteraktion mit der Brennraumluft aufgrund der durch den ersten Einspritzstrahl induzierten Ladungsbewegung abnimmt. Dadurch holt der zweite Einspritzstrahl den ersten Einspritzstrahl im Laufe der Einspritzung ein. Die experimentell ermittelte Gesamteindringtiefe ist nach einer gewissen Verweildauer bei der Zweifacheinspritzung in etwa gleich groß mit einer Einfacheinspritzung. Untersuchungen zur Tropfengröße belegen jedoch, dass der mittlere Sauterdurchmesser bei der Mehrfacheinspritzung kleiner ist, so dass eine größere Angriffsfläche für die weitere Verdampfung bzw. Verbrennung zur Verfügung steht [SPR96].

Abbildung 2-21 zeigt mögliche Variationen der Einspritzratenformen durch Mehrfacheinspritzung oder Formung der Haupteinspritzung. Bei der Haupteinspritzung ist eine frühe Begrenzung der Rate gewünscht, um die  $\text{NO}_x$ -Emissionen zu reduzieren (3). Damit die Rußemission nicht ansteigt, ist eine hohe Rate mit hohem Strahlimpuls zum Ende der Einspritzung gewünscht (1). Zum Teil mehrfache Voreinspritzungen sind mehr oder weniger früh für alternative Brennverfahren (9) oder zur Reduzierung des Verbrennungsgeräuschs und des  $\text{NO}_x$ -Ausstoßes (7) nötig, während angelagerte Nacheinspritzungen (5) oder späte Nacheinspritzungen (8) zur Nachoxidation von Ruß bzw. zur Regeneration des Partikelfilters des Abgasnachbehandlungssystems eingesetzt werden können.

[FCS96] und [ArA97] konnten diese Aussagen bestätigen und haben mit einer Mehrfacheinspritzung gezeigt, dass die folgenden Einspritzpulse eine höhere Eindringgeschwindigkeit aufweisen. Je geringer dabei das Intervall zwischen den einzelnen Einspritzpulsen ist, desto höher die Eindringgeschwindigkeit der folgenden Teileinspritzung. Der Strahlkegelwinkel nimmt dabei erfahrungsgemäß mit steigendem Gegendruck zu, was durch [FCS96] und [ArA97] bestätigt werden konnte. Die Untersuchungen haben weiterhin gezeigt, dass mit steigendem Einspritzdruck der Brennraumdruck einen abnehmenden Einfluss auf den Strahlzerfall und damit Strahlkegelwinkel zeigt. Die Autoren treffen hierbei wie auch [Ste04] die Aussage, dass zu einer

sinnvollen Beurteilung der Gemischbildung mehrere Strahlkegelwinkel in verschiedenen Bereichen der Strahleindringtiefe miteinander verglichen werden müssen. Der Kegelwinkel im Nahbereich der Düse nimmt während des Einspritzvorgangs ab und ist somit zu Beginn des Einspritzvorgangs erweitert. Mehrfacheinspritzungen erzeugen dementsprechend aufgrund der mehrfachen Öffnungs- und Schließphasen ein Spray mit vergrößertem Strahlkegelwinkel. Der mittlere Sauterdurchmesser nimmt während des Einspritzvorgangs mit zunehmender Einspritzdauer nach [FCS96] kontinuierlich zu, was andere Quellen so nicht bestätigen [MSS04].

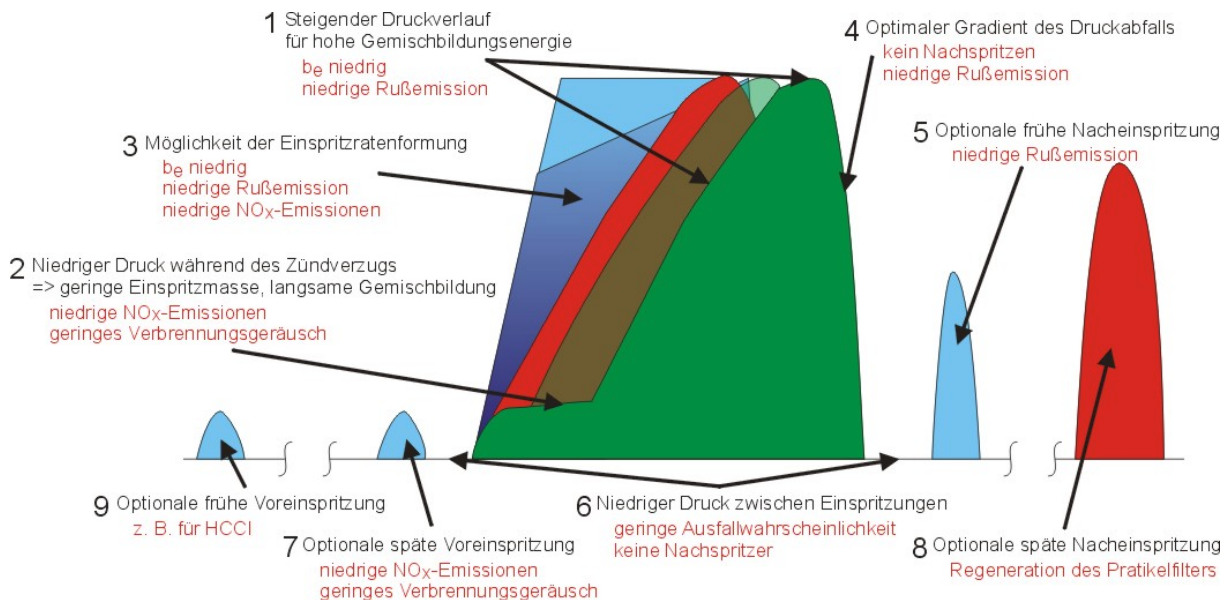


Abbildung 2-21: Unterschiedliche Einspritzstrategien mit Mehrfacheinspritzung [Sch04]

[KCL02] haben Untersuchungen zur Strahlausbreitung bei der Verwendung von Minisacklochdüsen und Sitzlochdüsen durchgeführt. Verwendet wurden Einlochdüsen, wobei mit Hilfe optischer Messsysteme gezeigt werden konnte, dass beide Düsentypen eine recht gute Reproduzierbarkeit aufweisen. Sitzlochdüsen zeigen jedoch insbesondere in der Nadelöffnungsphase Fluktuationen des Einspritzstrahls. Minisacklochdüsen zeigen dagegen einen gleichmäßigen Strahl mit sehr guter Reproduzierbarkeit. Die Eindringtiefen der flüssigen und gasförmigen Phase fanden bei den Untersuchungen Beachtung. Die Eindringtiefen beider Phasen sind dabei bis zum Erreichen der maximalen Flüssigeindringtiefe in etwa gleich. Anschließend nimmt die Flüssigeindringtiefe nicht mehr zu, während sich die Gasphase weiter im Brennraum ausbreitet, wie bereits in der Beschreibung der makroskopischen Strahlgrößen in Abbildung 2-8 gezeigt wurde. Der Kraftstoffdruck hat bei den Untersuchungen von [KCL02] kaum Einfluss auf die maximale Eindringtiefe der flüssigen Phase gehabt. Allerdings wurde gezeigt, dass die Eindringgeschwindigkeit mit zunehmendem Einspritzdruck ebenfalls zugenommen hat und eine höhere Eindringtiefe der Gasphase erreicht wurde. Fluktuationen in der Strahlausbreitung von Sitzlochdüsen wurden ebenfalls von [FeL01] festgestellt, wobei insbesondere die mangelhafte Symmetrie der Einspritzstrahlen untereinander als kritisch beurteilt wurde.

Dagegen beurteilen [BYK02] die Loch-zu-Loch-Variationen von doppelt geführten Sitzlochdüsen als vernachlässigbar. Bei Untersuchungen, die unter atmosphärischen Bedingungen durchgeführt wurden, wurde der Spraywinkel kaum vom Kraftstoffdruck beeinflusst. Es wurde unter drei Phasen der Penetration unterschieden. In der ersten Phase ist die Eindringgeschwindigkeit nahezu proportional zum Kraftstoffdruck. In der zweiten Phase nimmt die Eindringtiefe mit steigendem Kraftstoffdruck ab. In der

dritten Phase kommt es zu einer „Sättigung“ der Eindringtiefe, so dass diese bei Erhöhung des Drucks asymptotisch gegen einen Grenzwert läuft. Einem höheren K-Faktor wird eine erhöhte Eindringtiefe und ein reduzierter Spraywinkel zugesprochen. Höhere Kraftstoffdrücke sind dabei geeignet, um den mittleren Sauterdurchmesser zu verkleinern und die Struktur des Spraykerns zu vergleichmäßigen.

[HWX00] stellten fest, dass die maximale Nadelöffnungsgeschwindigkeit sowie der maximal erreichte Nadelhub eine Funktion des Raildrucks sind. Minisacklochdüsen hatten bei den Untersuchungen gegenüber Sitzlochdüsen höhere Durchflusswerte bei sonst gleichem Kraftstoffdruck und gleicher Lochgeometrie gezeigt. Weiterhin konnten geringere Voreinspritzmengen mit den Sacklochdüsen abgesetzt werden, da die Fluktuationen bei den Sitzlochdüsen unzulässig hohe Streuungen der Voreinspritzmengen insbesondere bei niedrigen Kraftstoffdrücken verursachten. Dabei wurde eine geringere Eindringtiefe bei erhöhtem Strahlkegelwinkel gemessen. Doppelt geführte Nadeln in den Sitzlochdüsen brachten an dieser Stelle keine Abhilfe. Die Lochgeometrie beeinflusst signifikant die maximale flüssige Eindringtiefe [HWX00]. Ähnliche Tendenzen konnten auch von [HuV01] gezeigt werden, der ein stark nichtlineares Verhalten der Einspritzdauer und der eingespritzten Kraftstoffmasse bei sehr kurzen Einspritzereignissen nachweisen konnte.

Das vorteilhafte Verhalten der Sacklochdüsen hinsichtlich der Strahlsymmetrie bringt an anderer Stelle erhebliche Nachteile. So haben [TFL01] festgestellt, dass der im Sackloch verbliebene Kraftstoff nach Beendigung der Einspritzung aus dem Sackloch ausdampft. Dies ist mit optischen Messmitteln deutlich anhand von Rußleuchten im Bereich der Düse zu erkennen (Abbildung 2-22). Da diese Bereiche nur mäßig nachoxidiert werden, kann die ausdampfende Kraftstoffmasse nach [TFL01] signifikant zum Rußausstoß beitragen.

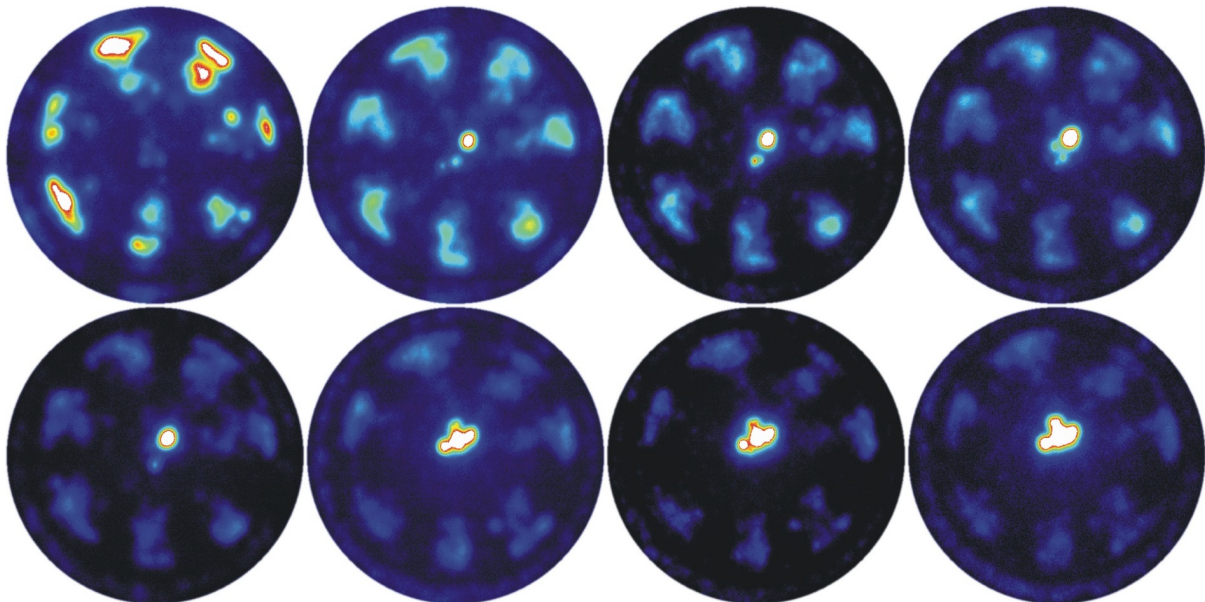


Abbildung 2-22: Intensität im Brennraum im UV-Spektrum - ausdampfender Kraftstoff im Bereich der Düse zum Ende der Verbrennung

In der Untersuchung wurde weiterhin gezeigt, dass bei drallbehafteten Brennverfahren ein schlecht abgestimmter Abstand der Vor- und Haupteinspritzung zu einer Einspritzung der Haupteinspritzmasse in die Verbrennung der Voreinspritzung führen kann, was wiederum zu einer erhöhten Rußbildung führt [Fet01, Eis03]. Die Voreinspritzmasse sollte so gering wie möglich gehalten werden, so dass hier keine

Verbrennung einsetzt, sondern lediglich gut aufbereiteter Kraftstoff Radikale zur verzugfreien Zündung der Haupteinspritzmasse bereitstellt [Fet01, Eis03]. Entsprechend sollten Drall und Einspritztiming so abgestimmt sein, dass die Haupteinspritzmasse die Bereiche der Voreinspritzung berührt, aber nach Möglichkeit nicht durchdringt. Diese Anforderung über den gesamten Last- sowie Drehzahlbereich zu erfüllen, stellt eine große Herausforderung dar [TFL01]. Deshalb hält auch [StD96] ein geringes Drallniveau mit hohem Einspritzdruck zur Bereitstellung der Gemischbildungsenergie für vorteilhaft.

[RiR96] untersuchten das Zündverhalten von Voreinspritzmengen. Bei langem Zündverzug durch frühen Einspritzbeginn und damit lange Gemischbildungsdauer stellte er geringere Konzentrationen gasförmigen Kraftstoffs zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung im Brennraum fest. Er gab zu bedenken, dass der lange Zündverzug auch auf eine schlechte Zerstäubung, Verdampfung und damit Gemischbildung zurückzuführen sein könnte. Mit einer Spätverschiebung des Einspritzbeginns wurden erste Zündherde über dem Quetschkantenbereich bei reduziertem Zündverzug aufgrund der erhöhten Temperaturen festgestellt. Variationen der Voreinspritzmasse haben gezeigt, dass Voreinspritzmassen von ca. 20% sich ähnlich der Haupteinspritzung verhalten. Ansatzweise konnte eine Diffusionsverbrennung festgestellt werden. Bei sehr geringen Voreinspritzmassen wurden erhöhte zyklische Schwankungen detektiert.

[SKB01] zeigten, dass die turbulente Strömung aus dem Nadelsitzbereich in das Düsensackloch von nadelhubgesteuerten Injektoren eine ungünstige Gemischbildung verursacht, die mit hoher Stickoxidbildung einhergeht. Experimente mit einem druckgesteuerten *CR*-Injektor zeigen eine ähnliche Strahlausbreitung wie mit dem EUP Einspritzsystem, die weniger Brennraumzonen auf hohem Temperaturniveau aufweist und damit eine geringere thermische  $\text{NO}$ -Bildung verursacht. [SKB01]

[AGF97] und [Bus01] stellten fest, dass stark kavitierende Düsenlöcher ein besser zerstäubtes Spray mit geringerer Eindringtiefe generieren, welches eine schnellere Verdampfung ermöglicht. Bei zylindrischen Düsenbohrungen ergeben sich während des Einspritzvorgangs Kavitationszonen, die sich auf Strahlzerfall und Zerstäubung auswirken (Abbildung 2-23, links oben). Wie in der Abbildung links unten dargestellt ist, kann dies eine Ablenkung des Einspritzstrahls von der Lochachse verursachen. Eine Vergrößerung des Strahlwinkels ist dabei besonders während der Öffnungs- und Schließphase beobachtet worden (Abbildung 2-23, rechts). Eine Verrundung der Einlaufkante von Sack- ins Spritzloch führt zu einer Vergleichmäßigung der Strömung und zu einer Reduktion der Kavitation. In Verbindung mit einer positiv konischen Spritzlochform konnte eine praktisch kavitationsfreie Strömung ausgebildet werden. Dies führt zu einem verringerten Strahlkegelwinkel im Nahbereich der Düse. Durch den hohen Druck in *CR*-Einspritzsystemen stellt sich beim Öffnungsvorgang eine hohe Strömungsgeschwindigkeit mit ungleichförmiger Druckverteilung und hoher Turbulenz im Sackloch ein. Dies führt zu verstärkten Kavitationserscheinungen und einer Ungleichverteilung der Strömungsbedingungen und damit unterschiedlicher Zerstäubung im Düsenbereich. Am Transparentmotor wurde eine ungünstige Gemischbildung während der Zündverzugsphase festgestellt, die zu erhöhter thermischer  $\text{NO}$ -Bildung mit entsprechendem Anstieg der  $\text{NO}_x$ -Emissionen im Abgas führte. Die Einspritzverlaufsform dominiert dabei, jedoch zeigt ein nadelhubgesteuertes System Nachteile im Bezug auf  $\text{NO}_x$  Emissionen [KBK02, MKK04].

Mittelwertbildung aus 50 Aufnahmen bei vollständig geöffneter Nadel

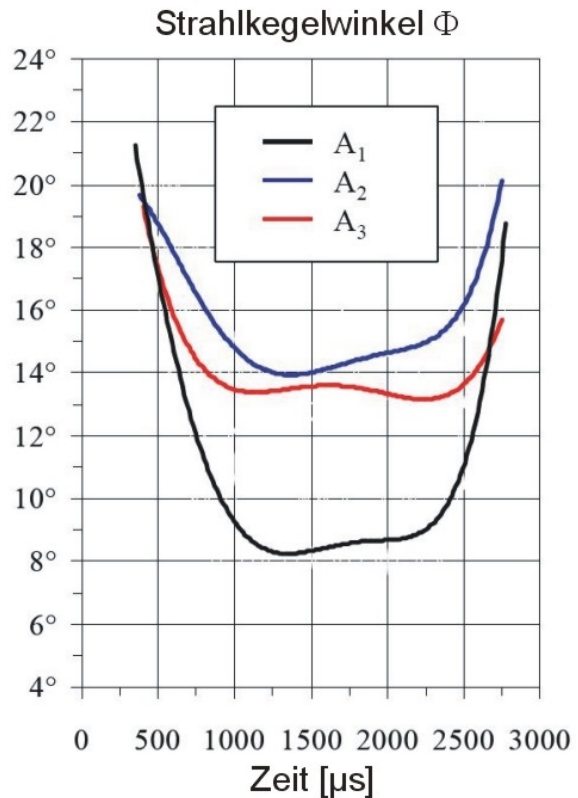
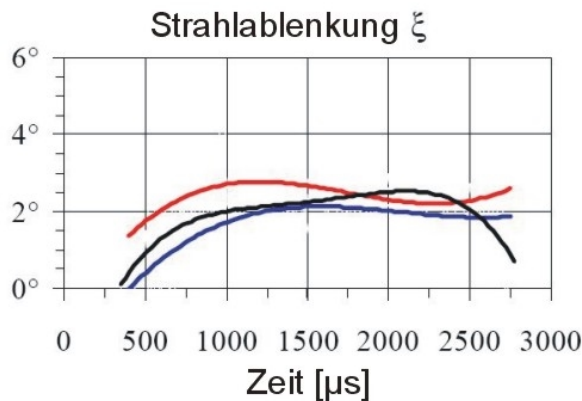
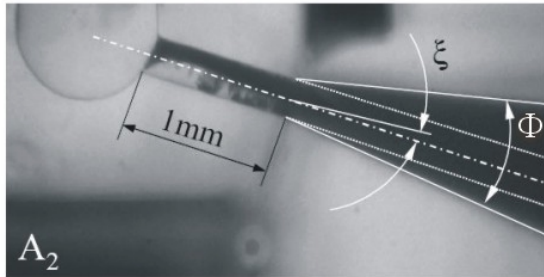


Abbildung 2-23: Einfluss der Kavitation auf den Strahlkegelwinkel [Bus01]

Hinsichtlich des Strahlaufruchs und der Tropfenbildung haben nach Ansicht von [MEB04] die Parameter Einspritzrate, effektiver Strömungsquerschnitt, Turbulenz und Kavitationsniveau den höchsten Einfluss, wobei die letzten beiden von der Reynolds-Zahl repräsentiert werden. Der Durchfluss durch die Düse wird vom Betriebszustand, der Düsen- bzw. Lochgeometrie und den Strömungseigenschaften bestimmt. Aus der Gleichung

$$\dot{m} = A \cdot C_c \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_v)} \tag{2-12}$$

( $A \cdot C_c$  ist die effektive Querschnittsfläche bei Kavitation)

schlussfolgern die Autoren, dass der Durchfluss durch ein Düsenloch bei Kavitation unabhängig ist von den Druckbedingungen stromabwärts vom Düsenloch. Der Durchfluss wird somit für eine gegebene Geometrie nur vom Druck  $P_1$  stromaufwärts des Düsenlochs sowie vom Dampfdruck  $P_v$  beeinflusst [BPP04].

[Bus01, APM04] untersuchten Kavitationserscheinungen der Düseninnenströmung in Abhängigkeit der Düsengeometrie (Abbildung 2-24). Die Kavitationsblasen des Hauptgebietes der Kavitation implodieren den Untersuchungen nach im Spritzloch. Bei niedrigen Nadelhuben treten die Kavitationsblasen mit einer höheren Häufigkeit auf und werden nach [APM04] aus der Düse hinausgetragen, um beim Eintritt in den Brennraum und beim Übergang in das Spray zu implodieren. Die Entstehung sowie ausgebildete Kavitation zeigen Abbildung 2-25 und Abbildung 2-26. Weiterhin rotiert die Strömung

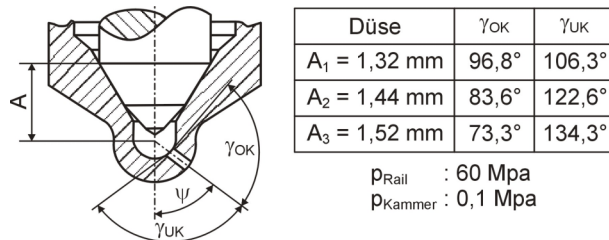


Abbildung 2-24: Definition des "A" Maßes



den numerischen Betrachtungen von [APM04] nach innerhalb des Loches stark. Durch diese Effekte kann der verstärkte Strahlauflbruch bei niedrigen Nadelhüben erklärt werden. Weiteres Augenmerk galt der Verkokung der Düsen. Es wurde festgestellt, dass die Verkokung durch die Abwesenheit von Kavitation begünstigt wird. Eine Reduktion der Einlaufkantenverrundung von 60  $\mu\text{m}$  auf 30  $\mu\text{m}$  resultiert in einer Zunahme von 30 % an Dieseldampf und einer Abnahme von 3,5 % in der Durchflussrate des Spritzlochs. Hinsichtlich der Verkokung sind Mikrosacklochdüsen robuster als Sitzlochdüsen. Mikrosacklochdüsen zeigen bei ansonsten gleichen Düsengeometrien einen 2 % höheren Durchfluss bei identischen Nadelhüben. Eine Erhöhung von 135 MPa auf 160 MPa bewirkt einen Anstieg des Durchflusses um 8-10 %. Mit zylindrischen Löchern wird dies von einem Anstieg des Dampfgehalts in den Löchern begleitet, während dieser Anstieg mit konischen Löchern ausbleibt. Die Erhöhung des Einspritzdrucks führt somit zu einer Reduzierung der Gefahr von Verkokung bei Düsenlöchern mit niedrigem hydraulischen Durchfluss aber nicht unbedingt bei Düsen mit hohen hydraulischen Durchflusswerten [APM04].

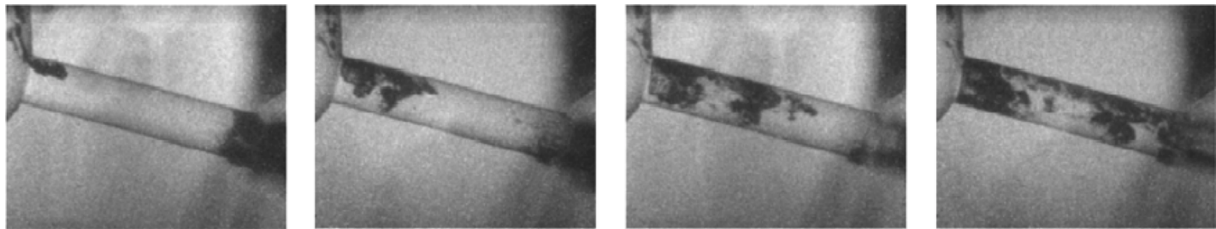


Abbildung 2-25: Schnitt durch eine Düse bei Entstehung der Kavitation [Bus01]

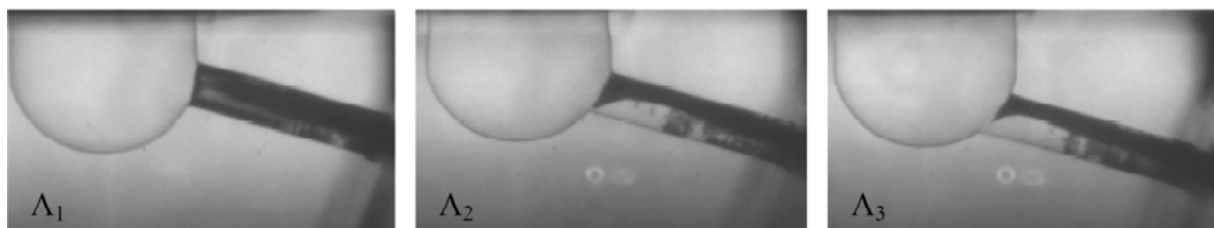


Abbildung 2-26: Schnitt durch eine Düse mit ausgebildeter Kavitation in Abhängigkeit des  $\Lambda$ -Maßes [Bus01]

Somit bleibt für die Betrachtung der Gemischbildung festzuhalten, dass die unterschiedlichen Untersuchungen gezeigt haben, dass die Düsengeometrie und die sich daraus ergebende Düseninnenströmung einen erheblichen Einfluss auf den Strahlauflbruch hat. Je nach Einzelfall kann in Abhängigkeit der Effekte mit steigendem Kraftstoffdruck die flüssige Eindringtiefe zu oder abnehmen. In jedem Fall nimmt die Eindringgeschwindigkeit sowie der Strahlkegelwinkel mit steigendem Kraftstoffdruck zu und der Tropfendurchmesser bis zu einem bestimmten Grenzwert ab. Eine weitere Erhöhung der Kraftstoffdrücke ist deshalb ausdrücklich für die Gemischbildung gewünscht.

Nach [BPM05] hat ein rampenförmiger Einspritzverlauf nur während der Öffnungsphase einen erweiterten Strahlkegelwinkel, was beim „boof“-förmigen Einspritzverlauf noch stärker ausgeprägt ist. Der anliegende Kraftstoffdruck ist ausschlaggebend für die Eindringtiefe, wobei mit steigendem Kraftstoffdruck die Eindringgeschwindigkeit zwar zunimmt, aber die Eindringtiefe zumindest der flüssigen Phase tendenziell abnimmt. Bei der Vermessung der Strahlkegelwinkel muss beachtet werden, dass Fluk-

tuationen von  $3^\circ$  des Strahlkegelwinkels als normale Streuung erachtet werden müssen [BPM05]. In Düsen­nähe erzeugten die rampen- und „boot“-förmigen Verläufe einen vergrößerten Sauterdurchmesser (insbesondere der „boot“-Verlauf, ein Einspritzverlauf in der Form eines Stiefels (eng.: *boot*), bei dem die Rate zunächst auf einem niedrigeren Niveau gehalten wird, um dann zu einer höheren Rate zu schalten), während sich die Sauterdurchmesser im weiteren Abstand von der Düse zunehmend angleichen, da diese Regionen erst mit zunehmender Einspritzdauer erreicht werden, in der die Drücke und Nadelhübe der unterschiedlichen Ratenformen sich ebenfalls angleichen. Die größte Eindringtiefe wurde von dem Rechteck-Verlauf erreicht, gefolgt von der Rampe, gefolgt vom „boot“-Verlauf. Es war so gut wie kein Unterschied im makroskopischen Strahlkegelwinkel erkennbar. Höhere Drücke führten des Weiteren zu einem vergrößerten Strahlkegelwinkel während der Öffnungsphase. Ein ideales Spray sollte nach Möglichkeit mit so viel Luft wie möglich interagieren, während die Tropfen so klein wie möglich sein sollten, um die Kontaktfläche zwischen Luft und Kraftstoff zu maximieren, wobei dies von der Wärmefreisetzung und dem maximalen lokalen Temperaturen her natürlich kritisch ist [BPM05].

### 2.6.2 Voreinspritzung

[MoR96] stellten bei Untersuchungen zur Mehrfacheinspritzung in Verbindung mit AGR fest, dass sich die ersten Zündungsherde mit Voreinspritzung weiter zum Brennraumrand ausbilden. Das Einspritzsystem ließ dabei bis zu vier unabhängige Einspritzereignisse innerhalb eines Zyklus zu. Die Voreinspritzmasse konnte in bestimmten Betriebspunkten soweit reduziert werden, dass keine Zündung der Voreinspritzmasse sichtbar war. Mit dieser Strategie wurde eine signifikante Reduzierung von  $\text{NO}_x$  und Partikelmasse mit einer Verbindung von geteilter Einspritzung und AGR erreicht. Bei geringen Lasten im Leerlauf, wenn die Einspritzmasse zu gering für geteilte Einspritzstrategien ist, wurde ein geringer Kraftstoffdruck genutzt, um die Rußmasse bei einer Verschlechterung der  $\text{NO}_x$  Emissionen zu reduzieren, was tendenziell anderen Untersuchungen widerspricht. Bei hohen Lasten konnte die Rußemission durch die geteilte Einspritzung signifikant reduziert werden. Weiteres Potential wurde einer Optimierung der Einspritzmassen und der zugehörigen Intervalle zwischen den Einspritzungen prognostiziert. Weiterhin war eine Reduktion von 11% hinsichtlich des spezifischen Brennstoffverbrauchs in Verbindung mit den reduzierten Emissionen möglich, da der Einspritzbeginn der ersten Teileinspritzung bei Unterteilung der Einspritzmasse in mehrere Einspritzereignisse in Richtung früh verschoben werden konnte. [PaR98] bestätigen das Potential der Mehrfacheinspritzung und betonen die Wichtigkeit der Optimierung des *Timings* von Einspritzmassen und Zeitintervallen zwischen den Einspritzereignissen, um eine Möglichst gute Ausnutzung der Brennraumluft im Gemischbildungsvorgang zu gewährleisten.

[NST98] und [Zha99] führten Untersuchungen zur Reduzierung des Verbrennungsgeräusches mittels Voreinspritzung durch. Durch die Verwendung einer Voreinspritzung konnte bei konstanten  $\text{NO}_x$ -Emissionen sowie gleichem Ruß- und HC-Ausstoß das Verbrennungsgeräusch reduziert werden. Allerdings zeigten die Untersuchungen einen starken Zusammenhang im *Trade-off* zwischen Ruß und Verbrennungsgeräusch. Es wurde ein Zusammenhang der Rußemission insbesondere zur Flamme der Piloteinspritzung bei Beginn der Haupteinspritzung hergestellt. Durch Anpassung der Voreinspritzmasse und des *Timings* konnte eine gleichzeitige Reduzierung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen und Rußmasse erzielt werden. Allerdings zeigte das verwendete Einspritzsystem die Notwendigkeit zu erhöhter Flexibilität bei der Ratenformung und Darstellbarkeit reproduzierbarer Kleinstmengen der Voreinspritzmasse auf.

### 2.6.3 Formung der Haupteinspritzung

Durch die hohe Umsatzrate im frühen Stadium der Verbrennung bei *Common-Rail* Einspritzsystemen sind diese nach Ansicht von [BBB99] (bei rechteckigem Einspritzverlauf) nur mit einer Spätverstellung des Einspritzbeginns einsetzbar, da die Stickoxidemissionen aufgrund der hohen Druckgradienten und lokalen Temperaturen ansonsten in unzulässige Bereiche ansteigen. Dadurch ist das Potential der Freiheitsgrade sowie des hohen Kraftstoffdrucks eines *CR*-Systems nicht voll ausschöpfbar, da mit der Spätverstellung der spezifische Kraftstoffverbrauch deutlich zunimmt. Eine Reduzierung der frühen Einspritzrate oder des Zündverzuges bzw. die Reduzierung der in der Zündverzugszeit eingespritzten Masse ist deshalb gewünscht. Einerseits führt reduziertes Ansteigen der Einspritzrate zu reduzierten Einspritzmassen in der frühen Phase der Einspritzung, auf der anderen Seite verlängert sich durch die verschlechterte Gemischaufbereitung die Zündverzugszeit, was wiederum zu einer Vergrößerung der eingespritzten Masse bis zur Zündung führt [Hey88]. Es kann aus den Untersuchungen jedoch geschlussfolgert werden, dass der Einfluss der Einspritzverlaufsformung auf die Zündverzugszeit nur gering ist. Eine Reduzierung der Einspritzrate zieht somit auch die Reduzierung der während der Zündverzugszeit eingespritzten Kraftstoffmasse nach sich.

Ein langsames Öffnen der Düsennadel durch entsprechende Systemabstimmung führt zu hoher Rußemission [NST98, BBB99]. [NST98] führten eine Variation der Nadelgeschwindigkeit durch die Beeinflussung des Drucks im Steuerraum der Servohydraulik durch. Beim Einsatz einer reduzierten Nadelgeschwindigkeit verschlechterten sich die Rußemissionen, was die Autoren auf die Verlängerung der Einspritzdauer und die reduzierte Einspritzrate zu Beginn der Einspritzung zurückführen. Die Haupteinspritzung zündet hingegen durch die „langsame“ Nadel später und nach [NST98] weiter außen in der Kolbenmulde. Die Autoren schlagen vor, dass die Einspritzung in der Art verlaufen sollte, dass die Zündung nach einem möglichst kurzen Zündverzug einsetzt. Weiterhin sollen Einspritzrate und Wärmefreisetzungsrate nach der Zündung möglichst schnell ihr Maximum erreichen. Deswegen sei die Steuerung des Einspritzdrucks zwingend notwendig.

Die im Zündverzug eingespritzte Kraftstoffmasse ist nach Ansicht von [BBB99] nicht allein ausschlaggebend für die  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Unterschiedliche Ausbreitungsmechanismen im Einspritzstrahl führen auch bei gleichen Einspritzratenverläufen zu unterschiedlichen Verbrennungsabläufen. So wurden im Vergleich zu einem PD-System geringere Eindringtiefen mit größerem Strahlkegelwinkel bei Schattenaufnahmen mit einem *CR*-Einspritzsystem festgestellt. Es entsteht dabei ein markant dickerer Strahlfuß durch die Nadelsitzdrosselung und möglicherweise Kavitationerscheinungen innerhalb der Düse. Um die Vorteile des *CR*-Systems zu nutzen, muss somit eine Formung des Einspritzverlaufs mit Hilfe der Druckmodulation bei voll geöffneter Nadel möglich sein. Um dieses Potential voll zu nutzen sind auch bei *CR*-Systemen Drücke von deutlich über 160 MPa trotz der hohen notwendigen Pumpenleistungen nötig [NST98, BBB99].

[KTM00] haben bei vergleichenden Untersuchungen von *CR*-Systemen gezeigt, dass die während der Zündverzugszeit eingespritzte Kraftstoffmasse bei diesen Systemen im Vergleich zu druckgesteuerten Systemen vergleichsweise groß ist, was einen Nachteil hinsichtlich der  $\text{NO}_x$ - und Geräuschemissionen darstellt. Deshalb würde es als großer Vorteil angesehen, wenn die Möglichkeit zur Steuerung des Einspritzratenverlaufs innerhalb des Einspritzvorgangs, insbesondere mit einer Reduzierung der frühen Einspritzrate zu Beginn der Einspritzung bestünde. Zur frühen Ratenbegren-

zung wurde das von den Autoren *NCRS (next generation common rail system)* genannte Einspritzsystem erprobt. Es ergänzt ein gewöhnliches *CR*-Einspritzsystem um einen weiteren Druckspeicher mit einer Drossel und einem Druckregelventil, zu dem der eigentliche Hochdruckspeicher mit einem 2/2-Wegeventil durchgeschaltet werden kann. Im Hochdruckrail wird der gewünschte hohe Druck, der für den Bereich zum Ende der Einspritzung notwendig ist, vorgehalten. Im zweiten Druckspeicher liegt ein niedrigerer Druck vor, mit dem die Einspritzung beginnt. Während des Einspritzvorgangs wird der hohe Druck des Hochdruckrails zugeschaltet, so dass der Kraftstoffdruck in Abhängigkeit der gewählten Drücke und des Schaltpunkts den gewünschten Ratenverlauf erzeugt. Nach Abschluss des Einspritzvorgangs wird das 2/2-Wegeventil zum Hochdruckrail geschlossen und im Niederdruckrail fällt der Kraftstoffdruck durch die Kombination von Drossel und Druckregelventil bis zum Beginn des nächsten Einspritzvorgangs langsam ab, so dass der nächste Einspritzvorgang erneut mit niedrigerem Raildruck beginnen kann. Mit dieser relativ geringen Modifikation des Einspritzsystems konnten die Autoren [KTM00] Verbesserungen in den  $\text{NO}_x/\text{b}_e$ - und  $\text{NO}_x/\text{PM}$ -*Trade-offs* erzielen

[NST98] verwendeten eine Druckmodulation mit zwei *Common-Rail* Speichern mit 20 und 130 MPa, die über Magnetventile geschaltet wurden. Bei der Verwendung einer Kombination aus Voreinspritzung und druckmodulierter Haupteinspritzung konnte der  $\text{NO}_x$ -Ausstoß reduziert werden, während sich der spezifische Brennstoffverbrauch verschlechterte. Der Rußausstoß konnte trotz erhöhter maximaler Einspritzrate und verkürzter Einspritzdauer bis zum Erreichen der maximalen Rate nicht verbessert werden. Dies wurde darauf zurückgeführt, dass der niedrige Druck zu Beginn der Einspritzung eine Zündung des Kraftstoffs im Bereich der Düse verursachte, worauf die Hochdruckeinspritzung direkt in bzw. durch die Flamme erfolgte. Als Resultat erfolgte die Diffusionsverbrennung langsam mit hohem spezifischen Kraftstoffverbrauch und hoher Rußbildungsrate.

Bei gleichem mittleren Einspritzdruck über dem Einspritzintervall eines geformten Einspritzratenverlaufs mit früher Ratenbegrenzung bleibt der Verbrauch nach [CJG02] gleich und es zeigen sich Vorteile beim Ruß. Das System reagiert weniger sensibel auf den „Restdruck“ zu Beginn der Einspritzung als auf den Raildruck. Bei konstantem  $\text{NO}_x$  bleibt der Verbrauch gleich bis leicht besser, während Ruß bis zu 50% reduziert werden kann. Dieses Verhalten trifft auch beim Einsatz von AGR zu. Die höhere Einspritzenergie führt allgemein zu einer Rußabsenkung, die bis zu 50% betragen kann. Die Nacheinspritzung erlaubt eine weitere Absenkung um 40%, so dass insgesamt eine Reduktion >70% möglich ist [CJG02, GCJ03, See04]. Deshalb sind auch nach Ansicht von [GCJ03] Verbesserungen insbesondere der Wirkungsgrade der Einspritzsysteme notwendig, um die Vorteile der Einspritzverlaufsformung voll zu nutzen ohne den spezifischen Kraftstoffverbrauch zu verschlechtern.

[GKK04] sprechen der Einspritzverlaufsformung im Gegensatz zu den anderen Autoren nur geringes Potential zu und schätzen dies auf lediglich 2%. Dagegen wird ein hoher Bedarf an Drucksteigerung für hohe Lastpunkte prognostiziert (über 220 MPa). Das Niveau der  $\text{NO}_x$ -Emissionen wird dagegen nach Ansicht der Autoren lediglich von der Lage des Verbrennungsschwerpunkts dominiert. Hält man die Einspritzdauer konstant, bei einem konstanten mittleren Einspritzdruck, so weist eine schnelle Rampenform die geringsten Rußemissionen auf [GKK04]. Allerdings ist hier gegenüber der rechteckigen Einspritzverlaufsform eine Drucksteigerung in der Endphase der Einspritzung notwendig, so dass die Verbesserung in der Rußemission auch auf eine verbesserte Gemischbildung aufgrund des höheren Kraftstoffdrucks mit höherem Lufteintrag ins Spray und damit verbesserter Rußoxidation zurückgeführt werden

kann. Damit wäre nicht unbedingt die Einspritzratenbegrenzung in der frühen Einspritzphase für eine Verbesserung im *Trade-off* verantwortlich.

[DBM04] bestätigen den Einfluss der lokalen Durchmischungsrate auf die Rußbildung bzw. den Rußausstoß. Diese ist somit abhängig von der Turbulenz, sowie den vorliegenden lokalen Flammentemperaturen. Nach [DBM04] werden „*boot*“-förmige Einspritzverläufe als geeignet erachtet, um die NO<sub>x</sub>-Emissionen zu reduzieren, ohne signifikante Einbußen an Emissionen der Partikelmasse oder Verschlechterung des spezifischen Brennstoffverbrauchs in Kauf nehmen zu müssen. Erreicht wird dies nach [DBM04] allerdings durch die frühe Ratenbegrenzung und damit durch die Begrenzung der maximalen Wärmefreisetzungsrate, die anderenfalls üblicherweise in der frühen Verbrennungsphase der vorgemischten Verbrennung auftritt. Interessanterweise wurde innerhalb der Untersuchungen von [DBM04] bei den hohen Lasten die vorgemischte Verbrennungsphase wenig von der „*boot*“-förmigen Einspritzform beeinflusst. Lediglich zum Ende der vorgemischten Verbrennung waren Unterschiede erkennbar. Bei mittlerer Last und niedriger Drehzahl wurde insbesondere bei niedrigen Kraftstoffdrücken ein geringerer *premixed peak* beobachtet. Ausschlaggebend ist allerdings der langsamere Anstieg der Wärmefreisetzung in der Phase der Diffusionsverbrennung.

Der „*boot*“-Verlauf sollte laut [DBM04] in jedem Fall mit vollständig geöffneter Düsen-nadel generiert werden, da eine Ratenerzeugung mit Hilfe der Beeinflussung des Nadelhubs in fast allen Fällen Nachteile bezüglich der Leistungsfähigkeit gezeigt hat. Auch nach Ansicht von [TKN05] ist dieser Weg vorzuziehen, da die Erzeugung der gewünschten Einspritzrate durch die Drosselung des Kraftstoffzuflusses an der Düsen-nadel bekanntermaßen zu einer Ungleichverteilung der Zulaufbedingungen zu den einzelnen Düsenlöchern und damit zu einer Ungleichverteilung der Kraftstoff-masse in Brennraum in Verbindung mit einer schlechten Gemischbildung führen kann. Dies deckt sich mit den Erfahrungen anderen Autoren und bietet ein hohes Maß an Freiheitsgraden [Ste04, See04]. So können durch die Wahl verschiedener Druckniveaus sowie unterschiedlicher Schaltpunkte der Drücke vielfältige Einspritzra-tenformen erzeugt werden.

Die NO<sub>x</sub>-Emissionen können weiter reduziert werden, indem der Einspritzdruck der ersten „*boot*“-Stufe reduziert, oder die Dauer der „*boot*“-Stufe verlängert wird. Eine Kombination aus niedrigem Druck und verlängerter Dauer wirkt sich verstärkend auf die NO<sub>x</sub>-Reduktion aus. Allerdings nehmen Ruß und Brennstoffverbrauch dabei dras-tisch zu [DBM04]. Eine besondere Empfindlichkeit gegenüber dem Rußausstoß zei-gen nach [DBM04] und [TKN05] Lastfälle mit niedriger Last und niedriger Drehzahl. Bei hoher Drehzahl ist die Empfindlichkeit der Rußbildung weniger stark ausgeprägt, jedoch reagiert der spezifische Brennstoffverbrauch umso ungünstiger, da lange Ein-spritzdauern bei hohen Drehzahlen verständlicherweise zu vermeiden sind, und so-mit der „*boot*“-Verlauf prinzipbedingt nur schwer vorteilhaft eingesetzt werden kann. Bei hohen Lasten kann den „*boot*“-förmigen Ratenverläufen grundsätzlich ein Ver-besserungspotential im *Trade-off* zu NO<sub>x</sub> und spezifischen Brennstoffverbrauch be-scheinigt werden [DBM04]. Es wurde festgestellt, dass der „*boot*“-förmige Einspritz-verlauf dagegen bei mittleren Drehzahlen und niedrigen Lasten vom *Trade-off*-Verhalten nicht sinnvoll ist. NO<sub>x</sub> wurde im selben Umfang reduziert wie in den Fällen mit höherer Last. Die hohe Empfindlichkeit der Partikelmasse bei niedrigeren Lasten wird auf die reduzierte Ladungsdichte der Brennraumluft zurückgeführt, die eine gute Durchmischung und Nachoxidation verhindert. Die hohe Empfindlichkeit des spezifi-schen Brennstoffverbrauchs resultiert bekanntermaßen aus der geringeren zur Ver-fügung stehenden Zeit für Gemischbildung und Verbrennung, die bei Einspritzstrate-

gien mit langer Einspritzdauer zu einer späten Verbrennung im Expansionstakt führt. Somit ist die Einspritzverlaufsformung insbesondere sinnvoll bei hohen Lasten und niedrigeren Drehzahlen, in Bereichen des Kennfeldes, wo die Reduzierung des  $\text{NO}_x$ -Ausstoßes die Zunahme an Ruß überkompensiert [DBM04b].

Auch bei [TKN05] wird durch einen relativ späten Schaltpunkt von der niedrigeren auf die höhere Kraftstoffdruckstufe ein „boot“-förmiger Verlauf erzeugt, der den Anteil an vorgemischter Verbrennung reduziert. Bei Verwendung eines ähnlich aufgebauten Systems wie bei [KTM00] war es den Autoren möglich, mit einem derartigen Einspritzverlauf durch die Reduzierung der innerhalb des Zündverzugs eingespritzten Kraftstoffmasse gleichzeitig den Spitzendruck, die  $\text{NO}_x$ -Emission und durch die Kombination mit einem früheren Einspritzbeginn den spezifischen Kraftstoffverbrauch zu reduzieren. In fast allen Bereichen zeigte die „boot“-förmige Einspritzung ein hohes Potential zur Emissionsreduzierung bei gleichzeitiger Steigerung des Wirkungsgrades. Auch von [TKN05] wurde festgestellt, dass die frühe Ratenbegrenzung stark den Anstieg der Wärmefreisetzungsrates auch im Bereich der Diffusionsverbrennung beeinflusst. Eine Reduzierung der Geräuschemissionen war dabei ein positiver Nebeneffekt der Schadstoffreduzierung. Bei Lastfällen mit hoher Drehzahl verschlechterten sich die Emissionswerte der „boot“-förmigen Einspritzstrategie, da durch die verkürzte zur Verfügung stehende Zeit im Verbrennungstakt der Verbrennungsschwerpunkt mit der im „boot“-Verlauf vergleichsweise langen Einspritzdauer in Richtung spät und damit in den Expansionstakt verschoben wird. Dadurch sinkt der Wirkungsgrad und der spezifische Brennstoffverbrauch steigt an. Deshalb sprechen [TKN05] dem „boot“-förmigen Einspritzverlauf das höchste Potential bei hohen Lasten und niedrigen bis mittleren Drehzahlen zu, während für hohe Drehzahlen eher eine schnelle Rampenform propagiert wird (Abbildung 2-27). Ähnliches gilt für niedrige Lasten, wo aufgrund der kurzen Einspritzdauer genügend Gemischbildungsenergie durch die Einspritzung eingebracht werden muss, so dass sich eine zu starke frühe Einspritzratenbegrenzung negativ auf die Gemischbildung und damit die Rußoxidation auswirkt. Hier ist nach Ansicht der Autoren die schnelle Rampenform oder sogar die Rechteckform vorzuziehen. Weitere Untersuchungen der geformten Einspritzverläufe in Verbindung mit Abgasrückführung haben weiterhin gezeigt, dass die Potentiale der beiden Verfahren zur Emissionsreduzierung von  $\text{NO}_x$  sich unabhängig ergänzen. Allerdings ist zur Optimierung des Ruß/ $\text{NO}_x$ -Trade-offs bei konstantem spezifischen Kraftstoffverbrauch die Abstimmung der Einspritzratenform in Abhängigkeit der Abgasrückführrate vorzunehmen.

