

**Entwicklung eines neuen dieselmotorischen  
Injektorkonzeptes für zukünftige  
Emissionsgrenzwerte**

Vom Fachbereich Maschinenbau  
der Universität Hannover  
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Heinz Öing  
geboren am 13.04.1970 in Sögel

2000

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

Koreferent: Prof. Dr.-Ing. habil. M. Gietzelt

Tag der Promotion: 30. Juni 2000

---

## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während und neben meiner Tätigkeit im Bereich Forschung und Technik der DaimlerChrysler AG in Stuttgart.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. G. P. Merker vom Institut für Technische Verbrennung für seine fachliche und persönliche Unterstützung bei der Anfertigung dieser Arbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. M. Gietzelt vom Institut für Kältetechnik und Angewandte Wärmetechnik danke ich herzlich für das Interesse an dieser Arbeit und die Übernahme des Korreferates.

Besonderen Dank schulde ich Herrn Dr.-Ing G. Renner von der DaimlerChrysler AG, der durch seine stetige Betreuung und Unterstützung, sowie die zahlreichen Anregungen maßgeblich zur Durchführung dieser Arbeit beigetragen hat.

Ich danke meinen Kollegen, die mich direkt oder indirekt bei dieser Arbeit unterstützt haben und den Studenten, die im Rahmen ihrer Diplomarbeiten bei der Durchführung der Messungen mitgewirkt haben.

Dörpen, im April 2000

## **Kurzfassung**

Der dieselmotorische Verbrennungsprozeß hängt maßgeblich von der Gemischbildung und damit von der Qualität der Einspritzung ab. Mit den heutigen, zeitgesteuerten CR-Einspritzsystemen mit einer indirekten Düsenansteuerung, ist immer nur ein Kompromiß in der Auslegung für den gesamten Lastbereich möglich. Niedrige Abgasemissionen im Teillastbereich erfordern kleine Spritzlöcher, die großen Einspritzmengen in der Vollast können dann jedoch nur mit hohen Einspritzdrücken in einer angemessenen Zeit eingebracht werden.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein neues Injektorkonzept auf Basis einer direktbetätigten, nach außen öffnenden Düse mit einer Piezokeramik als Antriebseinheit entwickelt. Dadurch ergeben sich Vorteile in mehrfacher Hinsicht. Zum einen ist die bei nach innen öffnenden Düsen vorhandene Sitzdrosselung, die während des Nadelöffnens den Einspritzdruck im Düsenloch absenkt, konzeptionell nicht vorhanden, die Einspritzstrahlen besitzen damit einen höheren Impuls, der zu einer verbesserten Gemischbildung führt. Zum anderen ist durch die bei diesem Konzept mögliche Nadelhubsteuerung eine lastabhängige Auslegung verschiedener Düsenlochreihen in einem Injektor realisierbar.

Erst durch den Einsatz von Piezoaktoren als Antriebselement im Einspritzinjektor ist die dafür notwendige, hochgenaue Positionierbarkeit der Düsenadel möglich. Gleichzeitig muß jedoch die Konstruktion des Injektors auf die für Piezokeramiken typischen Eigenschaften abgestimmt werden.

Schlagworte: CR-Einspritzsystem  
Variodüse  
Piezostack

## **Abstract**

The Diesel combustion process depends considerably on the air/fuel mixture and thus on the quality of injection. With the today's, time-controlled CR-Systems with an indirect nozzle control, only a compromise in the application of the complete load range is possible. Low emissions in the partial load range require small nozzle holes. The large fuel quantities in the full load then can only be injected with high injection pressures in an appropriate time.

In the context of this work a new injector concept was developed on basis of a directly actuated, outward opening nozzle with a Piezostack as drive unit. Thus advantages result in several respects. On the one hand the seat throttling existing with inward opening nozzles, which lowers the injection pressure during the needle opening in the nozzle hole, is conceptionally missing, the spray possesses thereby a higher impulse which leads to an improved air/fuel mixture. On the other hand a load-sensitive application of different nozzle sets of holes is realizable in one injector by a precise controlling of the needle lift.