Ähnliche Effekte wie [TKN05] konnten zuvor schon [TKM00] darstellen, wobei sie hierbei mit der Variation der Schaltgeschwindigkeit der Druckstufen und damit der Druckanstiegsgeschwindigkeit signifikante Einflüsse auf die Gemischbildung erzielen konnten. Die Schaltgeschwindigkeit und die Druckanstiegsgeschwindigkeit sind insbesondere bei hoher Last und hoher Drehzahl, wenn für die Gemischbildung und Verbrennung wenig Zeit zur Verfügung steht, von entscheidender Bedeutung. Eine schnelle Rampe zeigte bei hoher Last, entsprechend genannter Überlegungen, das höchste Potential hinsichtlich der Emissionsreduzierung [TKM00, See04]. Dagegen wird von [DDK04] schnellen Rampenformen das höchste Potential bei Teillast und „boot“-förmigen Einspritzraten das höchste Potential bei Vollast unabhängig von der Motordrehzahl zugesprochen. Abbildung 2-27 zeigt die nach Ansicht der Autoren idealen Einspritzdrücke und -verlaufsformen innerhalb des Motorkennfeldes.

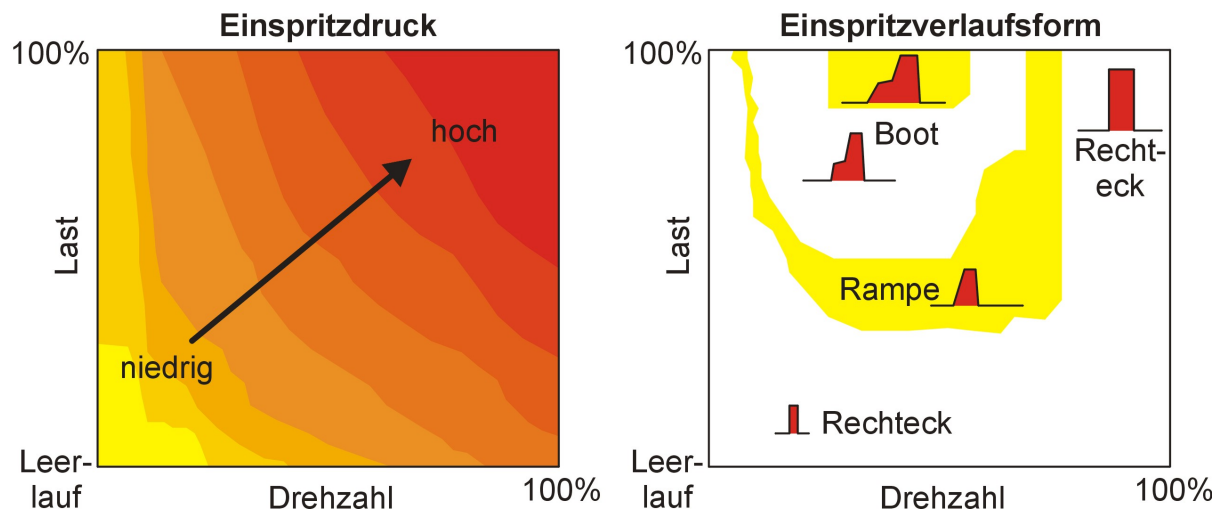


Abbildung 2-27: Ideale Einspritzratenformen in Abhängigkeit des Betriebspunkts [TKN05]

#### 2.6.4 Nacheinspritzung

Untersuchungen der Nacheinspritzung von [BSS00] ergaben ein deutliches Potential zur Rußminimierung (30%) bei konstanten  $\text{NO}_x$ -Emissionen und konstantem spezifischem Brennstoffverbrauch. Nacheinspritzmengen von <10% haben sich dabei als optimal erwiesen. Während die angelagerte Nacheinspritzung den Lufteintrag und die Durchmischung fördert, bringt sie dadurch hohe Temperaturen in fette Bereiche, die somit nachoxidiert werden können. Weiterhin ist bei den Untersuchungen kein signifikanter Vorteil von getakteter Haupteinspritzung deutlich geworden, da die Gesamteinspritzdauer der getakteten Einspritzung länger ist, was die bekannten Nachteile mit sich bringt. Das Potential der Nacheinspritzung bei hoher Last stellt sich wie bereits oben beschrieben dar [BSS00].

[RiL02] untersuchten die getaktete Einspritzung mit mehrfachen Vor- und Nacheinspritzvorgängen. Sie zeigten dabei ebenfalls insbesondere für die Nacheinspritzung ein hohes Potential auf. Großen Einfluss zeigten erneut die Parameter Masse, Druck, Einspritzbeginn, Abstand zwischen den Einspritzungen sowie Abgasrückführrate. Insbesondere bei Mehrfacheinspritzstrategien ist dabei ein hoher Druck nötig, da bei geschickter Abstimmung der Anteil der vorgemischten Verbrennung deutlich reduziert wird und die Verbrennung fast ausschließlich Mischungskontrolliert abläuft. Daher sind hohe Gemischbildungsenergien gewünscht. Weiterhin geben die Autoren zu bedenken, dass durch die zahlreichen hinzukommenden Freiheitsgrade der Entwicklungsaufwand erheblich steigt. Als Lösung werden optische Messsysteme vorgeschlagen, die ein besseres Verständnis der innermotorischen Vorgänge ermöglichen sollen [RiL02].

[SBE02] sprechen der Rußoxidation die entscheidende Rolle bei der Rußemission zu. Wichtig ist insbesondere der momentane lokale Sauerstoffanteil, der vom globalen Luftverhältnis und der Turbulenz (Mischungsgeschwindigkeit) beeinflusst wird. Die Rußoxidation verläuft demnach bei hohem Kraftstoff- und Brennraumdruck besser, während die maximale gebildete Rußmasse nach [SBE02] annähernd gleich ist.

[PBP02] beschreiben hinsichtlich der während der Nacheinspritzung eingespritzten Brennstoffmasse das Optimum bei 15-20 mg pro Zyklus für den eingesetzten Nfz-Motor. Während die Brennstoffmasse der Nacheinspritzung bei Teillast zwischen 15-20% liegen sollte, soll dieser Anteil bei Vollast auf 7-10% reduziert werden. Offensichtlich gibt es hier also ein Optimum an Einspritzmasse, das sich dadurch aus-

zeichnet, dass die Masse einen ausreichenden Strahlimpuls zur Einbringung zusätzlicher Gemischbildungsenergie und Turbulenz für die Nachoxidation mit sich bringt. Gleichzeitig reicht die Brennstoffmasse zur Steigerung der Temperaturen für die Nachoxidation, während die Brennstoffmasse gering genug sein muss, um nicht selbst signifikant zur Rußbildung beizutragen.

### 2.6.5 Abgasnachbehandlung

[SES03] führen die Abgasnachbehandlung als vielversprechendste Technologie zur gleichzeitigen Reduktion von  $\text{NO}_x$ -, Partikelaustritt und spezifischen Kraftstoffverbrauch an. Durch die Reduktion der  $\text{NO}_x$ -Emissionen mit Hilfe eines Abgasnachbehandlungssystems können innermotorisch die beiden kritischen Größen Ruß und Wirkungsgrad durch frühe Einspritzzeitpunkte optimiert werden, was nach Ansicht der Autoren den sinnvollsten Weg zur Erfüllung der aktuellen Emissionsgrenzwerte darstellt. Partikelfilter, wie sie zum Beispiel in Personenkraftwagen zum Standard geworden sind, werden für zukünftige Emissionsvorschriften ebenfalls aus heutiger Sicht unumgänglich sein.

Da die innermotorische Senkung des Schadstoffausstoßes in jedem Fall und auch bei Verwendung von Nachbehandlungssystemen gewünscht ist und sich diese Arbeit daher auf die Einspritzverlaufsformung konzentriert, wird nicht näher auf weitere Untersuchungen zur Abgasnachbehandlung eingegangen.

### 2.6.6 Einspritzsysteme

[HBK01] und beschreiben zur druckmodulierten Einspritzverlaufsformung das Forschungseinspritzsystem *APCRS (Amplifier Piston Common Rail System)*, dessen Aufbau in Abbildung 2-28 rechts dargestellt ist. Dieses basiert auf einem Druckübersetzungssystem, mit dem die Drucksteigerung mit Hilfe eines Kolbensystems unterschiedlich großer Wirkflächen möglich ist. Während des Einspritzvorgangs kann ein Schaltvorgang eingeleitet werden, wodurch die Druckübersetzung aktiv wird und den Kraftstoffdruck vom Grundniveau auf Drücke bis 220 MPa steigert.

[Mah02] setzen dieses System erfolgreich ein, um einen „boot“-förmigen Einspritzratenverlauf zu erzeugen. Bei hohen Lasten wird der frühest mögliche Einspritzbeginn der rechteckförmigen Rate durch den maximal zulässigen Spitzendruck begrenzt. Die eingesetzte Erhöhung des maximalen Kraftstoffdrucks von 170 MPa auf 200 MPa konnte den Rußausstoß bei sonst gleichen  $\text{NO}_x$ -Emissionen signifikant reduzieren. Eine Nacheinspritzung mit maximalem Einspritzdruck konnte die Rußemissionen weiter reduzieren. Bei Einsatz von Abgasrückführung konnten weitere Emissionsreduzierungen hinsichtlich des  $\text{NO}_x$ -Ausstoßes erzielt werden, wobei die spezifischen Verbrauchswerte nicht signifikant erhöht wurden. Eine Reduzierung der Rußemissionen konnte weiterhin durch einen erhöhten Aufladegrad erzielt werden [Mah02]. Unterschiedliche mit dem *APCRS* generierte Einspritzratenformen sind in Abbildung 2-28 links dargestellt.



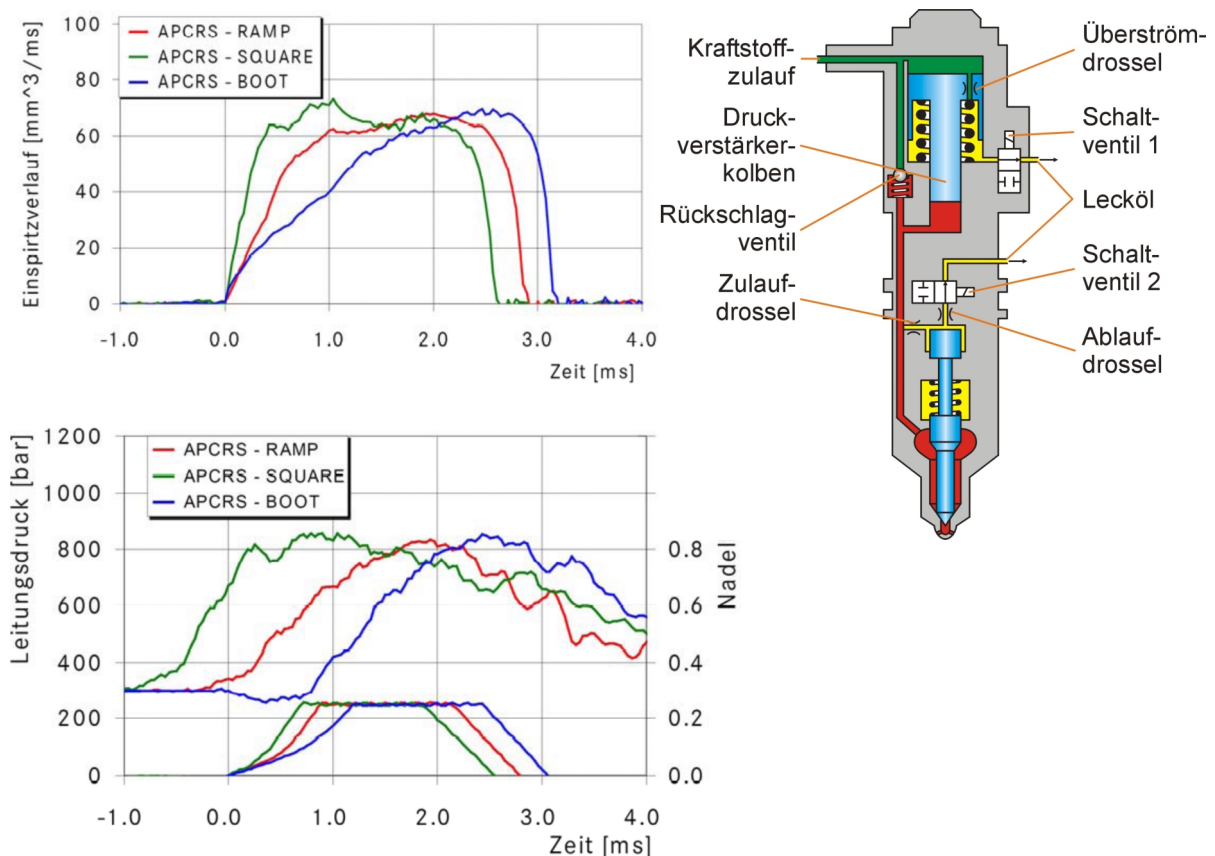


Abbildung 2-28: Funktionsweise des Einspritzsystem APCRS [SKB01, DDK04, Sch04]

Ein ähnliches System, genannt HADI (*Hydraulically Amplified Diesel Injection*) wird für den Serieneinsatz in Dieselmotoren in Form von den Injektoren der sogenannten 4. Generation *Common-Rail* entwickelt [Sch04].

Das zuvor häufig propagierte Einspritzsystem mit der oft als „Gummidüse“ bezeichneten Koaxial-Vario-Düse stellt eine weitere Möglichkeit zur bedarfsgerechten Variation des Düsendurchflusswertes dar. Hierbei handelt es sich um eine Düse mit zwei Düsenlochreihen, die von zwei ineinander geführten Düsennadeln verschlossen werden (Abbildung 2-29). Damit ist es möglich, je nach Bedarf nur eine oder beide Lochreihen zu öffnen [DDK04, Doh03, HDD04].

[NHD01] und [SPL05] sehen ein großes Potential von Mehrfacheinspritzung. Sie fordern eine schnelle Nadelöffnung verbunden mit einem schlanken Einspritzstrahl mit einem Potential der Minimierung von Rußemissionen durch hohen Strahlimpuls und hohe Turbulenz bei konstanten  $\text{NO}_x$  durch spätere Einspritzung. Durch Verringerung der Einspritzrate zu Beginn der Einspritzung lässt sich eine Reduktion von  $\text{NO}_x$  und Geräusch erzielen, ohne dass signifikante Einbußen beim Ruß hingenommen werden müssten. Dies müsste durch eine Reduktion des Drucks bei schneller Nadelöffnung geschehen. Problematisch wird von [SPL05] angesehen, dass bei heutigen Einspritzsystemen ein hydraulischer Servokreis zur Kontrolle der Einspritzung dient. Dies bedingt hohe Belastungen im Bereich des Nadelsitzes. Ideal wäre es, die Nadelöffnung direkt zu beeinflussen. Durch die Reduzierung der Einspritzrate durch Nadelsitzdrosselung nimmt der Schwarzrauch signifikant zu,  $\text{CO}$ -Emissionen und Kraftstoffverbrauch steigen an. Die Gemischbildung wird geprägt von einem vergrößerten Strahlwinkel beim Öffnen und Schließen, die Eindringtiefe nimmt ab. Die Drosselung im Nadelsitz verursacht ein inhomogenes Strömungsfeld im Spritzloch wie es bereits von [MKK04] beschrieben wurde, in Verbindung mit einer düsennahen

Gemischbildung und Verbrennung. Hinzu kommt, dass insbesondere bei Sitzlochdüsen eine deutliche Verschlechterung der Gemischbildung nach 100 Betriebsstunden mit einer schnellen druckgesteuerten Nadel festgestellt werden konnte, was auf Verschleiß im Nadelsitz hindeutet [SPL05].

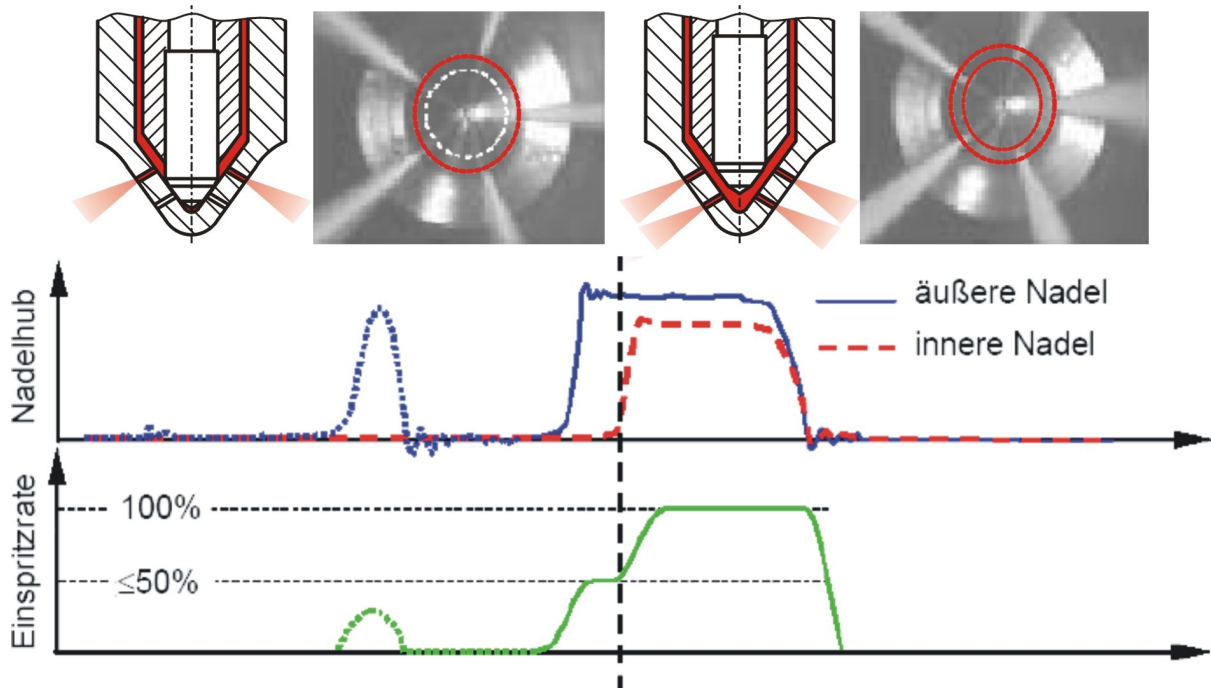


Abbildung 2-29: Funktionsweise der Koaxial-Vario-Düse [HDD04]

Wurden die Düsen getauscht, konnten die ursprünglichen besseren Emissionswerte erzielt werden. Während [Bus01] den Verschleiß auf Kavitationserscheinungen im Bereich des Nadelsitzes zurückführt, führen [SPL05] diesen Verschleiß auf Nadelbewegungen und vor allem hohe Nadelschließkräfte durch das Druckübersetzte System zurück. Der Verschleiß im Bereich des Nadelsitzes wird in Abbildung 2-30 gezeigt.

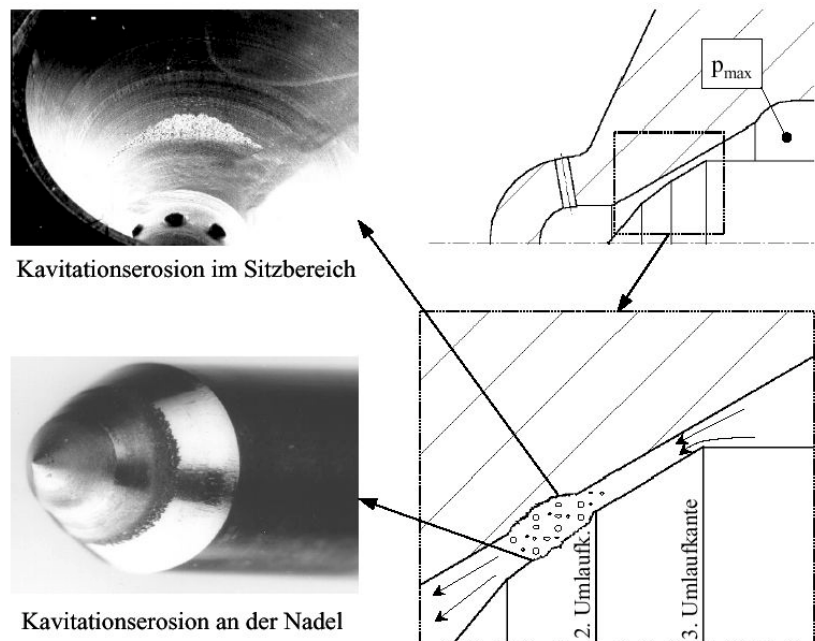


Abbildung 2-30: Verschleiß im Bereich des Nadelsitzes [Bus01]

Weiterhin zeigt das CR-System bei gleicher Rußemission aufgetragen über  $\text{NO}_x$  einen schlechteren spezifischen Brennstoffverbrauch als PD-Systeme. Die Reduzierung der Brennstoffmenge zu Beginn der Einspritzung ermöglicht einen früheren Einspritzbeginn mit effizienterer Verbrennung und trotzdem

reduziertem  $\text{NO}_x$ . Die Sitzdrosselung sollte somit möglichst schnell durchfahren werden [SPL05].

[KMM01] sprechen ebenfalls von einer möglichen Entschärfung des Zielkonflikts durch die Reduzierung der primären Einspritzrate. Bei der Anwendung von SCR ist eine Variation des Einspritzdrucks nicht zwingend notwendig zur Erfüllung der  $\text{NO}_x$ -Grenzwerte. Die Voreinspritzung zur Geräuschreduzierung ist jedoch zwingend erforderlich, was sich negativ auf die Rußemission auswirken kann. Einspritzverlaufsformung ist deshalb laut [KMM01] auf jeden Fall hilfreich und sinnvoll, da die Rohemissionen reduziert werden. Auch bei einer Strategie mit SCR werden somit die Betriebskosten reduziert, da weniger Harnstoff eingedüst werden muss.

Zusammenfassend werden deshalb die folgenden Forderungen an das Einspritzsystem gestellt [TKM00, TKN05]:

- unabhängige Regelung des Einspritzdrucks
- hohe Flexibilität des Kraftstoffdruckverlaufs (Druckmodulation)
- erhöhter Wirkungsgrad des Einspritzsystems bei
- Verringerung parasitärer Verluste und
- Reduzierung des Leckölmassenstroms
- höhere Kraftstoffdrücke zur Bereitstellung der Gemischbildungsenergie durch den Einspritzstrahl (in Abhängigkeit des Brennverfahrens)
- flexibles Timing mehrerer Einspritzereignisse innerhalb eines Zyklus
- reproduzierbare Kleinstmengen mit möglichst linearem Zusammenhang zur Ansteuerdauer für Vor- und Nacheinspritzungen

Zusätzliche Wünsche zielen auf die Forderungen zur Verlaufsformung mit früher Ratenbegrenzung mit Hilfe von:

- möglichst schneller Nadelöffnungsgeschwindigkeit
- geringe Einspritzrate / -masse während des Zündverzugs
- schneller Ratenanstiegsgradient nach Brennbeginn
- höhere maximale Einspritzrate zur Verbesserung der Durchmischung und zur Erhöhung des lokalen Luft/Kraftstoff-Verhältnisses
- schneller Abfall der Rate zum Einspritzende mit
- hoher Nadelgeschwindigkeit beim Schließvorgang

Grundsätzlich ist sowohl die Voreinspritzung als auch die Ratenbegrenzung geeignet, um die  $\text{NO}_x$ - und Geräuschemissionen zu reduzieren. Die Einspritzratenbegrenzung zeigt dabei nach [NST98] bessere Ergebnisse bei der Begrenzung der frühen Wärmefreisetzung und damit bei den  $\text{NO}_x$ - und Geräuschemissionen als die Voreinspritzung.

Vor allem mit dem „boot“-förmigen Verlauf ist in fast sämtlichen Regionen des Kennfeldes eine Reduktion der  $\text{NO}_x$ -Emissionen erzielbar, wobei das Verhalten von Schwarzrauch und spezifischem Kraftstoffverbrauch äußerst verschiedenartig ausfallen kann [DBM04, TKN05].

## 2.7 Fazit und Aufgabenstellung

Betrachtet man die bisherigen Untersuchungen zur Einspritzratenformung zusammenfassend, so wird der Ratenformung ein hohes Potential für die zukünftige Brennverfahrensentwicklung zugesprochen. Zwar erscheint es aus heutiger Sicht zwingend erforderlich, zumindest eine der Komponenten Ruß oder  $\text{NO}_x$  mit Hilfe von Abgasnachbehandlungssystemen zu reduzieren, da eine Einhaltung der Grenzwerte für beide genannten Schadstoffe nur mit Hilfe innermotorischer Maßnahmen unrealistisch erscheint. Jedoch ist man sich weitgehend einig, dass ergänzend die innermotorischen Verfahren zur Reduzierung des Schadstoffausstoßes nach Möglichkeit weitestgehend ausgeschöpft werden müssen, um die Abgasnachbehandlungssysteme möglichst kompakt zu halten. Dadurch werden der zusätzliche apparative Aufwand sowie das Bauvolumen auf ein Minimum reduziert und die Kosten gering gehalten. Dies trifft zum einen für die Kosten bei der Erstausrüstung zu, als auch auf die Betriebskosten, da für Systeme zur selektiven katalytischen Reduktion ein weiteres Betriebsmittel notwendig ist.

Hinsichtlich der innermotorischen Maßnahmen werden verschiedene Möglichkeiten der Reduzierung der Spitztemperaturen im Brennraum verfolgt, um die Stickoxidemissionen zu reduzieren. Unter anderem sind dies Abgasrückführverfahren sowie der *Miller Cycle*, aber auch die Wassereinspritzung zur Kühlung der Zylinderladung. Am weitesten verbreitet ist sicherlich die AGR, welche bei modernen Brennverfahren fast flächendeckend eingesetzt wird. Allerdings müssen die Brennverfahren auf diese Maßnahme abgestimmt sein, um nicht einen hohen Anstieg an Partikelemissionen in Kauf nehmen zu müssen. Hier sind höhere Aufladegrade in Verbindung mit niedrigeren Verdichtungsverhältnissen gefragt, wodurch sowohl Partikel als auch  $\text{NO}_x$ -Emissionen reduziert werden können, als auch die Einbringung der Gemischbildungsenergie mittels eines hohen Strahlimpulses und damit die effiziente Ausnutzung hoher Kraftstoffdrücke mit Einspritzdüsen hohen Wirkungsgrades. Für moderne Brennverfahren mit hohen Aufladegraden ist damit eine weitere Steigerung des Turboladerwirkungsgrades erforderlich, einspritzsystemseitig sind ebenfalls Wirkungsgradsteigerungen bei den Systemen zur Kraftstoffverdichtung (Pumpenwirkungsgrad) und Kraftstoffeinbringung (Düsengeometrie) notwendig. Einig ist man sich an dieser Stelle, dass Systeme mit einspritzsynchrone Druckerzeugung einen vorteilhaften Einspritzratenverlauf aufweisen, jedoch bei mangelnder Flexibilität des Einspritzzeitpunkts und unerwünschter Drehzahlabhängigkeit des Einspritzdrucks. Die hohe Flexibilität der Speichereinspritzsysteme kann dagegen nicht in vollem Umfang vorteilhaft genutzt werden, da die hohe Einspritzrate bereits zu Beginn der Einspritzung eine Spätverstellung des Spritzbeginns erfordert, will man die  $\text{NO}_x$ -Emissionen auf dem gegebenen Niveau halten. Weiterhin sind Voreinspritzungen aus akustischen Gründen zwingend erforderlich. Für die Voreinspritzung sind schnelle Einspritzsysteme mit der Fähigkeit reproduzierbarer Kleinstmengen mit möglichst linearem Verhältnis von Ansteuerdauer zu Einspritzmasse notwendig, da die Masse klein genug sein muss, um die Rußbildungsrate nicht signifikant zu erhöhen.

Gefordert werden deshalb Einspritzsysteme mit der hohen Flexibilität der Speichereinspritzsysteme hinsichtlich Einspritzdruck und Einspritzzeitpunkt, mit der zusätzlichen Variabilität der Rate innerhalb des Einspritzvorgangs. Man ist sich nach heutigem Stand der Technik weiterhin einig, dass die Formung der Rate mit Hilfe der Druckmodulation bei möglichst schneller Nadelöffnung erzeugt werden sollte. Anderenfalls führt die lange Verweilzeit im Bereich der Nadelsitzdrosselung zu einer ungünstigen Gemischbildung mit düsennaher Entflammung. Die düsennahe Entflam-

mung führt dabei zu erhöhtem Rußausstoß, da der Kraftstoffstrahl im weiteren Verlauf der Einspritzung und Verbrennung direkt in die Flamme gespritzt wird. Der hohe Anteil der vorgemischten Verbrennung führt dagegen zu einem Ansteigen der  $\text{NO}_x$ -Emissionen. Deshalb sollte die Einspritzrate im frühen Stadium der Einspritzung mit Hilfe einer druckmodulierten Ratenform reduziert bzw. begrenzt werden. Keine Einigkeit herrscht dagegen darüber, welche Einspritzraten bei bestimmten Lastzuständen und Drehzahlregionen vorzuziehen sind. So werden „boot“-förmige Verläufe von einigen Autoren bei hohen Lasten bis in hohe Drehzahlregionen favorisiert, während bei anderen Untersuchungen die „boot“-Formen bei hohen Drehzahlen aufgrund von zu langen Spritzdauern zu einer Verschlechterung der *Trade-offs* führen. Ein zielführender Einspritzverlauf ist von den weiteren gewählten Brennverfahrensparametern abhängig.

Ausgehend von vorangegangenen Untersuchungen werden deshalb in dieser Arbeit unterschiedliche druckmodulierte Einspritzratenformen untersucht, die sich zuvor als vielversprechend dargestellt haben. Neben einem rechteckförmigen Einspritzverlauf, der als Referenz herangezogen wird, werden verschiedene druckmodulierte Rampenformen sowie ein „boot“-Verlauf untersucht. Hinzu kommt ein Rechteckverlauf mit Voreinspritzung, um getaktete Einspritzstrategien bzw. solche mit Mehrfacheinspritzung und mit geformter Haupteinspritzung vergleichen zu können. Weiterhin wird der „boot“-Verlauf mit einer Nacheinspritzung kombiniert, um die verlaufsimmanenten Nachteile der „boot“-Einspritzung hinsichtlich der Rußemissionen zu kompensieren.

Die Untersuchungen erfolgen an einem Hydraulikprüfstand sowie an einem Einzylinder-Forschungsmotor. Innerhalb der Untersuchungen werden zwei unterschiedliche Kolbenmulden mit entsprechend angepassten Einspritzdüsen verwendet, um das Potential der Einspritzratenformung bei unterschiedlichen Brennverfahren beurteilen zu können.

Besonderes Augenmerk wird bei den Untersuchungen auf optische Messtechniken gelegt, die ein besseres Verständnis für die Gemischbildungs-, Verbrennungs- und Schadstoffbildungsvorgänge ermöglichen. Dazu wird einerseits am Versuchsmotor ein Zylinderkopf mit einem Brennraumzugang in Form einer optischen Saphirsonde für die Zwei-Farben-Methode ausgestattet. Hiermit ist eine kurbelwinkelaufgelöste Erfassung der Rußtemperatur und -masse möglich.

Zum Anderen werden Gemischbildungsuntersuchungen an einer schnellen Kompressionsmaschine (Einhubtriebwerk – ETW) mit optischem Brennraumzugang durch einen transparenten Kolbenboden durchgeführt. Die Kompressionsmaschine wurde an die geometrischen Daten des Forschungsmotors angepasst. Weiterhin wurde der Zylinderkopf der Kompressionsmaschine mit einer Heizung ausgestattet, um die motorischen Temperaturbedingungen für das Einspritzsystem mit entsprechenden Kraftstofftemperaturen nachzubilden. Durch die Variabilität des ETW hinsichtlich Kolbenhub und Verdichtungsverhältnis können motorisch realistische Kompressionstemperaturen nachgebildet werden. Zwei unterschiedliche optische Messsysteme kommen für Mie-Streulicht- und Schlieren-Untersuchungen zum Einsatz, um die Gemischbildung durch Detektion der flüssigen und gasförmigen Kraftstoffphase im Brennraum beurteilen und interpretieren zu können.

## 3 Versuchsaufbau

Die Versuchsreihen lassen sich in drei unterschiedliche Arten experimenteller Untersuchungen unterteilen, die jeweils entsprechende Prüfstände mit allen notwendigen Mess- und Datenerfassungssystemen verlangen. Zunächst erfolgt eine hydraulische Vermessung der Einspritzratenverläufe und die motorischen Untersuchungen an einem Einzylinderversuchsmotor. Ergänzend werden Experimente an einer optisch zugänglichen schnellen Kompressionsmaschine durchgeführt, um eine bessere Beurteilung der Gemischbildungsphänomene zu ermöglichen.

### 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 wurde [Rum94] [SMR04] [Kro04] [Ste04] [See04]. Basierend auf dem Nfz-System, dessen Grundkonstruktion auf [Ste04] zurückgeht und welches bereits von [See04] umfangreich für den Einsatz in Hochlastpunkten modifiziert wurde, gilt es, unter Einsatz bisheriger Erfahrungen, ein für die Darstellung motorischer Hochlastpunkte geeignetes Konzept umzusetzen.

#### Einspritzdüse

Für die Untersuchungen kommen zwei unterschiedliche Düsen zum Einsatz, die auf die jeweils unterschiedlichen Kolbenmuldengeometrien abgestimmt sind. Es handelt sich um eine Achtloch- und eine Sechslach-Sacklochdüse mit Kegelwinkeln von  $126^\circ$  und  $150^\circ$  und einem Spritzlochdurchmesser von 0,202 mm sowie 0,232 mm, die für einen koaxialen Einbau vorgesehen sind. Damit ergeben sich bei voll geöffneter Düse Querschnittsflächen von  $0,256 \text{ mm}^2$  und  $0,254 \text{ mm}^2$  bei der Achtloch- bzw. Sechslachdüse. Auf Grund untereinander gleicher Spritzlochgeometrien bietet diese Düsenbauform eine gute Strahlsymmetrie. Bei stationärer Durchströmung ohne Düsennadel mit 10 MPa über den Zeitraum von 60 Sekunden wird für beide Düsentypen der Kennwert von  $1750 \text{ cm}^3$  Kraftstoffvolumen bestimmt. Die hydraulischen und geometrischen Eigenschaften der verwendeten Einspritzdüsen sind in Tabelle 3-1 zusammengefasst.

Abbildung 3-1 zeigt den freigegebenen Strömungsquerschnitt am Nadelsitz der Düsen in Form einer Kegelstumpfmantelfläche bedingt durch die transiente Nadelhubbewegung im Vergleich zur konstanten Drosselstelle der Düsenbohrungen. Bei einem Gesamtquerschnitt der Spritzlöcher beider Düsen von  $A_{SL1}=0,256 \text{ mm}^2$  bzw.  $A_{SL2}=0,254 \text{ mm}^2$  wird der Umschlagpunkt des engsten Querschnitts rechnerisch bei einem Nadelhub von ca.  $120 \mu\text{m}$  erreicht. Die real in der Düse ablaufenden Strömungsvorgänge können aufgrund von Kavitationsvorgängen, die durch starke Druckgradienten innerhalb der Düse insbesondere während des Öffnungsvorgangs auftreten können, zu einer Verengung des Drosselquerschnitts und damit zu einem reduzierten Massenstrom führen. Deshalb wird der Umschlagpunkt messtechnisch innerhalb hydraulischer Messungen bestimmt.

Bezeichnung Sacklochdüse		Düse 1	Düse 2
Hydraulischer Durchfluss	$[Q_{\text{hydr}}]$	1750 cm <sup>3</sup> /min	1750 cm <sup>3</sup> /min
Spritzlochzahl	$[n]$	8	6
Spritzlochdurchmesser	$[d_i]$	0,202 mm	0,232 mm
Ges. Spritzlochquerschnitt	$[A_i]$	0,256 mm <sup>2</sup>	0,254 mm <sup>2</sup>
Kegelwinkel	$[\psi]$	126 °	150 °
Nadelspitzenwinkel	$[\alpha]$	95 °	95 °
Nadelsitzwinkel	$[\chi]$	60 °	60 °
Nadelsitzdurchmesser	$[d_{\text{NS}}]$	2,25 mm	2,25 mm
Durchmesser Eintritt Sackloch	$[d_{\text{SI}}]$	1,2 mm	1,2 mm

*Tabelle 3-1: Daten der Versuchsdüsen*

Die Abbildung 3-2 und Abbildung 3-3 zeigen die messtechnisch erfassten Kennfelder beider Düsen. Es wird für eine Variation von Leitungsdrücken zwischen 60 MPa und 180 MPa schrittweise der Nadelhub 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 maximale erzielbare Einspritzrate nähert sich asymptotisch einem Grenzwert. Ab den genannten Nadelhuben liegt somit der engste Querschnitt an den Düsenlöchern vor, so dass eine weitere Erhöhung des Nadelhubes nicht zu einer Steigerung der Einspritzrate führt. Die Korrelation des erzielbaren Nadelhubes mit dem Kraftstoffdruck ist durch die Elastizität des Einspritzsystems bedingt. In Abhängigkeit von der verwendeten Düse wird der Zustand der Nadelsitzdrosselung ab einem Nadelhub von 170 bzw. 140  $\mu\text{m}$  bei der Achtloch- respektive Sechsllochdüse verlassen, wonach keine Zunahme der Einspritzrate mehr zu erkennen ist. Die Strömungsbedingungen am Einlauf in die Spritzlöcher der Sechsllochdüse zeigen sich für Kavitationsvorgänge weniger empfindlich. Kavitationsblasen verursachen bei kleineren Spritzlöchern eine prozentual größere Behinderung des Strömungsquerschnitts und damit auch eine deutlich stärkere Beeinflussung des Strömungsprofils der Düseninnenströmung im Spritzloch.

Zu sehen ist in Abbildung 3-2 und Abbildung 3-3 weiterhin die kraftstoffdruckabhängige Positionsänderung der Nadel im geöffneten Zustand der Düse, die hier mit  $\Delta l_{\text{Injektor}}$  bezeichnet wird. Diese Längenänderung des Injektors ist zu einem Teil auf die Dehnung des Injektor- sowie Piezo-Aktuatorgehäuses zurückzuführen, die durch die Kräfte des hohen Brennstoffdrucks verursacht wird. Zum anderen Teil wird der Aktuator durch den an der Düsennadel anliegenden Brennstoffdruck und die dadurch auf den Aktuator übertragenen Kräfte gestaucht. Dieser Zusammenhang wird in Abbildung 3-4 schematisch dargestellt. Der Aufbau des Injektors und des Piezo-Aktuators wird im Folgenden genauer beschrieben.

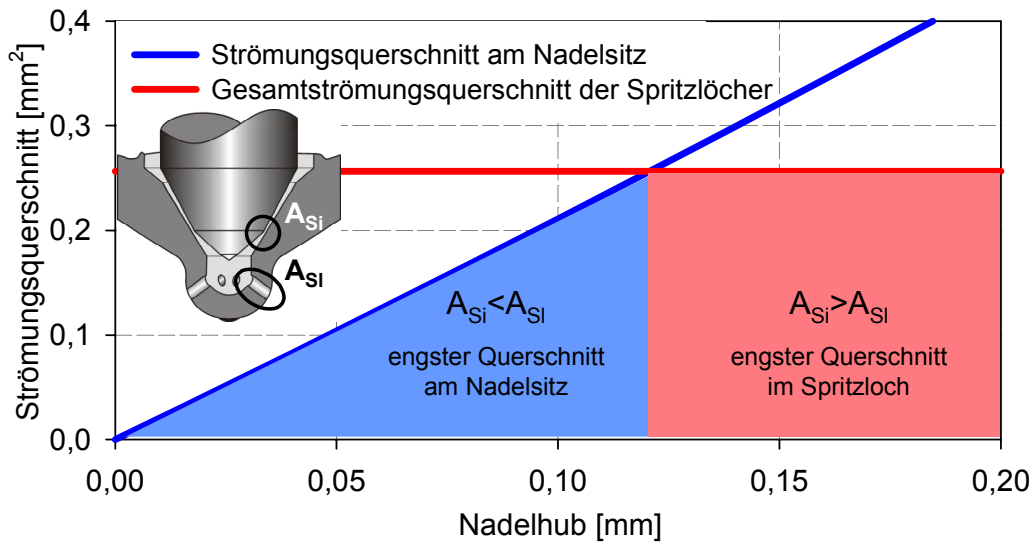


Abbildung 3-1: Abschätzung der kleinsten Strömungsquerschnitte der Versuchsdüse

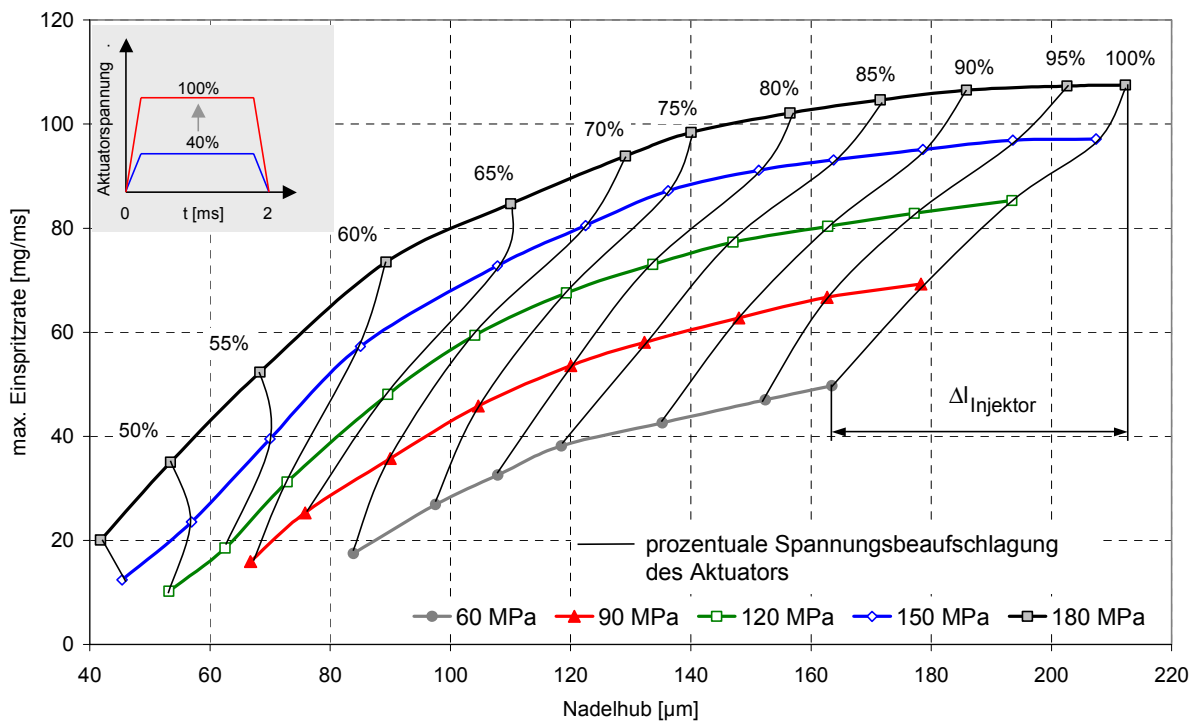


Abbildung 3-2: Einspritzratenkennfeld der 126 ° Achtlochdüse in Abhängigkeit des Leitungsdrukcs



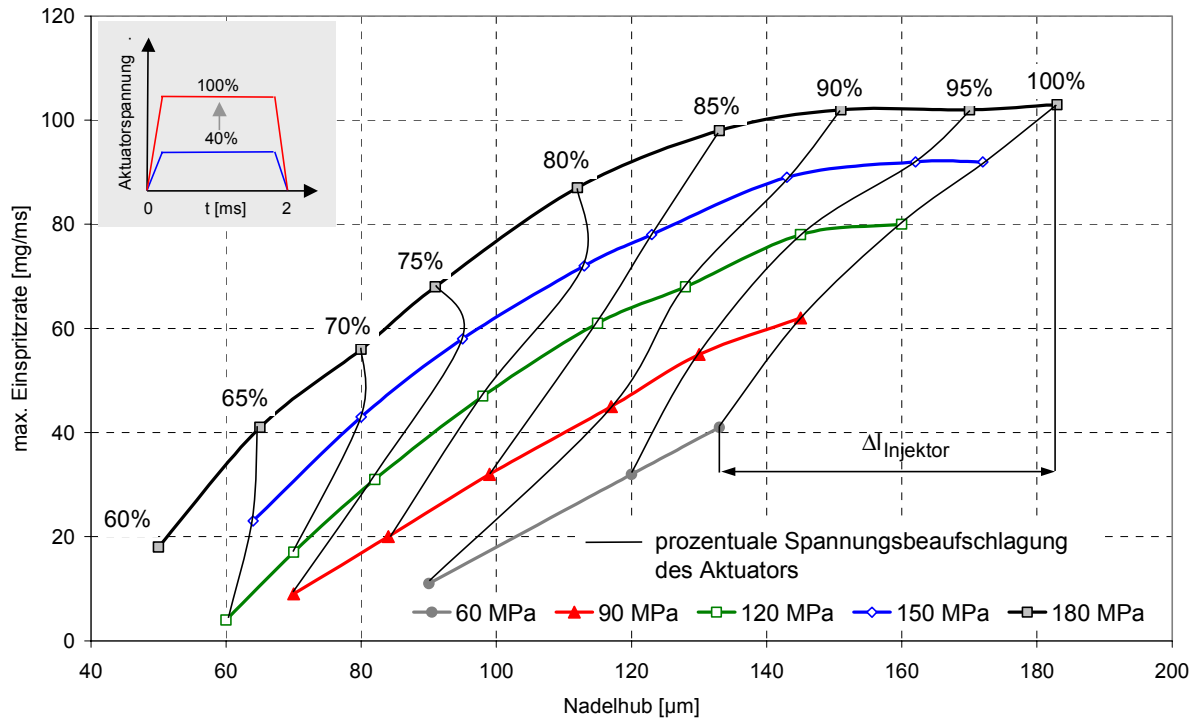


Abbildung 3-3: Einspritzratenkennfeld der 150 ° Sechslöchdüse in Abhängigkeit des Leitungsdrucks

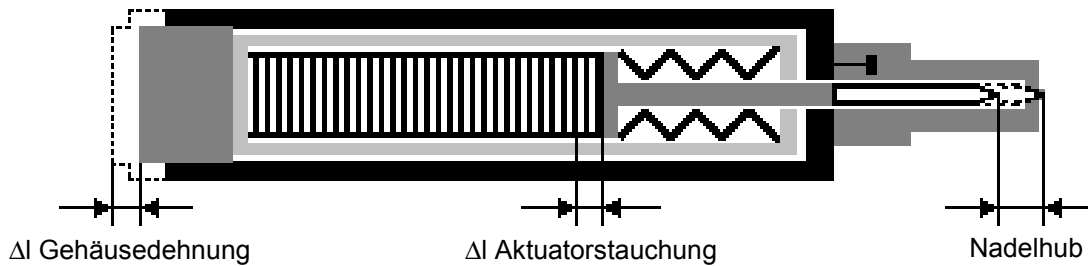


Abbildung 3-4: Schematische Darstellung der den Nadelhub beeinflussenden Größen

Direktbetätigtes Piezo-Einspritzventil

Bei dem verwendeten Einspritzsystem handelt es sich um ein Piezo-aktuiertes Einspritzsystem mit direkter Nadelbetätigung dessen Funktionalität von [SMR04] eingehend beschrieben wurde. Dabei wird der inverse Piezo-elektrische Effekt eines Stapels von Keramikplättchen genutzt, bei dem durch die Beaufschlagung des Aktuators mit einer Hochspannung von 1000 V eine Ausdehnung des Piezo-Materials herbeigeführt wird (Abbildung 3-5). Diese Längenänderung wird mittels einer Stößelstange genutzt, um direkt die Düsen­nadel zu positionieren. Somit sind mit dem genannten System beliebige Nadelteilhübe und beliebige Nadelgeschwindigkeiten innerhalb der möglichen Stromstärken bei gegebener Kapazität des Ak-

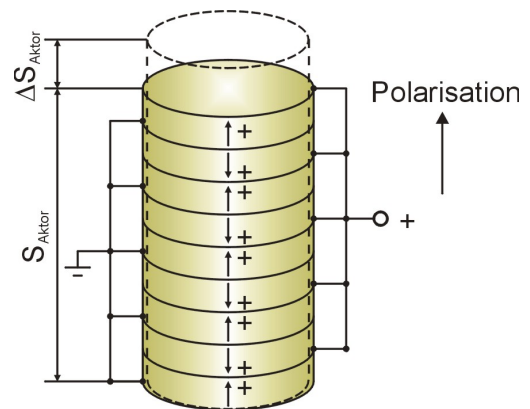


Abbildung 3-5: Aufbau des Piezostacks

tuators möglich. Im aufgeladenen Zustand dehnt sich dieser Aktuator in Abhängigkeit der geforderten Stellkräfte um ca. 1,2 ‰ – 1,5 ‰ seiner Gesamtlänge aus.