Only by the employment of Piezostacks as actuators in the injector, the highly exact positioning of the needle stroke is possible. At the same time however the construction of the injector must be co-ordinated with the characteristics typical for Piezo-applications.

Key words:       Common Rail injection system  
                      VCO-nozzle  
                      Piezostack

# Inhaltsverzeichnis

<b>I Formelzeichen und Abkürzungen.....</b>	<b>I</b>
<b>1. Einleitung.....</b>	<b>1</b>
<b>2. Stand der Technik .....</b>	<b>3</b>
2.1 Hochdruckeinspritzsysteme .....	4
2.1.1 Verteilereinspritzpumpe .....	4
2.1.2 Pumpe Düse Einheit.....	5
2.1.3 Common-Rail Einspritzsystem .....	7
2.2 Düsenkonzepte.....	9
2.2.1 Innenöffnende Düsen .....	9
2.2.2 Außenöffnende Düsen.....	11
2.3 Antriebskonzepte .....	12
2.3.1 Indirekt betätigte Injektoren.....	13
2.3.2 Direkt betätigte Injektoren .....	14
2.4 Meßtechnik .....	16
2.4.1 Einspritzprüfstand.....	17
2.4.2 Gesamtstrahlkammer.....	20
2.4.3 Transparentaggregat .....	23
<b>3. Einflußfaktoren auf den dieselmotorische Verbrennungsvorgang .....</b>	<b>26</b>
3.1 Einspritzdruck.....	26
3.2 Lochdurchmesser und Lochanzahl .....	30
3.3 Lochgeometrie L/D .....	31
3.4 HE-Verrundung .....	33
3.5 Höhenwinkel.....	34
3.6 Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit der Düsennadel.....	35
3.7 Brennraumdrall.....	37
3.8 Wertung der Einflußfaktoren und Anforderungen an ein Injektorkonzept.....	40

---

<b>4. Konzeption des Injektors .....</b>	<b>42</b>
4.1 Simulation.....	42
4.1.1 1D-Hydrauliksimulation.....	42
4.1.2 3D-Simulation der Düseninnenströmung .....	46
4.2 Aufbau .....	51
4.2.1 Direktantrieb, A-Düse.....	52
4.2.2 Injektorkörper - Rohrkonzept .....	54
4.2.3 Druck-/ Temperatúrausgleich.....	56
4.2.4 Brennraumdruckausgleich.....	57
4.3 Injektorantrieb.....	57
4.3.1 Piezoaktor .....	57
4.3.2 Hubübersetzung - Folgeverstärker.....	60
4.4 Düsenvarianten.....	62
4.4.1 Schlitzdüse .....	62
4.4.2 Lochdüse .....	63
4.4.3 Registerdüse .....	64
<b>5. Ergebnisse und Bewertung.....</b>	<b>66</b>
5.1 Injektor 1. Prototyp - Funktionsüberprüfung.....	66
5.1.1 Variation der Ansteuerdauer .....	66
5.1.2 Variation des Nadelhubes.....	68
5.1.3 Mehrfacheinspritzung.....	69
5.1.4 Einspritzverlaufsformung .....	72
5.2 Injektor 2. Prototyp - mit Folgeverstärker.....	79
5.2.1 Lochdüse .....	79
5.2.2 Registerdüse, 1. Lochreihe 4x100µm, 2. Lochreihe 4x150µm .....	85
5.2.3 Registerdüse, 1. Lochreihe 6x150µm, 2. Lochreihe 6x135µm .....	90
5.3 Einfluß des Nadelöffnungsverhaltens auf die Gemischbildung .....	95
5.4 Bewertung des Piezo-Vario-Injektorkonzeptes .....	96
<b>6. Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>98</b>
<b>7. Literaturverzeichnis .....</b>	<b>100</b>