Der Injektor ist damit als „Schließer“ ausgeführt, so dass bei einer Spannungsbeaufschlagung die Düsenadel in Ihren Sitz gedrückt wird, während beim Entladen des Aktuators der Kraftstoffdruck den Nadelhub bewirkt, wodurch Querschnittsfläche zu den Düsenlöchern freigegeben wird.

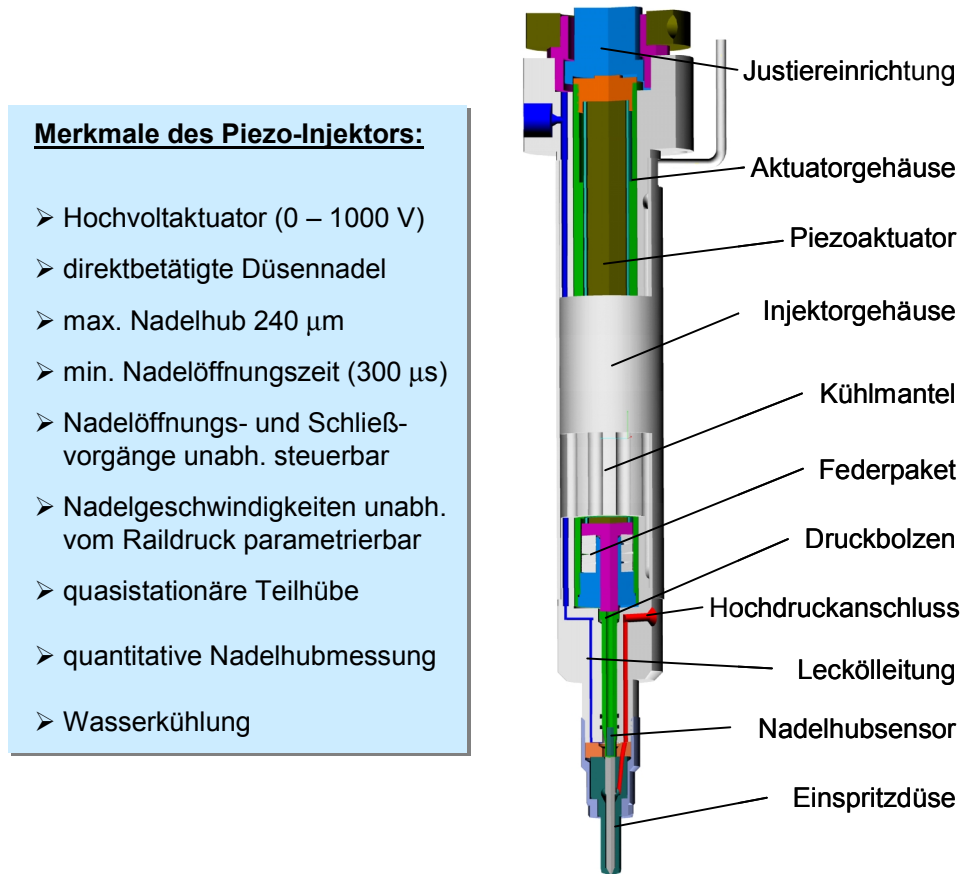


Abbildung 3-6: Schnittdarstellung und Merkmale des Piezo-Einspritzventils [See04]

Abbildung 3-6 zeigt in der Schnittdarstellung das eingesetzte Einspritzventil und dessen wesentliche Eigenschaften. Der Injektor verfügt über einen Kühlmantel, der mit konditioniertem Fluid durchströmt wird. Vor der Inbetriebnahme kann so mittels einer Heizung eine Temperatur voreingestellt werden, die über den gesamten Betriebsbereich konstant gehalten wird. Dies trägt der unterschiedlichen Wärmedehnung von Piezo-Aktuormaterial und Injektorgehäuse Rechnung. Der Piezo-Aktuator wurde konstruktiv optimiert, um eine höhere Betriebssicherheit und nochmals erhöhten Nadelhub zur Verfügung stellen zu können, wozu das Aktuatorgehäuse und das Injektorgehäuse jeweils verlängert werden mussten. Die Anbindung des Kraftstoffhochdrucks erfolgt über kurze Wege und ist deshalb durch eine Lanze, die durch den Zylinderkopf verläuft, im unteren Bereich des Injektors ausgeführt [See04].

### Druckmodulationseinheit

Zur Darstellung der druckmodulierten Einspritzverläufe kommt eine in ähnlicher Form von [Ste04] und [See04] beschriebene Druckmodulationseinheit zum Einsatz. Der schematische hydraulische Aufbau der Einheit wird in Abbildung 3-7 gezeigt. Die Einheit verfügt über zwei von einem Elektromotor angetriebene *Common-Rail* Pumpen CP 3.1 der Fa. Bosch aus dem PKW Bereich. Diese Pumpen liefern den Kraftstoff unter hohem Druck an die entsprechenden Rails der beiden Druckstufen. Der Raildruck wird von zwei Druckregelventilen auf einen konstanten Wert geregelt. An jede der beiden Druckstufen ist ein Piezo-Proportionalventil angeschlossen. Die Ventilfunktion wird durch Düsen für die Anwendung bei einem Motor mit einem Zylinderhubvolumen von 4 l dargestellt, deren Düsenadeln sowie Nadelführungen modifiziert worden sind. Durch ein Ausbuchsens der Nadelführung ist die Stirnfläche der Druckstufe reduziert worden, so dass bei gegebenen Aktuatorstellkräften die gewünschten Schließkräfte bis zu den erforderlichen Kraftstoffdrücken zur Verfügung stehen. Weiterhin sind die Düsenkuppen entfernt worden, so dass eine zentrale Bohrung mit 3 mm Durchmesser entstanden ist, durch die hohe Druckgradienten in der Mischkammer schon bei geringen Nadelhuben der Proportionalventile zur Verfügung gestellt werden können. Durch die ebenfalls mit Hilfe von Piezo-Aktuatoren ausgeführte direkte Nadelbetätigung sind die Schaltvorgänge sehr präzise steuerbar.

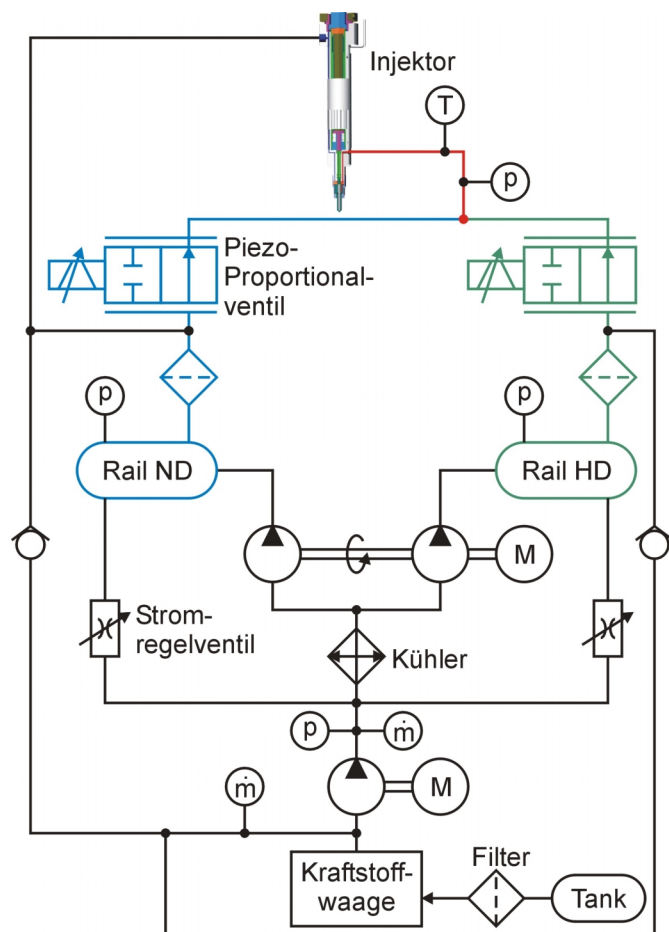


Abbildung 3-7: Vereinfachtes hydraulisches Schaltbild der Druckmodulationseinheit

Ein druckmodulierter Einspritzverlauf beginnt also üblicherweise mit einem niedrigen Raildruck, bei dem der Injektor maximal schnell geöffnet wird. Während des Einspritzvorgangs erfolgt dann der Schaltvorgang zum hohen Kraftstoffdruck hin, wobei der Querschnitt zwischen Mischkammer und Hochdruckrail im Hochdruck-Proportionalventil freigegeben wird. Nach Beenden des Einspritzvorgangs wird das Niederdruckventil geöffnet, so dass der unter höherem Druck in der Mischkammer vorliegende Kraftstoff in das Niederdruckrail expandieren kann.

Um die Betriebssicherheit des Systems zu erhöhen und die Ausfallhäufigkeit zu reduzieren wurde die Einheit dahingehend geändert, dass die Proportionalventile nun an den Motor und nicht an die Hochdruckversorgung angebunden sind. Relativbewegungen zwischen den Proportionalventilen und dem Injektor, die zu Undichtigkeiten im Bereich der Hochdruckverschraubungen führen können, sind hierdurch trotz der Vibrationen im gefeuerten Betrieb reduziert. Die Anbindung an die Hochdruckversorgung erfolgt mit Hilfe von flexiblen Hochdruckleitungen, so dass Relativbewegungen an dieser Stelle unkritisch sind.

Abbildung 3-8 zeigt das Einspritzsystem, das in dieser Form bei den Untersuchungen zum Einsatz kommt.

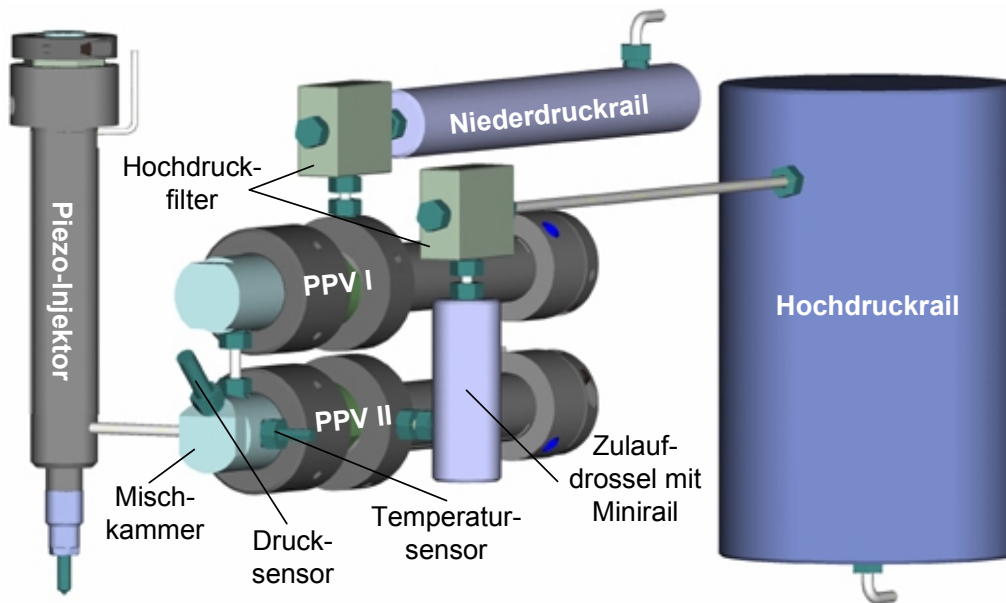


Abbildung 3-8: Nfz-TwinCR-System in der optimierten Ausführung [See04]

### Flexibles Motorsteuergerät FI<sup>2</sup>RE der IAV GmbH

Das Einspritzsystem wird mit dem Applikationssteuergerät FI<sup>2</sup>RE (*Flexible Injection and Ignition for Rapid Engineering*) der IAV GmbH angesteuert. Da die verwendeten Aktuatoren für eine Betriebsspannung von 1000 V ausgelegt sind, für das FI<sup>2</sup>RE allerdings keine Endstufen für den genannten Spannungsbereich verfügbar sind, kommt eine modifizierte Version des Steuergerätes zum Einsatz. Hierbei wird ein Ausgangssignal mit einer Spannung von 0-10 V verwendet, welches als Eingangssignal für 0-1000 V Hochspannungsverstärker für den Betrieb der Piezo-Aktuatoren genutzt wird. Das Steuergerät erlaubt es beliebige Spannungskurven zu generieren, die mit einer Auflösung von 1  $\mu$ s darstellbar sind. Der Einspritzbeginn kann mit einer Genauigkeit von 0,1  $^{\circ}$ KW dargestellt werden [KFM01] [PKS04]. Um eine Anregung von Eigenschwingungen des Injektors bzw. der Piezo-Aktuators zu vermeiden, erfolgt die Ansteuerung und damit Öffnung der Düse mit einer Spannungskurve, bei der der Strom einen sinusförmigen Verlauf aufweist (Abbildung 3-9)

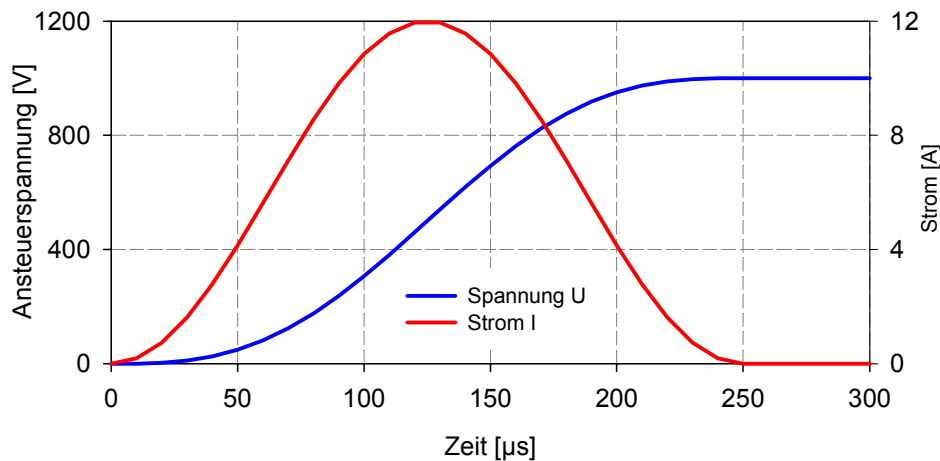


Abbildung 3-9: Ruckfreie Ansteuerung der Piezo-Aktuatoren [PKS04]

Mit dem Input/Output-Modul des FI<sup>2</sup>REs ist eine Überwachung und Regelung verschiedener Größen möglich. Eingangsgrößen sind die beiden Raildrücke im Hochdruck- und Niederdruckrail, die Temperaturen am Injektorschaft bzw. am Übergang Injektor/Einspritzdüse, sowie das Kurbelwinkelsignal des Inkrementalgebers. Die Bestromung der Druckregelventile erfolgt vom FI<sup>2</sup>RE, wobei durch Variation des Puls/Pausen-Verhältnisses an den Druckregelventilen auf einen konstanten vorgegebenen Raildruck geregelt wird.

Die Temperaturen sind Eingangsgrößen, die für eine Temperaturkompensationsfunktion genutzt werden, mit deren Hilfe es möglich ist, die unterschiedliche Wärmedehnung der Aktuator-Keramik und des Injektorgehäuses durch Anpassung des Ausgangsspannungsniveaus zu korrigieren, so dass eine konstante Vorspannung des Injektors und damit ein konstanter Nadelhub bei allen Betriebszuständen gewährleistet wird.

### Einspritzspezifische Messgrößen

Die Position der Nadel und damit der Nadelhub wird dynamisch mit Hilfe eines Sensors nach dem Hall-Prinzip erfasst. Der Sensor befindet sich im Injektorgehäuse am Übergang von der Einspritzdüse zum Injektorgrundkörper. Erfasst wird die magnetische Feldstärke eines Permanentmagneten, der in den zwischen Düsenadel und Piezo-Aktuator befindlichen Stößel eingelassen ist. Die sich ergebende Hall-Spannung wird mit Hilfe der schnellen Messwerterfassung aufgezeichnet. Die Injektortemperatur wird durch zwei in das Injektorgehäuse eingelassene Temperatursensoren erfasst. Einer dieser Sensoren befindet sich am Injektorgehäuse im Bereich des Piezo-Aktuators. Der zweite Sensor ist in den Injektorkörper nahe der Dichtfläche zur Einspritzdüse eingelassen. Mit Hilfe der Temperaturwerte kann so die an den Piezo-Aktuator angelegte Spannung nachgeführt werden, um durch den Temperatureinfluss bedingte Dehnungen des Gehäuses auszugleichen, so dass der erzielbare Nadelhub nicht von der Temperatur abhängig ist.

Weiterhin werden die Kraftstoffdrücke der beiden Rails sowie der Druck in der Mischkammer am Zulauf zum Injektor dynamisch erfasst. An dieser Stelle wird zusätzlich die Kraftstoffzulauftemperatur zum Injektor gemessen. Die Raildruckmessung erfolgt in allen Fällen mit Hilfe von hochdynamischen Druckaufnehmern mit Dehnungsmessstreifen.

Der Kraftstoff wird aus einer gravimetrischen Kraftstoffverbrauchsmesseinrichtung vom Typ 7131-18EX der Fa. AVL entnommen und von einer Vorförderpumpe mit einstellbarem Druck zu den Hochdruckpumpen geleitet. Der Zulaufmassenstrom wird zusätzlich mit einer Kraftstoffverbrauchsmesseinrichtung nach dem Coriolis-Prinzip der Serie Sitrans FC Massflo<sup>®</sup> vom Typ Mass 2100 DI 1.5 der Fa. Siemens erfasst. Die Leckölmassenströme des Injektors und der Piezo-Proportionalventile werden durch eine weitere Kraftstoffverbrauchsmessvorrichtung nach dem Coriolis-Prinzip zurück in den Kraftstoffbehälter der gravimetrischen Kraftstoffverbrauchsmesseinrichtung gefördert und sind damit mit Umgebungsdruck beaufschlagt. Die weitaus größeren Leckölströme der Common-Rail-Pumpen sowie die Absteuermengen der Druckregelventile werden nicht in die Kraftstoffwaage geleitet, sondern werden nach dem Durchströmen eines Wärmetauschers wieder auf die Saugseite der Hochdruckpumpen geleitet. An dieser Stelle liegt der Vorförderdruck an. Der Kraftstoffdruck der Vorförderpumpe sowie die Kraftstofftemperatur werden am Zulauf zu den Hochdruckpumpen mit Hilfe eines piezoresistiven Druckaufnehmers der Fa. Keller sowie mit Hilfe eines Pt100 Temperaturfühlers überwacht.

Die Differenz der beiden Messeinrichtungen nach dem Coriolis-Prinzip entspricht im Idealfall exakt dem von der Kraftstoffwaage gemessenen Kraftstoffverbrauch. Durch das Aufteilen der Leckölströme, wobei der Hauptmassenstrom der Pumpen und Druckregelventile nicht zurück in die Kraftstoffwaage gefördert wird, konnte die Messgenauigkeit erheblich erhöht werden.

### 3.2 Einspritzverlaufsindikator (EVI)

Zur Charakterisierung eines Einspritzsystems ist die Kenntnis der hydraulischen Eigenschaften notwendig. Hierzu gehört nicht nur die Gesamteinspritzmasse pro Zyklus, sondern auch die zeitlich aufgelöste Erfassung des Düsendurchflusses innerhalb eines Einspritzvorgangs. Diese Größe wird als Einspritzrate bezeichnet.

Zur Erfassung der Einspritzrate wird ein Einspritzverlaufsindikator (EVI) der IAV GmbH verwendet. Die Funktionsweise des Geräts stellt sich wie folgt dar: Das Einspritzsystem wird mittels entsprechender Adapter und Spannvorrichtungen analog zum Zylinderkopf des Versuchsmotors in das EVI eingespannt. Die Einspritzung erfolgt in eine mit Kraftstoff gefüllte Kammer, in der die Kraftstofftemperatur mit einem Pt100-Temperatursensor und der Druck dynamisch mit Hilfe eines piezoelektrischen Druckaufnehmers erfasst werden. Am Ausgang der Kammer ist eine ca. 6 m lange Rohrschleife mit 4,5 mm Innendurchmesser angeschlossen. Am Ende der Rohrschleife befindet sich ein Druckspeicher, sowie Ventile zur Drosselung des Kraftstoffdurchflusses. Durch den einstellbaren Druck erfolgt ein kontrolliertes Abfließen des Kraftstoffs bei einem Gegendruck in Druckspeicher/Rohrschleife/Kammer, der auf mit motorischem Betrieb vergleichbare Werte geregelt werden kann.

Die Einspritzereignisse erfolgen mit simulierter Motordrehzahl, so dass sich an der Drossel ein quasistationärer Durchfluss ausbildet. Der Gegendruck wird durch ein Magnetventil auf den Kompressionsdruck des motorischen Lastpunkts geregelt. Während des Einspritzvorgangs kommt es in der Kammer zu einem Druckanstieg, der proportional zur eingespritzten Kraftstoffmasse ist. Die Drucksteigerung wird vom Druckaufnehmer erfasst. Dabei läuft eine Druckwelle durch die Rohrschleife, die durch Wandreibung sowie ein Filterpaket reduziert wird. Am Ende der Rohrschleife erfolgt eine Reflexion der Druckwelle, die anschließend zurück zur Einspritzkammer

läuft. Die Länge der Rohrschleife ist so ausgelegt, dass sich bei den gegebenen Einspritzmassen und damit Einspritzdauern die Einspritzereignisse nicht gegenseitig beeinflussen. Die Kalibrierung des Systems erfolgt mit Hilfe einer gravimetrischen Messung der Einspritzmasse oder *online* mit Hilfe einer Kraftstoffverbrauchsmesseinrichtung nach dem Coriolis-Prinzip. Das Integral des Drucksignals entspricht dabei der Gesamteinspritzmasse. Durch die Erfassung einer Folge von Einspritzungen sind statistische Aussagen zur Ratensteuerung sowie zur Steuerung der Gesamtmasse von Zyklus zu Zyklus möglich. Abbildung 3-10 stellt schematisch den Aufbau des Einspritzverlaufsindikators dar [IAV01] [Kro04].

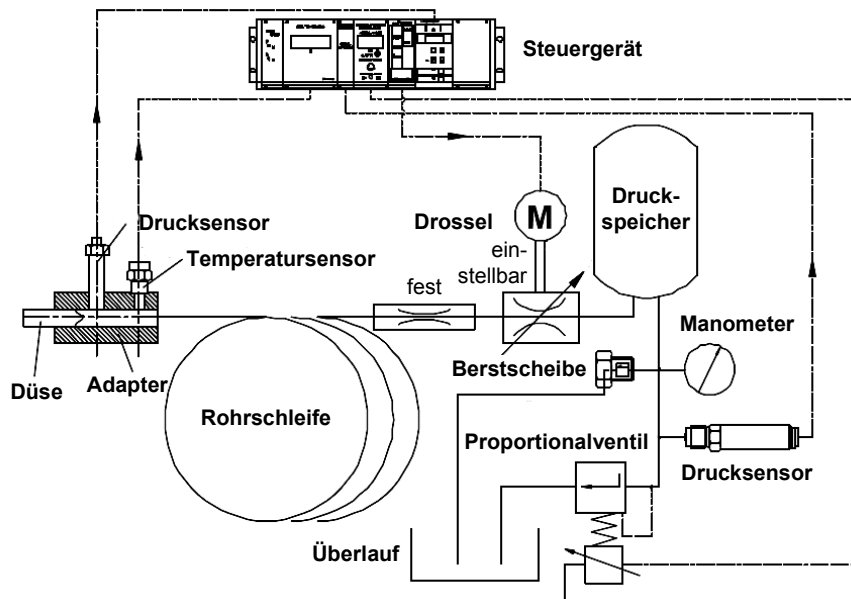


Abbildung 3-10: Schematischer Aufbau des Einspritzverlaufsindikators [IAV01]

### 3.3 Forschungseinzylindermotor

Für die motorischen Untersuchungen kommt ein Einzylinder Forschungsmotor mit 2 l Hubvolumen zum Einsatz. Der Motor verfügt über ein Versuchszylinderkurbelgehäuse der Baureihe 400 von DaimlerChrysler, welches mit durch das Gehäuse laufenden Zugankern verstärkt wurde, um die erhöhten Belastungen durch die Baureihe 2000 CR Kennfelder aufnehmen zu können. Durch die Verspannung des Kurbelgehäuses wurde die Festigkeit in vertikaler Richtung maßgeblich gesteigert und ein Reißen im Bereich der Kurbelwellenhauptlager, die als Rollenlager ausgeführt sind, unterbunden. 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. Der Kurbeltrieb, das Zwischengehäuse und die Laufbuchse wurden in der Art modifiziert, dass ein MTU BR2000 Zylinderkopf mit einer Drallzahl von Null verwendet werden kann. Eine speziell angefertigte Nockenwelle mit angepassten Stößelstangen ermöglicht die Nachbildung der Ventilerhebungskurven des BR2000 CR Motors. Am Zylinderkopf waren Modifikationen zur Aufnahme des Experimentaleinspritzsystems notwendig, welche Materialabtrag im Bereich des Injektors und der Injektorlanze erforderten. Auf der messtechnischen Seite wurden Sensoren für Zylinderkopf- und Auslassventilstegtemperatur sowie eine Zylinderdruckindizierung vorgesehen.

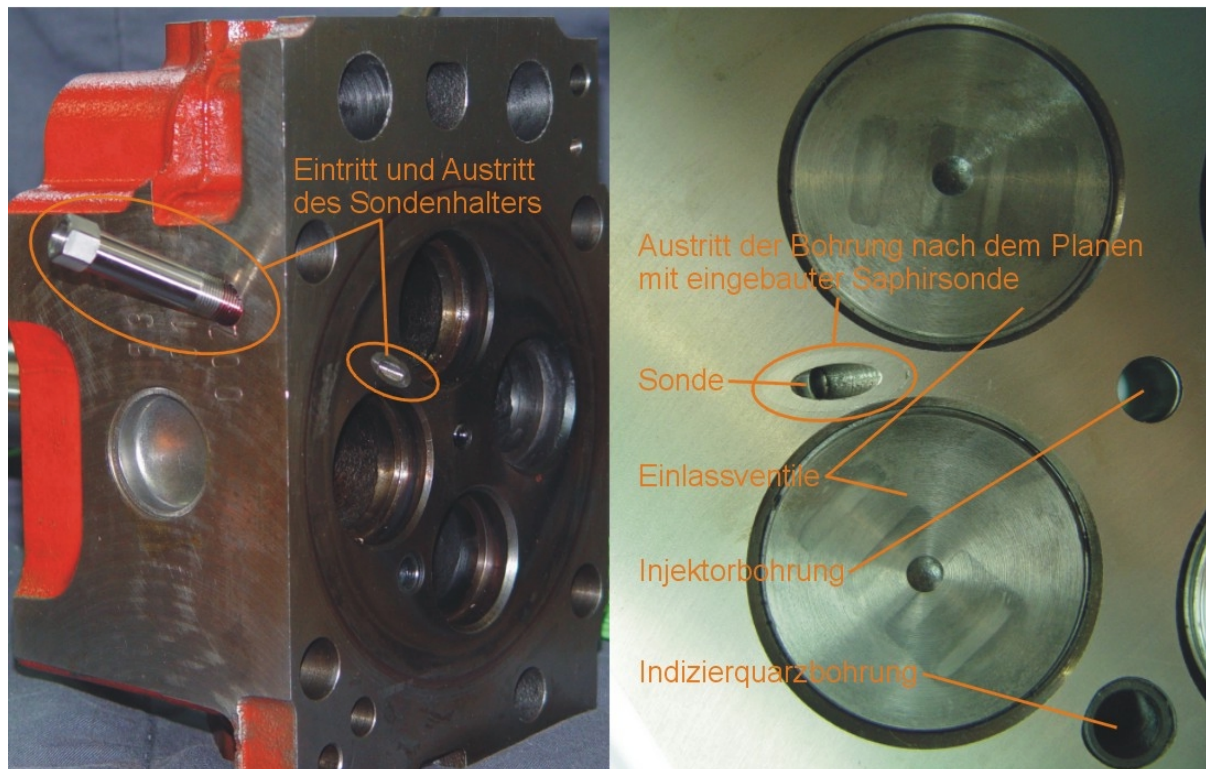


Abbildung 3-11: Optischer Brennraumzugang mittels Saphirsonde

Des Weiteren wurde ein zweiter Zylinderkopf modifiziert, der einen optischen Zugang in Form einer Brennraumsonde mit Saphirstab und Lichtleitfaser ermöglichte (Abbildung 3-11). Die Sonde ist hierbei zwischen den Einlassventilen positioniert und erfasst integral einen großen Teil des Brennraumvolumens (Kapitel 3.5).

Zunächst werden motorische Messungen mit der offenen W-Kolbenmuldengeometrie und Achtlochdüse mit  $126^\circ$  Strahlagenwinkel durchgeführt. Anschließend erfolgt die Umrüstung auf einen Kolben mit weiter Topfmulde, der eine größere freie Strahllänge ermöglicht, um die Potentiale der Einspritzratenformung auf die Gemischbildung noch konkreter beurteilen zu können. Durch ein nahezu identisches Kolbenmuldenvolumen der beiden Kolben wird das Verdichtungsverhältnis von  $\epsilon=16$  beibehalten.

Zum Ausgleich der oszillierenden Massenkräfte ist unter dem Motor ein Massenausgleich installiert, bei dem vier mit einfacher bzw. doppelter Motordrehzahl gegenläufig rotierende Wellen die Massenkräfte erster und zweiter Ordnung vollständig ausgleichen. Tabelle 3-2 zeigt eine Zusammenfassung der wesentlichen Kenndaten des verwendeten Forschungseinzylindermotors.

Motortyp	Einzylinder-Forschungsmotor
Zylinderkopf	Vierventilkopf zentrale Injektorlage
optische Zugänge	Saphirglassonde $130^\circ$ Sichtwinkel
Aufladung	Externer Schraubenkompressor
Konditionierung	Wasser-, Öl-, Ladeluftkonditionierung mit Lufttrockner
Hubvolumen	1991 ccm
Bohrung x Hub	130 mm x 150 mm
Pleuellänge	252 mm
Muldenformen	W-Mulde bzw. Topfmulde
Verdichtungsverhältnis	$\epsilon=16$
Massenausgleich	Ausgleich der Massenkräfte 1. und 2. Ordnung

Tabelle 3-2: Kenndaten des Versuchsmotors



### 3.4 Prüfstandsperipherie und Messtechnik

Die motorischen Messgrößen lassen sich in schnelle Messgrößen, die mit einem Indiziersystem der Fa. AVL des Typs Indimaster Compact 670 erfasst werden, und in langsame Messdaten unterteilen. Letztere werden mit einer langsamen Messwerterfassung aufgezeichnet, die aus einem Messrechner besteht, der mit zwei Messkarten mit insgesamt 32 Kanälen ausgestattet ist und auf einer Messwerterfassungssoftware auf Basis der Programmierumgebung LabView der Fa. National Instruments basiert. Die schnellen Messgrößen werden kurbelwinkelbezogen mit einer Auflösung von  $0,5^\circ$  Kurbelwinkel (KW) aufgezeichnet und innerhalb der Messung über 50 Zyklen gemittelt.

Die Kurbelwellenposition wird mit Hilfe eines inkrementalen Drehwinkelgebers der Fa. Heidenhain mit einer Genauigkeit von  $0,1^\circ$  KW erfasst. Das Signal dient für das Einspritzsteuergerät FI<sup>2</sup>RE und für die Datenerfassung mit Hilfe des Indiziersystems.

Die kurbelwinkeldiskret erfassten Messgrößen sind Zylinderdruck, Ansteuersignale des Injektors und der Proportionalventile der Druckmodulation, die Nadelhöhe des Injektors und der Proportionalventile, die Kraftstoffdrücke in den beiden Hochdruckrails und an der Zuleitung zum Injektor sowie die Intensitätssignale der integralen Lichtleitmesstechnik.

Die Zylinderdruckmessung erfolgt mit einem piezoelektrischen Druckaufnehmer des Typs 6061B der Fa. Kistler. Es handelt sich hierbei um einen Indizierquarz mit Wasserkühlung, so dass thermische Drieffekte reduziert werden können. Das Ansteuersignal der Proportionalventile der Druckmodulation und des Injektors ist ein 0 V bis 10 V Signal des Einspritzsteuergerätes FI<sup>2</sup>RE, welches vom Indiziersystem aufgezeichnet wird. Dieses Signal wird von den Hochspannungsverstärkern in ein proportionales 0 V bis 1000 V Signal gewandelt und zur Ansteuerung der Piezo-Aktuatoren verwendet. Die Nadelhubmessung erfolgt mit einem am ITV entwickelten Nadelhubsensor nach dem Hall Prinzip, wie im Abschnitt über das verwendete Piezo-Einspritzsystem beschrieben. Die Erfassung des Kraftstoffdrucks erfolgt mit Hilfe von Sensoren auf Basis von DMS-Vollbrücken. Die DMS-Membran ist innerhalb des Sensors auf einer Stahlmembran installiert. Der auf die Membran wirkende Kraftstoffdruck erzeugt eine Verformung der Membran mit einer entsprechenden Verstimmung der Brückenschaltung. Der Vorteil der hier genannten Sensortechnik ist eine sehr hohe Dynamik bei gleichzeitig hoher absoluter Genauigkeit. Das heißt, dass in diesem Fall nicht zwei Sensoren notwendig sind, um den absoluten mittleren Druck sowie die aufgrund der hydraulischen Schwingungen auftretenden relativen Druckänderungen zu erfassen.

Des Weiteren wird eine Reihe über dem Zyklus nicht veränderlicher langsamer Größen messtechnisch erfasst. Das Drehmoment wird mit einem Drehmomentmessflansch T10F der Fa. HBM erfasst, der eine kurbelwinkel aufgelöste Messung des Momentenverlaufs zulässt; es wird hieraus das mittlere Drehmoment mit einer Genauigkeit von  $\pm 0,5$  Nm bestimmt. Die Drehmomentmessstelle befindet sich an der Antriebswelle zwischen Versuchsmotor und dem Gleichstrommotor des Vier-Quadranten-Antriebs.

Der Versuchsmotor verfügt über eine Trockensumpfschmierung mit externer Öl-Konditionierung. Die Öltemperatur wird im Zulauf zum Zylinderkopf, im Zulauf zur Spritzöldüse der Kolbenbodenkühlung sowie im Rücklauf aus dem Sumpf überwacht, da eine Variation der Bauteiltemperaturen direkten Einfluss auf die Schadstoffbildungsmechanismen hat. Das Kühlwasser wird ebenfalls voll konditioniert wobei die

Wassertemperatur am Zulauf und Rücklauf detektiert wird. Aufgrund des Betriebs des Versuchsmotors als Einzylinder ist eine externe Ladeluftversorgung notwendig. Die Ansaugluft wird mit Hilfe eines Schraubenverdichters auf 0,4 MPa verdichtet und in einem Lufttrockner entfeuchtet. Da es sich um einen „nassen“ Schraubenverdichter handelt, gelangt die Luft im Anschluss durch Aktivkohle-Filterpatronen, die die Ladeluft von eventuell vorhandenen Öltröpfchen befreien. Die Luft wird mit einem Druckminderer grob auf den gewünschten Ladedruck abgedrosselt und in einem Ausgleichsbehälter beruhigt, um durch den Einzylinderbetrieb verursachte Oszillationen zu reduzieren. Die Feinregulierung erfolgt durch Abblasen eines Teilmassenstroms aus dem Kompensationsvolumen. Im Ausgleichsbehälter erfolgt die Erfassung der Ansauglufttemperatur sowie der Ansaugluftfeuchtigkeit mit Hilfe eines kombinierten kapazitiven Feuchtesensors der Fa. Klink (HTS300), sowie die Erfassung des Ladedrucks mit einem piezoresistiven Sensor der Fa. Keller. Der Luftmassenstrom wird mit einem thermischen Luftmassensensor in Heißfilmtechnik der Fa. Höntzsch erfasst. Der Abgasmassenstrom wird zunächst durch einen Ausgleichsbehälter und anschließend durch eine Abgasanlage mit einer Drosselklappe abgeführt. Der Drosselklappenwinkel wird mittels eines Linearantriebs eingestellt, so dass im Ausgleichsbehälter ein für den Betrieb eines realen Mehrzylindermotors mit Turboaufladung typischer Abgasgegendruck dargestellt werden kann. Die Abgastemperatur wird im Auslasskanal des Zylinderkopfs sowie im Abgastrakt im Bereich der Abgasprobenentnahmestelle gemessen. Der Abgasgegendruck wird mit einem piezoresistiven Sensor der Fa. Keller erfasst. Die Abgaszusammensetzung respektive die Konzentrationen der **Abgaskomponenten CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, THC und NO<sub>x</sub>** werden mit Hilfe eines Mexa 7100D Abgasanalysesystems der Fa. Horiba bestimmt. Das System verfügt über eine beheizte Abgasentnahme sowie eine beheizte Entnahmeleitung, so dass Kondensatbildung innerhalb des Systems mit einer möglichen Bindung der Emissionskomponenten im Kondensat unterbunden wird. Die Messung der Schadstoffkonzentrationen im Abgasteilstrom erfolgt feucht, ohne vorherige Trocknung der Abgasprobe [Hor96]. Deshalb erfolgt eine Umrechnung der feuchten NO<sub>x</sub>-Emissionen unter Zuhilfenahme der bekannten Größen Kraftstoffmassenstrom ( $\dot{m}_K/dt$ ), trockener Luftmassenstrom ( $\dot{m}_{L,tr}/dt$ ), absoluter Luftfeuchte ( $\rho_w$ ) und der Ladelufttemperatur ( $T_L$ ) nach *Gleichung (3-1)* basierend auf DIN ISO 8178. Für die gesamte Umrechnung der Emissionskomponenten inklusive Nomenklatur sei auf [DIN96] verwiesen.

$$[NOx]_{kor} = K_{NOx} \cdot [NOx]_{gemessen} \quad (3-1)$$

mit:

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

Der **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 Detektion der Partikel im Abgas erfolgt mit zwei Messgeräten. Mittels eines *Smokermeter 415S* der Fa. AVL wird der Rußgehalt bestimmt. Dies geschieht, indem eine Abgasprobe 6 s lang durch ein Filterpapier gesaugt wird. Im Anschluss wird das Fil-

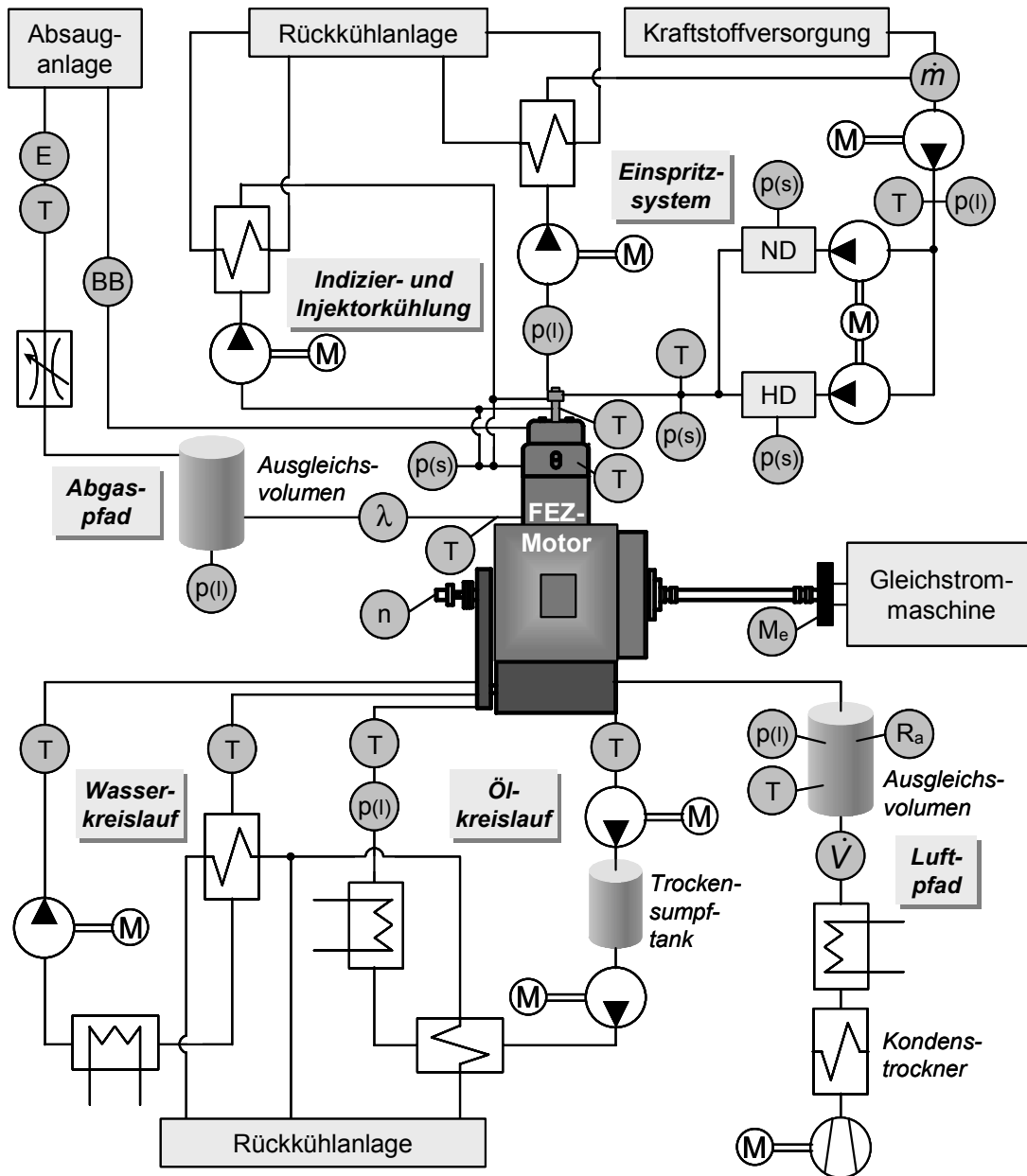
terpapier von einer definierten Lichtquelle beleuchtet und die Intensität des Streulichtes mit dem Referenzwert eines Filters ohne Rußbeladung verglichen. Hieraus wird eine Filterschwärzungszahl oder auch FSN (*Filter Smoke Number*) errechnet, die ein Maß für die im Abgas enthaltene Partikelmasse darstellt [AVL02] [Koz03]. Zusätzlich wurde die Trübung des Abgases mit einem Opacimeter der Fa. AVL bestimmt. Hierbei wird ein Messvolumen kontinuierlich von einem entnommenen Abgasmassenteilstrom durchströmt. An einem Ende des Messvolumens definierter Länge befindet sich eine Lichtquelle, am anderen Ende ein Detektor. Die durch Streuung und Absorption hervorgerufene Reduktion der Intensität wird in einen prozentualen Wert für die Trübung durch die Beladung des Abgases mit Partikeln umgerechnet [AVL98]. Die Bestimmung des Kraftstoff/Luft-Verhältnisses erfolgt auf dreierlei Wegen. Das Kraftstoff/Luft-Verhältnis wurde mittels eines Messsystems des Typs Lambdameter LA4 der Fa. ETAS in Verbindung mit einer Breitbandlambdasonde LSU4.2 der Fa. Bosch messtechnisch bestimmt. Der aktuelle Lambdawert wird sowohl auf dem Display des Messsystems dargestellt, als auch auf einem analogen Ausgang dem Messwerterfassungssystem zur Verfügung gestellt. Des Weiteren erfolgt die Berechnung des Lambdawertes anhand des Mindestluftbedarfs für eine stöchiometrische Verbrennung unter Zuhilfenahme des messtechnisch bestimmten Kraftstoff- und Luftmassenstroms. Dieser Zusammenhang ist ebenfalls in der DIN 8178-1 abgelegt und in *Gleichung (3-2)* dargestellt.

$$\lambda_{L_{min}} = \frac{\dot{m}_L}{L_{min} \cdot \dot{m}_K} \quad (3-2)$$

Weiterhin besteht die Möglichkeit, das Kraftstoff/Luft-Verhältnis aus der Abgaszusammensetzung zu berechnen. Die entsprechenden Zusammenhänge werden in DIN 8178-1 beschrieben. Zur Berechnung ist die Kenntnis des Kohlenstoff/Wasserstoff-Verhältnisses im Kraftstoff ( $v_{H/C}$ ) notwendig. Zusätzlich fließen die messtechnisch bestimmten Werte der umgerechneten Volumenkonzentrationen von CO ( $c_{CO,tr}$ ) und HC ( $c_{HC,tr}$ ) ein. Weiterhin ist das Verhältnis von Abgas zu den kohlenstoffhaltigen Komponenten ( $v_{E/C}$ ) zu bestimmen. Die vollständige Korrekturrechnung mit den einzelnen Operationsschritten ist in [DIN96] beschrieben. Durch die zahlreichen Berechnungen und die Notwendigkeit der Erfassung verschiedener Messwerte für die Berechnung, summieren sich die Fehler in der letztgenannten Methode auf, so dass mit einem Fehler von 10% zu rechnen ist. Damit ist diese Methode als die ungenaueste zu erachten.