## I. Formelzeichen und Abkürzungen

<b>Zeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
A	[m <sup>2</sup> ]	Fläche
a	[-]	hydraulischer Formfaktor
c	[m/s]	Schallgeschwindigkeit
c <sub>Feder</sub>	[N/m]	Federkonstante
d	[m]	Durchmesser
I <sub>ein</sub>	[A]	Strom beim Nadelöffnen
I <sub>aus</sub>	[A]	Strom beim Nadelschließen
l	[m]	Länge
m	[kg]	Masse
n	[1/min]	Drehzahl
p	[bar]	Druck
p <sub>gegen</sub>	[bar]	Gegendruck
p <sub>Rail</sub>	[bar]	Raildruck
Δp <sub>s</sub>	[bar]	Druckschwungung
Q <sub>E</sub>	[mm <sup>3</sup> ]	Einspritzvolumen
R	[J/(mol K)]	Gaskonstante
Re	[-]	Reynolds Zahl
SMD	[μm]	Sauter Mean Diameter
SZ	[-]	Schwärzungszahl nach Bosch
T	[K]	Temperatur
t <sub>AD</sub>	[ms]	Ansteuerdauer
U <sub>Piezo</sub>	[V]	Piezospaltung
v	[m/s]	Geschwindigkeit
V	[m <sup>3</sup> ]	Volumen



<b>Zeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Bedeutung</b>
$\zeta$	[-]	hydraulischer Widerstandsbeiwert
$\eta$	[Pa s]	dynamische Viskosität
$\lambda$	[-]	Luftverhältnis
$\lambda_1$	[m]	Wellenlänge
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte
$\varphi$	[-]	hydraulischer Beiwert für nicht runde Rohre
$\omega$	[1/s]	Eigenfrequenz

<b>Abkürzungen</b>	<b>Bedeutung</b>
ABHE	Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung
ABVE	Ansteuerbeginn der Voreinspritzung
ADHE	Ansteuerdauer der Haupteinspritzung
ADVE	Ansteuerdauer der Voreinspritzung
A-Düse	nach außen öffnende Düse
ASB	Ansteuerbeginn
ASD	Ansteuerdauer
CFK	kohlefaserverstärkter Kunststoff
CR	Common-Rail
DBE	Druckbegrenzungseinheit
DCAG	DaimlerChrysler AG
EKAS	Einlaßkanalabschaltung
EMI	Einspritzmengenindikator
FSN	Filter Smoke Number
HC	Kohlenwasserstoffe
HE	Haupteinspritzung

---

<b>Abkürzungen</b>	<b>Bedeutung</b>
ICCD	Image Intensified CCD Kamera
I-Düse	nach innen öffnende Düse
IMAD	Indikatoren gestützte Messung an Dieseleinspritzsystemen
KW	Kurbelwelle
°KW nOT	°Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt
°KW vOT	°Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt
N <sub>2</sub>	Stickstoff
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
NW	Nockenwelle
OH	OH Radikal
OT	oberer Totpunkt
PDE	Pumpe-Düse-Einheit
PMT	Photomultipliertube
VE	Voreinspritzung

## 1. Einleitung

Der Dieselmotor ist auch nach über 100 Jahren noch die Wärmekraftmaschine mit dem höchsten Wirkungsgrad /1/. Mit der Einführung der direkteinspritzenden Dieselmotoren auch im Pkw ergaben sich weitere Verbrauchsvorteile gegenüber den Vor- und Wirbelkammermotoren, gepaart mit einer deutlichen Drehmoment- und Leistungssteigerung /2/, die zur Zeit zu einem stetig steigenden Anteil von Dieselmotoren im Pkw-Bereich führt. Der niedrige Kraftstoffverbrauch bzw. die geringeren CO<sub>2</sub>-Emissionen leisten damit auch einen Beitrag zur Senkung des Flottenverbrauches /3/. Die von Dieselmotoren bisher bekannten Geräuschemissionen sind dank der gerade mit der Common Rail Technologie möglichen kleinen Voreinspritzungen wesentlich gesenkt worden /4/, /5/.

Die zukünftigen Entwicklungstendenzen des Dieselmotors werden aber auch von der für den Selbstzünder typischen Schadstoffproblematik der Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionen bestimmt. Die Schlagwörter hierzu lauten: EU4, LEV2. Die Schadstoffproblematik kann bereits in naher Zukunft umfangreiche Abgasnachbehandlungsmaßnahmen erforderlich machen /6/, /7/, z.B. Rußfilter oder DeNO<sub>x</sub> Verfahren, die jedoch den Verbrauchsvorteil nicht aufzehren dürfen. Ein größeres Problem stellen bei diesen Verfahren die notwendigen Regenerationsphasen und die Dauerhaltbarkeit der Systeme dar, die durch die Schwefelanteile im Kraftstoff deutlich beeinflußt werden /8/. Nicht zuletzt die hohen Mehrkosten dieser Nachbehandlungssysteme können ein entscheidendes Kriterium für die Zukunft des Dieselmotors sein.

Die Suche nach innermotorischen Möglichkeiten, um die Emissionen weiter zu senken, ist daher das erklärte Ziel der Motorenentwickler. Ein Ansatz dazu könnte z.B. die Mehrfacheinspritzung /9/ oder auch ein homogenes Brennverfahren sein /10/. Der zentrale Punkt bei allen Bemühungen ist hierbei die durch das Einspritzsystem gesteuerte Gemischaufbereitung und damit die Art, wie der Kraftstoff in den Brennraum eingebracht wird /11/.

---

Im Rahmen dieser Arbeit wird aufgrund auf einer umfangreichen Analyse des dieselmotorischen Einspritz- und Verbrennungsvorganges ein neues, auf Common Rail Technologie basierendes Injektorkonzept entwickelt und einer umfassenden Bewertung unterzogen.

## 2. Stand der Technik

Wegen der zukünftig steigenden Anforderungen an moderne Dieselmotoren nach geringeren Abgas- und Geräuschemissionen wird die Kenntnis der Einflußfaktoren auf den dieselmotorischen Verbrennungsprozeß immer wichtiger. Dieselmotoren arbeiten mit „innerer“ Gemischbildung, wobei der Verbrennungsvorgang während und nach der Kraftstoffzuführung stattfindet. Der eingespritzte Kraftstoff hat nur sehr wenig Zeit zum Vermischen mit der zur Verbrennung zugeführten Luft, deshalb bildet sich ein ungleichförmiges Gemisch mit kraftstoffarmen und kraftstoffreichen Zonen. Die Luftausnutzung ist demzufolge nicht optimal, weshalb der Dieselprozess prinzipiell mit einem hohen Luftverhältnis ( $\lambda > 1,2$ ) gefahren werden muß. Die Gemischbildung im Brennraum, die letztendlich die Güte der Verbrennung bestimmt, wird neben der Brennraumgeometrie und der Luftverteilung (Drall) maßgeblich durch das zeitliche Einbringen und die Vormischung des Kraftstoffes bestimmt /12/. Bild 2.1 zeigt eine Übersicht der einspritzsystem- und brennraumseitigen Haupteinflußgrößen.

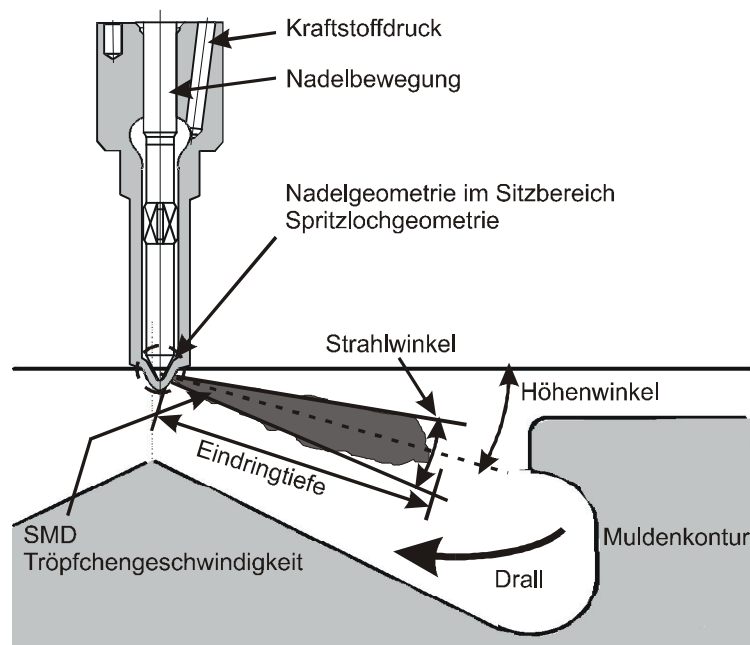


Bild 2.1: Übersicht der Haupteinflußgrößen auf den dieselmotorischen Verbrennungsprozeß.