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

Bild 3-14 gibt einen schematischen Gesamtüberblick des Prüfstandsbaus, der Positionierungen der Messtechnik und der prinzipiellen Bauteilanordnung in den Konditionierstrecken.



Symbole		Messgrößen			
	Wärmetauscher	<b>BB</b>	Blow-by	<b>p(l)</b>	Druck (langsam)
	Heizung	<b>E</b>	Emission (NOx, CO, HC, O <sub>2</sub> , CO <sub>2</sub> , FSN)	<b>p(s)</b>	Druck (schnell)
	einstellbares Drosselventil	<b>m-dot</b>	Kraftstoffmassenstrom	<b>Ra</b>	Luftfeuchte
	Pumpe	<b>Me</b>	effektives Moment	<b>T</b>	Temperatur
	Kompressor	<b>n</b>	Drehzahl	<b>V-dot</b>	Luftvolumenstrom
				<b>lambda</b>	Kraftstoff-/Luftverhältnis

Abbildung 3-12: Schemadarstellung des Prüfstandsbaus [See04]

## 3.5 Zwei-Farben-Methode

### 3.5.1 Theorie

Die Zwei-Farben-Methode ist ein pyrometrisches Verfahren, das sich als passives Verfahren die emittierte Strahlung der Bestandteile der Brennraumladung zunutze macht, um eine kurbelwinkeldiskrete Auflösung der Rußkonzentration und -temperatur innerhalb des integral erfassten Volumens des Brennraums zu ermöglichen. Hieraus ist die Berechnung der Rußmasse innerhalb des Volumens möglich. Diese Strahlung wird sowohl von Festkörpern als auch von Fluiden ausgesandt. Allerdings geschieht dies auf unterschiedliche Weise. Festkörper strahlen eher in einem kontinuierlichen Bereich, das heißt es wird bei allen Wellenlängen Strahlung emittiert, während das Spektrum bei Gasen sehr selektiv ist. Es wird deshalb zwischen Temperatur- und Lumineszenzstrahlern unterschieden. Bei der Temperaturstrahlung geschieht die Anregung durch thermische Einflüsse und die Frequenzverteilung ist kontinuierlich. Dagegen emittieren Lumineszenzstrahler in diskreten Linien und Banden. Da sich die Spektren unter Druck noch verbreitern, ähnelt die Strahlenverteilung dann fast einem Kontinuumsstrahler.

Bei der motorischen Verbrennung sind sowohl Gase als auch Festkörper in Form von Partikeln vorhanden. Somit sind auch Temperatur- und Lumineszenzstrahler zu messen. Die Größenordnungen hängen dabei von der Menge der gebildeten Partikel und somit vom Einspritzverfahren bzw. Brennverfahren ab.

Bei der dieselmotorischen Verbrennung wird die Zwei-Farben-Methode eingesetzt, um aus dem von Rußpartikeln emittierten Strahlungsspektrum auf die Rußkonzentration bzw. Temperatur der emittierenden Partikel zu schließen. Die Zwei-Farben-Methode basiert auf der Messung der Strahlungsintensität von glühenden Rußteilchen, die bei der Verbrennung generiert werden. Die Strahlungsintensität wird bei zwei diskreten Wellenlängen erfasst. Anhand der Intensitätswerte können die Rußkonzentration und Flammentemperatur berechnet werden. Hierbei ist zu beachten, dass nicht die eigentliche Flammentemperatur, sondern die Temperatur der Rußteilchen gemessen wird. Untersuchungen haben jedoch gezeigt, dass bei deutlich leuchtenden Flammen ein Temperaturunterschied von weniger als einem Kelvin besteht [BaR61], so dass von einem Temperaturgleichgewicht ausgegangen werden kann.

Das Planck'sche Strahlungsgesetz beschreibt die spektrale Strahldichte eines schwarzen Strahlers als eine Funktion der Wellenlänge und der Temperatur,

$$L_s(\lambda, T) = \frac{C_1}{\lambda^5 \left[ \exp\left(\frac{C_2}{\lambda \cdot T}\right) - 1 \right]} \quad (3-4)$$

mit:

- $L_s$  = spektrale Strahldichte des schwarzen Strahlers [W/m<sup>3</sup>]
- $C_1$  =  $1,191 \cdot 10^{-16}$  [Wm<sup>2</sup>] 1. Planck'sche Strahlungskonstante
- $C_2$  =  $1,4388 \cdot 10^{-2}$  [mK] 2. Planck'sche Strahlungskonstante
- $T$  = Temperatur [K]
- $\lambda$  = Wellenlänge [m]

Für Werte des Produkts  $\lambda T < 3 \text{ mmK}$  kann vereinfachend die Wien'sche Näherung auf das Planck'sche Gesetz angewendet werden. Ein idealer schwarzer Strahler emittiert damit eine genau definierte spektrale Strahlungsverteilung, die sich seiner Temperatur zuordnen lässt. Abbildung 3-13 zeigt die Verteilung der spektralen Strahlendichte für einen schwarzen Strahler bei verschiedenen Temperaturen. Die bei Verbrennungsmotoren üblichen Temperaturen weisen Strahlungsmaxima in den Bereichen sichtbarer und nah infraroter Wellenlängen auf. Der sichtbare Bereich ist zur Veranschaulichung in der Abbildung hervorgehoben. Zusätzlich ist die auf die schwarze Temperatur von  $T_s = 2392,3 \text{ K}$  kalibrierte Wolframlampe eingetragen.

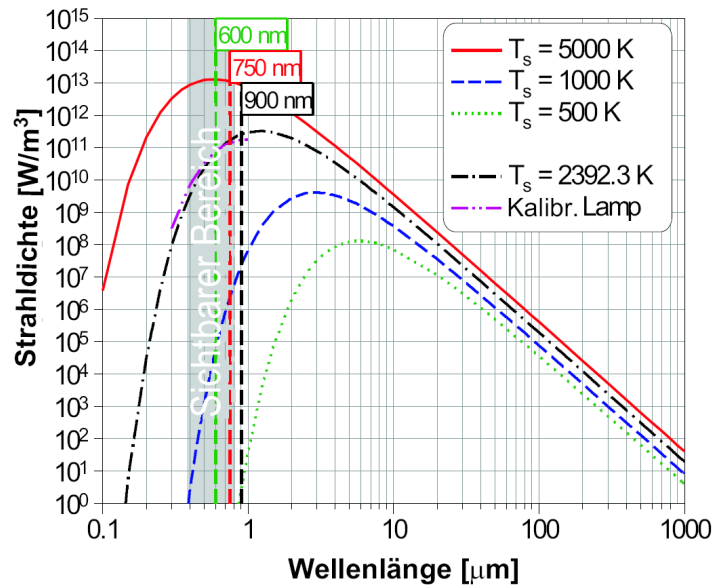


Abbildung 3-13: Spektrale Strahlendichte eines schwarzen Strahlers [MaF01]

Zusätzlich ist die auf die schwarze Temperatur von  $T_s = 2392,3 \text{ K}$  kalibrierte Wolframlampe eingetragen.

Die Strahlendichte realer Körper wie z. B. die von Rußpartikeln unterscheidet sich dahingehend, dass über den gesamten Wellenlängenbereich eine geringere Strahlendichte gegenüber einem idealen schwarzen Strahler emittiert wird. Dieses Verhältnis wird durch den wellenlängenabhängigen Emissionskoeffizienten  $\varepsilon$  dargestellt. Der Emissionskoeffizient wird definiert als [HHM92]:

$$\varepsilon_\lambda(\lambda, T) = \frac{L_\lambda(\lambda, T)}{L_{s,\lambda}(\lambda, T)} \quad (3-5)$$

Die Darstellung dieser Funktion für Rußpartikel ist jedoch kaum möglich, da sich die Größe und die Eigenschaften der Partikel unter motorischen Bedingungen kontinuierlich und sehr schnell ändern.

Zur Berechnung des Temperaturverlaufs können zwei Methoden herangezogen werden, eine vereinfachte Relativmethode oder die genauere Absolutmethode. Bei der Relativmethode werden die Rußteilchen als grauer Strahler mit konstantem Emissionskoeffizienten angenommen. Eine Annahme, die bei Wellenlängen im sichtbaren und nahen infraroten Bereich näherungsweise erfüllt ist [PrH80]. Dabei wird weder die Absorption noch die Streuung an den Partikeln berücksichtigt. Da bei der Relativmethode einige Vereinfachungen vorgenommen werden, liegt die Temperatur in der Regel höher als bei der nachfolgend beschriebenen Absolutmethode. Des Weiteren ist bei der Relativmethode keine Bestimmung des Rußkonzentrationsverlaufs möglich. Der Vorteil ist in dem geringen Rechenaufwand zu sehen, wodurch auch einfache PCs oder sogar Oszilloskope zur online Auswertung herangezogen werden können.

Bei der Verwendung der Absolutmethode muss die Temperatur iterativ berechnet werden. Diese Methode wird im Folgenden kurz beschrieben. Aus Gleichung (3-4) und Gleichung (3-5) ergibt sich

$$\varepsilon(\lambda) = \frac{\exp(c_2/\lambda T) - 1}{\exp(c_2/\lambda T_s) - 1}, \quad (3-6)$$

wobei  $T$  die Temperatur des realen Körpers und  $T_s$  die Temperatur des schwarzen Strahlers bei gleicher Strahldichte ist.

Um die komplexen Berechnungen der Absolutmethode zu vereinfachen, wird vielfach auf eine Berechnung des spektralen Emissionsgrades von feindispersen Flammenruß verzichtet. Stattdessen wird er durch eine empirische Gleichung nach Hottel und Broughton [HBr32] ersetzt

$$\varepsilon(\lambda) = 1 - \exp\left(-\frac{KL}{\lambda^\alpha}\right) \quad (3-7)$$

oder nach einer auf dem Beer-Lambert'schen Absorptionsgesetz und dem Kirchhoff'schen Gesetz basierenden Formulierung beschrieben [LaZ94]:

$$\varepsilon(\lambda) = 1 - \exp(-A_a CL) \quad (3-8)$$

mit:

- $\varepsilon$  = Emissionskoeffizient [-]
- $K$  = Absorptionskonstante proportional zur Rußkonzentration [ $\text{m}^{-1}$ ]
- $\alpha$  = empirische Konstante [-]
- $L$  = Schichtdicke der rußenden Flamme [m]
- $A_a$  = Massenabsorptionsquerschnitt [ $\text{m}^2/\text{g}$ ]
- $C$  = Rußkonzentration [ $\text{g}/\text{m}^3$ ].

Setzt man *Gleichung (3-6)* in (3-7) ein, ergibt sich:

$$KL = -\lambda^\alpha \ln\left(1 - \frac{\exp(c_2 / \lambda T) - 1}{\exp(c_2 / \lambda T_s) - 1}\right) \quad (3-9)$$

Bei Verwendung des Beer-Lambert'schen Absorptionsgesetzes, welches den Absorptionsgrad eines durchsichtigen, absorbierenden Mediums mit bestimmter Dicke wiedergibt, und Verwendung von zwei diskreten Wellenlängen  $\lambda_1$  und  $\lambda_2$ , können mit Hilfe der bei den Messwellenlängen gemessenen realen Strahldichten die beiden entsprechenden schwarzen Temperaturen  $T_{s1}$  und  $T_{s2}$  ermittelt und in die *Gleichung (3-9)* eingefügt werden. Diese kann iterativ gelöst werden und liefert die tatsächliche Temperatur der Rußpartikel. Schließlich ergibt sich die Temperatur zu:

$$T = \frac{1}{\frac{1}{T_{s1}} + \frac{\lambda_1}{C_2} \cdot \ln\left[1 - \left[1 - \exp\left(\frac{C_2}{\lambda_2} \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_{s2}}\right)\right)\right]^{\frac{A_{a1}}{A_{a2}}}\right]} [K] \quad (3-10)$$

mit:

- $T$  = Temperatur des realen Körpers [K]
- $T_{s1,2}$  = Temperatur eines schwarzen Strahlers mit gleicher Strahldichte [K]
- $C_2$  = 2. Planck'sche Strahlungskonstante [mK]
- $A_{a1,2}$  = Massenabsorptionsquerschnitt [ $\text{m}^2/\text{g}$ ]

$\lambda_{1,2}$  = betrachtete Wellenlänge [nm].

Setzt man die ermittelte Temperatur in *Gleichung (3-9)* ein, erhält man durch entsprechende Umformung die Rußkonzentration

$$C = \frac{-1}{A_{a2} \cdot L} \cdot \ln \left[ 1 - \exp \left( \frac{C_2}{\lambda_2} \cdot \left( \frac{1}{T} - \frac{1}{T_{s2}} \right) \right) \right] \left[ \frac{g}{m^3} \right] \quad (3-11)$$

Durch die Notwendigkeit von Annahmen und Vereinfachungen zur Berechnung der oben genannten Größen, wird eine Unsicherheit bei der Bestimmung dieser in Kauf genommen. Die erweiterte Zwei-Farben Methode bietet die Möglichkeit der Überprüfung und statistischen Betrachtung der berechneten Größen. Hierbei wird das integrale Intensitätssignal der Brennraumstrahlung auf drei diskreten Wellenlängen erfasst. Dies bietet die Möglichkeit, bei der Auswertung auf drei Wellenlängenpaare zurückzugreifen, wodurch sich die Messgenauigkeit erhöht. Im Idealfall sind die mit den drei Wellenlängenpaaren ermittelten Ergebnisse identisch, so dass die dritte Wellenlänge lediglich der Kontrolle dient.

### 3.5.2 Messtechnik

Der messtechnische Aufbau der Zwei-Farben-Methode ist in Abbildung 3-14 dargestellt. Die Brennraumstrahlung wird von der Brennraumsonde in dem sichtbaren Volumenelement integral erfasst. Es erfolgt die Kopplung der Sonde an ein Photodiodenmodul durch eine Lichtleitfaser mit hohem Transmissionsgrad im zu erfassenden Spektralbereich. So kann bei Bedarf auch Strahlung im ultravioletten Spektralbereich erfasst werden, wodurch Rückschlüsse auf die kurbelwinkeldiskrete Konzentration von OH-

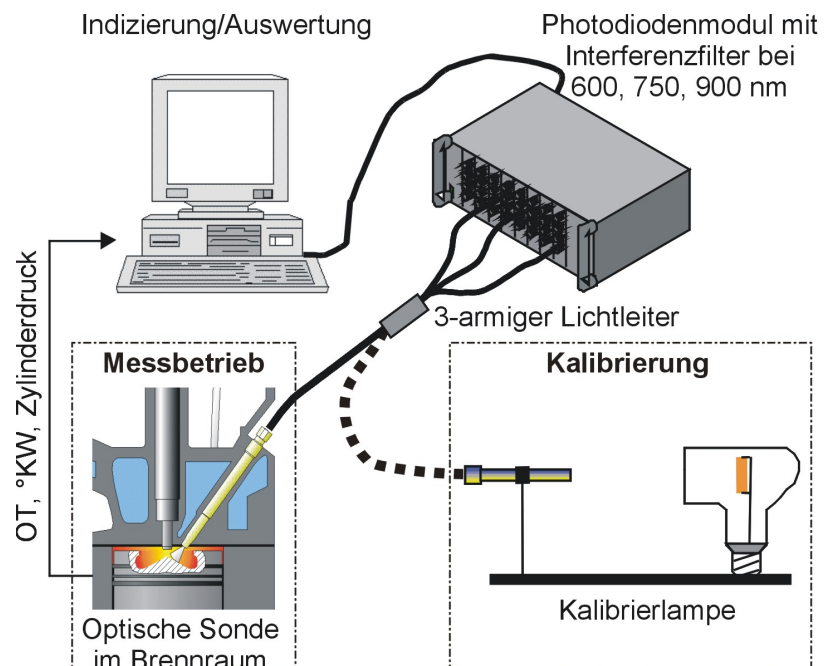


Abbildung 3-14: Messtechnischer Aufbau der Zwei-Farben-Methode

Radikalen ermöglicht werden. Zur Detektion der diskreten Wellenlängen sind Bandpassfilter notwendig. Die Aufteilung der Strahlungsintensität auf verschiedene Kanäle kann systemabhängig durch eine entsprechend geteilte Lichtleitfaser mit mehreren freien Enden auf der Seite des Photodiodenmoduls oder durch die Teilung des Signals mit Hilfe einer Anordnung von Kantenfiltern innerhalb des Moduls selbst erfolgen. Für die Zwei-Farben-Methode werden üblicherweise Filter mit Wellenlängen von 600, 750 und 900 nm eingesetzt, während die Detektion von OH-Radikalstrahlung auf einer Wellenlänge von 308 nm geschieht [LZh94].

Der von der Sonde erfasste Bereich wird durch die Kolbenmulde und die Brennraumwand begrenzt. Um Berechnungen mit der Zwei-Farben-Methode durchzuführen, muss daher die kurbelwinkeldiskrete Änderung des Beobachtungsvolumens he-



rangezogen werden. Dafür wurde anhand eines 3D-Volumenmodells das sichtbare Brennraumvolumen berechnet. Das erfasste Volumen ist in Abbildung 3-15 dargestellt. Im oberen Teil des Bildes ist das 3D-Volumenmodell mit der Position der Sonde und dem im Brennraum zwischen Sonde, Zylinderwand und Kolben eingeschlossenen sichtbaren Volumen dargestellt. Darunter ist ein Graph des kurbelwinkelaufgelösten Verlaufes dieses Volumens dargestellt. Zu beachten ist die unterschiedlich skalierte Achse des integral erfassten Volumens, welches im Fall der Sonde mit  $27^\circ$  Blickwinkel nur einen Bruchteil des Brennraumvolumens ausmacht. Jeweils links ist der Fall mit einer Sonde mit  $130^\circ$  Blickwinkel, rechts mit  $27^\circ$  Blickwinkel abgebildet. Zum Einsatz im motorischen Versuch kam die Sonde mit  $130^\circ$  Blickwinkel.

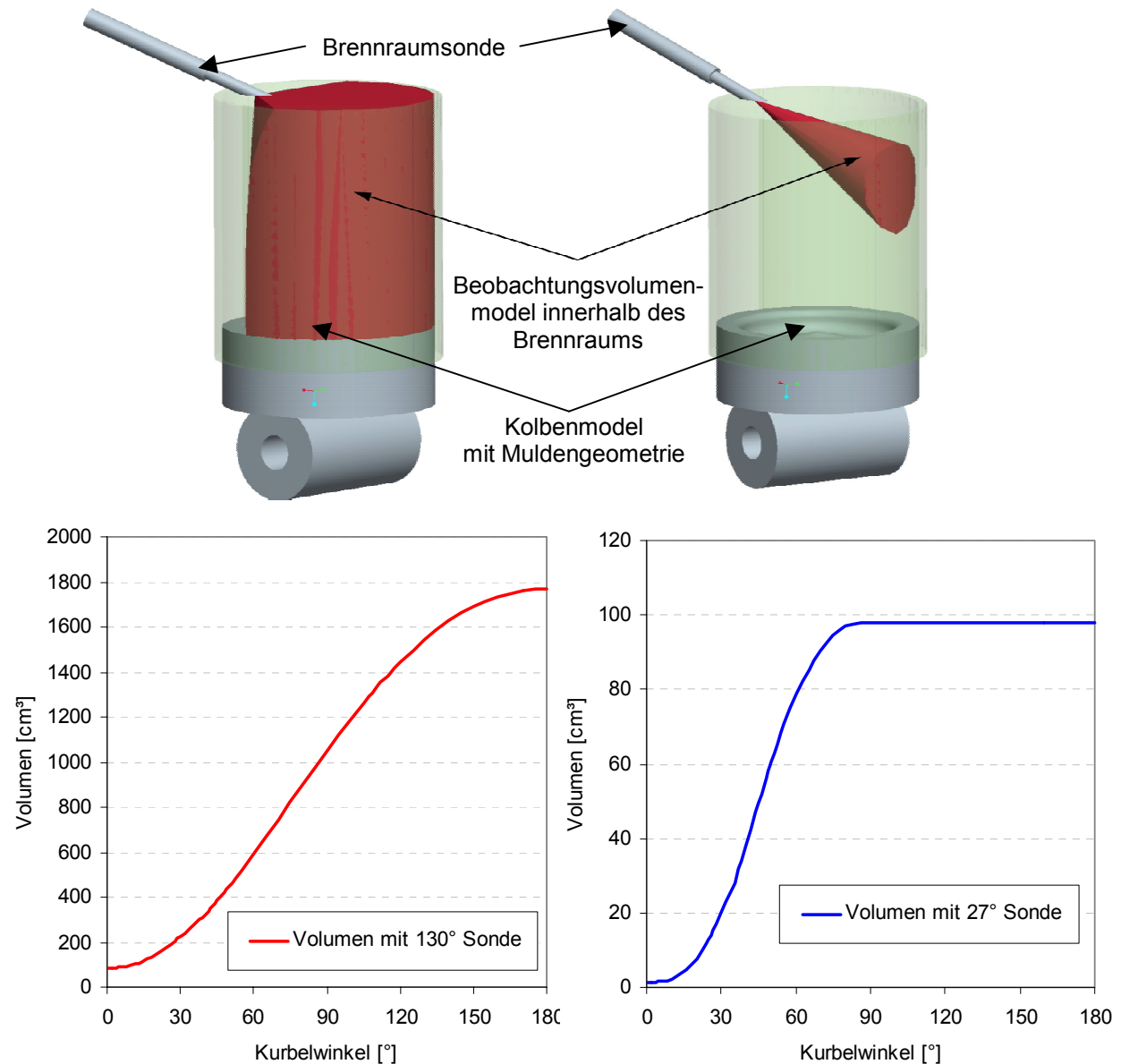


Abbildung 3-15: Sichtbares Brennraumvolumen mit verschiedenen optischen Sonden mit  $130^\circ$  (links) bzw.  $27^\circ$  Blickwinkel (rechts)

### 3.6 Einhubtriebwerk mit optischem Zugang

Beim Einhubtriebwerk handelt es sich um eine schnelle Kompressionsmaschine, die vom „Lehrstuhl für Thermodynamik A“ der Technischen Universität München entwickelt wurde. Das Funktionsprinzip der Maschine basiert auf einer gegenläufigen Bewegung zweier Kolben. Die Auslegung der beiden Kolben bewirkt dabei einen Massen bzw. Impulsausgleich, so dass störende freie Massenkräfte vermieden werden. Der äußere ringförmige Antriebskolben wird von Druckluft aus Druckluftbehältern angetrieben. Dabei überträgt er die Antriebskräfte durch das Koppelmedium Hydrauliköl auf den Arbeitskolben. Bei Versuchsbeginn geschieht dies zunächst langsam, indem das Öl durch ein Bypassventil geleitet wird. Ist jedoch ein bestimmter Hub überschritten, so werden Steuerschlitze mit einer definierten Kontur freigegeben, die eine schnelle Beschleunigung der beiden Kolben und den damit verbundenen Kompressionshub einleiten. Die Kinematik des Einhubtriebwerks kann durch den Antriebsdruck, den Druck im Brennraum, sowie den Druck in einem sog. Totvolumen beeinflusst werden. Insbesondere der Druck im Totvolumen ist gut geeignet, um die Kinematik des Einhubtriebwerks und damit den Hub sowie das Kompressionsverhältnis innerhalb einer Versuchsreihe zu variieren bzw. trotz des Einflusses der Erwärmung des Koppelöls mit der hierdurch geänderten Viskosität konstant zu halten. Eine eingehende Beschreibung der Funktionalität des verwendeten Einhubtriebwerks liefert [Dor00].

Am Ende des Arbeitskolbens befindet sich ein Quarzglaseinsatz, durch den der optische Zugang zum Brennraum ermöglicht wird. Es können alternativ zwei unterschiedliche Aufbauten mit 220 mm Kolbendurchmesser oder mittels einer Adaption (Abbildung 3-17) mit 130 mm Kolbendurchmesser und gleichzeitig reduziertem Kolbenhub gefahren werden [Ste04]. Der Ring an der Spitze der Adaption, der den Quarzglaskolben in Position hält, wurde angepasst, um die Kolbenmuldengeometrie des realen Einzylinder-Versuchsmotors möglichst genau nachzubilden (Abbildung 3-16).

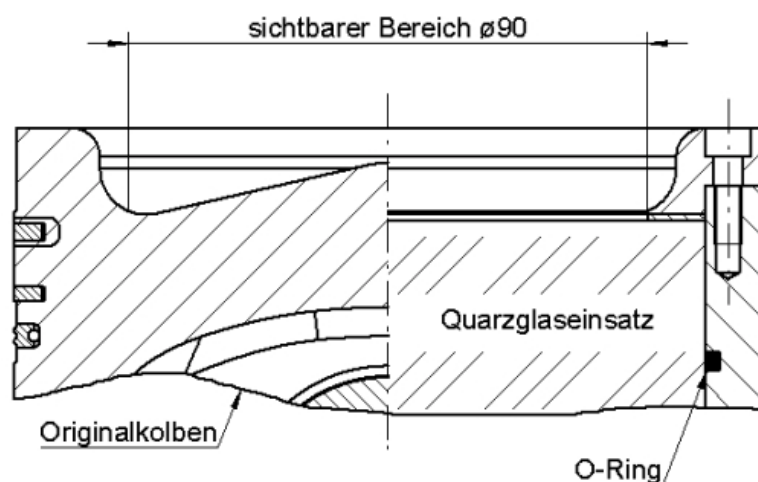


Abbildung 3-16: Adaption auf Kolbenmuldengeometrie

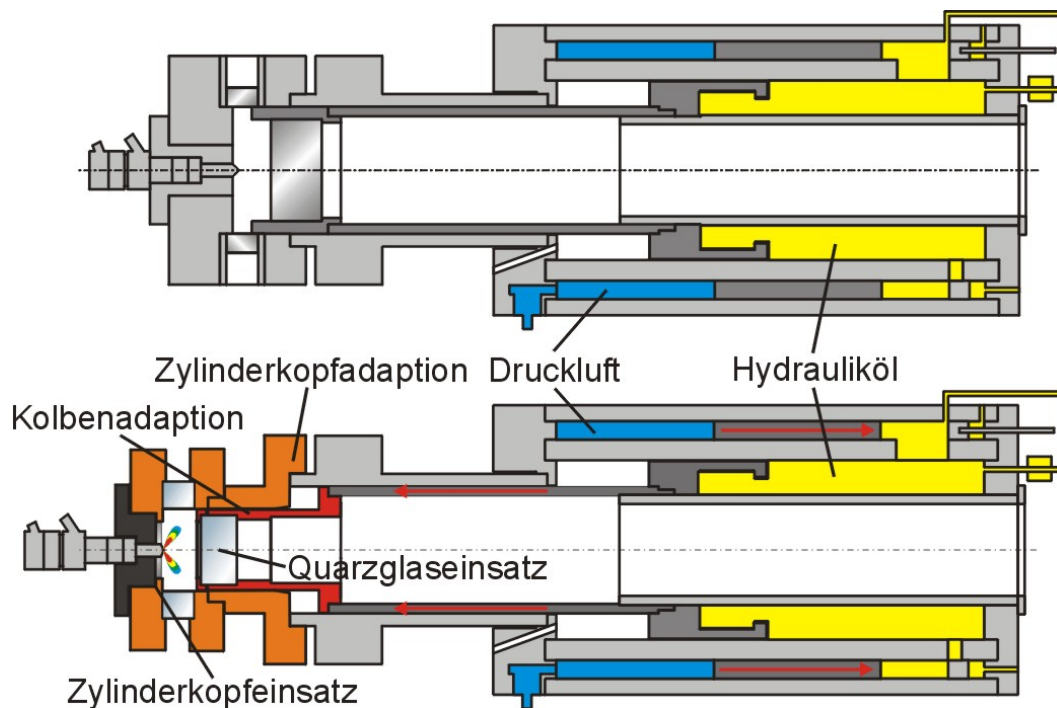


Abbildung 3-17: Adaption auf BR500/2000 Durchmesser [Ste04]

Weiterhin wurde der Zylinderkopf des Einhubtriebwerks modifiziert. Hier wurde eine Injektorheizung vorgesehen (Abbildung 3-18). Im motorischen Betrieb sowie im Betrieb am Einspritzverlaufsindikator werden Düsentemperaturen von ca. 350-360 K gemessen. Im Zylinderkopf des Versuchsmotors wird dabei der Bereich des Injektorgrundkörpers an der Düse effektiv vom Motorkühlwasser gekühlt, welches auf 333 K konditioniert wurde. Im Betrieb am EVI fehlt diese Kühlung, so dass sich durch die Drossel effekte in der Düse eine Erwärmung derselben auf eine motorisch vergleichbare Temperatur einstellt. Im Betrieb am Einhubtriebwerk erfolgt allerdings jeweils nur ein Einspritzvorgang, so dass die gewünschte Injektortemperatur durch eine Heizung sichergestellt werden muss. Die Heizung erfolgt elektrisch mittels einer Heizspirale, die um bzw. in einen Aluminiumkörper gewickelt ist, in den eine Vertiefung mit der passenden Steigung und dem entsprechenden Durchmesser eingebracht ist (Abbildung 3-18). Somit wird eine gleichmäßige Wärmestromdichte in den Injektor gewährleistet. Mit Hilfe der Heizung kann der Injektordüse geheizt werden. Gleichzeitig wird der Injektormantel mit Hilfe der auch am Motor und am EVI verwendeten Konditioniereinheit auf 320 K konditioniert. Durch die Heizung wird der Zylinderkopf sowie die angrenzenden Bereiche des Einhubtriebwerks ebenfalls auf ca. 320 K geheizt. Durch die kombinierte Heizung/Konditionierung des Injektors werden aufgrund vergleichbarer Temperaturen in allen Versuchsreihen am Motor, EVI und ETW identische Spannungsverhältnisse und damit Nadelhübe sichergestellt.

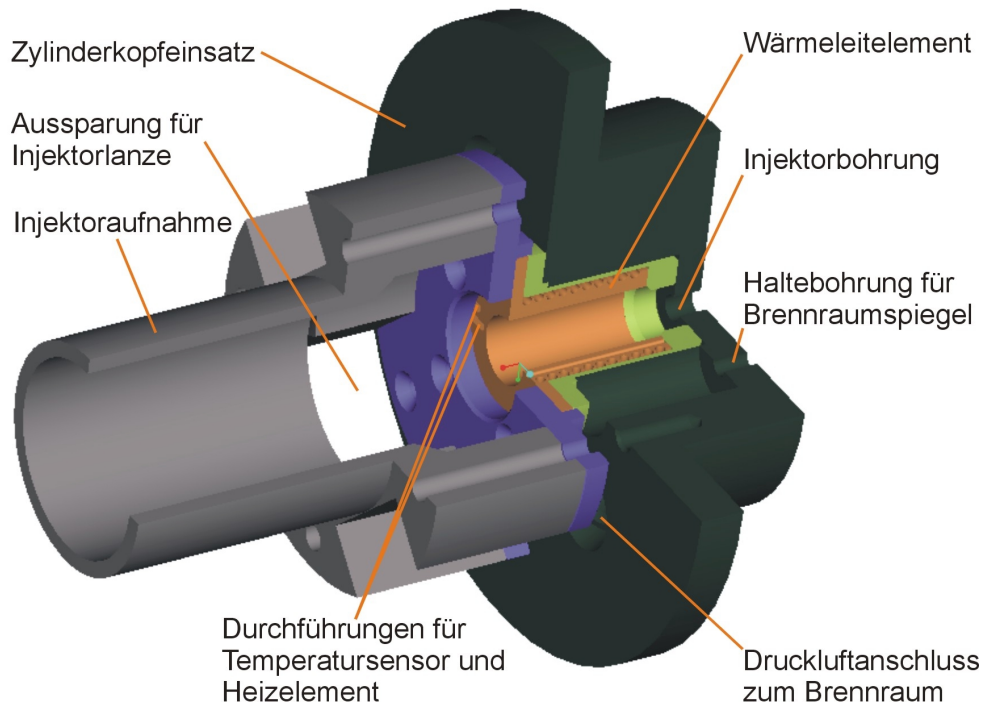


Abbildung 3-18: Injektoraufnahme mit Heizung

### 3.7 Optische Aufbauten

Für die optischen Untersuchungen stehen unterschiedliche Messtechniken zur Verfügung. Die zwei für die vorliegenden Untersuchungen verwendeten Systeme sollen hierbei genauer dargestellt werden. Mit ihrer Hilfe ist die getrennte Erfassung der flüssigen Kraftstoffphase bzw. der flüssigen und gasförmigen Kraftstoffphase möglich, so dass ein gutes Verständnis hinsichtlich der ablaufenden Gemischbildungsvorgänge ermöglicht wird (Abbildung 3-19).

Mie-Streulicht: Flüssigphase

Schlieren: Gas- u. Flüssigphase

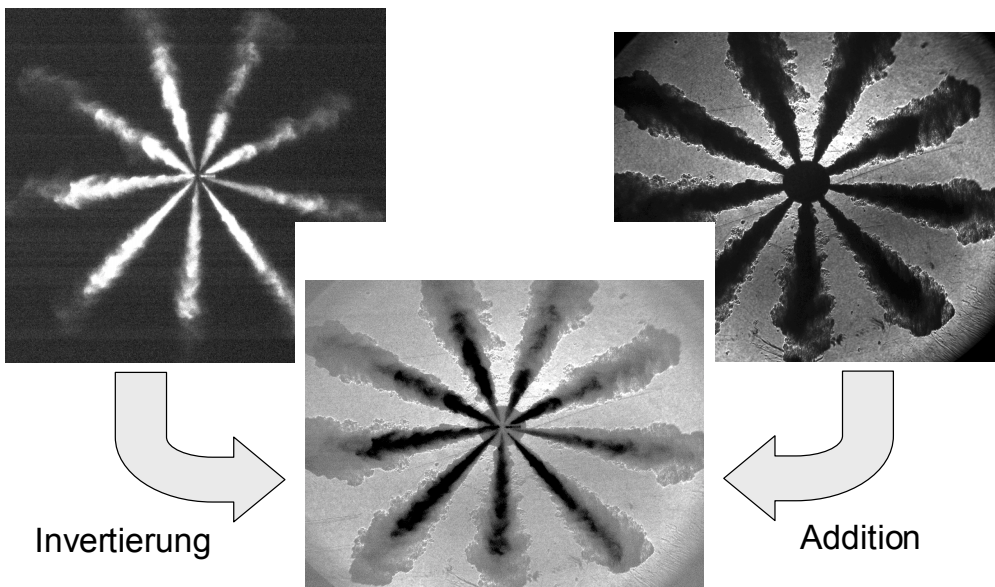


Abbildung 3-19: Flüssige und gasförmige Phase des Brennstoffes aufgenommen mit unterschiedlichen Optiken an der schnellen Kompressionsmaschine

### Mie-Streulichtoptik

Die einfachste Möglichkeit den Kraftstoff im Brennraum zu visualisieren, ist eine Erfassung des Mie-Streulichts an den Kraftstofftropfen. Der Kraftstoff wird hierbei mit einer Lichtquelle beleuchtet, wobei das Licht an den Kraftstofftropfen gestreut wird. Dieser Aufbau ist in Abbildung 3-20 dargestellt. Die Intensität des Streulichts hängt dabei von der Größe der Tropfen sowie vom Streuwinkel ab. Detektiert wird das an den Tropfen gestreute Licht, so dass mit diesem Verfahren die Flüssigphase des Kraftstoffs visualisiert werden kann. Um einen möglichst großen Kontrast zwischen den Flüssigkeitstropfen und der Umgebung, in diesem Fall also dem Brennraum, zu erhalten, empfiehlt sich eine Beleuchtung im  $90^\circ$  Winkel, also senkrecht zur Beobachtungsrichtung. Dadurch wird der Hintergrund nicht mitbeleuchtet. Für diesen Aufbau sind Brennraumfenster in den Seiten des Zylinderkopfs und in der Kolbenmulde notwendig, damit die Einkoppelung des Lichts auch im oberen Totpunkt möglich ist. Hierdurch ergeben sich in den meisten Fällen Schadvolumina im Zylinderkopf, die das Verdichtungsverhältnis herabsetzen und damit auch die für eine realistische Abbildung eines Motor notwendigen hohen Temperaturen. Deshalb erfolgt in diesem Fall die Beleuchtung nicht von der Seite, sondern durch den Quarzglas Kolben, also aus Beobachtungsrichtung. Um Reflexionen der Lichtquelle am Quarzglas-einsatz zu vermeiden, ist die Unterseite des Quarzglases in einem Winkel von  $4^\circ$  geschliffen. Das Licht wird vom Laser über eine Reihe von Umlenkspiegeln zum ETW-Aufbau geleitet. Hier erfolgt eine Aufweitung des Strahls auf Brennraumdurchmesser, um eine gleichmäßige Ausleuchtung zu erhalten. Im Zylinderkopf ist ein auswechselbarer Einsatz angebracht, hinter dem sich in entsprechenden Bohrungen Sensoren für Brennraumdruck und Brennraumlufttemperatur befinden. Dieser Einsatz ist aus mattiertem und schwarz eloxiertem Aluminium. Somit kann ein guter Kontrast gegenüber den Kraftstofftropfen sichergestellt werden.

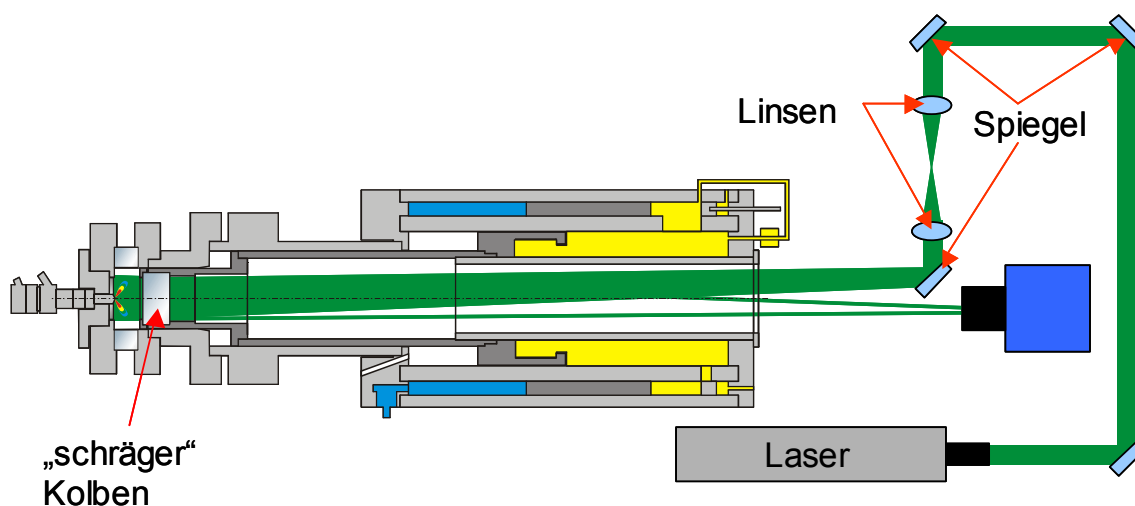


Abbildung 3-20: Kompressionsmaschine mit Mie-Streulichtoptik

### Schlierenoptik

Um eine vollständigeren Vorstellung von der Gemischbildung und der Kraftstoffverteilung im Brennraum zu erhalten, ist eine Kenntnis über die Bewegung und Verteilung der bereits verdampften und damit gasförmigen Kraftstoffphase notwendig. Hierzu wird ein weiterer optischer Aufbau herangezogen, bei dem die Schlierentechnik genutzt wird. Der Schliereneffekt basiert darauf, dass an Dichtegradienten, die ebenfalls eine unterschiedliche optische Dichte aufweisen, das Licht gebrochen wird. Um sich

diesen Effekt nutzbar zu machen, wird bei Schlieren-Optiken ein paralleler Strahlen- gang im zu beobachtenden Volumen erzeugt, durch den Dichtegradienten im Beobachtungsvolumen sichtbar gemacht werden können (Abbildung 3-21).

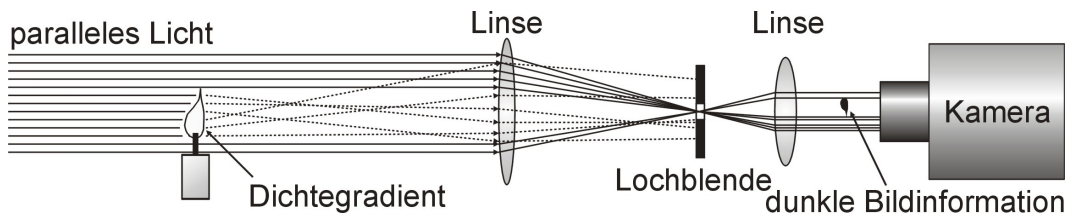


Abbildung 3-21: Schlierenverfahren [Ofn01]

Der am ETW realisierte Aufbau bedient sich dabei eines Parabolspiegels (Abbildung 3-22). Licht wird mittels Lichtleitfaser in die Schlierenoptik eingekoppelt. Dies gewährleistet zum Einen eine hohe Flexibilität bei der Positionierung der Lichtquelle, als auch einen nahezu punktförmigen Lichtaustritt. Das Licht tritt mit einem definierten Divergenzwinkel aus der punktförmigen Lichtquelle aus, und bewegt sich zum Parabolspiegel. Der Parabolspiegel hat dabei den Abstand des Brennpunkts von der Punktlichtquelle. Das Licht wird im Parabolspiegel reflektiert und aufgrund des gewählten Abstandes parallelisiert. Die Reflexion erfolgt in Richtung des Brennraumes, so dass ein paralleles Lichtbündel durch den Messaufbau und durch den Brennraum hindurchläuft. Für diesen Aufbau muss zur Gewährleistung der Parallelität ein zylindrischer Quarzglasinsatz ohne die für die Mie-Optik notwendige Schräge verwendet werden. Am Zylinderkopf ist wiederum ein Einsatz angebracht, der einen Spiegel hoher optischer Güte trägt. Dieser Spiegel ist exakt senkrecht zur Zylinderachse angebracht und reflektiert das parallele Licht zurück zum Parabolspiegel. Aufgrund der Umkehrbarkeit des Lichtwegs wird nun das Licht im Parabolspiegel wiederum auf die Punktlichtquelle fokussiert.

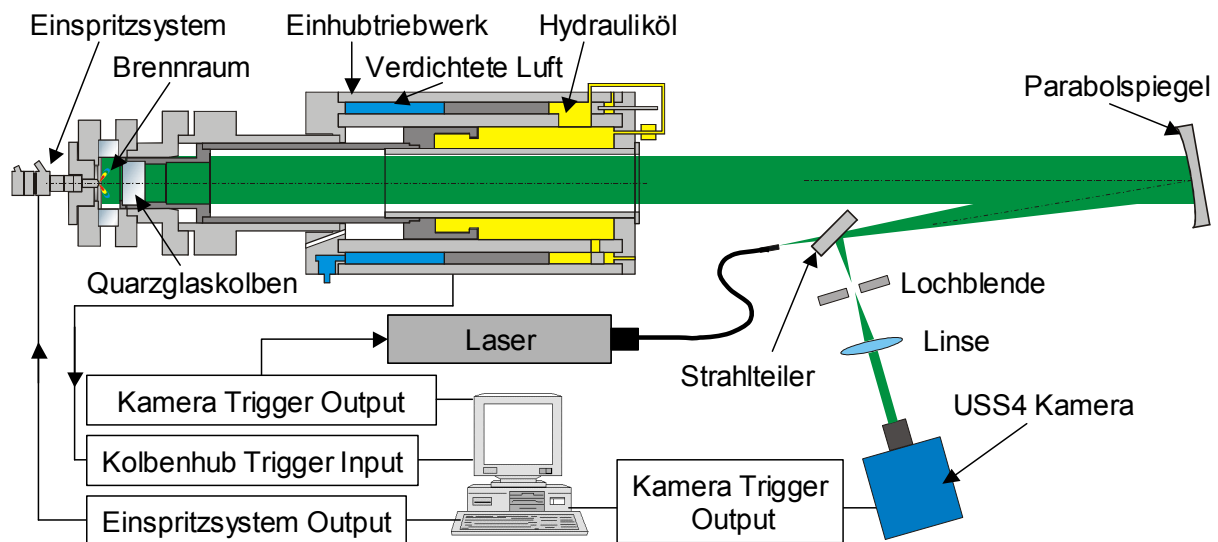


Abbildung 3-22: Kompressionsmaschine mit Schlierenoptik

Zwischen Punktlichtquelle und Parabolspiegel wird nun allerdings ein halbdurchlässiger Spiegel so eingebracht, dass die Reflexion ebenfalls auf eine senkrecht zur Richtung der Punktlichtquelle angeordnete Schlierenblende fällt. Hinter der Schlierenblende befindet sich die Kamera mit der Optik. Der gesamte Brennraumspiegel wird somit durch die Schlierenblende auf dem CCD Chip der Kamera abgebildet. Erfolgt nun eine Einspritzung, so gelangt das Licht, welches an Kraftstofftropfen ge-

streut wird, nicht zurück zur Kamera, so dass diese Bereiche dunkel abgebildet werden. Wird das Licht allerdings an der gasförmigen Kraftstoffphase gebrochen, so gelangen die nun nicht mehr parallelen Lichtstrahlen nicht durch die Öffnung der Schlierenblende, so dass auch diese Bereiche dunkel abgebildet werden. Ein Vergleich der Schlieren- und der Streulichtaufnahmen gestattet anschließend eine Abschätzung der gasförmigen gegenüber der flüssigen Phase.

### 3.8 Peripherie des Einhubtriebwerks und Messtechnik

Zur Beleuchtung wurde ein Kupferdampfaser ACL25 der Fa. Oxford Lasers eingesetzt. Mit Hilfe des ebenfalls von der Fa. Oxford Lasers hergestellten N-Shot Controllers ist eine Synchronisation des Lasers mit dem Einhubtriebwerk möglich. Der Laser bietet den Vorteil einer hohen Intensität bei sehr kurzen Belichtungsdauern und wird sowohl für die Mie-Streulicht als auch für die Schlieren-Aufnahmen eingesetzt. Die Einkopplung des Lichts erfolgt dabei, wie bereits in der Beschreibung der jeweiligen Optiken erwähnt, über eine Anordnung von Spiegeln oder über eine Lichtleitfaseroptik.

Zum Einsatz kommt eine Ultra Speedstar 4 Kamera der Fa. LaVision. Es handelt sich hierbei um eine schnelle CCD Kamera, bei der die Bildinformation durch eine Anordnung von Prismen auf 4 CCD Chips aufgeteilt wird. Die Kamera erlaubt eine maximale Aufnahmefrequenz von 1 MHz bei einer Auflösung von 1280 mal 1024 Pixels und ist optional mit einem Bildlichtverstärker aufrüstbar, der Belichtungszeiten im Nanosekundenbereich ermöglicht. Für alle Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Bildabstand von 50  $\mu\text{s}$  gewählt.

Die Wegerfassung des Kolbenhubs erfolgt mit einem induktiven Weggeber mit einer inkrementalen Auflösung von 0,1 mm. Der Sensor ist am hinteren Ende des Einhubtriebwerks befestigt, während der Geber in Form eines dünnen Maßbandes auf einem Lineal appliziert worden ist, welches wiederum am Arbeitskolben des Einhubtriebwerks befestigt ist. Mit Hilfe eines Messrechners ist die Auslösung eines *Software-Triggers* an jeder beliebigen Stelle des Kolbenhubes möglich. Dadurch werden die anderen Systeme wie Einspritzsystem, Kamera und Laser synchronisiert. Jedes verfügt wiederum über die Möglichkeit der Einstellung eines zeitbasierten *Delays*, so dass die Belichtung sowie Auslösung der Bildaufnahme beliebig in Relation zur Einspritzung gesetzt werden kann. Die relevanten Größen des Einspritzsystems, wie Druckverlauf in den Rails sowie Einspritzdruck vor Injektor, Ansteuersignal der Proportionalventile und des Injektors sowie der Nadelhub werden mit Hilfe einer schnellen Messwerterfassung zeitbasiert detektiert. Ebenfalls aufgezeichnet wird der Kolbenwegverlauf sowie der Brennraumdruck. Des Weiteren ist ein Temperaturfühler in den Zylinderkopf eingebracht, so dass die Messung der Gastemperatur im Brennraum vor Auslösung eines Verdichtungs Vorgangs ermittelt werden kann. Die Ermittlung der Kompressionstemperatur erfolgt dementsprechend rechnerisch aus der Temperatur vor Kompressionsbeginn und dem erzielten Druckverlauf. Zusätzlich erfolgt die Überwachung der Temperatur des Hydrauliköls, welches als Koppelmedium zwischen dem Antriebs- und dem Arbeitskolben eingesetzt wird, da diese einen hohen Einfluss auf die Viskosität des Öls und damit auf die Kinematik des Einhubtriebwerks hat. Die Einstellung des Drucks im Totvolumen und im Brennraum des Einhubtriebwerks vor dem Start des Experiments, sowie die Einstellungen des Einspritzsystems und der Kamera erfolgen vom Steuerstand. Die Variation des Luftdrucks in den Druckbehältern mit der Antriebsluft wurde mit Hilfe eines Atemluftkompressors bewerkstelligt.

## 4 Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

### 4.1 Versuchsplanung und Parametervariation

Wie auch von [See04] beschrieben, wird als Maßgabe für den untersuchten Motortyp die Richtlinie ISO 8178 herangezogen. Abbildung 4-1 zeigt die Vollastlinie des untersuchten Motortyps für einen C1-Prüfzyklus. Dieser findet an allen Industrieaggregaten Verwendung, die nicht in Straßenfahrzeuge eingebaut werden. In der nebenstehenden Tabelle sind die emissionsrelevanten Betriebspunkte mit ihren Gewichtungsfaktoren aufgeführt. Die blau unterlegten Kennfeldpunkte C1\_1 und C1\_2 wurden auf Grund der höchsten Gewichtung für die Untersuchungen ausgewählt [DIN96]. Beide Punkte befinden sich auf der Nenn-drehzahl, wobei innerhalb des Testzyklus der Mitteldruck in den vorgegebenen Betriebspunkten auf den jeweiligen Nennmitteldruck bei gegebener Drehzahl bezogen ist. Somit wird im Betriebspunkt C1\_1 der Nennmitteldruck bei Nenn-drehzahl gefahren, während bei Betriebspunkt C1\_2 75 % des Nennmitteldrucks angefahren werden. Nach den aus den vorangegangenen Untersuchungen gezogenen Rückschlüssen [See04], wurde für die weiteren Untersuchungen deshalb der Schwerpunkt auf die Betriebspunkte C1\_1 und C1\_2 gelegt.

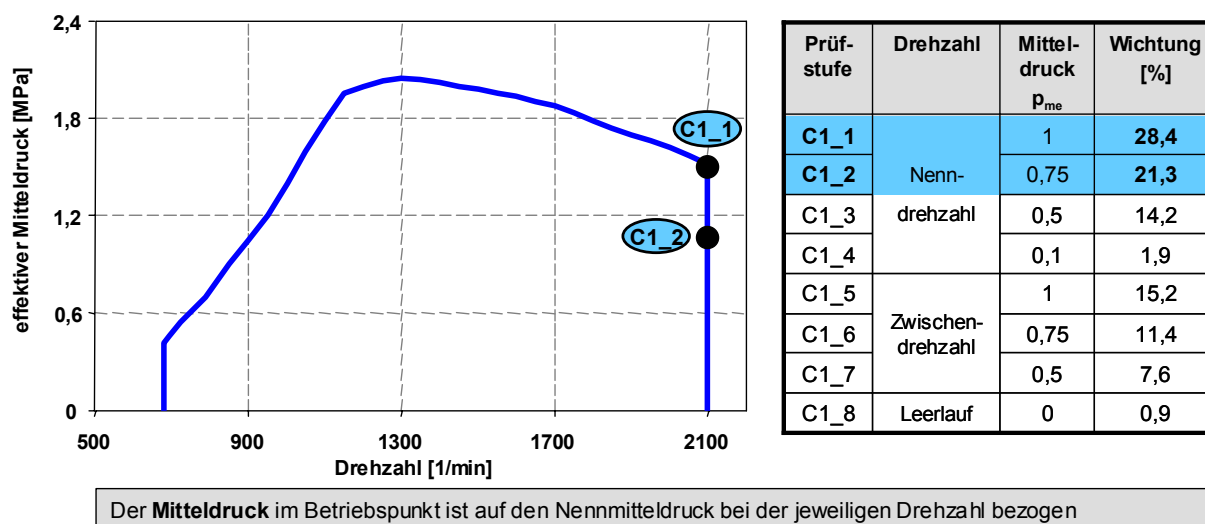


Abbildung 4-1: Prüfzyklus C1 mit Gewichtungsfaktoren

Relevant für die Messung der gasförmigen Emission und der Partikelemission ist ebenfalls die Norm EN ISO 8178-1. Hierin werden die Mess- und Auswertungsverfahren für die Messungen unter stationären Bedingungen auf dem Prüfstand definiert. Die Norm dient dazu, einen leistungsbezogenen Emissionswert jeder Schadstoffkomponente im Abgas zu ermitteln. Alle Volumina und Volumenströme werden auf Normbedingungen von 273 K (0°C) und 101,3 kPa bezogen. Aus den Schadstoffemissionen werden auf die Leistung bezogene Emissionswerte berechnet. 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.



In den beiden beschriebenen Betriebspunkten werden diverse Einspritzratenvarianten untersucht wie in Abbildung 4-2 dargestellt ist. Dieses Bild verdeutlicht Schrittweise die Vorgehensweise bei den Untersuchungen am Einzylinder-Motor. Ausgehend von einer Referenzierung mit einer Standard-Rechteck-Einspritzung bei einem Kraftstoffdruck von 140 MPa (Punkt 1) werden anschließend unterschiedliche druckmodulierte Einspritzratenverläufe definiert.

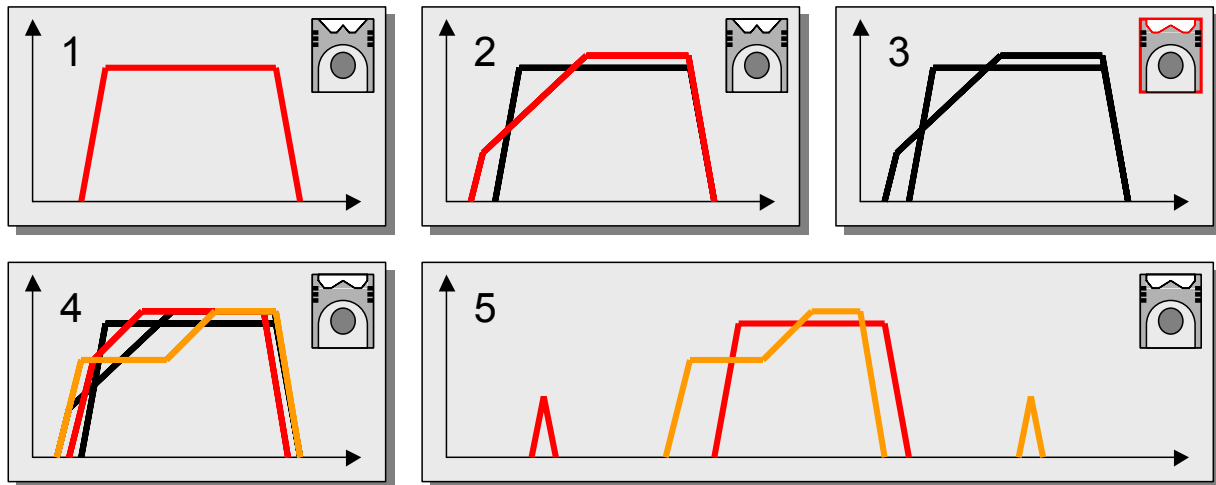


Abbildung 4-2: Parametervariation der Einspritzgesetze

Nachdem in vorangegangenen Untersuchungen von [See04] die schnelle druckmodulierte Einspritzratenform das höchste Potential aufgezeigt hat, wird diese Ratenform in Punkt 2 zunächst nachgebildet, um die Potentiale dieser Ratenform und weiterer Ratenformen untereinander vergleichen zu können. Bei der schnellen druckmodulierten Rampe werden Druckstufen von 60 und 170 MPa in den Hochdruckrails vorgehalten, wobei innerhalb des Einspritzzeitfensters am Injektor ein maximaler Einspritzdruck von 150 MPa erreicht wird. Anschließend werden in Punkt 3 der Untersuchungen die bereits bekannten Einspritzratenverläufe erneut untersucht. Allerdings wird hierbei ein Kolben mit geänderter Muldengeometrie verwendet. Während bei den ersten beiden Punkten eine Kolbenmuldengeometrie mit offener „W-Mulde“ in Verbindung mit einer Einspritzdüse mit 126°-Strahllagenwinkel verwendet wird, in der Strahl/Wand-Interaktion ausdrücklich erwünscht ist, wird nun in Punkt 3 eine Mulde mit weiter Topmulde und eine Düse mit 150°-Strahllagenwinkel verwendet, um eine größere freie Strahllänge zu ermöglichen und den Einfluss der Einspritzverlaufsformung und der mit dem Einspritzsystem in den Brennraum eingebrachten Gemischbildungsenergie besser abgrenzen zu können.

In Punkt 4 werden weitere Einspritzratenformen mit der Topmulde untersucht. Es soll nun eine noch schnellere Ratenform untersucht werden, da bei [See04] gezeigt werden konnte, dass langsamere Ratenformen keinen nennenswerten Vorteil hinsichtlich der Ruß/NO<sub>x</sub>-Problematik erwirken können, sich jedoch verschlechternd auf den spezifischen Brennstoffverbrauch auswirken. Da die schnelle Rampenform bereits den maximalen Druckgradienten des verwendeten Einspritzsystems bzw. der Druckmodulation ausnutzt, kann eine schnellere Rampenform, im Folgenden als „sehr schnelle Rampe“ bezeichnet, nur mit erhöhtem Anfangsdruck erzeugt werden. Deshalb wird der Druck der ersten Druckstufe auf 100 MPa angehoben, während der Druck der zweiten Druckstufe konstant gehalten wird (170 MPa). Des Weiteren wird ein „boot“-Verlauf mit den Druckniveaus der sehr schnellen Rampenform (100 MPa/170 MPa) untersucht. Hinzu kommen Versuchsreihen mit Variationen der Mehrfacheinspritzung. Hierbei wird ein Rechteckverlauf mit einer Voreinspritzung

kombiniert, um die Wirksamkeit der Einspritzratenformung durch Vor- bzw. Mehrfacheinspritzung mit der Ratenformung durch die Ratenbegrenzung in der frühen Phase der Haupteinspritzung vergleichen zu können. Zusätzlich wird der „boot“-Verlauf mit einer Nacheinspritzung kombiniert. Diese Kombination wird gewählt, da der „boot“-Verlauf im  $\text{NO}_x/\text{b}_e$ -Trade-off signifikante Vorteile aufweisen kann, sich dabei die Rußemissionen allerdings gravierend verschlechtern. Deshalb soll die Nacheinspritzung genutzt werden, um die Rußemissionen herabzusenken, wie dies bereits [See04] gelungen ist.

Anschließend erfolgt eine Wiederholung der relevanten Punkte unter Einsatz eines modifizierten Zylinderkopfes mit integraler Lichtleitmesstechnik, um Aufschluss über die Partikelkonzentrationen und -temperaturen während des Verbrennungsvorganges zu erhalten und damit eine bessere Interpretation der Emissionsergebnisse zu ermöglichen.

Entsprechend der vorangegangenen Messungen wird die folgende Fahrweise festgelegt. Bei einem über den Lastpunkt konstanten Ladedruck und konstantem Abgasgedruck wird für jeden Einspritzverlauf eine Einspritzbeginnvariation durchgeführt. Dabei wird innerhalb des Trade-offs die Einspritzdauer derartig variiert, dass ein konstanter effektiver Mitteldruck gewährleistet wird. Der früheste Einspritzbeginn wird durch einen vorgegebenen maximalen Spitzendruck festgelegt. Anschließend erfolgt eine Spätverstellung des Einspritzbeginns um jeweils  $2^\circ\text{KW}$  mit entsprechender Verlängerung der Spritzdauer. Durch die konstante Luftmasse bei zunehmender Einspritzmasse nimmt das Luftverhältnis mit der Spätverstellung ab.

In Abbildung 4-3 sind die Betriebsdaten der relevanten Lastpunkte aufgeführt.

			C1_1	C1_2
effektive Leistung	$P_e$	[kW]	52,2	37,0
Drehzahl	$n$	$[\text{min}^{-1}]$	2100	2100
eff. Mitteldruck	$p_{me}$	[MPa]	1,5	1,06
Brennstoffeinsatz	$m_k$	$[\text{mg}/_{\text{ASP}}]$	181	132
Ladungseinsatz		$[\text{kg}/_{\text{s}}]$	0,094	0,073
Luftverhältnis	$\lambda$	[-]	2,02	2,12
Ladelufttemperatur	$T_L$	[K]	50	50
absoluter Ladedruck	$p_L$	[kPa]	275	216
abs. Abgasgedruck	$p_{\text{Abg}}$	[kPa]	248	206
Spitzendruck	$p_{\text{Zyl\_max}}$	[MPa]	13,5	10,6

Abbildung 4-3: Einstelldaten der untersuchten Betriebspunkte

## 4.2 Kraftstoffverbrauchsmessung

Besonderes Augenmerk wurde bei dieser Untersuchung auf die Ertüchtigung der Kraftstoffmesssysteme gelegt. Der eingesetzte Aufbau zeigte zum Teil erhebliche

Streuungen der Kraftstoffverbrauchsmesswerte, weshalb die Kreise zur Kraftstoffversorgung und Kraftstoffverbrauchsmessung grundlegend modifiziert wurden, wie im Kapitel 3 eingehend beschrieben wird. Zur Ermittlung der Messgenauigkeit der Kraftstoffmesssysteme werden im Vorfeld zu den motorisch relevanten Untersuchungen entsprechende Vorversuche durchgeführt. Hierbei wird der Kraftstoffverbrauch bei diversen hydraulischen Messungen am Einspritzverlaufsindikator (EVI) bestimmt und unter den eingesetzten Messsystemen verglichen. Zusätzlich wird die eingespritzte Kraftstoffmasse über 1000 Einspritzungen mit Hilfe einer Feinwaage des Typs 870-13 der Fa. Gottl. Kern & Sohn gravimetrisch bestimmt und mit den Messwerten der Kraftstoffmesssysteme verglichen.

Abbildung 4-4 zeigt beispielhaft die ermittelten Daten sowie die hieraus bestimmten prozentualen Abweichungen der Messsysteme gegenüber der tatsächlich eingespritzten und gravimetrisch mit Hilfe der Feinwaage bestimmten Kraftstoffmassen für Messungen mit dem rechteckförmigen (RE) und dem druckmodulierten Verlauf in Form einer schnellen Rampe. Interessanterweise ergeben sich reproduzierbare Abweichungen, die von der Einspritzverlaufsform abhängen. Da die Coriolis Messsysteme signifikante Abweichungen im Kraftstoffverbrauch darstellen, was besonders bei den druckmodulierten Einspritzverläufen deutlich wird, wird für die Bestimmung des spezifischen Kraftstoffverbrauches bei den motorischen Messpunkten die gravimetrische Kraftstoffverbrauchsmesseinrichtung der Fa. AVL herangezogen, die in Verbindung mit dem abgeänderten Kraftstoffversorgungssystem ein höheres Maß an Genauigkeit gewährleistet.

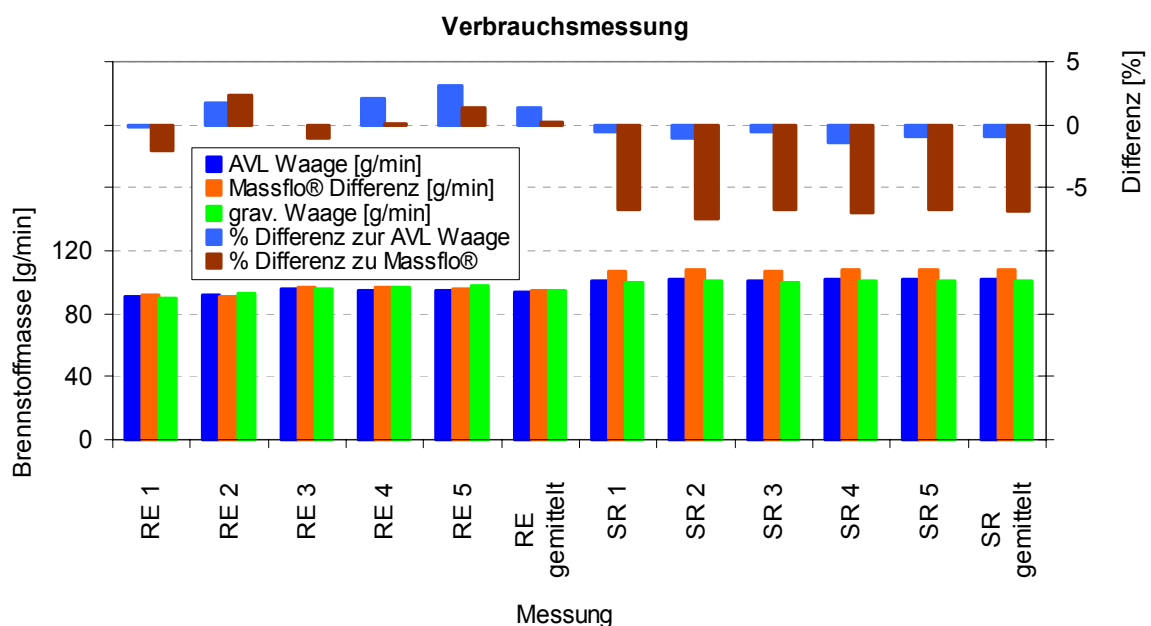


Abbildung 4-4: Gemessener Kraftstoffverbrauch der unterschiedlichen Systeme am EVI

### 4.3 Hydraulische Ergebnisse

#### Rechteck und „schnelle“ druckmodulierte Rampe

Der Rechteck-Einspritzverlauf, sowie die schnelle druckmodulierte Rampenform werden zunächst mit dem EVI hydraulisch vermessen. Dabei wird die schnelle Rampe mit Hilfe von zwei Druckstufen mit einem Anfangsdruck von 60 MPa und einem

Druck im Hochdruckrail von 170 MPa abgebildet. Der maximale Druck, der dabei am Injektor während des Einspritzvorganges erreicht wird, beträgt ca. 150 MPa, wie Abbildung 4-5 zu entnehmen ist. Die Vermessung erfolgt zunächst für die Achtlochdüse mit  $126^\circ$  Strahlagenwinkel für das Brennverfahren mit offener W-Mulde, danach mit identischer Ansteuerung des Einspritzsystems für die Sechsllochdüse mit  $150^\circ$  Strahlagenwinkel für das Brennverfahren mit weiter Topfmulde.

Sowohl beim Rechteck-Verlauf als auch bei der schnellen Rampenform fällt auf, dass die Rate trotz nahezu identischen Nadelhubs und Leitungsdrucks vor dem Injektor mit der  $150^\circ$  Düse langsamer ansteigt. Dies kann nur auf unterschiedliche Strömungsbedingungen innerhalb der Düse zurückzuführen sein, bedingt durch unterschiedliche Düsenlochzahlen und Lochwinkel.

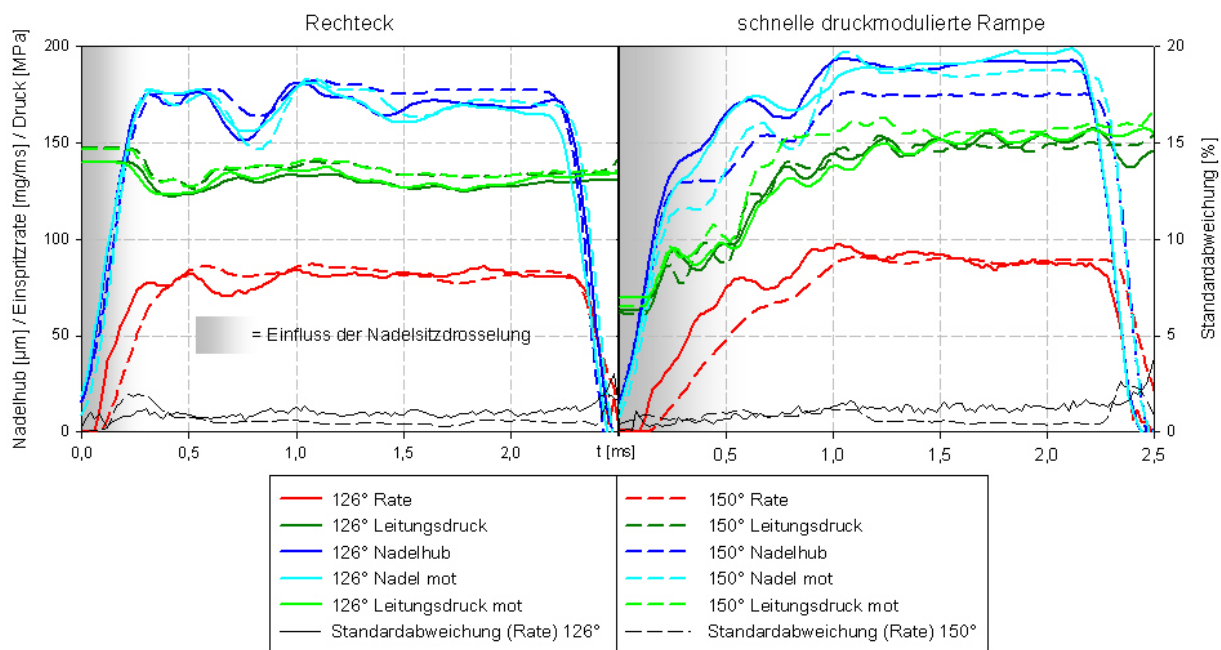


Abbildung 4-5: Vergleich der Einspritzratenverläufe mit den unterschiedlichen Düsenformen

Im Falle der schnellen Rampenform in Verbindung mit der  $150^\circ$  Düse ist dieses Verhalten stärker ausgeprägt. Hier kommt hinzu, dass der Nadelhub im frühen Stadium der Einspritzung, während der modulierte Kraftstoffdruck von 60 MPa auf 150 MPa ansteigt, geringer ist als im Falle der Düse mit  $126^\circ$  Strahlagenwinkel. Dies ist auf die unterschiedlichen Elastizitäten der beiden bei den jeweiligen Untersuchungen verwendeten Piezo-Aktuatoren zurückzuführen, da der Aktuator aufgrund eines Defektes getauscht werden muss. Die erhöhte Elastizität des Aktuators im Fall der Messung mit der  $150^\circ$  Düse erhöht den Einfluss des Kraftstoffdrucks auf den erzielbaren Nadelhub. Das bedeutet, dass mit der erhöhten Elastizität bei niedrigem Kraftstoffdruck ein niedrigerer Nadelhub erzielt wird wie Abbildung 4-5 verdeutlicht. Dadurch wird der Kraftstoff in der frühen Phase der Einspritzung im Nadelsitz gedrosselt, weil der Nadelhub sich länger im Bereich der Nadelsitzdrosselung befindet. Dies führt letztendlich zu einer reduzierten Einspritzrate im Fall der Messung mit  $150^\circ$  Düse. Wie zu erwarten war, ist die Rate mit der schnellen druckmodulierten Rampenform zu Beginn der Einspritzung niedriger als im Fall der Rechteckeinspritzung. Durch den höheren maximalen Einspritzdruck im weiteren Verlauf der Einspritzung liegt die Einspritzrate der schnellen Rampenform anschließend über der erzielten Einspritzrate des Rechteckverlaufs. Es muss angemerkt werden, dass sowohl beim Rechteckverlauf als auch bei der schnellen Rampenform der Kraftstoffdruck am Injektorzulauf

deutlich unter dem Druck im Hochdruckrail liegt. Im Falle des Rechteckverlaufs fällt der Kraftstoffdruck mit dem Öffnen des Injektors um ca. 15 MPa ab, während der Kraftstoffdruck im Fall der schnellen druckmodulierten Rampe sogar 20 MPa unter dem Druck des Hochdruckrails bleibt.

### Sehr schnelle Rampe und „boot“-Verlauf

Frühere Untersuchungen haben gezeigt, dass bei dem gegebenen Brennverfahren mit W-Mulde und 126° Düse eine Einspritzrate in Form einer schnellen druckmodulierten Rampe das höchste Potential hinsichtlich der Emissionsreduzierung ermöglicht [See04]. Langsamere Rampenformen waren aufgrund der notwendigen Erhöhung der Einspritzdauer nicht zielführend. Die Untersuchung einer noch schnelleren Rampenform erfordert die Erhöhung des Kraftstoffdrucks bei Einspritzbeginn, da bereits die schnelle Rampe den maximalen möglichen Druckgradienten ausnutzt. Nichtsdestotrotz wird auch bei der sehr schnellen Rampe ein maximaler Einspritzdruck im Hochdruckrail von 170 MPa eingestellt, was innerhalb des Einspritzzeitfensters einen maximalen Druck von 150 MPa am Injektor ergibt. Eine weitere Anhebung des Drucks ist einerseits interessant, um die erzielbaren Potentiale darzustellen, ist aus Sicht des Serienanwenders jedoch mit den bekannten Problemen wie mechanischer Festigkeit sowie Elastizität der Einspritzsystemkomponenten und Wirkungsgradverschlechterung durch die Notwendigkeit der Bereitstellung des hohen Drucks verbunden.

Als weitere Einspritzratenform kommt ein „boot“-förmiger Einspritzverlauf zum Einsatz, bei dem die gleichen Raildrücke in der Niederdruck- und Hochdruckstufe wie bei der sehr schnellen Rampe gewählt werden. Der Schaltpunkt liegt in diesem Fall aber nicht bei Einspritzbeginn, sondern Lastabhängig bei 6 °KW bzw. 8 °KW nach Ansteuerbeginn des Injektors bei 75 % respektive 100 % Last. Somit wird für die sehr schnelle Rampe und den „boot“-Verlauf ein relativ hoher Startdruck von 100 MPa gewählt. Ein hoher Druck zu Beginn der ersten „boot“-Stufe mit einer längeren „boot“-Dauer wurde bereits bei anderen Untersuchungen [DBM04, TKN05] empfohlen.

Durch die Verwendung eines weiterentwickelten Piezo-Aktuators, der ebenfalls eine entsprechende Änderung des Injektors nach sich zog, kann ein geringfügig erhöhter Nadelhub zur Verfügung gestellt werden, um das Verlassen des Nadelsitzdrosselbereichs bei vollem Hub auch bei den gegebenen Durchflüssen der zur Verfügung gestellten 1750 ml/min Düsen sicherzustellen.

Da wie bereits erwähnt die Elastizität des Piezo-Aktuators Einfluss auf den erzielbaren Nadelhub in Abhängigkeit des Kraftstoffdrucks hat, werden mehrere hydraulische Messungen durchgeführt, um diesen Einfluss beurteilen zu können. Die unterschiedlichen Elastizitäten werden bedingt durch Streuungen im Fertigungsprozess des Aktuatorherstellers. Beide Piezo-Aktuatoren sind konstruktiv identisch und aus den gleichen Materialien sowie identischer Piezo-Keramik hergestellt. Zum Schließen der Düsennadel ist eine Kraft erforderlich, die unter allen Betriebszuständen um einen Sicherheitsfaktor höher liegt als die Kraft, die durch den Kraftstoffdruck auf die Druckstufe der Nadel wirkt. Das Öffnen der Nadel wird durch den Kraftstoffdruck bedingt und verursacht durch die anliegenden Kräfte eine Dehnung des Injektorgehäuses sowie eine Stauchung der Bauteile innerhalb des Aktuators. Der Betrag der Längenänderungen der einzelnen Bauteile ist umgekehrt proportional zur Bauteilsteifigkeit. Verwendet man nun einen Aktuator mit hoher Steifigkeit, so ist die durch den Kraft-

stoffdruck bedingte Stauchung geringer. Da beide Aktuatoren den gleichen Nadelhub im unbelasteten Zustand erzielen und die Einstellung des Injektors in einer Art ausgeführt wird, die ein sicheres Schließen bei hohem Kraftstoffdruck garantiert, erzielt ein Aktuator mit höherer Elastizität einen geringeren effektiven Nadelhub bei niedrigem Kraftstoffdruck, da die Elastizität erst durch den hohen Kraftstoffdruck den gewünschten Nadelhub ermöglicht.

Abbildung 4-6 zeigt die Signalverläufe der Messsysteme bei der Vermessung der sehr schnellen druckmodulierten Rampe und des „boot“-förmigen Einspritzverlaufs. Die durchgezogenen Linien entstammen der hydraulischen Vermessung am Einspritzverlaufsindikator mit Ausnutzung eines Ansteuersignals, bei dem die Öffnungsflanke innerhalb von  $300 \mu\text{s}$  durchschritten wird. Die Ansteuerung erfolgt dabei mit einer sinusförmigen „ruckfreien“ Ansteuerkurve. Die gestrichelten Graphen sind dagegen mit einer Öffnungskurve erstellt, bei der mit Hilfe des Ansteuerspannungssignals der Nadelhub des steifen Aktuators gezielt so geformt wird, dass sich zu Beginn der Einspritzung der gleiche Nadelhub ergibt, wie mit dem Aktuator mit geringerer Steifigkeit gemessen wurde. Dadurch soll der Einfluss der Nadelsitzdrosselung dargestellt werden, der durch den aufgrund geringeren Kraftstoffdrucks in der ersten „boot“-Stufe verringerten Nadelhubs den Einspritzvorgang beeinflusst. Zu erkennen ist zunächst, dass der Kraftstoffdruck beim Nadelöffnen und mit beginnender Einspritzung nicht so stark abfällt wie im Fall mit vollem Nadelhub durch volles Ansteuersignal. Weiterhin steigt der Kraftstoffdruck schon deutlich eher an, obwohl der Schalterpunkt der zweiten „boot“-Stufe nicht geändert wird. Die resultierende Einspritzrate (gestrichelter Verlauf) ist dementsprechend mit dem verringerten Nadelhub deutlich geringer als im Falle des vollen Hubs. Dies war zu erwarten, da sich die Nadel zu diesem Zeitpunkt im Bereich der Nadelsitzdrosselung befindet und somit die Einspritzrate direkt vom Nadelhub abhängt. Im Abschnitt der zweiten „boot“-Stufe ist dann die Einspritzrate mit dem geformten Nadelhub höher. Das Ansteuersignal ist an dieser Stelle auf 100 % Nadelhub eingestellt. Der Kraftstoffdruck mit gesteuerter Nadel ist allerdings höher als in den Fällen, in denen im ersten Abschnitt die Nadel voll geöffnet wurde. Dadurch wird im zweiten Abschnitt des „boot“-Verlaufs beim Fall der geführten Nadel aufgrund des höheren Kraftstoffdrucks auch ein leicht höherer Nadelhub erreicht, so dass auch die Rate höher ist.

Interessant ist der Nadelhub- und Einspritzdruckverlauf der motorischen Messung. Hier ist zu Beginn des „boot“-Verlaufs, also in der ersten „boot“-Stufe, der Nadelhub gleichauf mit dem Fall der gezielt geführten Nadel, obwohl vom Ansteuersignal die volle Öffnung gefordert wird. Dies hängt, wie bereits beschrieben, mit der Elastizität des für diese Messungen verwendeten Aktuators zusammen. In der zweiten „boot“-Stufe liegen die beiden am EVI gemessenen Nadelhubverläufe der beiden unterschiedlichen Aktuatoren gleichauf. Der Kraftstoffdruck verhält sich dagegen motorisch mit dem Aktuator mit geringerer Steifigkeit genauso, wie der Kraftstoffdruck im Fall der EVI-Messungen mit dem steiferen Aktuator. Der frühe Druckabfall ist aber nur durch eine größere Entnahmemenge als im Fall der EVI-Messungen mit geführter Nadel zu erklären, so dass die Einspritzrate im motorischen Betrieb zwischen den beiden am EVI gemessenen Einspritzraten liegen dürfte. Aufgetragen sind hier die „worst case“-Fälle mit den größten Abweichungen der Einspritzrate. Betrachtet man im nachfolgenden die Signalverläufe des „boot“-förmigen Einspritzverlaufs mit Nachspritzung (Abbildung 4-7), so wird deutlich, dass in diesem Fall trotz starker Differenz im erzielten Nadelhub die Differenz in der gemessenen Einspritzrate eher gering ausfällt.

Bei den Nadelhub- sowie Kraftstoffdruckverläufen der sehr schnellen druckmodulierten Rampe ist eine sehr gute Übereinstimmung gegeben, und der Bereich der Nadel-sitzdrosselung wird rasch innerhalb der Öffnungsflanke durchschritten (Abbildung 4-6). Somit ist davon auszugehen, dass die am EVI gemessene Einspritzrate mit der Einspritzrate bei den motorischen Messungen übereinstimmt.

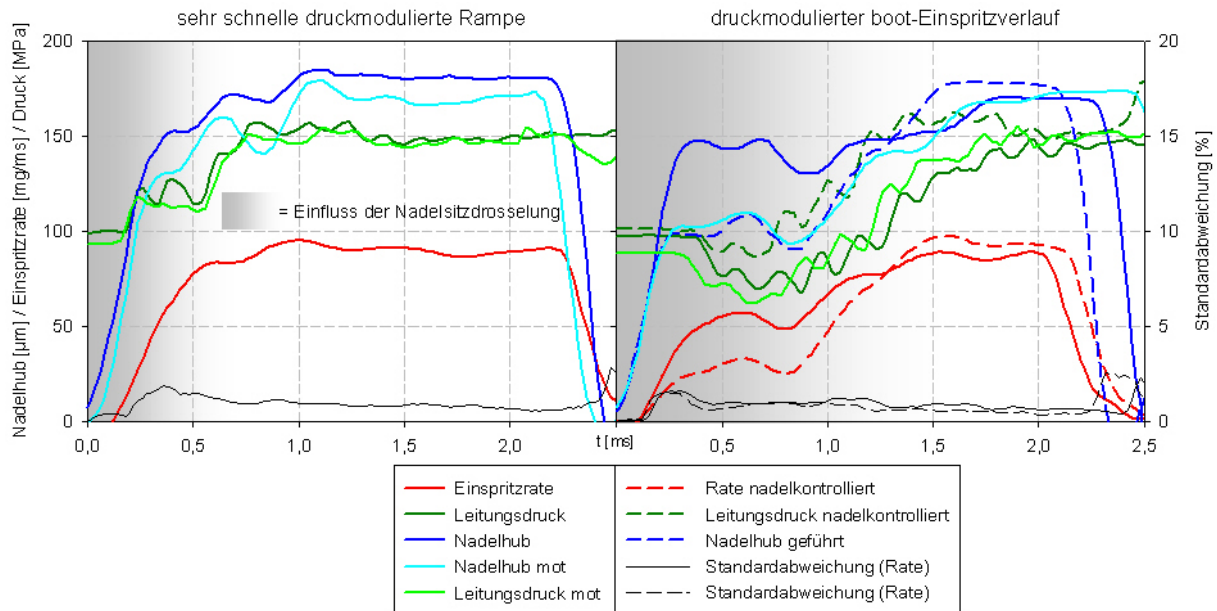


Abbildung 4-6: sehr schnelle Rampe und „boot“-Verlauf

Abbildung 4-7 zeigt die Signalverläufe der Messungen zum Rechteckverlauf in Verbindung mit Voreinspritzung sowie die des „boot“-Verlaufs mit Nacheinspritzung. Nadelhub- sowie Kraftstoffdruckverläufe beider Einspritzverlaufsformen stimmen bei den hydraulischen und motorischen Messungen recht gut überein. Die Abweichungen der Messungen mit den beiden unterschiedlichen Aktuatoren zeigen geringere Abweichungen als bei dem in Abbildung 4-6 dargestellten „worst case“-Szenario des „boot“-Verlaufs.

Die Voreinspritzung wird  $45^\circ$  vor OT abgesetzt, während die Haupteinspritzmasse motorisch in einem *Trade-off* beginnend mit dem frühesten Einspritzbeginn, begrenzt durch den maximal zulässigen Zylinderdruck, herausgefahren wird. Für die hydraulische Vermessung erfolgt die Haupteinspritzung zu einem repräsentativen mittleren Einspritzzeitpunkt  $1^\circ$  nach OT. Die Voreinspritzdauer wird so weit reduziert, dass die Voreinspritzung sich an der Grenze der Zündfähigkeit befindet, so dass die Voreinspritzmasse lediglich Radikale für die Zündung der Haupteinspritzmasse zur Verfügung stellt.

Beim „boot“-Verlauf mit Nacheinspritzung wird motorisch bei konstantem Einspritzzeitpunkt des „boot“-förmigen Haupteinspritzverlaufs ein *Trade-off* des Nacheinspritzzeitpunkts gefahren. Es wird eine Nacheinspritzmasse von ca. 15 mg pro Arbeitsspiel eingebracht. Höhere oder niedrigere Anteile erzielen eine geringere Reduzierung der Rußemissionen im Abgas.

Abbildung 4-8 zeigt noch einmal einen Vergleich der Einspritzraten- und der Leitungsdrukverläufe der untersuchten Einspritzverläufe. Der rechteckförmige Einspritzverlauf hat den höchsten Gradienten des Einspritzratenanstiegs bei Einspritzbeginn. Dies ist plausibel, da die Nadelöffnung mit dem höchsten Kraftstoffdruck beginnt. Nach dem Öffnungsvorgang stellt sich eine fast konstante Einspritzrate von

etwas über 80 mg/ms ein, die bedingt durch die Brennstoffdruckschwankungen im Rail ebenfalls minimal schwankt. Der Einspritzdruck fällt bedingt durch die Entnahmemenge nach Einspritzbeginn etwas ab und bleibt während der gesamten Einspritzdauer unterhalb des ursprünglich eingestellten Kraftstoffdruckniveaus.

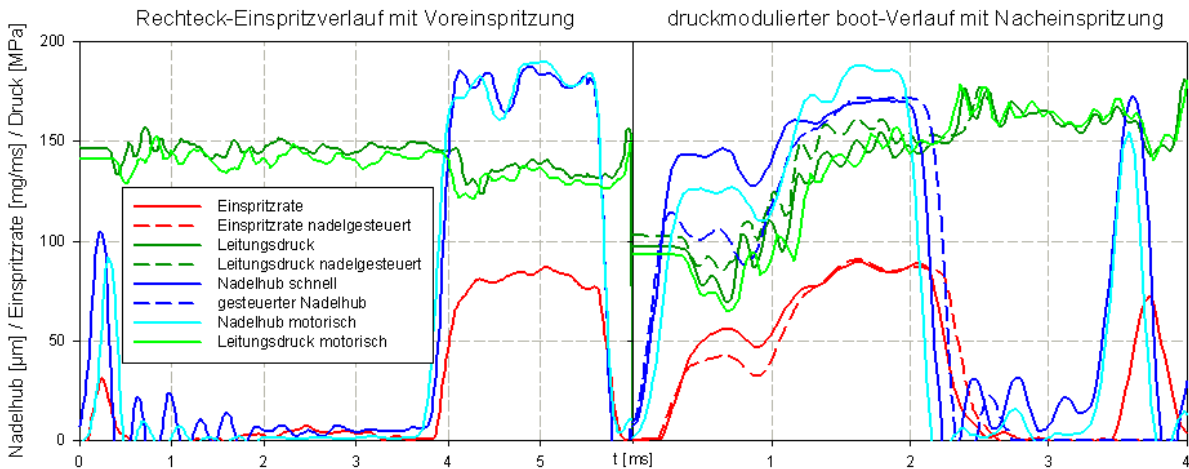


Abbildung 4-7: Rechteck mit Voreinspritzung sowie „boot“-Verlauf mit Nacheinspritzung

Die sehr schnelle Rampe sowie der „boot“-förmige Einspritzverlauf haben einen geringeren Einspritzratenanstiegsgradienten, da die Einspritzung im Fall dieser beiden Einspritzverläufe mit einem geringeren Einspritzdruck von 100 MPa beginnt. Der Gradient ist dabei für beide Einspritzverläufe zu Beginn des Einspritzvorganges identisch. Da im Fall der sehr schnellen Rampe gleichzeitig mit dem Öffnen des Injektors auch der hohe Kraftstoffdruck von 170 MPa zugeschaltet wird, steigt die Einspritzrate bei diesem Einspritzverlauf mit steigendem Kraftstoffdruck allerdings weiter steil an, um die Einspritzrate des Rechteckverlaufs zu übersteigen. Dabei ist die Einspritzrate der sehr schnellen Rampe während des gesamten Öffnungsvorganges niedriger. Erst nach einer Dauer von ca. 700  $\mu$ s schneiden sich die beiden Verläufe, wonach die Rate der sehr schnellen Rampe bis zum Einspritzende kontinuierlich 5 bis 10 % über der Einspritzrate des Rechteckverlaufs liegt.

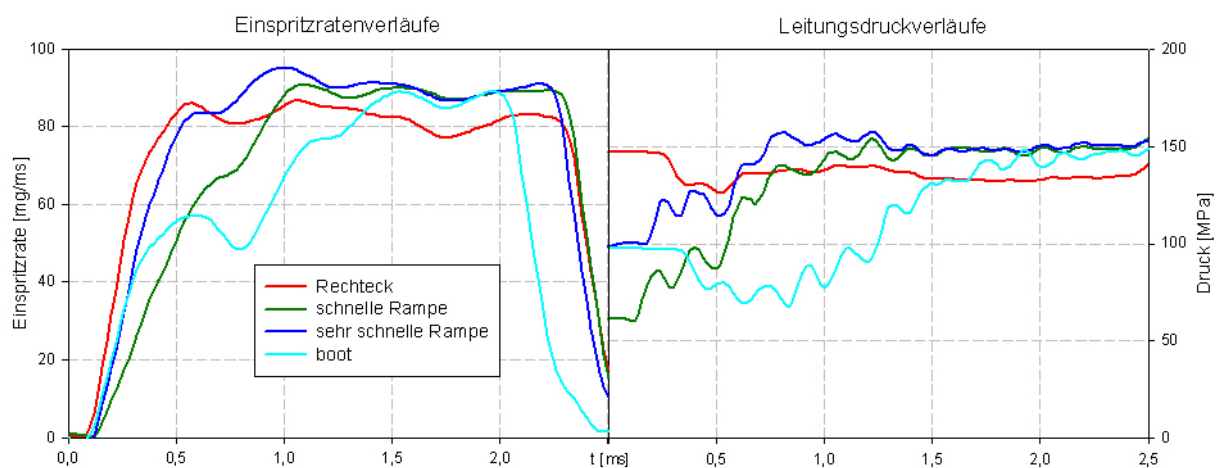


Abbildung 4-8: Einspritzratenformen und Leitungsdruck vor Injektor im Vergleich

Dagegen hat die schnelle Rampe einen deutlich langsameren Anstiegsgradienten zum Einspritzbeginn. Bei ihr erfolgt das Schalten von der niedrigen auf die hohe Kraftstoffdruckstufe ebenfalls gleichzeitig mit dem Öffnen des Injektors, allerdings ist



der Anfangsdruck mit 60 MPa deutlich niedriger. Der Anstieg der Rate ist somit langsamer, so dass die Rate des Rechteckverlaufs erst nach ca. 900  $\mu$ s übertroffen wird. Nach ca. 1,5 ms liegen dann die Ratenverläufe sowie die Brennstoffdruckverläufe der schnellen und der sehr schnellen Rampe gleichauf.

Anders verhält es sich beim „boot“-Verlauf. Dieser hat zwar anfänglich den gleich hohen Ratenanstieg der sehr schnellen Rampe, allerdings fällt hier zunächst der Kraftstoffdruck vor Injektor ab, da der Schaltvorgang zum Hochdruckrail mit 170 MPa erst nach 8  $^{\circ}$ KW bzw. 0,63 ms erfolgt. Dementsprechend reduziert sich der Einspritzratengradient während der Einspritzung, so dass die Einspritzrate zwischen ca. 550  $\mu$ s und 800  $\mu$ s sogar leicht abfällt, um dann erst mit dem ab 800  $\mu$ s ansteigenden Kraftstoffdruck wieder anzusteigen. Ab ca. 1,5 ms ist die Einspritzrate des „boot“-Verlaufs in etwa gleichauf mit den Raten der schnellen und sehr schnellen Rampe, wobei der Kraftstoffdruck des „boot“-Verlaufs zu diesem Zeitpunkt noch etwas unter dem Kraftstoffdruck der anderen beiden genannten Verläufe liegt. Der maximale Kraftstoffdruck von ca. 150 MPa wird beim „boot“-Verlauf erst nach ca. 2 ms und damit kurz vor Ende des Einspritzvorgangs erreicht.

#### 4.4 Motorische Ergebnisse

An den Betriebspunkten C1\_1 und C1\_2, werden Messungen mit dem Rechteckverlauf sowie mit der schnellen druckmodulierten Rampe gefahren, um die Vergleichbarkeit zu vorangegangenen Messungen [See04] herzustellen. Die beiden Verläufe werden ausgewählt, da der Rechteckverlauf als Referenz dient und die schnelle druckmodulierte Rampe zuvor das höchste Potential hinsichtlich der möglichen Emissionsreduzierung bei gleichzeitiger Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs aufgezeigt hat.

Die Erfassung der Indizierdaten erfolgt mit dem Indiziersystem IndiMaster Compact und der Software Indicom 1.3 der Fa. AVL mit 0,5 $^{\circ}$  KW Auflösung. Es erfolgt eine Erfassung von 50 Zyklen, so dass eine Mittelung (Zyklusvariation) über diese Zyklen erfolgen kann. Phänomene, die in zyklischen Schwankungen begründet liegen, werden so ausgeglichen. Zur Auswertung wird das Programm Concerto 3.6 der Fa. AVL herangezogen. Alle Messpunkte werden zweimal angefahren, um die Reproduzierbarkeit darzustellen und Messfehler aufzudecken.

Die Messungen erfolgen innerhalb der Messreihe bei konstantem effektiven Mitteldruck, wobei der früheste Einspritzzeitpunkt durch den maximal zulässigen vorgegebenen Spitzendruck begrenzt wird. Anschließend erfolgt eine Spätverstellung des Einspritzzeitpunkts um jeweils 2 $^{\circ}$  KW bei konstant gehaltenem Mitteldruck und gleichzeitiger Erhöhung der Einspritzdauer.

Nach erfolgten Messungen mit der offenen W-Muldengeometrie in Verbindung mit der 126 $^{\circ}$  Düse wird ein Kolben mit weiter Topfmulde installiert. Dies soll eine längere freie Einspritzstrahllänge ohne Wand/Strahl-Interaktion ermöglichen, wodurch das Potential der Einspritzverlaufsformung differenzierter betrachtet werden kann. Dabei werden zunächst die rechteck- und rampenförmigen druckmodulierten Verläufe mit der 126 $^{\circ}$  Düse gefahren. Anschließend wird eine neue Düse mit stumpferem Strahlagenwinkel von 150 $^{\circ}$  statt 126 $^{\circ}$  eingesetzt, die auf die neue Muldengeometrie abgestimmt ist.