Basierend auf einem Überblick der gebräuchlichen Hochdruckeinspritzsysteme und der notwendigen Meßverfahren zur detaillierten Analyse der gesamten Wirkkette von der Einspritzung über die Gemischbildung bis zur Schadstoffentstehung und -abbau wird in Kapitel 3 eine umfassende Analyse dieser Hauptparameter vorgenommen. Die Analyse erfolgt exemplarisch bei einem CR-Einspritzsystem und einem Pkw Dieselmotor mit einem Hubraum von 0,5 dm<sup>3</sup>.

## **2.1 Hochdruckeinspritzsysteme**

Einspritzsysteme heutiger direkteinspritzender Dieselmotoren kann man unterscheiden in /13/:

- Einspritzsysteme mit drehzahlabhängigem Druckverlauf
- Einspritzsysteme mit konstantem Hochdruck

In die erste Kategorie gehören neben den klassischen Reihenpumpen die Verteilereinspritzpumpen und die Pumpe Düse Einheit. In die zweite gehören die Speichereinspritzsysteme die sogenannten Common-Rail Systeme. Im folgenden werden beide Kategorien näher erläutert.

### **2.1.1 Verteilereinspritzpumpe**

Während bei der Reihenpumpe für jeden Zylinder ein separates Pumpelement mit Steuerung bzw. Steuerkanten vorhanden ist, sind bei einer Verteilereinspritzpumpe die Hochdruck erzeugenden Elemente reduziert. Der Antrieb der Pumpelemente erfolgt über eine Nockenkontur, die den jeweiligen Motorerfordernissen angepaßt werden muß. Der unter Hochdruck stehende Kraftstoff wird über eine Verteilerwelle auf die jeweiligen Zylinder verteilt. Aufgrund dieses prinzipiellen Aufbaus ist der Einsatz von Verteilerpumpen auf Motoren mit einer Zylinderzahl von maximal 6 beschränkt /2/.

Die Einspritzdauern und –beginne werden in den Bereichen, die von der Auslegung der Druckerzeugung möglich sind, durch ein Magnetventil gesteuert. Mit den aktuellen Entwicklungen der Verteilereinspritzpumpe sind düsenseitige Spitzendrücke bis zu 1850 bar möglich. Eine Voreinspritzung zur Verbesserung des Verbrennungsgeräusches ist mit Hilfe einer Zweifeder-Düsenhalterkombination in Verbindung mit dem schnellen Magnetventil darstellbar /14/, wegen der drehzahlabhängigen Druckerzeugung sind die Freiheitsgrade bezüglich Einspritzzeiten und Abstand zur Haupteinspritzung limitiert. Die Verteilerpumpe ist kompakt und kostengünstig und bei kleinem Bauraum flexibel an die verschiedenen motorischen Anforderung anpaßbar /15/. Bild 2.2 zeigt den Aufbau einer elektronisch geregelte Radialkolbenpumpe.