Im Folgenden wird zunächst der Vergleich der Emissionsergebnisse gezeigt, die mit den verschiedenen Muldenformen mit Einsatz der Einspritzverläufe mit Rechteckform und der schnellen Rampenform erzielt werden. Anschließend folgt ein Vergleich der weiteren Einspritzratenformen mit sehr schneller Rampe und „boot“-förmigem Verlauf. Es wird jeweils zunächst der 100 % Lastpunkt C1\_1 und anschließend der 75 % Lastpunkt C1\_2 dargestellt.

#### 4.4.1 Betriebspunkt C1\_1 (2100 $1/\text{min}$ , 100 % Last) – Vergleich der Muldengeometrie

Abbildung 4-9 zeigt die Bosch Schwärzungszahl sowie den spezifischen Kraftstoffverbrauch auf die spezifischen feuchtekorrigierten Stickoxidemissionen bezogen. Es werden zunächst die Ratenformen für beide Muldenformen miteinander verglichen, bevor ein Vergleich der beiden Muldenformen mit angepasster Düse untereinander erfolgt. Grundsätzlich werden die Vorteile einer Einspritzratenbegrenzung mittels Druckmodulation im frühen Einspritzstadium hinsichtlich der Ruß/NO<sub>x</sub>-Problematik bestätigt. Beim spezifischen Kraftstoffverbrauch/NO<sub>x</sub>-Trade-off ist kein Vorteil eines Verlaufs erkennbar, da die Punkte der Trade-offs nahezu deckungsgleich sind. Mit der Topfmuldengeometrie ist erwartungsgemäß keine Reduzierung der Emissionen und des spez. Kraftstoffverbrauchs bei Verwendung der Einspritzdüse mit einem Strahlagenwinkel von 126° zu erzielen. Die beiden NO<sub>x</sub>/b<sub>e</sub>-Trade-offs liegen in etwa auf gleichem Niveau mit den Trade-offs, die mit der W-Mulde erzielt werden. Dabei ist der Rechteckverlauf durchweg minimal besser als die schnelle Rampenform. Während für den Rechteckverlauf ebenfalls eine leichte Verbesserung im Ruß/NO<sub>x</sub>-Trade-off erkennbar ist, fällt der Trade-off der schnellen druckmodulierten Rampe tendenziell indifferent aus, da er bei frühem Einspritzbeginn schlechter ist, als mit der W-Muldenform, um den mit W-Muldenform erzielten Trade-off zu schneiden und bei späten Einspritzzeitpunkten niedrigere NO<sub>x</sub>-Emissionen als im Fall der W-Mulde zu liefern. Dabei nimmt die Schwärzungsziffer bis hin zu recht späten Einspritzzeitpunkten von -1 °KW nicht messbar zu.

Betriebspunkt C1\_1: 2100 U/min,  $p_{me}=1,50$  MPa,  $p_L=275$  kPa,  $p_{Abg}=246$  kPa;  
RE = Rechteck; SR = schnelle Rampe (druckmoduliert); □ = frühester Einspritzbeginn; ○ = spätester Einspritzbeginn

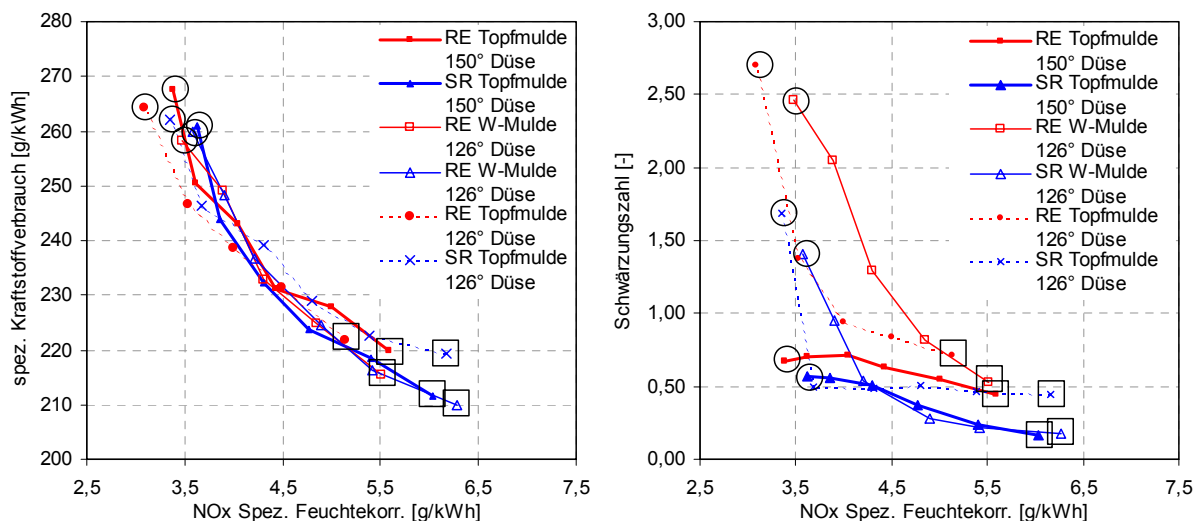


Abbildung 4-9: Einfluss der Muldengeometrie im Lastpunkt C1\_1  
spezifischer Kraftstoffverbrauch über NO<sub>x</sub>; Schwärzungszahl über NO<sub>x</sub>

Vergleicht man nun die Emissionsergebnisse der unterschiedlichen Muldenformen miteinander, so ist zu erkennen, dass die mit der Druckmodulation erzielbaren Bestverläufe hinsichtlich des Ruß/NO<sub>x</sub>-*Trade-offs* auf nahezu identischem Niveau liegen. Das Potential der Ratenformung ist dabei für die Topfmulde geringer, denn der Rechteckverlauf zeigt bei Einsatz mit Topfmulde und 150 ° Düse einen günstigeren Ruß/NO<sub>x</sub>-*Trade-off* als bei W-Mulde mit 126 ° Düse. Trotzdem liegen die druckmodulierten schnellen Rampenverläufe in beiden Fällen praktisch aufeinander. Betrachtet man dagegen den über den spezifischen feuchtekorrigierten NO<sub>x</sub>-Werten aufgetragenen spezifischen Kraftstoffverbrauch, so sind auch hier die druckmodulierten schnellen Rampenverläufe und die Rechteckverläufe vom *Trade-off* auf etwa gleichem Niveau. Offensichtlich birgt die längere freie Strahllänge bis zur Strahl/Wand-Interaktion keine Vorteile bei der Druckmodulation. Dies lässt die Schlussfolgerung zu, dass beim Brennverfahren mit W-Mulde der Rechteckverlauf zu einer stärkeren Strahl/Wand-Interaktion führt als die schnelle Rampenform, was sich ungünstig auf den Ruß/NO<sub>x</sub>-*Trade-off* auswirkt. Im Fall der Topfmulde mit längerer freier Strahllänge führt der Rechteckverlauf dagegen nicht zu einer Strahl/Wand-Interaktion, was zu einer besseren Luffterfassung führt, so dass das Potential der Rampenform geringer ausfällt. Die durch den Einsatz der Druckmodulation erzielte Flexibilität kann das Potential in diesem Fall nicht steigern. Hierzu ist die mögliche Einspritzdrucksteigerung gegenüber dem Rechteckverlauf und die damit mögliche Erhöhung des Impulses nicht ausreichend.

#### 4.4.2 Betriebspunkt C1\_2 (2100 <sup>1</sup>/<sub>min</sub>, 75 % Last) – Vergleich der Muldengeometrie

Die im Lastpunkt C1\_1 dargestellten Tendenzen hinsichtlich der spezifischen Kraftstoffverbräuche und der Emissionswerte stellen sich auch im Lastpunkt C1\_2 dar, wie Abbildung 4-10 zu entnehmen ist. Erneut ist ein leichter Vorteil der schnellen Rampenform im Ruß/NO<sub>x</sub>-*Trade-off* erkennbar. Dieser geht allerdings zu Lasten des spezifischen Kraftstoffverbrauchs, wobei die Nachteile an dieser Stelle sehr gering ausfallen und im Bereich von 5 g/kWh liegen. Auch mit der neuen Kolbenmuldengeometrie ist unter Beibehaltung der Einspritzdüse mit 126 ° Strahllagenwinkel der Vorteil der druckmodulierten Rampenform in Ruß/NO<sub>x</sub>-*Trade-off* erkennbar. Allerdings sind hier bereits beträchtliche Nachteile dieser Kombination aus Kolbenmuldengeometrie und Einspritzdüse erkennbar, da mit der 126 ° Düse auf die Muldenwand gespritzt wird, ohne dass die Muldengeometrie auf ein Brennverfahren mit Strahl/Wand-Interaktion abgestimmt wäre. Dadurch verschlechtert sich die Rußemission, so dass die beiden Verläufe mit der neuen Kolbenmuldenform hinsichtlich der Emissionswerte deutlich über den Verläufen mit der W-Muldenform liegen. Bezüglich des spezifischen Kraftstoffverbrauchs ist keine Tendenz zwischen den beiden Einspritzratenformen erkennbar, beide Ratenformen zeigen allerdings in Verbindung mit der Topfmuldengeometrie ein nachteiliges Verhalten beim spezifischen Kraftstoffverbrauch.

Bei geringerer Last (75 % Last) fallen die Tendenzen beim Vergleich der beiden Brennverfahren mit W-Mulde und Topfmulde und den entsprechenden Düsenkonfigurationen ähnlich aus wie beim zuvor beschriebenen Lastpunkt C1\_1 (Abbildung 4-9). Der erzielbare Ruß/NO<sub>x</sub>-*Trade-off* ist in beiden Fällen für die schnelle druckmodulierte Rampe praktisch deckungsgleich. Ebenso ist das Potential der schnellen Rampenform in Verbindung mit der Topfmulde geringer, da der Rechteck-Einspritzverlauf mit Topfmulde ohnehin einen günstigeren *Trade-off* aufweist, als im Falle der W-Mulde.

Betriebspunkt C1\_2: 2100 U/min,  $p_{me}=1,06$  MPa,  $p_L=216$  kPa,  $p_{Abg}=206$  kPa  
 RE = Rechteck; SR = schnelle Rampe (druckmoduliert 60 auf 170 MPa);  $\square$  =  
 frühester Einspritzbeginn;  $\circ$  = spätester Einspritzbeginn

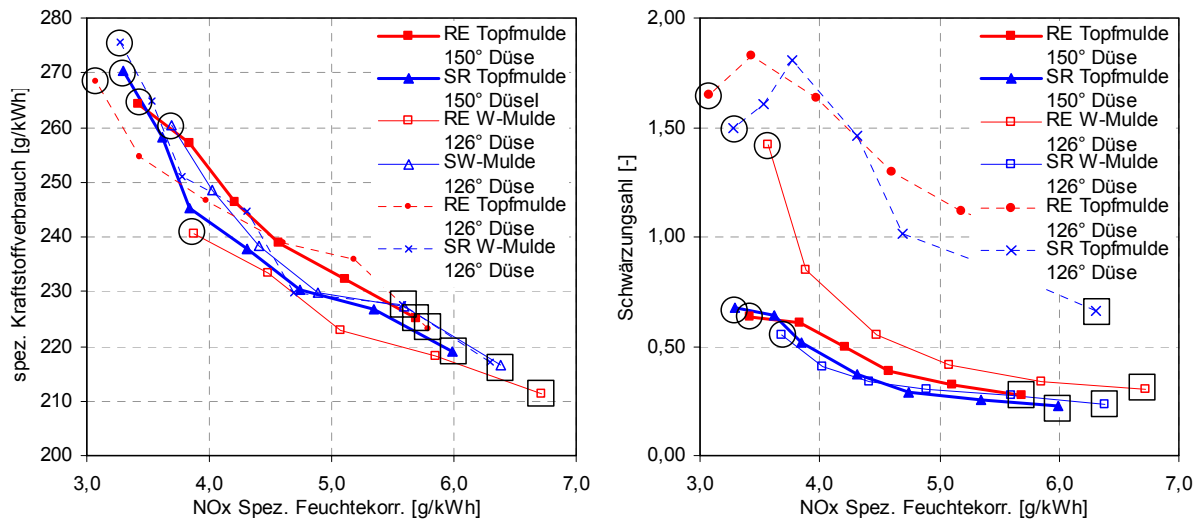


Abbildung 4-10: Einfluss der Muldengeometrie im Lastpunkt C1\_2  
 spezifischer Kraftstoffverbrauch über  $NO_x$ ; Schwärzungszahl über  $NO_x$

Betriebspunkt C1\_2: 2100 U/min,  $p_{me}=1,06$  MPa,  $p_L=216$  kPa,  $p_{Abg}=206$  kPa  
 RE = Rechteck; SR = schnelle Rampe (druckmoduliert, 60 auf 170 MPa)

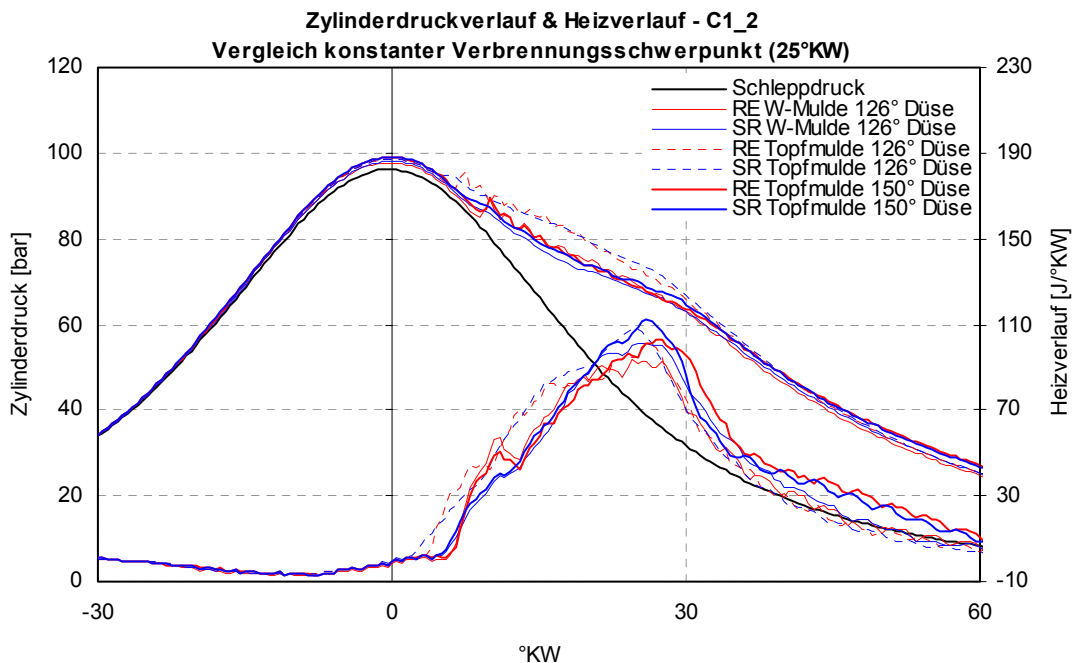


Abbildung 4-11: Zylinderdruck und Heizverlauf für konstanten Verbrennungsschwerpunkt am  
 Lastpunkt C1\_2 mit unterschiedlichen Mulden- und Düsengeometrien

Betrachtet man den Zylinderdruckverlauf und den Heizverlauf in Abbildung 4-11, dann wird deutlich, dass die Wärmefreisetzung für den gleichen Verbrennungsschwerpunkt mit einer Kombination von Topfmulde mit 126° Düse früher einsetzt, als im Fall der W-Mulde mit der selben Düse oder im Fall der Topfmulde mit 150° Düse. Anschließend nimmt die Wärmefreisetzung aber ab, so dass der Summenheizverlauf

sich dem der Messungen mit W-Mulde angleicht. Für den Fall mit Topfmulde und 150° Düse setzt die Wärmefreisetzung später ein, steigt aber steiler an, so dass ein höherer maximaler Heizverlauf erzielt wird. In allen Fällen zeigen die Heizverläufe der schnellen Rampenform höhere maximale Wärmefreisetzungsraten im Verlauf der Verbrennung, wobei die Wärmefreisetzungsraten direkt nach Brennbeginn allerdings für die druckmodulierten Rampen durch die frühe Einspritzratenbegrenzung niedriger ist. Die rechteckigen Verläufe zeigen des Weiteren stärkere Oszillationen des Drucksignals, was auf einen höheren Anteil der vorgemischten Verbrennung an der Verbrennung schließen lässt.

#### 4.4.3 Betriebspunkt C1\_1 (2100 $1/min$ , 100 % Last) – Topfmulde / 150° Düse

Im weiteren Fokus der Untersuchungen liegt die Bewertung weiterer Einspritzratenformen in Verbindung mit einer Topfmuldengeometrie des Kolbens, die eine längere freie Strahlänge bis zur Strahl/Wand-Interaktion ermöglichen soll.

Grundsätzlich zeigen die *Trade-offs* in allen hier dargestellten Fällen (Abbildung 4-12) ein „klassisches“ Verhalten der gegenläufigen Tendenzen von  $NO_x$ - und Rußemissionen. Eine Verschiebung des Einspritzbeginns in Richtung spät führt dabei beispielsweise bei allen untersuchten Verläufen zu einer Reduzierung des Spitzendrucks mit einem herabgesenkten Temperaturniveau, welches letztendlich zu einer Reduktion der  $NO_x$ -Emissionen führt bei gleichzeitig herabgesetzter Rußoxidation, die wiederum zu erhöhten Partikelemissionen führt.

Betriebspunkt C1\_1: 2100 U/min,  $p_{me}=1,50$  MPa,  $p_L=275$  kPa,  $p_{Abg}=246$  kPa  
 RE = Rechteck; SR = schnelle Rampe (druckmoduliert, 60 auf 170 MPa ; SSR = sehr schnelle Rampe (druckmoduliert, 100 auf 170 MPa); NE = Nacheinspritzung;  
 □ = frühester Einspritzbeginn; ○ = spätester Einspritzbeginn; △ = Verbrennungsschwerpunkt bei 30° nach OT

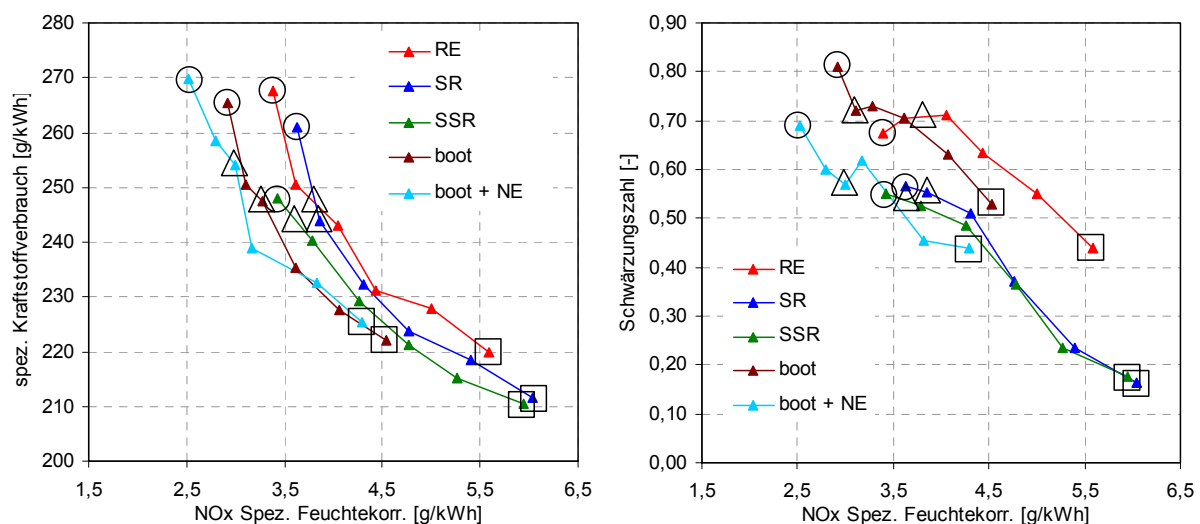


Abbildung 4-12: Einfluss der Einspritzratenform im Lastpunkt C1\_1 – erste Messkampagne  
 spezifischer Kraftstoffverbrauch über  $NO_x$ ; Schwärzungszahl über  $NO_x$

Des Weiteren ist anzumerken, dass die Messungen in zwei Messkampagnen durchgeführt werden, wobei eine Staffel im Vorfeld mit einem lediglich mit Zylinderdruckindizierung und Temperaturmessung am Auslassventilsteg ausgestatteten Zylinderkopf gefahren wird (Abbildung 4-12), während bei der zweiten Messkampagne ein modifi-

zierter Zylinderkopf zum Einsatz kommt, der zusätzlich mit einem optischen Zugang in Form einer Brennraumsonde ausgestattet wurde (Abbildung 4-13). Innerhalb der zweiten Messkampagne werden die Messungen aus der ersten Kampagne wiederholt, wobei als Ergänzung zu der bereits eingesetzten Messtechnik eine integrale Lichtleitmesstechnik zum Einsatz kommt. Diese ermöglicht es, Aufschluss über die momentan vorhandenen Rußmassen, Rußtemperaturen sowie die OH-Intensität zu erhalten, wie in Abbildung 4-15 dargestellt. Als Basis für die Berechnung dient die Zwei-Farben-Methode wie im entsprechenden Kapitel beschrieben.

Durch die schnelle und sehr schnelle Rampenform kann der Ruß/NO<sub>x</sub>-*Trade-off* deutlich entschärft werden. Gleichzeitig führt die frühe Einspritzratenbegrenzung im NO<sub>x</sub>/b<sub>e</sub>-*Trade-off* zu einer Reduktion des spezifischen Kraftstoffverbrauchs für vergleichbare NO<sub>x</sub>-Emissionen. Hierbei zeigt die sehr schnelle Rampenform mit höherem Kraftstoffdruckniveau von 100 MPa zu Beginn der Einspritzung gegenüber der schnellen Rampenform mit 60 MPa Vorteile, wobei im Verlauf der Einspritzung gleiche Enddrücke realisiert werden. Offensichtlich ist im Lastpunkt C1\_1 nur zu Beginn des Einspritzvorgangs eine sehr kurze Ratenbegrenzung notwendig, die sich lediglich über die Zündverzugsphase erstreckt. Die Ratenbegrenzung durch nochmals reduzierten Kraftstoffdruck wie im Fall der schnellen Rampe ist nicht zielführend. Dagegen ist eine längere Dauer der Ratenbegrenzung bis in die Mischungskontrollierte Verbrennung wie im Fall des „boot“-förmigen Einspritzverlaufs zumindest für die NO<sub>x</sub>-Reduzierung einsetzbar. Die deutliche Reduzierung der NO<sub>x</sub>-Emissionen ist in Verbindung mit einer Senkung des spezifischen Brennstoffverbrauchs erzielt worden, jedoch erfolgt dies auf Kosten einer drastischen Verschlechterung der Rußemissionen. Durch den tendenziell abfallenden Kraftstoffdruck vor Injektor ist der Strahlimpuls im frühen Stadium des Einspritzvorgangs deutlich geringer, so dass sich dies nachteilig auf das Eindringverhalten der Kraftstoffstrahlen, die Luftefassung und Gemischbildung auswirkt. Kombiniert man den „boot“-förmigen Einspritzverlauf allerdings mit einer Nacheinspritzung, so kann der „boot“-Verlauf vorteilhaft zur Reduzierung der Stickoxidemissionen genutzt werden, während die Nacheinspritzung für eine Oxidation der erhöhten gebildeten Rußmasse sorgt. Durch die verkürzte Haupteinspritzdauer kann in Verbindung mit der Nacheinspritzung der Einspritzbeginn trotzdem weiter nach früh verschoben werden, was sich nicht nachteilig auf die NO<sub>x</sub>-Emissionen auswirkt und zusätzlich eine weitere geringfügige Reduzierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs ermöglicht. Es bleibt anzumerken, dass bei Einsatz einer Nacheinspritzung in Verbindung mit der Topfmuldengeometrie und der Einspritzdüse mit 150° Strahlagenwinkel zwar eine Reduktion der Partikelemissionen möglich ist, jedoch nicht derart drastischer Art, wie es laut Literatur mit anderen Brennverfahren gelungen ist.

Betrachtet man die Wiederholung der Messungen aus Messkampagne I (Abbildung 4-12) in Messkampagne II (Abbildung 4-13), so fallen die unterschiedlichen Emissionsergebnisse der „boot“-förmigen Verläufe sowie der Rechteckform auf. Die Ergebnisse sind hierbei jedoch gegenläufig. Das heißt, dass die „boot“-Verläufe erhöhte Emissionswerte gegenüber Kampagne I aufweisen, während der Rechteckverlauf reduzierte Emissionswerte aufweist. Diese Tendenz ist auch bei den spezifischen Verbräuchen sichtbar, die für den Rechteckverlauf in der zweiten Messkampagne besser, für den „boot“-Verlauf ungünstiger ausfallen. Zurückzuführen ist dies vermutlich auf die bereits im Kapitel über die hydraulischen Messungen erwähnten unterschiedlichen Steifigkeiten der Piezo-Aktuatoren bzw. *Piezo-Stacks* innerhalb der Aktuatoren. Während der zweiten Messkampagne war es nicht möglich, die Nadelhubverläufe aus der ersten Kampagne exakt nachzubilden, da wie beschrieben die Stei-

figkeit des *Stacks* bzw. Keramikstapels dafür entscheidend ist, wie hoch der Einfluss des Kraftstoffdrucks auf den erzielbaren Nadelhub ist. Durch den verwendeten *Stack* mit reduzierter Steifigkeit zeigt das System eine erhöhte Empfindlichkeit des Nadelhubs auf Raildruckänderungen. Ein nach Abschluss der zweiten Messkampagne installierter *Stack* zeigt eine reduzierte Elastizität bzw. erhöhte Steifigkeit mit reduzierter Empfindlichkeit gegenüber dem eingestellten Raildruck und eine etwas schnellere Öffnungsflanke, so dass die Vermutung bestätigt wird.

Betriebspunkt C1\_1: 2100 U/min,  $p_{me}=1,50$  MPa,  $p_L=275$  kPa,  $p_{Abg}=246$  kPa  
 RE = Rechteck; SR = schnelle Rampe (druckmoduliert, 60 auf 170 MPa); SSR = sehr schnelle Rampe (druckmoduliert, 100 auf 170 MPa); NE = Nacheinspritzung;  
 □ = frühester Einspritzbeginn; ○ = spätester Einspritzbeginn; △ = Verbrennungsschwerpunkt bei 30° nach OT

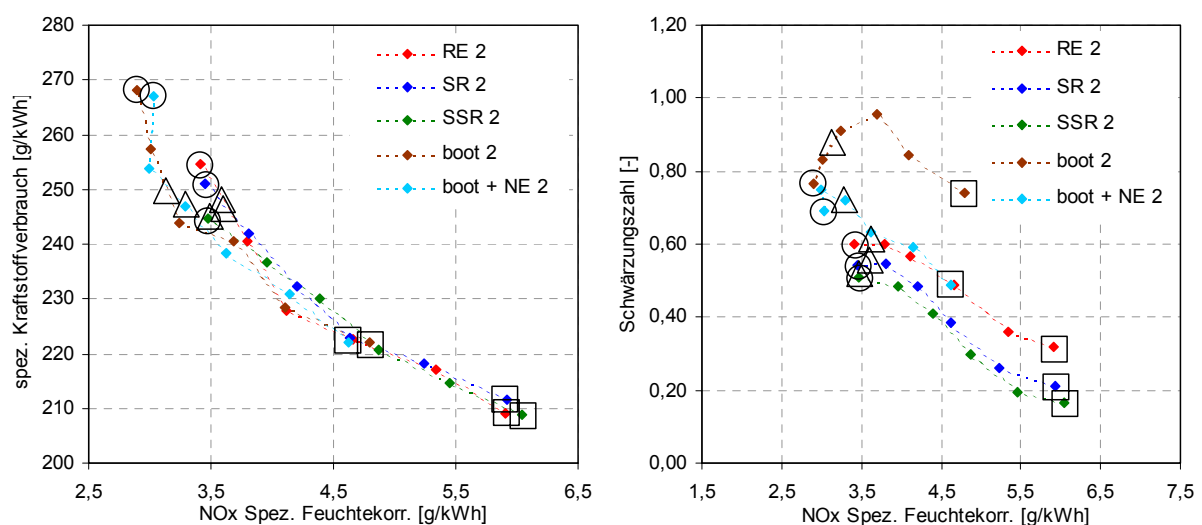


Abbildung 4-13: Einfluss der Einspritzratenform im Lastpunkt C1\_1 – zweite Messkampagne  
 spezifischer Kraftstoffverbrauch über  $NO_x$ ; Schwärzungszahl über  $NO_x$

Die Ansteuersignale werden für die beiden Messkampagnen jeweils gleich gehalten, das heißt, für die schnellen druckmodulierten Verläufe wird eine maximal schnelle Öffnung des Injektors mit jeweils gleichen Schaltzeiten der Druckmodulation zur Erzeugung der Ratenformung verwendet. Auf die motorischen Messungen wirkt sich der Effekt wie folgt aus, was eine Erklärung der abweichenden Emissionswerte liefert. Durch die langsamere Öffnungsflanke der Nadel wird der Rechteck-Verlauf im frühen Einspritzstadium gedrosselt. Der Effekt hierbei ist mit den gezielt durch eine langsame Nadel herbeigeführten Drosseleffekten vergleichbar, die bereits durch andere Autoren untersucht wurden. Hierdurch kommt es zu einer leichten Einspritzratenbegrenzung im frühen Stadium der Einspritzung. Wie in anderen Untersuchungen bereits gezeigt wurde [See04, TKN05], ist hierbei die Einspritzratenbegrenzung hauptverantwortlich für die herbeigeführten Effekte im Emissions-*Trade-off*, während die Art der Ratenbegrenzung von untergeordneter Rolle ist. Somit ist der Rechteckverlauf aus der zweiten Messkampagne als eine Art „extrem schnelle Rampe“ anzusehen. Auf die bereits untersuchten schnellen und sehr schnellen Rampenformen hat die Steifigkeit des *Stack*-Materials offensichtlich keinen entscheidenden Einfluss. Dies ist verständlich, wenn man sich vor Augen führt, dass die schnelle und sehr schnelle Rampenformen in ihrem Emissionsverhalten ohnehin keine allzu gravierenden Unterschiede untereinander zeigen. Die Beeinflussung der Öffnungsgeschwin-

digkeit der Nadel durch die Steifigkeit zeigt daher nur einen vernachlässigbaren Einfluss bei den druckmodulierten Rampenverläufen, da die Einspritzratenbegrenzung hierbei bereits durch die Druckmodulation verursacht wird. Bei den „boot“-förmigen Verläufen ist dann in umgekehrter Weise der langsamere Öffnungsvorgang für eine Verschlechterung der Emissions- und der spezifischen Verbrauchswerte verantwortlich. Dies liegt darin begründet, dass in diesem Fall während der ersten „boot“-Stufe die Nadel nicht aus dem Nadelsitzdrosselbereich herauskommt. Die lange Verweildauer im sitzgedrosselten Bereich führt zu einer Erhöhung der Rußbildungsrate, wie bereits von [See04] und [TKN05] dargestellt wurde, zum Anderen wird der Verbrennungsschwerpunkt in Richtung spät zur zweiten „boot“-Stufe verschoben, da in der ersten „boot“-Stufe eine geringere Rate vorliegt, wie in den hydraulischen Messungen mit den unterschiedlichen Piezo-Aktuatoren gezeigt wurde. Das kurze Zeitintervall bei hohem Druck im zweiten Teil des „boot“-Verlaufs reicht nicht aus, um den gebildeten Ruß zu oxidieren. Betrachtet man die Zylinderdruck- und Heizverläufe in Abbildung 4-14, so fällt der früh aber langsam ansteigende Heizverlauf der beiden „boot“-förmigen Einspritzverläufe ohne und mit Nacheinspritzung auf. Der Druckanstieg und damit die Wärmefreisetzung setzt bei beiden genannten Verläufen in etwa gleichzeitig ein, wobei der Anstieg des „boot“-Verlaufs in Kombination mit Nacheinspritzung aufgrund der geringeren in der Haupteinspritzphase abgesetzten Brennstoffmasse früher abfällt als der des „boot“-Verlaufs ohne Nacheinspritzung. Bei den anderen Verläufen setzt die Wärmefreisetzung deutlich später ein. Die Heizverläufe zeigen im frühen Stadium des Verlaufs ähnliche Anstiegsgradienten, wobei nur im Fall des Rechtecks ein Anteil mit steilerem Anstieg erkennbar ist, wie er für die vorgemischte Verbrennung charakteristisch ist. Die rampenförmigen Verläufe haben fast identische Heizverläufe, wobei die schnelle Rampe gegenüber der sehr schnellen Rampe in einem kleinen Bereich einen etwas früheren und flacheren Anstieg aufweist, woraufhin beide Verläufe fast deckungsgleich sind.

Da die vorgemischte Verbrennungsphase bei den Rampen kaum festzustellen ist, ist die Reduktion der Stickoxidemissionen vermutlich eher in einer Reduzierung der maximalen Temperaturen während der Diffusionsverbrennung begründet, als in der Reduktion des vorgemischten Anteils der Verbrennung.

Betrachtet man dagegen den Verlauf der Rußmasse und -temperatur im Brennraum (Abbildung 4-15), so wird deutlich, dass durch den sehr frühen Einspritzbeginn des „boot“-Einspritzverlaufs mit Nacheinspritzung diese Einspritzverlaufsform die höchste gemessene Maximaltemperatur erzielt. Dagegen ist allerdings der Anstieg der Temperatur deutlich langsamer als im Fall der schnellen Rampenverläufe oder des Rechtecks. Die Temperatur wird anschließend im Fall des „boots“ mit Nacheinspritzung lange auf hohem Niveau gehalten, so dass eine brauchbare Rußoxidation möglich ist und der Rußkonzentrationsverlauf bei späten Kurbelwinkeln noch signifikant abfällt, um den Konzentrationsverlauf des „boot“-Verlaufs ohne Nacheinspritzung zu schneiden. Der „boot“-Verlauf ohne Nacheinspritzung weist der Messung zufolge überraschenderweise zunächst keine übermäßig hohen Rußbildungsraten auf, allerdings ist die Rußoxidation aufgrund geringer Temperaturen mäßig. Dies wird zusätzlich durch die geringen OH-Konzentrationen verstärkt, da die OH-Radikale starken Einfluss auf die Rußoxidation haben. Andeutungsweise ist ein Zusammenhang der OH-Intensität nach beendeter Einspritzung und dem Gradienten der Rußkonzentrationsabnahme vorhanden. Je höher dabei die OH-Intensität, desto steiler fällt der Rußmassenverlauf nach Einspritzende ab. Die Abschätzung der absoluten Masse und deren Korrelation mittels der Abgasmesstechnik gemessenen Emissionswerte wird allerdings dadurch erschwert, dass bei der integralen Erfassung des Brenn-



raumvolumens die Bereiche hoher Temperatur stark überbewertet werden, da in der Messung eine Temperaturabhängigkeit von  $T^4$ , also zur vierten Potenz der Temperatur eingeht. Somit werden Bereiche niedriger Temperatur unterbewertet, insbesondere diese sind aber entscheidend zur Bewertung der Rußoxidation und für die Rußemission im Abgas. Bei fallenden Brennraumtemperaturen nimmt somit die Aussagekraft der Messungen ab.

Betriebspunkt C1\_1: 2100 U/min,  $p_{me}=1,50$  MPa,  $p_L=275$  kPa,  $p_{Abg}=248$  kPa  
 RE = Rechteck; SR = schnelle Rampe (druckmoduliert, 60 auf 170 MPa ; SSR = sehr schnelle Rampe (druckmoduliert, 100 auf 170 MPa); NE = Nacheinspritzung

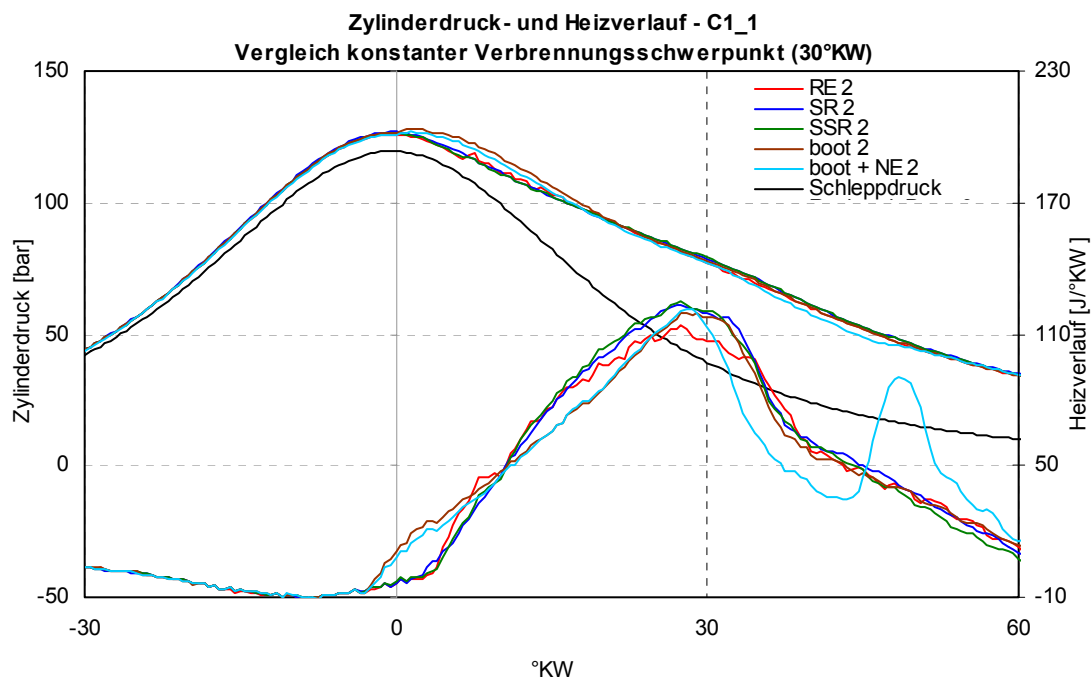


Abbildung 4-14: Zylinderdruck und Heizverlauf für konstanten Verbrennungsschwerpunkt am Lastpunkt C1\_1 mit unterschiedlichen Einspritzstrategien

Interessant ist weiterhin, dass anhand des Rußtemperaturverlaufs offensichtlich die sehr schnelle Rampe einen langsameren maximalen Temperaturanstiegsgradienten aufweist als die schnelle Rampenform, was sich günstig auf die Stickoxidemissionen auswirken dürfte, was im günstigeren Ruß/ $NO_x$ -Trade-off der sehr schnellen Rampenform in Abbildung 4-13 bestätigt wird. Anschließend bleibt die sehr schnelle Rampe vom Temperaturniveau kontinuierlich unterhalb der schnellen Rampenform, allerdings deutlich oberhalb des Rechteckverlaufs, der kaum höhere Temperaturen aufweist als der „boot“-Verlauf ohne Nacheinspritzung. Positiv für das Verhalten im Trade-off fällt für die sehr schnelle Rampenform aus, dass zwar hohe Rußkonzentrationen gebildet werden, allerdings schon bei relativ frühen Kurbelwinkeln, wenn die Temperaturen und Konzentrationen an OH-Radikalen hoch sind, so dass der gebildete Ruß im Lauf der Nachverbrennung oxidiert werden kann. Auffällig ist die hohe Differenz der OH-Intensitäten bei den beiden „boot“-Verläufen ohne und mit Nacheinspritzung. Die OH-Intensität ist sowohl von der Konzentration der OH-Radikale im beobachteten Volumen als auch von der Temperatur abhängig. Höhere Temperaturen, wie sie durch die Zwei-Farben-Methode für den Fall der „boot“-Einspritzung mit Nacheinspritzung ermittelt wurden, tragen somit zu einer erhöhten OH-Intensität bei, auch wenn die OH-Konzentration nicht höher sein muss als im Fall des „boot“-

Verlaufs ohne Nacheinspritzung. Nichtsdestotrotz wird bei den höheren Temperaturen der Rußabbrand schneller ablaufen, weshalb diese Intensität trotzdem als Indikator für die Rußoxidation betrachtet werden kann. Des Weiteren ist zu bedenken, dass die Kalibrierung des Systems zur Anwendung der Zwei-Farben-Methode hinsichtlich der Rußtemperatur und Rußmasse mittels Wolframbandlampe durchgeführt wird. Im Wellenlängenbereich zwischen 600 nm und 900 nm ist die Korrelation zwischen der Wolframbandlampe und der Strahlung der Rußpartikel sehr gut, während die Intensität der Wolframbandlampe im Wellenlängenbereich um 308 nm, also im Bereich der Strahlung der OH-Radikale, sehr schwach ist, so dass die Messung der OH-Intensität eher als qualitativ zu betrachten ist, da hier eine Kalibrierung nicht möglich ist.

Betriebspunkt C1\_1: 2100 U/min,  $p_{me}=1,50$  MPa,  $p_L=275$  kPa,  $p_{Abg}=248$  kPa

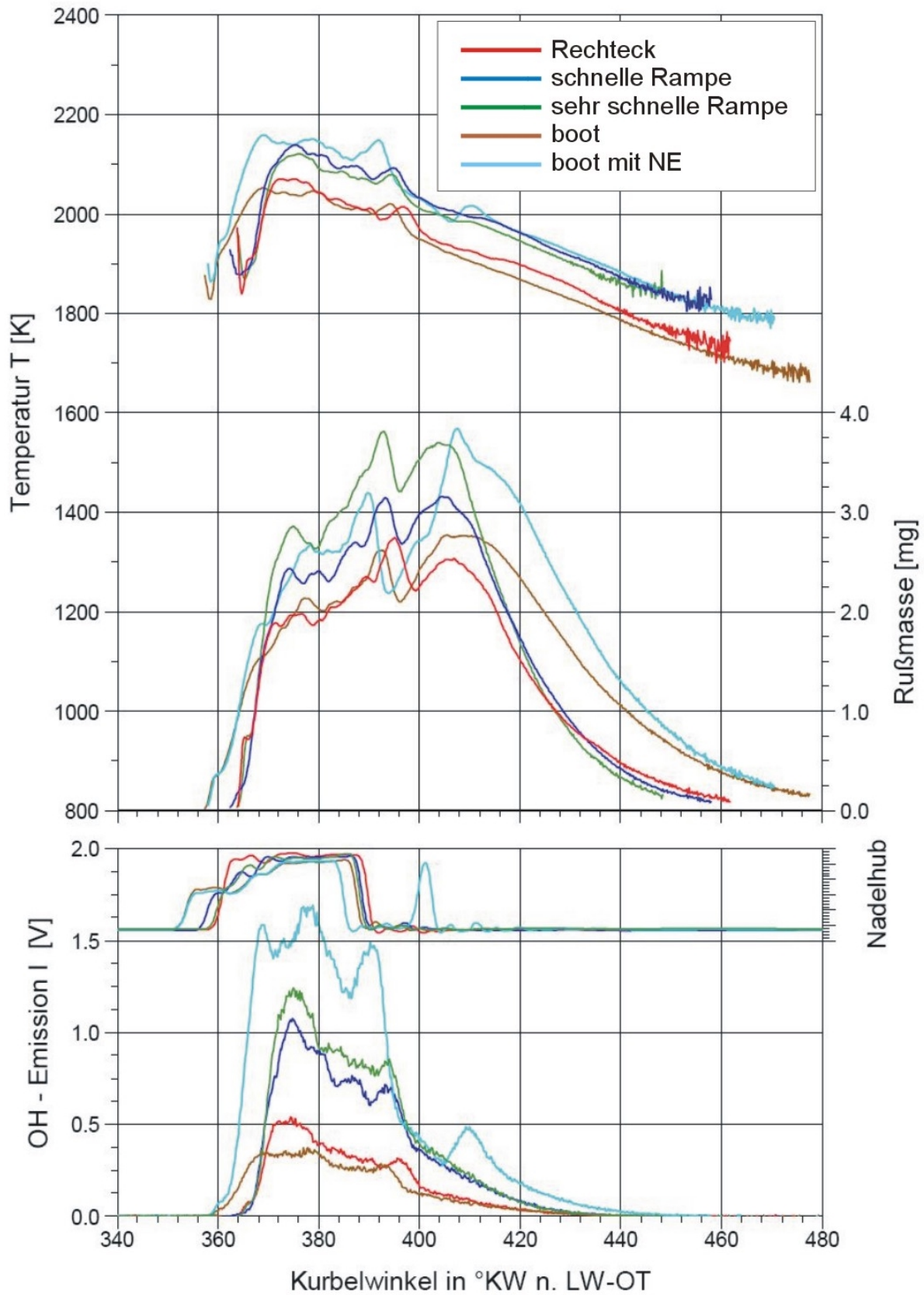


Abbildung 4-15: Rußtemperatur und -masse sowie OH-Intensität und Nadelhub in Abhängigkeit des Kurbelwinkels

#### 4.4.4 Betriebspunkt C1\_2 (2100 $1/\text{min}$ , 75 % Last) – Topfmulde / 150° Düse

Der Betriebspunkt C1\_2 zeigt grundsätzlich ähnliche Tendenzen wie Betriebspunkt C1\_1. Bei frühen Einspritzzeitpunkten zeigen die Ruß/NO<sub>x</sub>-Trade-offs der schnellen und sehr schnellen Rampenverläufe ein Reduktionspotential für die Partikelmasse bei konstanten NO<sub>x</sub>-Werten. Allerdings zeigen die Verläufe für die schnelle und sehr schnelle Rampenform für einen konstanten Spitzendruck erhöhte NO<sub>x</sub>-Werte gegenüber dem Rechteckverlauf. Nur mit einer leichten Spätverstellung hinsichtlich der Einspritzzeitpunkte gleichen Spitzendrucks ist hiermit ein Vorteil bei den Rampenverläufen erzielbar. Zu bedenken ist hier, dass mit den Rampen ohnehin der Einspritzbeginn für konstanten Spitzendruck früher gelegt wird als für die rechteckige Einspritzverlaufsform. Betrachtet man den Trade-off aus spezifischem Brennstoffverbrauch und NO<sub>x</sub>, erscheint diese Spätverstellung tatsächlich ohne Einbußen im Kraftstoffverbrauch möglich. Die „boot“-förmigen Verläufe zeigen erneut ein deutliches Potential zur Reduzierung der NO<sub>x</sub>-Emissionen, allerdings bei erheblich erhöhten Partikelemissionen, so dass auch mit einer Kombination aus „boot“-Verlauf und Nacheinspritzung keine gravierende Verbesserung im Ruß/NO<sub>x</sub>-Trade-off gegenüber der Rampe oder auch dem Rechteck-Verlauf möglich ist. Der Trade-off aus Kraftstoffverbrauch über NO<sub>x</sub> ist durch den sehr frühen möglichen Einspritzbeginn allerdings für die „boot“-Verläufe günstig.

Betriebspunkt C1\_2: 2100 U/min,  $p_{me}=1,06$  MPa,  $p_L=216$  kPa,  $p_{Abg}=206$  kPa  
 RE = Rechteck; SR = schnelle Rampe (druckmoduliert, 60 auf 170 MPa ; SSR = sehr schnelle Rampe (druckmoduliert, 100 auf 170 MPa); NE = Nacheinspritzung;  
 □ = frühester Einspritzbeginn; ○ = spätester Einspritzbeginn; △ = Verbrennungsschwerpunkt bei 25° nach OT

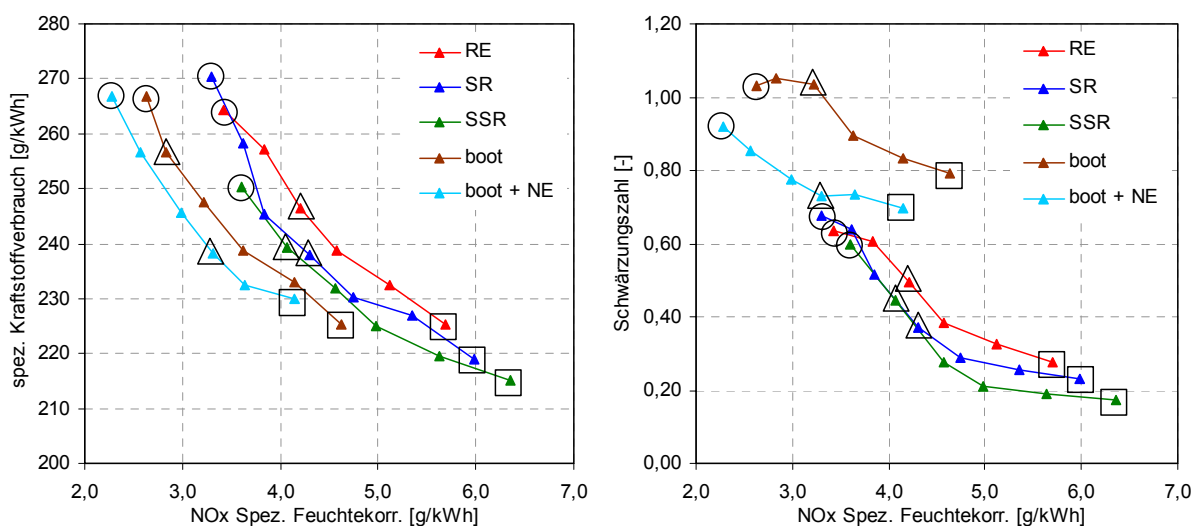


Abbildung 4-16: Einfluss der Einspritzratenform im Lastpunkt C1\_2 – erste Messkampagne  
 spezifischer Kraftstoffverbrauch über NO<sub>x</sub>; Schwärzungszahl über NO<sub>x</sub>

Zieht man zum Vergleich auch hier die zweite Messkampagne mit ILM heran, so zeigen die Verläufe an dieser Stelle tendenziell fast alle etwas schlechtere Trade-off-Verläufe. Lediglich der „boot“-Verlauf ohne Nacheinspritzung ist deutlich schlechter hinsichtlich der Partikelemission. Ein Erklärungsansatz hierfür wurde bereits für den Betriebspunkt C1\_1 geliefert. Etwas schlechter fällt auch der Trade-off für die schnelle Rampe aus, die in etwa auf gleichem Niveau mit der Rechteckform liegt.

Probeweise wird an dieser Stelle ein Rechteck-Einspritzverlauf in Kombination mit einer Voreinspritzung untersucht, um einen Vergleich dieser Art der Einspritzratenformung mit den druckmodulierten Einspritzraten zu gestatten. Zum Einsatz kommt eine Voreinspritzung mit Einspritzbeginn bei 45°KW vor OT mit einer Einspritzmasse von ca. 4,5 mg. Es wird deutlich, dass mit Hilfe der Voreinspritzung Emissionswerte erreicht werden können, wie im Falle der Einspritzverlaufsformung mit Druckmodulation und schneller Rampe, fast der sehr schnellen Rampe. Die Vorteile sind so auch im *Trade-off* des spezifischen Kraftstoffverbrauchs über  $\text{NO}_x$  sichtbar.

Betriebspunkt C1\_2: 2100 U/min,  $p_{me}=1,06$  MPa,  $p_L=216$  kPa,  $p_{Abg}=206$  kPa  
 RE = Rechteck; SR = schnelle Rampe (druckmoduliert, 60 auf 170 MPa); SSR = sehr schnelle Rampe (druckmoduliert, 100 auf 170 MPa); NE = Nacheinspritzung;  
 VE = Voreinspritzung;  $\square$  = frühester Einspritzbeginn;  $\circ$  = spätester Einspritzbeginn;  $\triangle$  = Verbrennungsschwerpunkt bei 25° nach OT

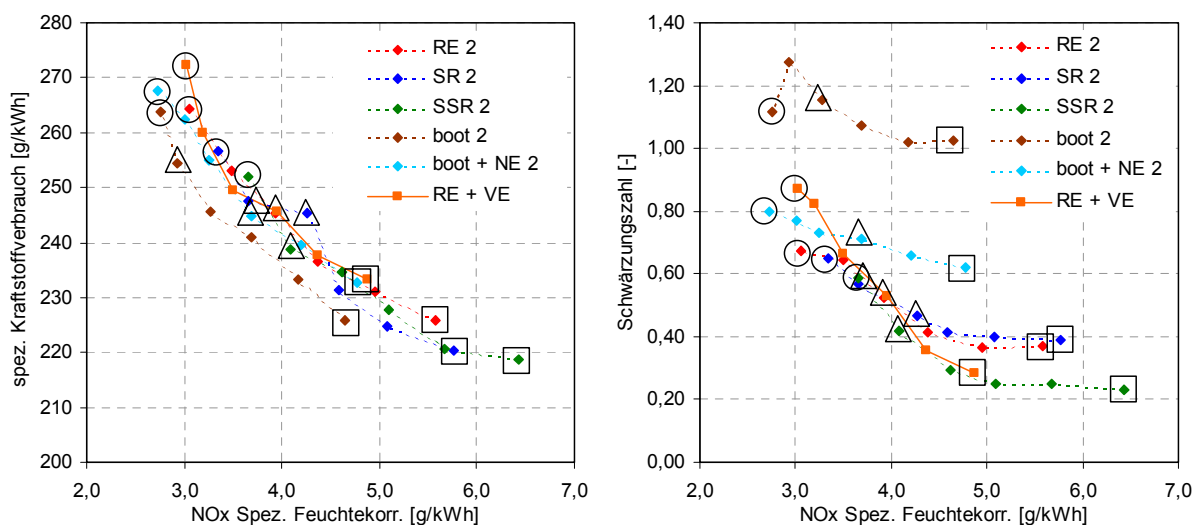


Abbildung 4-17: Einfluss der Einspritzratenform im Lastpunkt C1\_2 – zweite Messkampagne  
 spezifischer Kraftstoffverbrauch über  $\text{NO}_x$ ; Schwärzungszahl über  $\text{NO}_x$

Auffällig sind bei der Einspritzratenform mit Voreinspritzung weiterhin die  $\text{CO}$ -Emissionen, die sich in einem deutlich erhöhten Bereich von 1,4 bis 2,4 g/kWh bewegen und im Gegensatz zu den anderen Einspritzratenformen mit Frühverstellung des Einspritzbeginns zunehmen (Abbildung 4-18). Vermutlich wird hier die Einspritzmasse der Voreinspritzung durch die nachfolgende Haupteinspritzung weiter nach außen in Richtung Zylinderwand hinausgetrieben. Mit Frühverstellung des Einspritzzeitpunkts wird die Voreinspritzmenge dadurch in den Quetschkantenbereich gedrückt, wo es zu einem teilweisen Verlöschen der Verbrennung kommen kann. Erfolgt die Einspritzung später, so ist der Kolben bereits im Umkehrpunkt, so dass eher die Quetschspaltströmung die Voreinspritzmenge in die Mulde drückt. An dieser Stelle müsste eine Prüfung erfolgen, ob es durch die frühe Voreinspritzung eventuell zu einer Verdünnung des Motoröls durch Wandauftrag kommt. Ebenfalls dargestellt ist das Verbrennungsgeräusch aufgetragen über der spezifischen feuchtekorrigierten  $\text{NO}_x$ -Emission. Das lauteste Verbrennungsgeräusch weist wie erwartet die Rechteckform auf. Durch die Voreinspritzung kann das Verbrennungsgeräusch bekanntermaßen reduziert werden, was durch die Messung bestätigt wird. Die sehr schnelle Rampe weist ein ähnliches Geräuschemissionsniveau auf wie der Rechteckverlauf mit Voreinspritzung. Die „boot“-förmigen Einspritzverläufe zeigen noch einmal ca. 1 dB(A) reduzierte Geräuschemissionen, wobei die Nacheinspritzung keinen Einfluss

auf die Geräuschemission zeigt. Dagegen weist die schnelle Rampenform das mit Abstand niedrigste Geräuschniveau auf und liegt damit 5 dB(A) unter dem Rechteckverlauf. Hier scheint also der Anfangsdruck bei der Einspritzratenformung ausschlaggebend zu sein, so dass der niedrige Druck von 60 MPa der schnellen Rampenform durch die reduzierte Einspritzmasse und bedingt durch den Kraftstoffdruck größere Tropfendurchmesser einen langsameren Druckanstieg mit reduziertem Verbrennungsgeräusch aufweist.

Betriebspunkt C1\_2: 2100 U/min,  $p_{me}=1,06$  MPa,  $p_L=216$  kPa,  $p_{Abg}=206$  kPa RE = Rechteck; SR = schnelle Rampe (druckmoduliert, 60 auf 170 MPa); SSR = sehr schnelle Rampe (druckmoduliert, 100 auf 170 MPa); NE = Nacheinspritzung; VE = Voreinspritzung;  $\square$  = frühester Einspritzbeginn;  $\circ$  = spätester Einspritzbeginn;  $\triangle$  = Verbrennungsschwerpunkt bei 25° nach OT

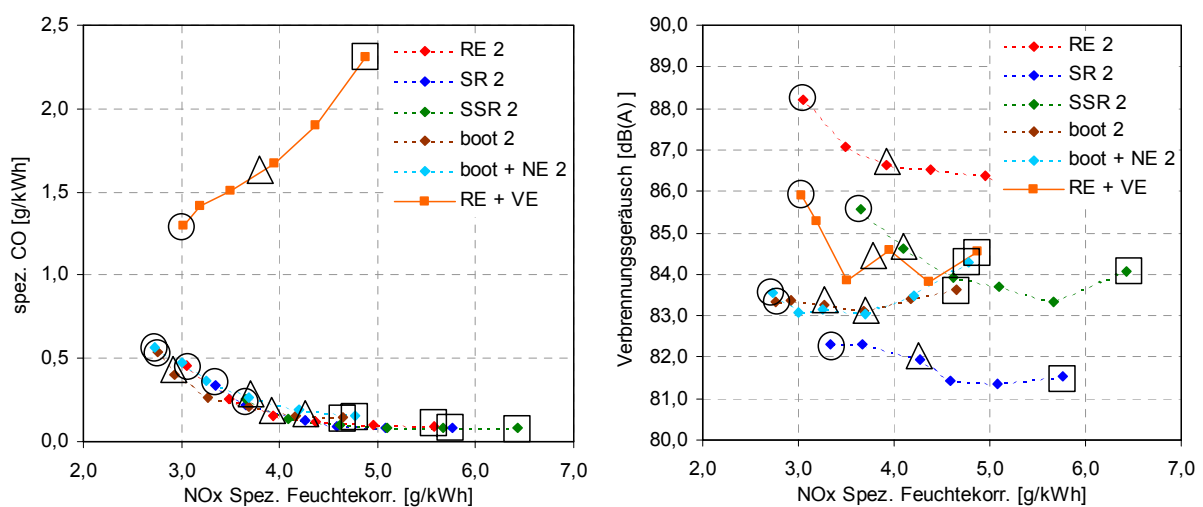


Abbildung 4-18: Einfluss der Einspritzratenform im Lastpunkt C1\_2 – zweite Messkampagne spezifischer CO-Ausstoß über  $NO_x$ ; Verbrennungsgeräusch über  $NO_x$

Betrachtet man die Daten der Druckverlaufsanalyse, so wird deutlich, dass die Wärmefreisetzung im Fall des Rechteckes mit Voreinspritzung bereits ca. 20° vor OT einsetzt. Im Bereich der Haupteinspritzung verläuft der Zylinderdruckverlauf mit einem langsamen Anstieg wie bei der rampenförmigen Einspritzung im Bereich der Zündung der Hauptverbrennung, was auf einen geringen Anteil an vorgemischter Verbrennung schließen lässt. Der Heizverlauf zeigt im Vergleich zu den anderen Heizverläufen, dass die Wärmefreisetzung recht früh und vergleichsweise nah am OT liegt. Der erzielbare Vorteil wird allerdings dadurch reduziert, dass ein signifikanter Teil der Wärmefreisetzung vor dem OT liegt, was den Wirkungsgrad reduziert.

Bei den Einspritzverläufen mit geformter Haupteinspritzung (ohne Voreinspritzung) sind für den Lastpunkt C1\_2 die Zylinderdruckverläufe im Bereich der Zündung sowie die Anstiege des Heizverlaufs in diesem Bereich stärker ausgeprägt als im Lastpunkt C1\_1. Der Rechteck-Einspritzverlauf zeigt einen sehr deutlichen vorgemischten Anteil und auch im Fall der „boot“- sowie rampenförmigen Verläufe ist eine leichte Stufe erkennbar. Der Anteil der vorgemischten Verbrennung an der Wärmefreisetzung ist dementsprechend bei dem Lastpunkt mit 75 % Last vergleichsweise hoch. Durch die geringeren Prozesstemperaturen und geringeren Gasdichten läuft zum Einen die Gemischbildung langsamer ab, was zum Anderen zu einer erhöhten Zündverzugszeit dieses Lastpunkts gegenüber Lastpunkt C1\_1 führt. Dies resultiert in einer Erhöhung

der während der Zündverzugszeit eingespritzten Brennstoffmasse, was wiederum zu einer Erhöhung des Anteils der vorgemischten Verbrennung führt. Da die Gesamteinspritzdauer und damit die Einspritzmasse in diesem Lastpunkt aufgrund reduzierter Last ohnehin geringer ist als in Punkt C1\_1, fällt der prozentuale Anteil der vorgemischten Verbrennung umso größer aus. Bei Einsatz der Einspritzverläufe mit Ratenbegrenzung liegt somit anteilmäßig ein größerer Teil des Einspritzzeitfensters in Bereichen mit geringem Kraftstoffdruck, was sich insbesondere beim „boot“-Verlauf, aber auch bei der schnellen Rampe nachteilig auf die Rußemission auswirkt.

Betriebspunkt C1\_2: 2100 U/min,  $p_{me}=1,06$  MPa,  $p_L=216$  kPa,  $p_{Abg}=206$  kPa

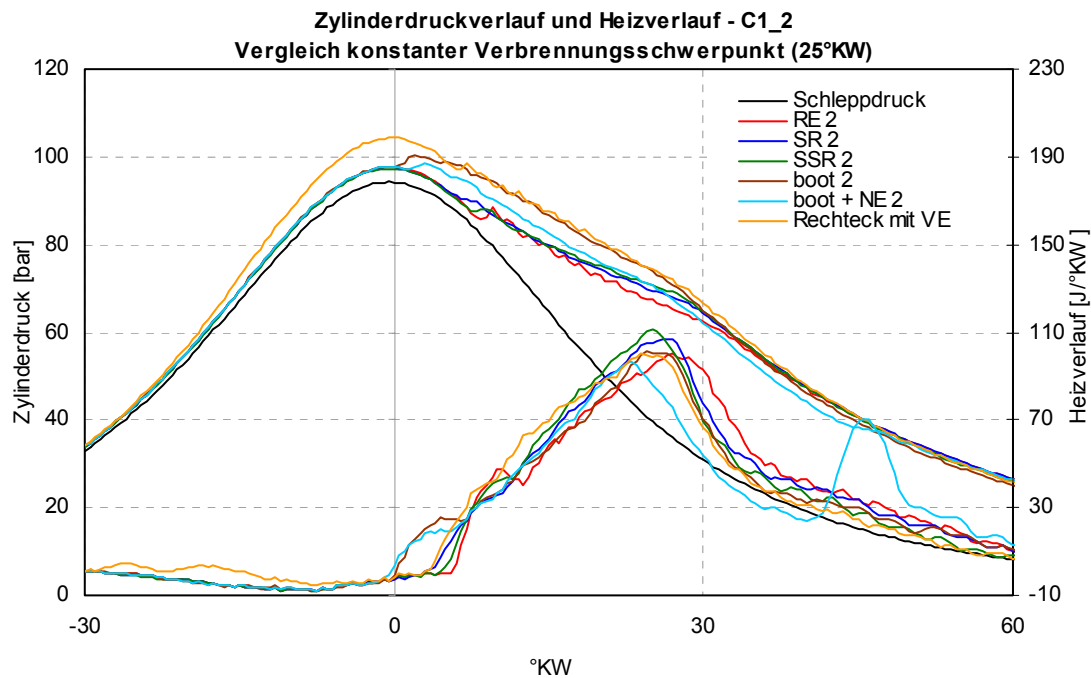


Abbildung 4-19: Zylinderdruck und Heizverlauf für konstanten Verbrennungsschwerpunkt am Lastpunkt C1\_2 mit unterschiedlichen Einspritzstrategien

Betrachtet man die mit der integralen Lichtleitmesstechnik aufgezeichneten Daten, so fällt vor allem der Rechteckeinspritzverlauf mit Voreinspritzung ins Auge. Die Tendenzen der anderen Verläufe decken sich mit den bereits im Lastpunkt C1\_1 beschriebenen Verläufen, wobei die Unterschiede der Verläufe untereinander weniger gravierend ausfallen. Dagegen zeigt der Rechteckeinspritzverlauf mit Voreinspritzung das höchste Temperaturniveau bei gleichzeitig hohen Rußbildungsraten, allerdings auch mit ebenfalls hoher Rußoxidationsrate. Sehr hoch ist vor allem die OH-Emission im Vergleich zu den anderen Verläufen, was auf ein hohes Temperaturniveau zurückzuführen ist.

Betriebspunkt C1\_2: 2100 U/min,  $p_{me}=1,06$  MPa,  $p_L=216$  kPa,  $p_{Abg}=206$  kPa

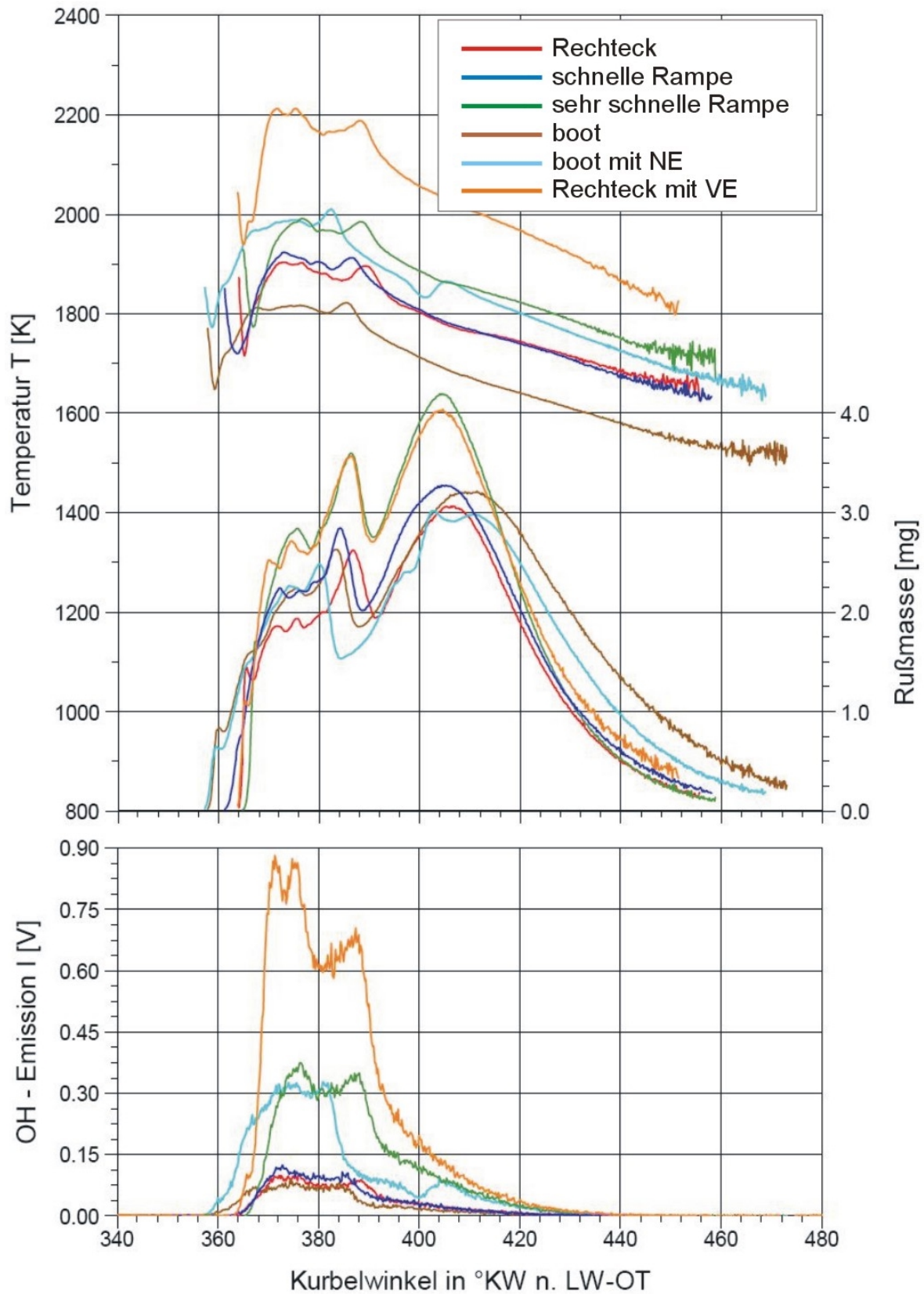


Abbildung 4-20: Rußtemperatur und -masse sowie OH-Intensität in Abhängigkeit des Kurbelwinkels



## 4.5 Optische Untersuchungen am Einhubtriebwerk

Zur Beurteilung der Gemischbildung sind optische Strahlbildungsuntersuchungen sehr aufschlussreich. Von hohem Interesse ist insbesondere die flüssige Strahleindringtiefe, um die Möglichkeit bzw. Wahrscheinlichkeit der Strahl/Wand-Interaktion zu beurteilen. Aber auch die Eindringtiefe der gasförmigen Phase ist von Bedeutung, da sie eine Abschätzung der Zündorte im Brennraum ermöglicht. Weiterhin ist die Vermessung der Strahlkegelwinkel der flüssigen und der Gasphase möglich. Diese geben Aufschluss über die Einflussgrößen auf die Gemischbildung. Durch den Vergleich der Eindringtiefen und Kegelwinkel ist auch eine Abschätzung der Effekte innerhalb der Düse teilweise möglich.

Da die flüssige Eindringtiefe stark von der im Brennraum vorliegenden Gasdichte und Temperatur während des Einspritzvorganges abhängt, werden motorisch möglichst realitätsnahe Bedingungen nachgestellt. Es ist anzunehmen, dass die Eindringtiefen im Fall des Lastpunkts C1\_1 aufgrund der höheren Aufladung und der höheren Prozesstemperaturen bei höherer Last gegenüber Lastpunkt C1\_2 reduziert sind. Die Untersuchungen werden deshalb bei Lastpunkt C1\_2 durchgeführt. Abbildung 4-21 gibt die Einstelldaten am Einhubtriebwerk wieder. Die erreichte Kompressionstemperatur ist das Maximum dessen, was am Einhubtriebwerk im Betrieb mit der Adaption auf einen Durchmesser von 130 mm darstellbar ist, und wird durch das Verdichtungsverhältnis bei minimalem Rückstand des Kolbens zum Zylinderkopf in diesem Punkt begrenzt.

			C1_2
Antriebsdruck	$p_{\text{Antrieb}}$	[MPa]	3,2
Aufladung	$p_{\text{initial}}$	[kPa]	204,5
Kompressionsdruck	$p_{\text{k}}$	[MPa]	9,7
Düsentemperatur	$T_{\text{Düse}}$	[K]	350
Kopftemperatur	$T_{\text{Luft}}$	[K]	325
Lufttemperatur	$T_{\text{Luft}}$	[K]	300
Kompressionstemperatur	$T_{\text{Komp}}$	[K]	875

Abbildung 4-21: Einstelldaten des untersuchten Betriebspunkts am Einhubtriebwerk

Die Untersuchungen werden alle bei identischem Gegendruck für alle Einspritzverläufe mit einem Einspritzbeginn ca. 600  $\mu\text{s}$  vor dem oberen Totpunkt durchgeführt. Die Einspritzdauer wird für den jeweils durchgeführten Versuch in der Art eingestellt, dass nach dem letzten Bild jeweils das Einspritzende folgt. Es wird also nicht die volle Einspritzmasse in den Brennraum abgesetzt, sondern nur die bis zum aktuellen Bild eingespritzte Masse mit einem schnellen Einspritzende. Dadurch kann die Verschmutzung der Einhubtriebwerkoptik durch Ruß und unverbrannten Kraftstoff reduziert werden, was den Versuchsaufwand ebenfalls entsprechend reduziert.

### 4.5.1 Eindringtiefen

In Abbildung 4-1 sind die Eindringtiefen der unterschiedlichen Einspritzverlaufsformen über der Zeit dargestellt. Da der Gegendruck bei allen untersuchten Einspritz-

verläufen gleich ist, sind für die Strahleindringgeschwindigkeit der Kraftstoffdruck im Sackloch sowie die aufgrund des Nadelhubs bzw. der gegebenenfalls vorliegenden Nadelsitzdrosselung vorliegenden Strömungsbedingungen ausschlaggebend. So dringt der Kraftstoff zu Beginn der Einspritzung beim Rechteckverlauf mit der höchsten Geschwindigkeit in den Brennraum ein, da hier bei einem Raildruck von 140 MPa der höchste Kraftstoffdruck der untersuchten Einspritzverläufe vorliegt. Die zweithöchste Eindringgeschwindigkeit weist die sehr schnelle Rampe gefolgt vom „boot“-Einspritzverlauf auf. Die schnelle Rampenform hat von den untersuchten Einspritzverläufen die niedrigste Eindringgeschwindigkeit, da der Kraftstoffdruck bei Einspritzbeginn lediglich 60 MPa beträgt. Durch den schnell ansteigenden Kraftstoffdruck der sehr schnellen Rampenform ist die Eindringgeschwindigkeit dieser Einspritzratenform im weiteren Verlauf der Einspritzung höher als die des Rechteckverlaufs, so dass der Eindringtiefenverlauf rascher ansteigt und den Eindringtiefenverlauf der Rechteckform einholt. Durch die frühe Ratenbegrenzung der schnellen Rampenform wird bei diesem Einspritzverlauf die Eindringtiefe des Rechteckverlaufs nicht übertroffen und von allen Ratenverläufen die geringste Eindringtiefe erzielt. Erst nach 700  $\mu\text{s}$  erreicht die gasförmige Phase des schnellen Rampenform die gleiche Eindringtiefe wie die des „boot“-förmigen Verlaufs. Dabei erfolgen beim „boot“-Verlauf an dieser Stelle die ersten sichtbaren Zündreaktionen, wie in Abbildung 7-4 (Anhang) zu erkennen ist, während bei der schnellen Rampenform die Zündverzugszeit noch andauert. Die anderen beiden Ratenformen erzielen deutlich größere Eindringtiefen.

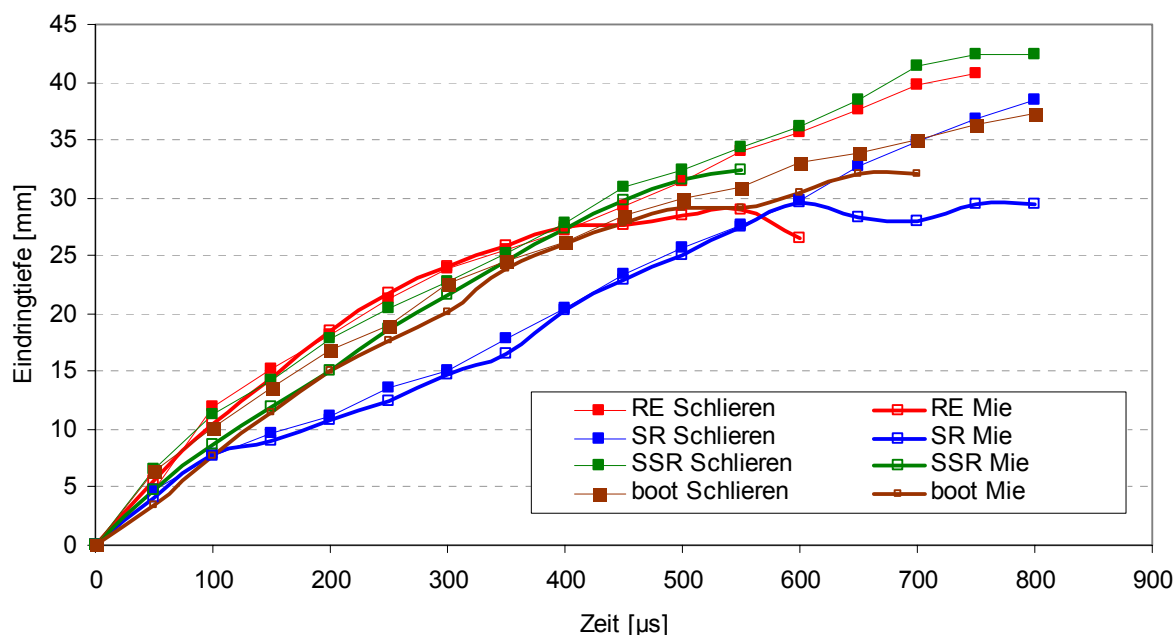


Abbildung 4-22: Eindringtiefen der Flüssig- und Gasphasen

#### 4.5.2 Strahlkegelwinkel

Abbildung 4-23 zeigt die Strahlkegelwinkel der untersuchten Einspritzratenformen. Links in der Abbildung sind die Nah- und Fernstrahlkegelwinkel der flüssigen Brennstoffphase dargestellt, während rechts in der Abbildung die mit der Schlierenmesstechnik aufgenommenen Kegelwinkel der Gas- und Flüssigphase aufgetragen sind.

Bei der Betrachtung der Kegelwinkelverläufe ist zu erkennen, dass aufgrund der schnellen Öffnung des Injektors und Erzeugung der Ratenformen durch Einsatz der

Druckmodulation der Strahlkegelwinkel für alle untersuchten Einspritzratenformen zu Beginn der Einspritzung nicht sehr stark erhöht ist. Der hohe Strahlkegelwinkel des „boot“-Verlaufs trotz geringeren Einspritzdrucks ist durch den geringen erzielten Nadelhub im frühen Stadium der Einspritzung erklärbar, der wie bereits geschildert in der Elastizität des Piezo-Aktuators begründet liegt. Gleiches gilt für die schnelle Rampenform, da auch hier der Kraftstoffdruck zu Beginn niedrig ist und erst im Verlauf der Einspritzung ansteigt. Durch diesen reduzierten Nadelhub wird der Brennstofffluss in Nadelsitz gedrosselt, so dass an dieser Stelle das Auftreten von Kavitation wahrscheinlich ist. Diese Kavitation führt zu einer Erhöhung der Turbulenz im Sackloch, die einen schnelleren Strahlerfall mit erhöhtem Strahlkegelwinkel verursacht. Dies ist tendenziell besonders anhand der Strahlkegelwinkelverläufe der Flüssigphase zu erkennen, bei denen sowohl im Nah- als auch im Fernbereich die „boot“-Form und schnelle Rampenform einen höheren Kegelwinkel als das Rechteck und die sehr schnelle Rampe zeigen. Bei den mit Schlierenmesstechnik aufgenommenen Verläufen liegen die Unterschiede im Bereich der Messgenauigkeit. Ab ca. 600  $\mu\text{s}$  wird die Auswertung der Strahlkegelwinkel abgebrochen, da das Ergebnis durch den Einfluss erster Zündreaktionen verfälscht würde.

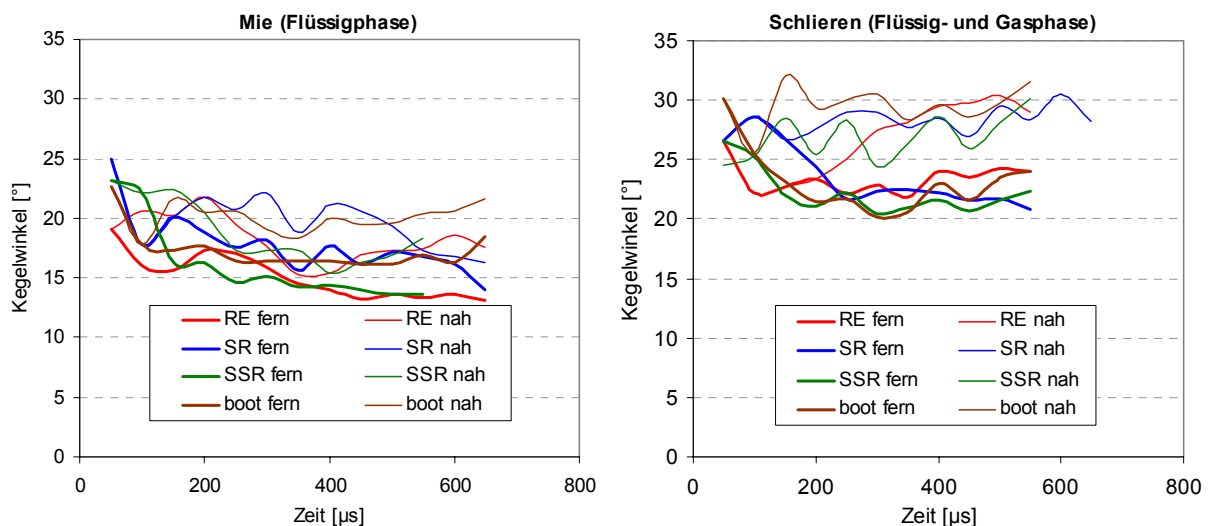


Abbildung 4-23: Nah- und Fernstrahlkegelwinkel für die Flüssig- und Gasphasen

#### 4.5.3 Zündung

Wie erwartet führt die Einspritzratenbegrenzung mit der Reduzierung der Einspritzmassen im frühen Stadium der Einspritzung zu einer Verlängerung des Zündverzuges. Die schnelle Rampenform hat dadurch aufgrund des niedrigsten Einspritzdrucks zum Einspritzbeginn den höchsten Zündverzug in den optischen Untersuchungen. Zum Einen ist die eingebrachte Kraftstoffmasse reduziert, zum Anderen ist das Gemisch aufgrund des reduzierten Einspritzdrucks schlechter aufbereitet, so dass eine reduzierte Durchmischung mit größeren Tropendurchmessern und geringerer Verdampfungsrates die Folge sind. Infolgedessen ist die Zündung deutlich später in der Bildfolge erkennbar (Abbildung 7-2, Anhang), als im Fall der anderen Einspritzverlaufsformen. Abbildung 4-24 zeigt die Zylinderdruck- und qualitativen Nadelhubverläufe, die am Einhubtriebwerk gemessen werden. Zu beachten ist hinsichtlich der Nadelhubverläufe, dass die Einspritzung jeweils nur bis zum letzten Bild des jeweiligen Experiments andauert, um nicht unnötig hohe Kraftstoffmengen einzuspritzen und damit die Verschmutzung des ETW gering zu halten. Zu erkennen sind die un-

terschiedlichen Zündzeitpunkte bei fast identischem Einspritzbeginn hinsichtlich des Kolbenhubs.

Etwas früher sind erste Zündherde in den Brennraumaufnahmen des „boot“-förmigen Verlaufs in Abbildung 7-4 (Anhang) zu erkennen. Auffällig ist in diesem Fall insbesondere das langsamere Vorschreiten der Verbrennung in der Kolbenmulde, vergleicht man diese mit den Aufnahmen des Rechteckverlaufs oder der sehr schnellen Rampe in den Abbildungen 7-1 und 7-3. Die Zündung findet wie erwartet näher an der Düse statt und die Verbrennung erfasst einen kleineren Teil des Brennraums, der deutlich stärker um die Düse konzentriert ist. Zwar findet die Zündung im Fall des Rechteckverlaufs und der sehr schnellen

Rampenform auch in Düsenähe und nicht im Bereich des Kolbenmuldenrands statt (Abbildungen 7-1 und 7-3), allerdings breitet sich die Verbrennung viel schneller zum Kolbenmuldenrand aus und erfasst somit einen größeren Bereich des Brennraums. Dies ist insbesondere im Fall der sehr schnellen Rampe in Abbildung 7-3. zu sehen. Infolgedessen erfolgt eine bessere Ausnutzung der vorhandenen Brennraumluft, die zu einer verbesserten Rußoxidation führt. Im Fall des Rechteckverlaufs breiten sich die Bereiche der Verbrennung ebenfalls relativ schnell und weit im Brennraum aus. Allerdings wird ein etwas kleinerer Bereich des Brennraums von der Verbrennung erfasst als im Fall der sehr schnellen Rampe, da auch die Penetration durch die Gasphase zu diesem Zeitpunkt den Rand der Kolbenmulde noch nicht erreicht hat. Bei der schnellen Rampenform ist die Zündung durch die reduzierte Kraftstoffmasse verschleppt, so dass innerhalb des aufgenommenen Zeitintervalls lediglich die ersten Zündreaktionen zu erkennen sind und damit die Verbrennung schwer zu beurteilen ist. Die Zündorte befinden sich allerdings in Bereichen des Brennraums ähnlich dem Fall mit Rechteckeinspritzung.

Es gilt im Zusammenhang der Zündzeitpunkte und Zündorte zu bedenken, dass die Bedingungen im Verbrennungsmotor nur bedingt am Einhubtriebwerk nachzubilden sind. So werden die motorischen Kompressionstemperaturen am Einhubtriebwerk zwar erreicht, jedoch ist die Temperaturverteilung aufgrund der kalten Brennraumwände im Einhubtriebwerk eine andere als im gefeuerten Verbrennungsmotor mit heißen Brennraumwänden, bei dem sehr wohl von einer Entflammung in heißen Bereichen nahe der Kolbenoberfläche der Mulde auszugehen ist. Auch sind im motorischen Betrieb die Zündverzugszeiten geringer als am Einhubtriebwerk, bei dem die Zündung ab ca. 700  $\mu$ s einsetzt, was einem Kurbelwinkel von ca. 9° entspricht. Bei den reduzierten Zündverzugszeiten im motorischen Betrieb wird bei Einsetzen der Zündung allerdings eine noch weiter reduzierte Eindringtiefe erreicht, so dass die Zündvorgänge deutlich vor Erreichen der Muldenwand beginnen. Damit dürften die

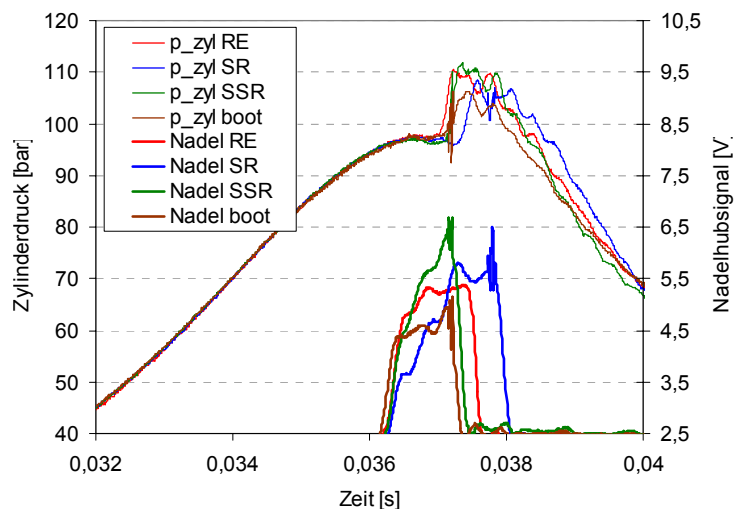


Abbildung 4-24: Zylinderdruck- und Nadelhubverlauf am ETW

am Einhubtriebwerk detektierten Zündorte für die verschiedenen Einspritzverläufe auch für motorische Bedingungen repräsentativ sein.

Die Zylinderdruckverläufe werden aus zwei Gründen nicht für die Auswertung herangezogen. Zum Einen wird die Kinematik des Einhubtriebwerks durch den Zylinderdruck beeinflusst, so dass ab dem Zündzeitpunkt eine leicht abweichende Kolbenbewegung zum Fall ohne Verbrennung, also dem „Schleppdruck“ vorliegt. Zum Anderen ist die Auswertung des Zylinderdrucks mit der Adaption auf 130 mm Kolbendurchmesser nicht sinnvoll. Bei der Adaption sind die beiden Volumina im Bereich des größeren Durchmessers und im Bereich der Verjüngung auf 130 mm so ausgelegt, dass während des Kompressionshubs der gleiche Druck in beiden Volumina vorliegt. Strömungseffekte von einem Volumen zum anderen werden so wirkungsvoll vermieden. Setzt allerdings im Brennraum die Zündung ein, so steigt der Druck in diesem Volumen an und es kommt zu einem Überströmen in das große hinter der Adaption liegende Volumen, da im Bereich der Adaption keine weitere Abdichtung durch Kolbenringe o. Ä. vorgesehen ist.

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurden Untersuchungen zur Einspritzverlaufsformung mit Hilfe eines direktbetätigten Piezo-Einspritzsystems in Verbindung mit einer Druckmodulationseinheit Twin-CR durchgeführt. Ziel war die Abschätzung des Reduktionspotentials hinsichtlich der kritischen Emissionen Ruß und  $\text{NO}_x$  für den Fall einer *off-highway* Anwendung.

Die Literaturrecherche hat ergeben, dass „boot“-förmigen Einspritzverläufen das höchste Potential hinsichtlich der  $\text{NO}_x$ -Emissionsreduzierung bei hohen Lasten insbesondere bei niedrigen Drehzahlen zugesprochen wird. Der Einfluss auf die Rußemissionen wird recht diversifiziert dargestellt. Für hohe Drehzahlen eignen sich dagegen Rampenformen, da durch die bei hoher Drehzahl kürzere zur Verfügung stehende Zeit ein „boot“-förmiger Einspritzverlauf den Verbrennungsschwerpunkt zu weit zu späten Kurbelwinkeln verschiebt, was sich ungünstig auf den spezifischen Brennstoffverbrauch niederschlägt.

Die Untersuchungen wurden in unterschiedliche Teilaspekte gegliedert und an verschiedenen Prüfständen durchgeführt. Nach einer Vorauswahl geeigneter Einspritzratenformen erfolgten motorische Messungen an einem Einzylinder-Forschungsmotor mit 2 l Hubvolumen. Das Kraftstoffverbrauchsmesssystem wurde eingangs der Messungen ertüchtigt, um eine minimale Streuung der Verbrauchsmesswerte sicherzustellen. Hierzu wurde die Kraftstoffhochdruckversorgung modifiziert und die Leckölströme des Injektors und der Proportionalventile der Druckmodulation von den Leckölströmen der beiden CR-Pumpen und der Druckregelventile getrennt. Ergänzt wurde das vorhandene gravimetrische Messsystem zusätzlich durch Messsysteme nach dem Coriolis-Prinzip, die eine zeitaufgelöste Verbrauchsmessung ermöglichen.

Die Untersuchungen am Versuchsmotor wurden mit unterschiedlichen Kolbenmuldengeometrien durchgeführt, um den Einfluss der Brennraumform und die damit verbundene Wirksamkeit der Einspritzratenformung in Abhängigkeit der freien Strahllänge von der Düse bis zur Strahl/Wand-Interaktion beurteilen zu können. In der ersten Messreihe wurde ein Kolben mit W-Mulde und eine Achtloch-Einspritzdüse mit  $126^\circ$  Strahllagenwinkel untersucht. Zum Einsatz kamen eine rechteckförmige Einspritzratenform als Referenz sowie eine schnelle druckmodulierte Rampe mit einer Drucksteigerung von 60 MPa auf 150 MPa vor Injektor innerhalb des Einspritzfensters, die sich in vorangegangenen Untersuchungen als besonders zielführend herausgestellt hatte. Anschließend wurde ein Kolben mit weiter Topfmulde sowie eine Sechslöchdüse mit  $150^\circ$  Strahllagenwinkel bei gleichem hydraulischen Durchfluss installiert. Untersucht wurden zwei Lastpunkte mit 100 % Last bei Nenndrehzahl und 75 % Last bei Nenndrehzahl, die im aktuell relevanten Zyklus die höchste Gewichtung haben. Die Untersuchungen haben gezeigt, dass mit einem Einspritzverlauf in Form der schnellen druckmodulierten Rampe mit beiden Muldengeometrien sehr ähnliche *Trade-offs* herausgefahren werden können. Beim rechteckförmigen Verlauf, bei dem mit beiden Muldenformen schlechtere Emissionswerte als mit der rampenförmigen Einspritzung erzielt werden, wird dagegen ein leicht besserer Ruß/ $\text{NO}_x$ -*Trade-off* mit der Topfmulde gegenüber der W-Mulde erzielt. Die größere freie Strahllänge wirkt sich somit günstiger auf den rechteckförmigen Verlauf aus und kann nicht das Potential der schnellen Rampenform verbessern.

Die Auswahl der Einspritzratenformen umfasste im Fall der folgenden Untersuchungen mit weiter Topfmulde den rechteckförmigen Einspritzverlauf als Referenz, sowie

die Ratenform in Form einer schnellen Rampe. Hinzu kam eine noch schnellere Rampenform, die „sehr schnelle Rampe“, mit auf 100 MPa gesteigertem Anfangsdruck, da langsamere rampenförmige Raten ein reduziertes Potential gezeigt haben. Weiterhin wurde ein „boot“-förmiger Einspritzverlauf mit den gleichen Druckstufen wie bei der sehr schnellen Rampenform untersucht. Ergänzt wurden diese Einspritzratenformen durch eine Kombination des Rechteckverlaufs mit einer frühen Voreinspritzung zur Reduzierung des vorgemischten Anteils der Verbrennung mit dem Ziel der Reduzierung der Stickoxidemissionen. Dies sollte den Vergleich der Wirksamkeit der Einspritzratenformung mittels getakteter bzw. Voreinspritzung im direkten Vergleich zur Ratenformung durch gezielte Beeinflussung der Form der Haupteinspritzung ermöglichen. Weiterhin wurde die „boot“-förmige Haupteinspritzung durch einen identischen Verlauf mit Nacheinspritzung ergänzt, da der „boot“-Einspritzverlauf ein ungünstiges Verhalten hinsichtlich der Rußemissionen aufweist, welche durch den Einsatz einer Nacheinspritzung nachweislich reduziert werden können.

Die Untersuchungen mit weiter Topfmulde wurden in einer weiteren Messreihe wiederholt, um die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse abschätzen zu können. Die Tendenzen aus der ersten Messkampagne konnten gut nachgebildet werden. Durch den Einsatz eines anderen Piezo-Aktuators wurde der Nadelhub in der ersten Stufe des „boot“-förmigen Einspritzverlaufs allerdings reduziert, was zu erhöhtem Rußausstoß aufgrund von Nadelsitzdrosselung bei niedrigen Kraftstoffdrücken geführt hat. Bei der zweiten Messkampagne wurde zusätzlich ein modifizierter Zylinderkopf mit optischem Brennraumzugang durch eine Saphirglas-Sonde verwendet. Mit Hilfe der Sonde wurde ein integrales Lichtleitmesssystem zur Anwendung der Zwei-Farben-Methode appliziert, die eine kurbelwinkeldiskrete Erfassung der im Brennraum vorliegenden Rußmasse sowie -temperatur ermöglicht. Diese Messtechnik sollte die Beurteilung der Einspritzratenformen hinsichtlich ihrer Wirkmechanismen ermöglichen, um die Schadstoffreduktionspotentiale anhand der Schadstoffentstehungsmechanismen und des Einflusses der Einspritzratenform interpretieren zu können.