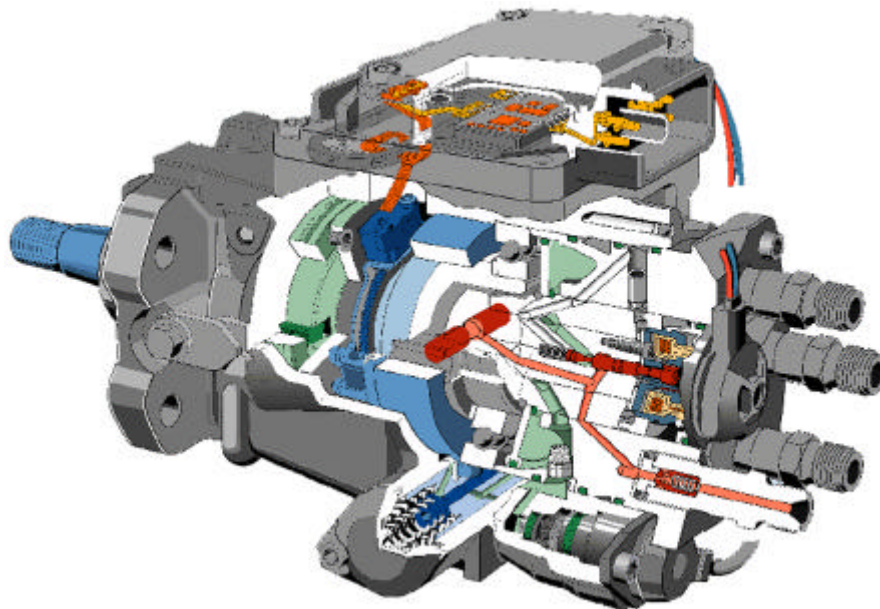


Bild 2.2: Verteilereinspritzpumpe VP44 /14/.

### 2.1.2 Pumpe Düse Einheit

Anders als bei einer Reihen- oder Verteilereinspritzpumpe geschieht die Druckerzeugung für die Einspritzung direkt in der Pumpe Düse Einheit (PDE) /1/, /16/. Der Vorteil dabei ist die Minimierung des Totvolumens im Einspritzsystem. Für jeden Zylinder ist jeweils eine Einheit notwendig. Über eine oben liegende Nockenwelle werden die PDEs meist

über einen Kipphebel angetrieben. Um dennoch in weiten Bereichen des Kennfeldes relativ unabhängig Einspritzbeginne und –dauern variieren zu können, werden die Pumpe Düse Einheiten mit Hilfe von schnell schaltenden Magnetventilen gesteuert. In Bild 2.3 ist ein Schema einer Pumpe Düse Einheit dargestellt.

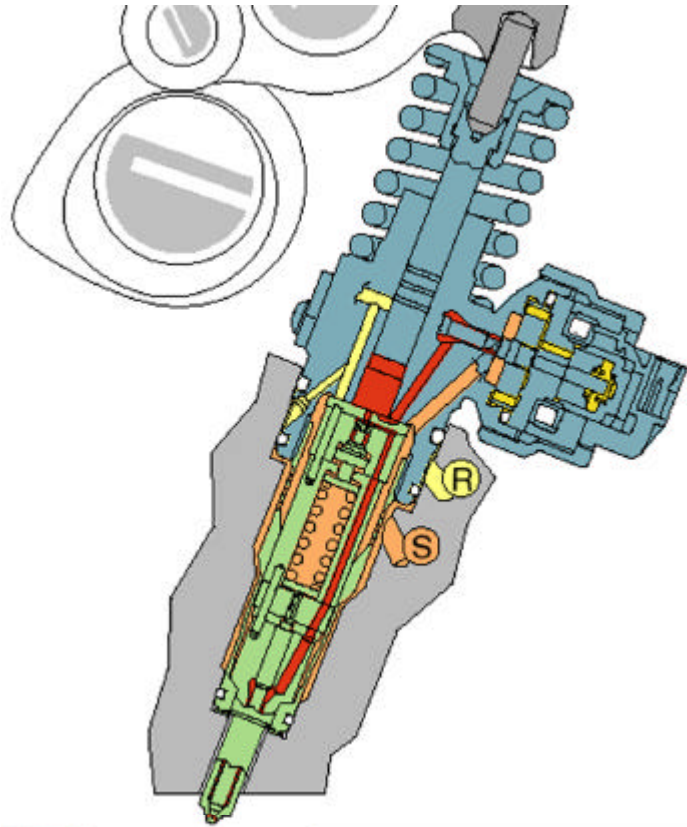


Bild 2.3: Pumpe Düse Einheit /17/.