Die Untersuchungen zeigten, dass mit Hilfe der Einspritzratenformung ein Ausbrechen aus dem Ruß/NO<sub>x</sub>-Trade-off bei konstantem spezifischen Brennstoffverbrauch möglich ist. Dabei zeigte der „boot“-förmige Einspritzverlauf ein hohes Reduktionspotential der Stickoxide bei konstantem spezifischen Brennstoffverbrauch bei einer gravierenden Verschlechterung der Rußemissionswerte. Mit Hilfe der rampenförmigen Verläufe war dagegen eine Reduzierung der NO<sub>x</sub>-Werte bei konstantem spezifischen Brennstoffverbrauch und gleichzeitiger Reduzierung der Rußemissionen möglich. Durch die Nacheinspritzung in Verbindung mit der „boot“-Ratenform konnte die Rußemission reduziert werden, allerdings nicht in zufriedenstellendem Umfang, so dass keine Verbesserung der Rußemissionen gegenüber dem rechteckigen Verlauf erzielt werden konnte. Jedoch zeigte der „boot“-Verlauf mit Nacheinspritzung ein deutliches NO<sub>x</sub>-Reduktionspotential bei konstantem spezifischen Brennstoffverbrauch und Rußausstoß. Durch den Einsatz einer Voreinspritzung in Verbindung mit dem Rechteck-einspritzverlauf konnten im 75 % Lastpunkt Emissionswerte vergleichbar derer mit einer schnellen Rampenform erzeugt werden.

Neben den motorischen Untersuchungen ist eine hydraulische Vermessung der Einspritzratenformen an einem Einspritzverlaufsindikator (EVI) erfolgt. Hierdurch war die Charakterisierung der Einspritzratenformen möglich. Die Kenntnis der zeitaufgelösten Einspritzrate ist für die Beurteilung der Ratenformen mit Ratenbegrenzung im frühen Stadium der Einspritzung erforderlich. Es konnte in Verbindung mit den motorischen Messungen anhand des verschiedenartigen Verhaltens zweier unterschiedlicher Piezo-Aktuatoren gezeigt werden, dass beim „boot“-Verlauf eine Drosselung des Durch-

flusses am Nadelsitz durch reduzierten Nadelhub zu einem ungünstigen Verhalten mit stark ansteigender Rußemission führt.

Zusätzlich wurden die geformten Haupteinspritzungen an einer schnellen Kompressionsmaschine optisch untersucht. Es wurden Versuche mit zwei optischen Messsystemen zur getrennten Detektion der flüssigen Kraftstoffphase mit Hilfe einer Mie-Streulichttechnik sowie der flüssigen und gasförmigen Phase mit Hilfe einer Schlierenoptik durchgeführt. Hierzu wurde der Zylinderkopfeinsatz im Einhubtriebwerk derartig modifiziert, dass eine Injektorheizung appliziert werden konnte, durch deren Einsatz in allen Untersuchungen am Motor und am ETW gleiche Injektor- und Düsens Temperaturen sowie Kraftstofftemperaturen in der Düse gewährleistet werden konnten. Hinsichtlich des Kompressionsdrucks und der Kompressionstemperaturen wurden am Einhubtriebwerk die Bedingungen des 75 % Lastpunkts in guter Übereinstimmung nachgebildet.

Die Untersuchungen zeigten sehr unterschiedliche Strahleindringgeschwindigkeiten während der frühen Einspritzphase sowie eine Abhängigkeit des Zündverzugs von der frühen Einspritzratenbegrenzung. Durch die verschiedenen Strahleindringgeschwindigkeiten erfolgte die Zündung an variierenden Brennraumorten, allerdings immer fern von der Brennraumwand. Die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flammen und damit die Durchmischung mit der zur Verfügung stehenden Brennraumluft, die für die Rußoxidation ausschlaggebend ist, waren stark vom eingebrachten Strahlimpuls abhängig und korrelierten gut mit den Ergebnissen der motorischen Messungen.

Das Potential der Einspritzratenformung konnte somit bestätigt werden, wobei die optischen Untersuchungen zu einem besseren Verständnis der Wirkmechanismen beigetragen haben.

Für die kommenden Emissionsrichtlinien wird die Formung der Einspritzrate voraussichtlich weiter an Bedeutung gewinnen, da absehbar ist, dass auch im *off-highway* Sektor transiente Messzyklen Einzug erhalten werden. Dadurch wird die Optimierung durch die wechselnden Bedingungen bei Lastsprüngen insbesondere in Verbindung mit Abgasrückführung erschwert, wenn ein starkes Ansteigen der Rußemissionen in diesen Betriebszuständen vermieden werden soll. Frühere Einspritzzeitpunkte in Verbindung mit Einspritzratenformen mit reduzierter Rate im frühen Einspritzstadium könnten hier einen Weg bieten, ohne die NO<sub>x</sub>-Emissionen gravierend zu verschlechtern. Diese können bei Lastsprüngen eingesetzt werden, wenn Aufladesysteme und AGR zu träge auf die geänderte Lastforderung reagieren. Interessant wären in diesem Zusammenhang insbesondere Untersuchungen mit Abgasrückführung, um die gegenseitige Beeinflussung der AGR in Verbindung mit der Ratenformung abzuschätzen. Dies ist gerade aus Sicht zukünftiger Emissionsgrenzen zwingend erforderlich.

Die Erfüllung der kommenden Emissionsgrenzwerte wird ohne Einsatz aufwändigerer Einspritzsysteme nur mit erhöhtem apparativem Aufwand auf der Abgasnachbehandlungsseite zu realisieren sein. Da diese Nachbehandlungsmaßnahmen ihrerseits einen beträchtlichen Kostenfaktor darstellen, wird die Akzeptanz für noch anspruchsvollere Einspritzsysteme auch in Zukunft steigen. Zusätzlich muss der innermotorischen Prozess verbessert werden, da auch mit dem Einsatz von Abgasnachbehandlungsmaßnahmen aufgrund der begrenzten Konvertierungsraten der Nachbehandlungssysteme die Motorrohmissionen reduziert werden müssen. Deshalb sind weitere Untersuchungen bezüglich der Einspritzverlaufsformung mit Einspritzsystemen erhöhter Freiheitsgrade, höherer Kraftstoffdrücke und insbesondere mit der Eignung zur druckmodulierten Ratenerzeugung notwendig. Hierzu müssen experimentelle



Einspritzsysteme weiterentwickelt und eingesetzt werden, welche die notwendige Flexibilität und Spreizung der darstellbaren Parameter zur Verfügung stellen. Insbesondere die Anforderungen hinsichtlich eines gesteigerten maximalen Kraftstoffdrucks sowie der Ratenformung mittels Mehrfacheinspritzung und Formung der Haupteinspritzung müssen erfüllt werden.

## 6 Literaturverzeichnis

- AGF97 Arcoumanis, C., Gavaises, M., French, B., *Effect of Fuel Injection Processes on the Structure of Diesel Sprays*, SAE970799, 1997
- APM04 Argueyrolles, B., Passerel, D., Maligne, D., *Influence of the Nozzle Geometry on Diesel Injector Flow: a Computational Approach*, Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, Valencia, 2004
- ArA97 Arai, M., Amagai, K., *Dynamic Behavior of Multi-Stage Injection Diesel Spray*, SAE970044, International Congress and Exposition, Detroit, MI, 1997
- AVL02 AVL List GmbH, *Gerätehandbuch AVL 415S Rauchwertmessgerät - Variable Sampling Smoke Meter*, Identnr. AT0699D, Revision 06, Graz, 2002
- AVL02b AVL List GmbH, *Bedienungsanleitung AVL IndiCom Version 1.2*, Identnr. AT0902D, Graz, 2002
- AVL03 AVL List GmbH, *Gerätehandbuch AVL 442 Blow By Meter*, Identnr. AT1239D, Revision 01, Graz, 2003
- AVL03b AVL List GmbH, *Concerto 3.6 Product Guide*, 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
- AVL99 AVL List GmbH, *Bedienungsanleitung AVL 670 Indimaster Compact*, Identnr. AT0463D, Revision 03, Graz, 1999
- Bas04 van Basshuysen, R., Schäfer, F., *Lexikon Motorentchnik – der Verbrennungsmotor von A bis Z*, 1. Auflage, Vieweg Verlag, Braunschweig, Wiesbaden, 2004
- BaR61 Baker, H. D., Ryder, E. A., *Temperature Measurement in Engineering*, Band 2, John Wiley and Sons, 1961
- Bau03 Baumgarten, C.: *Modellierung des Kavitationseinflusses auf den primären Strahlzerfall bei der Hochdruck-Dieseleinspritzung*, Dissertation, Universität Hannover, 2003
- 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, 1999
- BeD02 Bergstrand, P., Denbratt, I., *The Effects of Leaner Charge and Swirl on Diesel Combustion*, SAE2002-01-1633
- BiS99 Binder, K., Schwarz, V. *Common-Rail und Pumpe-Leitung-Düse, ein Vergleich moderner Einspritzsysteme*, Motorische Verbrennung Haus der Technik e. V., Essen, 1999

- Bos02 Robert Bosch GmbH, *Dieselmotor-Management*, Vieweg Verlag, Braunschweig, Wiesbaden, 2002
- BPM05 Benajes, J., Payri, R., Molina, S., Soare, V., *Investigation of the Influence of Injection Rate Shaping on the Spray Characteristics in a Diesel Common Rail System Equipped with a Piston Amplifier*, Journal of Fluids Engineering, Vol. 127 / P. 1102-1110, Transactions of the ASME, 2005
- BPP04 Benajes, J., Pastor, J. V., Payri, R., Plazas, A. H., *Analysis of the Influence of Diesel Nozzle Geometry in the Injection Rate Characteristic*, Journal of Fluids Engineering, Vol. 126 / P. 63-71 Transactions of the ASME, 2004
- BSS00 Boulouchos, K., Stelber, H., Schubinger, R., Eberle, M. K., Lutz, T., *Optimierung von Arbeits- und Brennverfahren für größere Dieselmotoren mit Common-Rail Einspritzung – Teil 2: Nutzfahrzeugmotoren*, Motortechnische Zeitschrift 61, S. 336-344, 2000
- Bus01 Busch, R., *Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Dieseleinspritzdüsen*, Dissertation, Universität Hannover, 2001
- BYK02 Bae, C., Yu, J., Kang, J., Kong, J., Lee, K. O., *Effect of Nozzle Geometry on the Common-Rail Diesel Spray*, SAE2002-01-1625, 2002
- CJG02 Chmela, F., Jager, P., Gill, W., *Einspritzratenregelung durch druckmoduliertes Common Rail System, Informationstagung Motoren*, Abschlussbericht über das FVV Vorhaben 067190, Frankfurt, 2002
- CJH99 Chmela, G., Jager, P., Herzog, P., Wirbeleit, F., *Emissionsverbesserung an Dieselmotoren mit Direkteinspritzung mittels Einspritzverlaufsformung*, Motortechnische Zeitschrift 60, S. 552-558, 1999
- DBM04 Desantes, J. M., Benajes, J., Molina, S., González, *The modification of the fuel injection rate in heavy-duty diesel engines, Part 1: Effects on engine performance and emissions*, Applied Thermal Engineering 24, 2701-2714, 2004
- DBM04b Desantes, J. M., Benajes, J., Molina, S., González, *The modification of the fuel injection rate in heavy-duty diesel engines, Part 2: Effects on combustion*, Applied Thermal Engineering 24, 2715-2726, 2004
- DBR04 Desantes, J. M., Benajes, J., Riesco, J. M., De Rudder, K., *The Influence of Injection Pressure, Boost Pressure, and EGR on Emissions and Fuel Consumption of a Heavy Duty Diesel Engine*, F2004V276, FISITA World Automotive Congress, Barcelona, 2004
- 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, S. 107-123, Aachen, 2003
- Dor00 Dorer, F., *Kompressionsmaschine zur Simulation von Brennraumvorgängen in Wasserstoffgroßdieselmotoren*, Dissertation, Technische Universität München, 2000
- DSN02 Dodge, L. G., Simescu, S., Neely, G. D., Maymar, M. J., Dickey, D. W., Savonen, C. L., *Effect of Small Holes and High Injection Pressures, on Diesel Engine Combustion*, SAE2002-01-0494, SAE 2002 World Congress, Detroit, MI, 2002, Reprinted from: Diesel Fuel Injection and Sprays 2002 (SP-1696)
- DWF99 Dec, J. E., Westbrook, C. K., Flynn, P. F., Durrett, R. P., Hunter, G. L., Zur Loye, A., Akinyemi, O. C., *Diesel Combustion – An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics and Empirical Validation*, SAE1991-01-0509, 1999
- Eis03 Eisen, S. M., *Visualisierung der Dieselmotorischen Verbrennung in einer schnellen Kompressionsmaschine*, Dissertation, Technische Universität München, 2003
- FCS96 Farrell, P. V., Chang, C. T., Su, T. F., *High Pressure Multiple Injection Spray Characteristics*, SAE960860, 1996
- FDH99 Flynn, P. F., Durrett, R. P., Hunter, G. L., zur Loye, A. O., Akinyemi, O. C., Dec, J. E., Westbrook, C. K., *Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics, Chemical Kinetics and Empirical Validation*, SAE1999-01-0509, International Congress and Exposition, Detroit MI, 1999, Reprinted from: Processes of Diesel Combustion (SP-1444)
- Fel01 Fettes, C., Leipertz, A., *Potentials of a Piezo-Driven Passenger Car Common-Rail System to Meet Future Emission Legislations – An Evaluation by Means of In-Cylinder Analysis of Injection and Combustion*, SAE2001-01-3499, 2001
- Fet01 Fettes, C., *Untersuchung zur Common-Rail Einspritzung für PKW-Dieselmotoren mittels kombinativer Applikation optischer Messtechniken*, Dissertation, Technische Universität Erlangen-Nürnberg, 2002
- 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, S. 107-119, London, 2002,
- GCJ03 Gill, D., Chmela, F., Jager, P., *The emissions and performance potential of a pressure modulated common rail injection system an a heavy duty diesel engine*, ImechE-Tagungsbericht Fuel injection System, S. 107-119, London, 2002
- GHS03 Grütering, U. F., Herrmann, O. E., Schönfeld, S., Pischinger, S., *Stickoxidminderung beim NFZ-Dieselmotor*, Aachener Symposium um Fahrzeug und Motorentechnik 2003, S. 291-307

- GKK04 Gärtner, U.; Koch, T.; König, G.: *Analyse des dieselmotorischen Verbrennungsprozesses zur Potentialbewertung flexibler Einspritzverlaufsformung*, 6. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, S. 7-19, Baden-Baden, 2004
- HAT89 Hiroyasu, H., Arai, M., Tabata, M., *Empirical Equations for the Sauter Mean Diameter of a Diesel Spray*, SAE890464, International Congress and Exposition, Detroit, MI, 1989
- HBG04 Hummel, K.; Böcking, F.; Groß, J.; Stein, J. O.; Dohle, U.: *3. Generation Pkw-Common-Rail von Bosch mit Piezo-Inline-Injektoren*, Motortechnische Zeitschrift 65, 180-189, 2004
- HBK01 Hlousek, J.; Bernhaupt, M.; Kögler, B.: *Electronically Controlled Injection Rate Shaping for Medium Speed Diesel Engines*, 23<sup>rd</sup> CIMAC-congress, Hamburg, 2001
- HDD04 Hammer, J., Dürnholz, M., Dohle, U., Entwicklungstrends bei Einspritzsystemen für PKW-Dieselmotoren, Dieselmotorentechnik 2004, TAE, expert-Verlag, Esslingen, 2004
- Hey88 Heywood, J.B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*, ISBN 0-07-100499-8, McGraw Hill International Editions, New York, 1988
- HHM92 Hesse, A., Hötger, M.; Mayr, B., Die Integrale Lichtleit-Messtechnik (ILM): *Ein neuer Weg zur Erfassung von Verbrennungsvorgängen bei direkteinspritzenden Dieselmotoren*, 13. Internationales Wiener Motorsymposium, Wien, 1992
- HiA90 Hiroyasu, H., Arai, M., *Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines*, SAE900475, International Congress and Exposition, Detroit, MI, 1990
- HMK97 Hung, C. C., Martin, J. K., Koo, J.-Y., *Injection Pressure Effects Upon Droplet Behavior in Transient Diesel Sprays*, SAE970053, International Congress and Exposition, Detroit, MI, 1997
- Hor96 HORIBA Europe GmbH, *Bedienungsanleitung: MEXA-7000 Serie Abgas-Analysesystem*, 4. Ausgabe, Version 1.2, HORIBA Europe GmbH, Sulzbach 1996
- Hou04 Hountala, Di., *Controlling Nitric Oxide and Soot in Heavy Duty Diesel Engines using Internal Measures*, F2004F262, Fisita World Automotive Congress, Barcelona, 2004
- HuV01 Huhtala, K., Vilenius, M., *Study of a common rail fuel injection system*, SAE2001-01-3184, Tempere University of Technology Institute of Hydraulics and Automation
- HWX00 Han, J.-S., Wang, T. C., Xie, X. B., Lai, M.-C., Henein, N. A., Harrington, D. L., Pinson, J., Miles, P., *Dynamics of Multiple-Injection Fuel Sprays in a Small-bore HSDI Diesel Engine*, SAE2000-01-1256
- IAV01 IAV GmbH, *Einspritzverlaufsindikator (EVI – IAV)*, Technische Beschreibung, Gifhorn, 2001

- 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, S. 118-136, 2002
- KCL02 Kennaird, D. A., Crua, C., Lacoste, J., Heikal, M. R., Gold, M. R., Jackson, N. S., *In-Cylinder Penetration and Break-Up of Diesel Sprays Using a Common-Rail Injector*, SAE 2002-01-1626
- KFM01 Kracke, T.; Fengler, H.P.; Müller, P.; Barsun, N.: *FI<sup>2</sup>RE – Ein Entwicklungssteuergerät für flexible Einspritzung und Zündung*, MTZ 62, 36-39, 2001
- KKK04 Kull, E., Klühl, G., Krüger, G., Fenzl, J., *Einfluss des einspritzbedingten Druckaufbaus auf die Strahlbildsymmetrie*, Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Haus der Technik, S. 50-60, Berlin, 2004
- KMM01 Kropp, M., Mangel, 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, S. 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
- KTM00 Kohketsu, S., Tanabe, K., Mori, K., *Flexibly Controlled Injection Rate Shape with Next Generation Common Rail System for Heavy Duty DI Diesel Engines*, SAE2000-01-0705, Reprinted from Advances in Diesel Fuel Injection and Sprays (SP-1498), 2000
- KuK04 Kull, E., Krüger, G., *Correlation of Spray Symmetry with Mass and Momentum Distribution of Multihole Diesel Nozzles*, Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, Valencia, 2004
- LaZ94 Ladommatos, N., Zhao, H., *A Guide to Measurement of Flame Temperature and Soot Concentration in Diesel Engines Using the Two-Colour-Method Part I: Principles*, SAE Technical Paper 941956, 1994
- LiP01 Lings, A., Pfeifer, A., *Hochleistungsdieselmotor Euro IV; Darstellung des Euro IV Emissionsniveaus durch innermotorische Maßnahmen*, BMBF Forschungsvorhaben, Abschlussbericht, Deutz AG, Köln, 2001
- LWK05 Leuteritz, U., Weigand, A., Krüger, G., Wezlowski, K., *Grundsatzuntersuchungen zum Emissionspotential von Einspritzdüsen mit hohem Wirkungsgrad*, Motorische Verbrennung VII, Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze VII. Tagung, S. 19-30 München, 2005
- MaF01 *Mayinger, F., Feldmann, O., Optical Measurements - Techniques and Applications; 2nd edition*, Springer-Verlag Berlin, 2001

- Mah02 Mahr, B.: *Potential of a Flexible High-Pressure Fuel Injection System for Heavy Duty Diesel Engines*, ImechE-Conference - Fuel Injection Systems, S. 11-20, London, 2002,
- MCT04 Müller, S.; Czerny, L.; Teetz, C.: *Technologien zur Erfüllung zukünftiger Abgasemissionsvorschriften für Großdieselmotoren in Off-Highway-Anwendungen*, 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik, Aachen, 2004
- MEB04 MacLachlan, B. J., Elvin, N., Blaurock, C., Keegan, N. J., *Piezoelectric valve actuator for flexible diesel operation*, Smart Structures and Materials 2004, Proceedings of SPIE, Vol. 5388, 2004
- MKK04 Michels, U., Krüger, C., König, G., Blessing, M., Schwarz, V., Merker, G. P., *Analysis of the Influence of the Injection Strategy on Cavitating Nozzle Flow, Spray and Combustion in a Heavy Duty Truck Engine. Effects on Spray and Mixture Formation.*, Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, Valencia, 2004
- Mol02 Mollenhauer, K., *Handbuch Dieselmotoren*, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2002
- MoR96 Montgomery, D. T., Reitz, R. D., *Six-Mode Cycle Evaluation of the Effect of EGR and Multiple Injections on Particulate and NOx Emissions from a D.I. Diesel Engine*, SAE960316, International Congress and Exposition, Detroit, MI
- MSS04 Merker, G. P., Schwarz, C., Stiesch, G., Otto, F., *Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*, 2. Auflage, B. G. Teubner Verlag, Stuttgart, Leipzig, Wiesbaden, 2004
- MuM02 Mueller, C. J., Martin, G. C., *Effects of Oxygenated Compounds on Combustion and Soot Evolution in a DI Diesel Engine: Broadband Natural Luminosity Imaging*, SAE2002-01-1631, 2002
- MuS04 Murphy, J. J., Shaddix, C. R., *Influence of scattering and probe-volume heterogeneity on soot measurements using optical pyrometry*, Combustion and Flame 143 / P. 1-10, 2005
- MWK01 Morgan, R., Wray, J., Kennaird, D. A., Crua, C., Heikal, M. R., *The influence of Injector Parameters on the Formation and Break-Up of a Diesel Spray*, SAE2001-01-0529, International Congress and Exposition, Detroit, MI, Reprinted from Diesel Fuel Injection and Spray Technology (SP1583)
- MYK04 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, S. 46-59, Essen, 2001
- NNI04 Namekawa, S.; Nakano, R.; Ishida, H.: *Development of New Common Rail Fuel Injection System for the Latest Developed MHI MARK-30B Engine*, 24<sup>th</sup> CIMAC-congress, Kyoto, 2004

- NST98 Nishimura, T., Satoh, K., Takahashi, S., Yokota, K., *Effects of Fuel Injection Rate on Combustion and Emission in a DI Diesel Engine*, SAE981929, Future Transportation Technology Conference and Exposition, Costa Mesa, CA, Reprinted from: Electronic Diesel and Gasoline Fuel Injection Technology (SP-1376), 1998
- Ofn01 Ofner, B., *Dieselmotorische Kraftstoffzerstäubung und Gemischbildung mit Common-Rail Einspritzsystemen*, Dissertation, Technische Universität München, 2001
- PaR98 Patterson, M. A., Reitz, R. D., *Modelling the Effects of Fuel Spray Characteristics on Diesel Engine Combustion and Emission*, SAE980131
- PBP02 Payri, F., Benajes, J., Pastor, J. V., Molina, S., *Influence of the Post-Injection Pattern, on Performance, Soot and NOx-Emission in a HD-Diesel Engine*, SAE 2002-01-0502, SAE 2002 World Congress, Detroit, MI, 2002, Reprinted from: Diesel Fuel Injection and Sprays 2002 (SP1696)
- PSJ88 Pischinger, F., Schulte, H., Jansen, J., *Grundlagen und Entwicklungslinien der dieselmotorischen Brennverfahren*, VDI Berichte Nr. 14, VDI Verlag Düsseldorf, 1988
- PKS04 Predelli, O.; Kracke, T.; Schmidt, W.; Meyer, S.: *F<sup>2</sup>RE – Neues Steuermodul für Piezoinjektoren*, MTZ 65, 36-42, 2004
- PrH80 Prescher, K., Heinrich, G., *Spektrometrische Messverfahren zur Untersuchung der Verbrennung im Dieselmotor*, VDI-Berichte 370, VDI, 1980
- PSW01 Philipp, C., Schneemann, A., Willmann, M. Kurreck, M. *Advanced Optimisation of Common-Rail Diesel Engine Combustion*, CIMAC Congress 2001, Hamburg, S. 302-309, 2001,
- RiL02 Ricaud, J.C.; Lavoisier, F.: *Optimizing the Multiple Injection Settings on an HSDI Diesel Engine*, THIESEL, Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, Valencia, 2002
- RiR96 Ricart, L. M., Reitz, R. D., *Visualization and Modeling of Pilot Injection and Combustion in Diesel Engines*, SAE960833, International Congress and Exposition, Detroit, MI, 1996
- RKS05 Ruhkamp, L., Krüger, M., Schönfeld, S., *Maßnahmen zur weiteren Senkung der Rohemissionen von Nfz-Dieselmotoren*, 26. Internationales Wiener Motorensymposium 2005, Wien, 2005
- Rum94 Rumphorst, M.: *„Konzeption eines elektronischen Hochdruck-Dieseleinspritzsystems“*, Motortechnische Zeitschrift 56, S. 142-148, 1995
- Rum95 Rumphorst, M.: *„Ein neues elektronisches Hochdruck-Einspritzsystem für Dieselmotoren“*, Dissertation, Universität Hannover, 1994
- SBB01 Schubinger, R., Bertola, A., Boulouchos, K., *Influence of EGR on Combustion and Exhaust Emissions of Heavy Duty DI-Diesel Engines Equipped with Common-Rails Injection Systems*, SAE 2001-01-3497



- SBE02 Schubiger, R.A.; Boulouchos, K.; Eberle, M.K.: *Rußbildung und Oxidation bei der dieselmotorischen Verbrennung*, MTZ 63, 342-353, 2002
- Sch04 Schwarz, V., *Fuel Injection Systems for Future Medium Duty and Heavy Duty Low Emission Diesel Engines*, F2004F435, Fisita World Automotive Congress, Barcelona, 2004
- SDS02 Seiffert, A., Diezemann, M., Sommer, A., Kahrstedt, J., *Integrale Lichtleit-Messtechnik (ILM) und Abbildende Lichtleit-Messtechnik (ALM) – moderne optische Werkzeuge für die Brennverfahrensentwicklung*, Haus der Technik e. V., Essen, 2002
- See04 Seebode, J., *Dieselmotorische Einspritzratenformung unter dem Einfluss von Druckmodulation und Nadelsitzdrosselung*, Dissertation, Universität Hannover, 2004
- SES03 Schittler, M., Ebner, J., Schäfer, A. *SCR als optimaler Technologiepfad für Euro 4/5 – Wie ist er begehbar?* Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik 2003; S. 271-290, 2003
- SFN95 Su, T. F., Farrell, P. V., Nagarajan, R. T., *Nozzle Effect on High Pressure Diesel Injection*, SAE950083, 1995
- SKB01 Schwarz, V., König, G., Blessing, M., Busch, R., *Einfluss verschiedener Einspritzsysteme auf die Einspritzstrahlausbildung, Gemischbildung und Verbrennung bei Heavy-Duty Dieselmotoren*, Tagung im Haus der Technik Motorische Verbrennung, Essen, S. 31-39, 2001
- SMR04 Stegemann, J.; Meyer, S.; Rölle, T.; Merker, G.P.: *Einspritzsystem für eine vollvariable Verlaufsformung*, MTZ 65, 114-118, 2004
- SPL05 Schmücker, J., Pischinger, S., Kaumen, H. J., Krüger, M., *Möglichkeiten zur Einspritzverlaufsformung bei NFZ-Motoren*, Haus der Technik, München, 2005
- SPR96 Su, T. F., Patterson, M. A., Reitz, R. D., Farrell, P. V., *Experimental and Numerical Studies of High Pressure Multiple Injection Sprays*, SAE 960861, 1996
- SSB03 Stöcklein, W., Sugg, B., Boecking, F., *Wechselseitiger Einfluss von Piezoaktor und Injektor*, 5. Dresdner Motorenkolloquium. S. 151-159, Dresden, 2003
- SST98 Chuckert, M., Schulze, L., Tschöke, H., *Zur Auslegung von Common-Rail-Diesel-Einspritzsystemen*, Motortechnische Zeitschrift 59, S. 800-806, 1998
- StD96 Strobel, M., Dürnholz, M., *Schadstoffminderungspotential hochaufgeladener Nfz-DI-Dieselmotoren*, Bericht aus der Tätigkeit der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V., Ausgabe 6, S. 0336ff, 1996
- Ste04 Stegemann, J., *Dieselmotorische Einspritzverlaufsformung mit piezoaktuiertem Experimentaleinspritzsystem*, Dissertation, Universität Hannover, 2004
- Sti03 Stiesch, G., *Modelling Engine Spray and Combustion Processes*, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 2003,

- Str96 Stobel, M., *Beeinflussung der Schadstoffemission direkteinspritzender Nutzfahrzeug-Dieselmotoren durch innermotorische Maßnahmen*, Dissertation, RWTH Aachen, 1996
- TBW01 Tanner, F. X., Brunner, M., Weisser, G., *A Computational Investigation of Water Injection Strategies for Nitric Oxide Reduction in Large-Bore DI Diesel Engines*, SAE2001-01-1069, SAE 2001 World Congress, Detroit, MI, Reprinted from: Diesel Fuel Injection and Spray Technology (SP-1583), 2001
- TFL01 Taschek, M., Fettes, C., Leipertz, A., *Analysis of the Combustion Process in a Heavy-Duty Transparent Diesel Engine Equipped with 4-Valve Cylinder Head and Common Rail Injection System*, SAE2001-01-3181, 2001
- 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
- TKN05 Tanabe, K., Kohketsu, S., Nakayama, S., *Effect of Fuel Injection Rate Control on Reduction of Emissions and Fuel Consumption in a Heavy Duty DI Diesel Engine*, SAE2005-01-0907, International Congress and Exposition, Detroit, MI, Reprinted from Diesel Fuel Injection and Sprays 2005
- 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
- VeD97 Velji, A., Dankert, B., *Verbrennungsentwicklung mit einem Common-Rail-Einspritzsystem*, Sonderausgabe der Motortechnischen Zeitschrift MTZ, Die neuen Motorbaureihen 2000 und 4000 von MTU und DDC, 1997
- Wac95 Wachter, W., *Untersuchungen zum Emissionsverhalten von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren*, VDI Fortschrittbereiche, Reihe 12, Nr. 266, VDI Verlag, Düsseldorf, 1995
- WDK04 Winter, J., Dittus, B., Kerst, A., Muck, O., Schulz, R., Vogel, A., *Nozzle Hole Geometry – a Powerful Instrument for Advanced Spray Design*, Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, Valencia, 2004
- WHX03 Wang, T.-C., Han, J.-S., Xie, X.-B., Lai, M.-C., Henein, N.-A., Schwarz, E., Bryzik, W., *Parametric Characterization of High-Pressure Diesel Fuel Injection Systems*, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 125 / P. 412-426, Transactions of the ASME, 2003
- Zha99 Zhang, L., *A Study of Pilot Injection in a DI Diesel Engine*, SAE1999-01-3493, 1999

## 7 Anhang

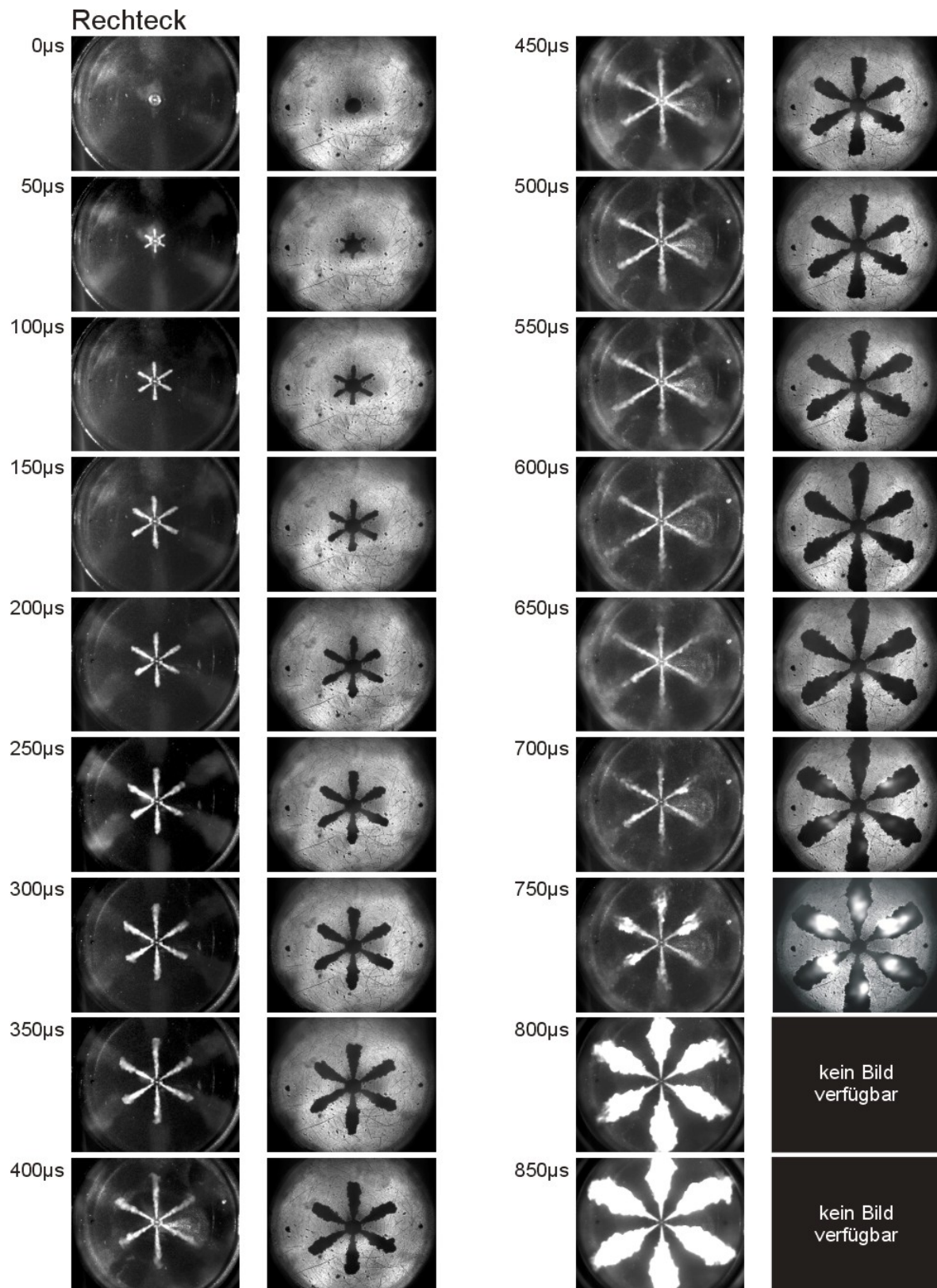


Abbildung 7-1: Brennraumaufnahmen mit Streulicht- und Schlierenmesstechnik für den Rechteck-Einspritzverlauf

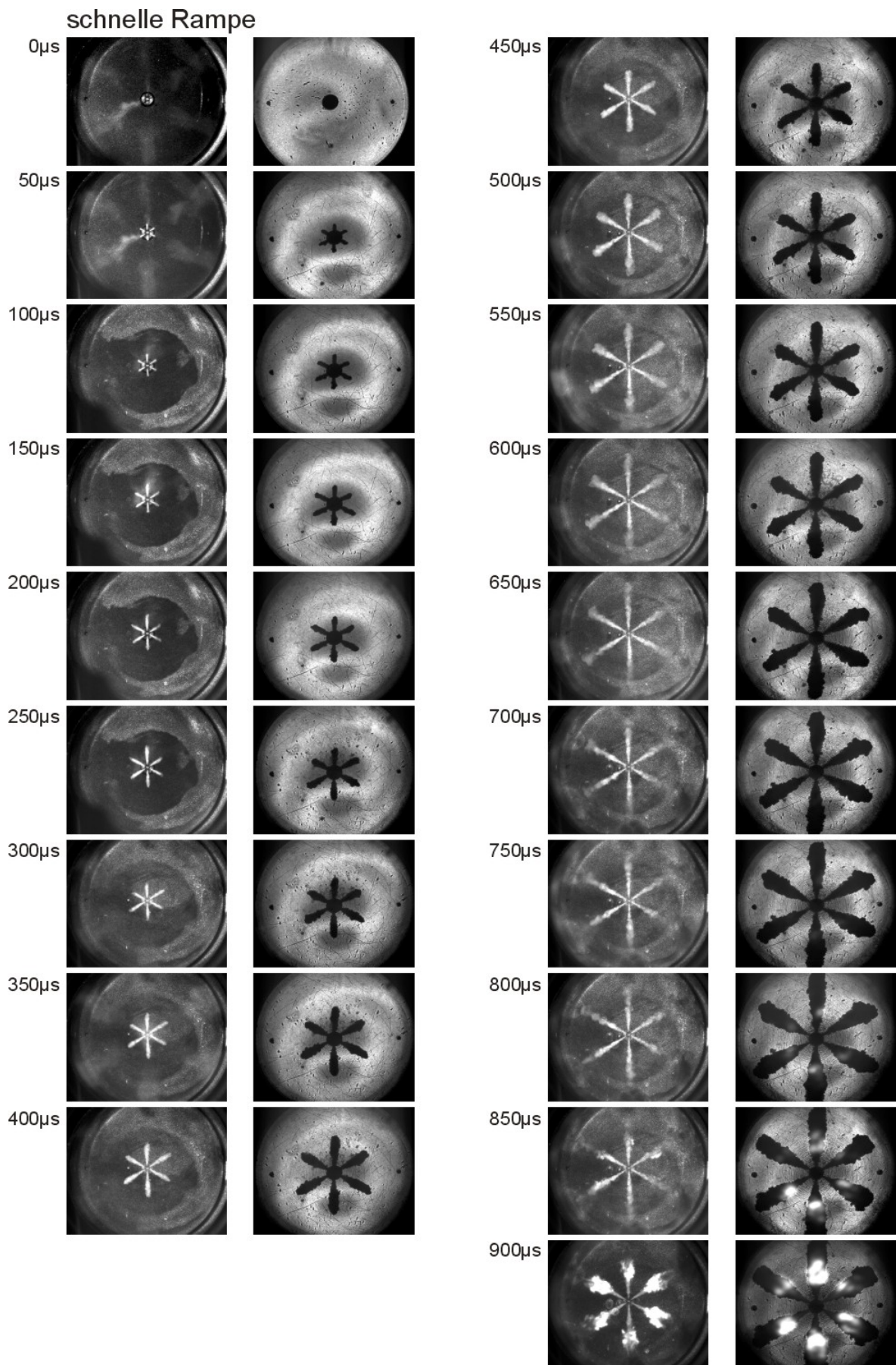


Abbildung 7-2: Brennraumaufnahmen mit Streulicht- und Schlierenmesstechnik für den Einspritzverlauf mit schneller Rampenform

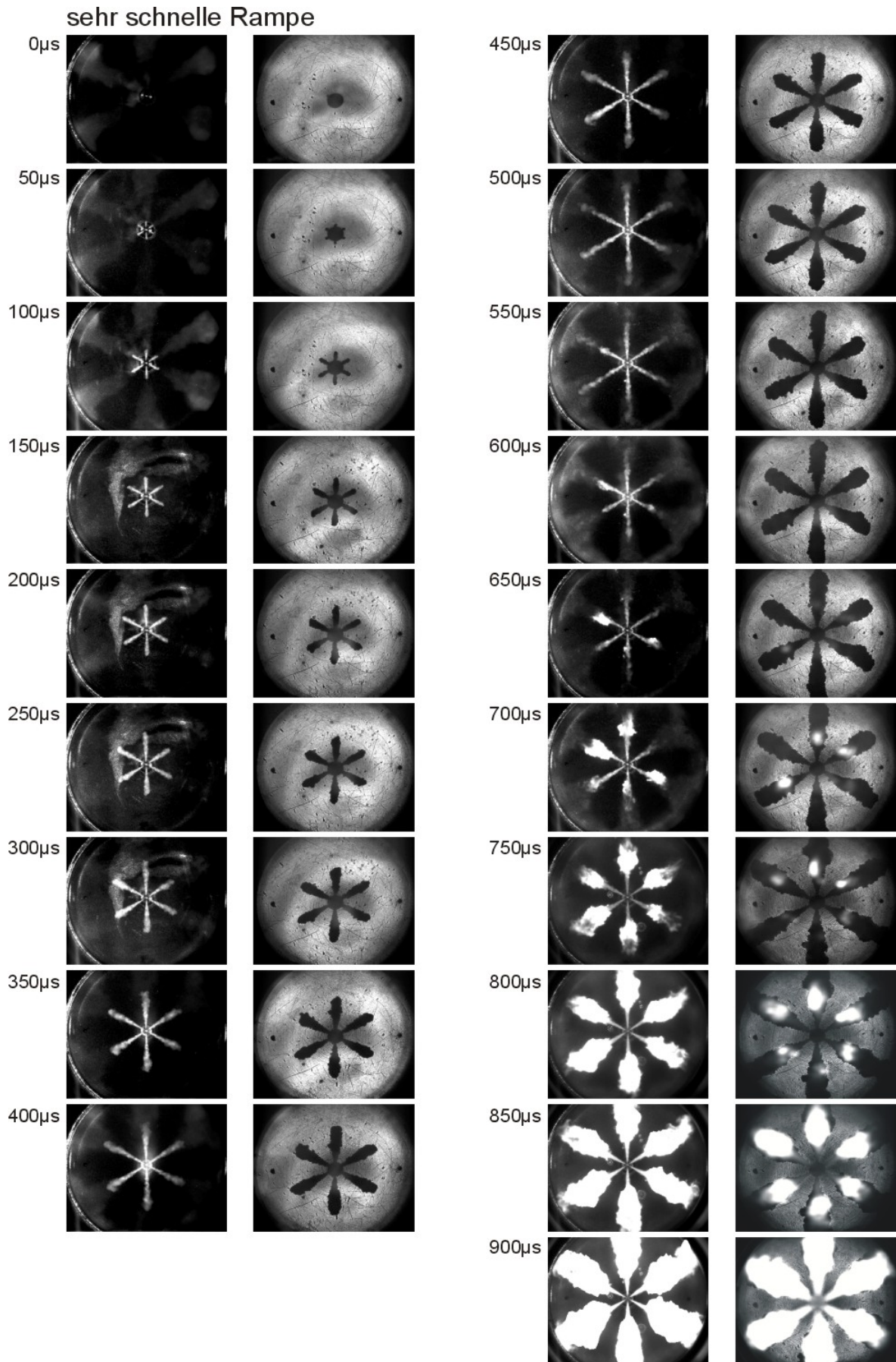


Abbildung 7-3: Brennaufnahmen mit Streulicht- und Schlierenmesstechnik für den Einspritzverlauf mit sehr schneller Rampenform

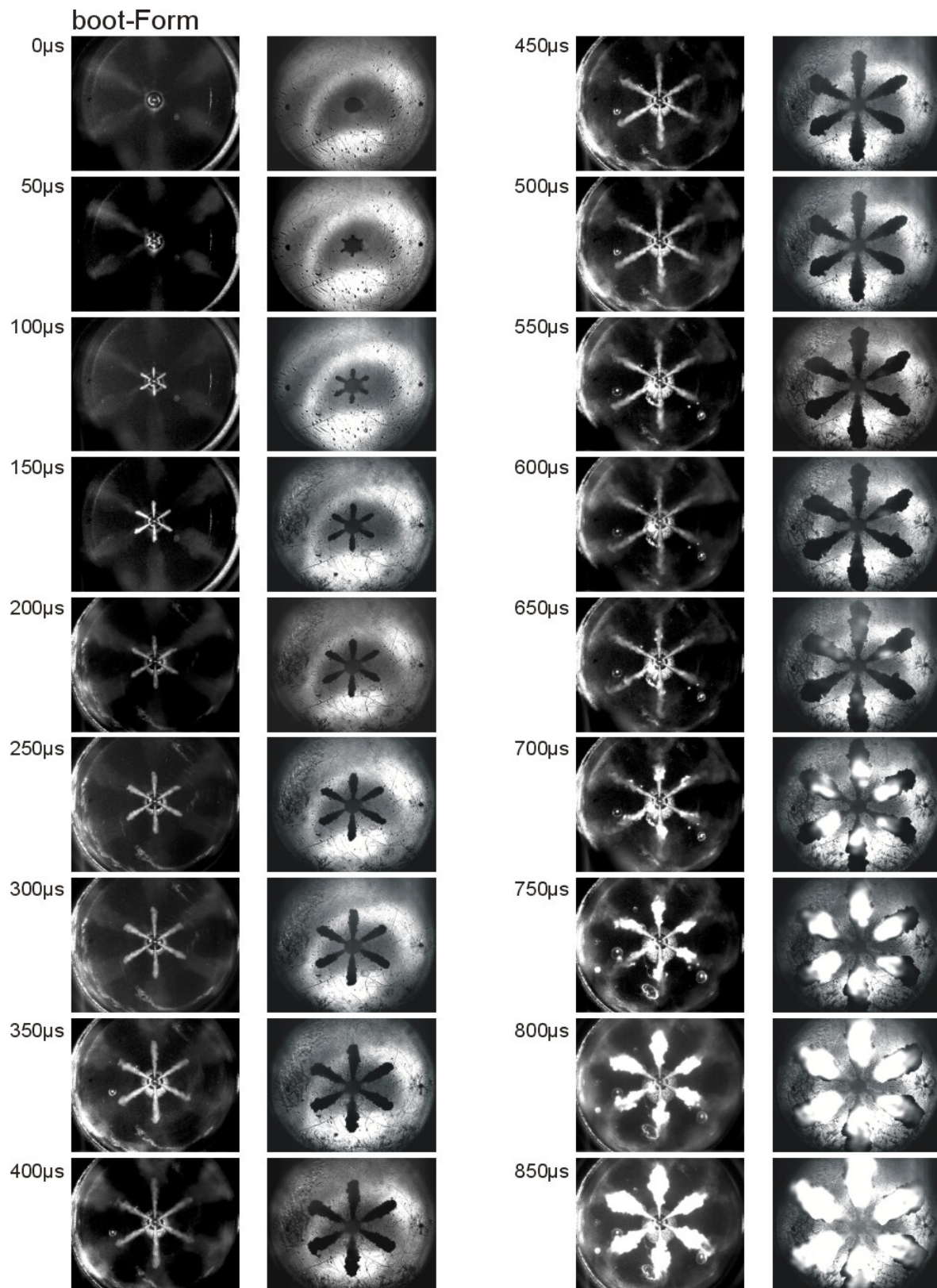


Abbildung 7-4: Brennaufnahmen mit Streulicht- und Schlierenmesstechnik für den Einspritzverlauf mit „boot“-Form

## 8 Lebenslauf

**Name:** Thaddäus Delebinski

**Geburtsdatum:** 24. Mai 1975

**Geburtsort:** Schwientochlowitz, Polen

**Familienstand:** ledig

**Schulbildung:** 06/82 bis 05/86  
Grundschule an der Alfred-Faust-Straße, Bremen

08/86 bis 05/88  
Schulzentrum Obervieland, Bremen

08/88 bis 05/92  
St. Johannis Gymnasium, Bremen

09/92 bis 05/95  
Schulzentrum Huckelriede, Bremen

**Wehrdienst:** 10/95 bis 08/96  
Grundwehrdienst bei der Luftlandemörserkompanie 270

**Universitätsausbildung:** 10/96 bis 10/02  
Maschinenbaustudium an der Universität Hannover

11/02 bis 05/06  
Promotionsstudium am Institut für Technische Verbrennung der Universität Hannover