Mit modernen Pumpe Düse Einheiten sind maximale Druckamplituden von 2000 bar erreichbar. Eine mechanische Voreinspritzung zur Geräuschoptimierung ist darstellbar, der Abstand zwischen Vor- und Haupteinspritzung ist jedoch abhängig von Drehzahl, Einspritzbeginn und Nockenform /18/. Ein beispielhafter Einspritzverlauf mit Voreinspritzung zeigt Bild 2.4, darin ist die direkte Abhängigkeit der Einspritzrate von dem Einspritzdruck und damit von der Nockenform erkennbar.



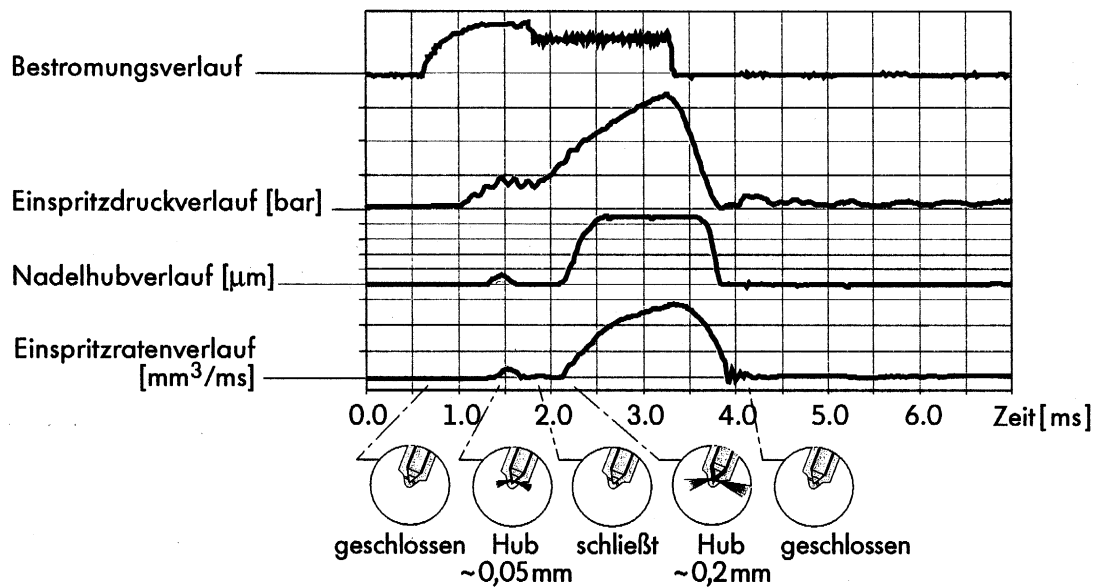


Bild 2.4: Beispielhafter Einspritzverlauf mit VE einer Pumpe-Düse-Einheit /18/.

Wichtig für den Betrieb eines Motors mit einer PDE ist die Minimierung der Toleranzen für den Spritzbeginn und die -dauer von Zylinder zu Zylinder. Daraus folgt, daß vor allem der Antrieb, die Nockenwelle, die Kipphebel und die Kipphebellager sehr steif ausgeführt werden müssen, damit ein exakt definierter Zusammenhang zwischen der Winkellage der Nockenwelle und dem Rest des Einspritzsystems besteht. Entscheidend ist außerdem eine Minimierung von Schwingungen im Antrieb. Diese Eigenschaften machen den Einsatz von PDEs in Motoren mit mehr als 4 Zylindern äußerst kostenintensiv.

### 2.1.3 Common-Rail Einspritzsystem

Das Common-Rail ist der Vertreter des Einspritzsystems mit konstanter Kraftstoff-Hochdruckerzeugung. Es besteht aus den folgenden drei Hauptkomponenten:

- Hochdruckpumpe mit konstanter Kraftstoffförderung
- Hochdruckspeicher, der Rail
- Injektor, eine Kombination aus Düse und Schaltventil

Neben den genannten Bauteilen sind noch Kraftstoffleitungen, diverse Sensoren und Steller, sowie das Motorsteuergerät notwendig. Einen Überblick über das Gesamtsystem der Kraftstoffaufbereitung gibt Bild 2.5.

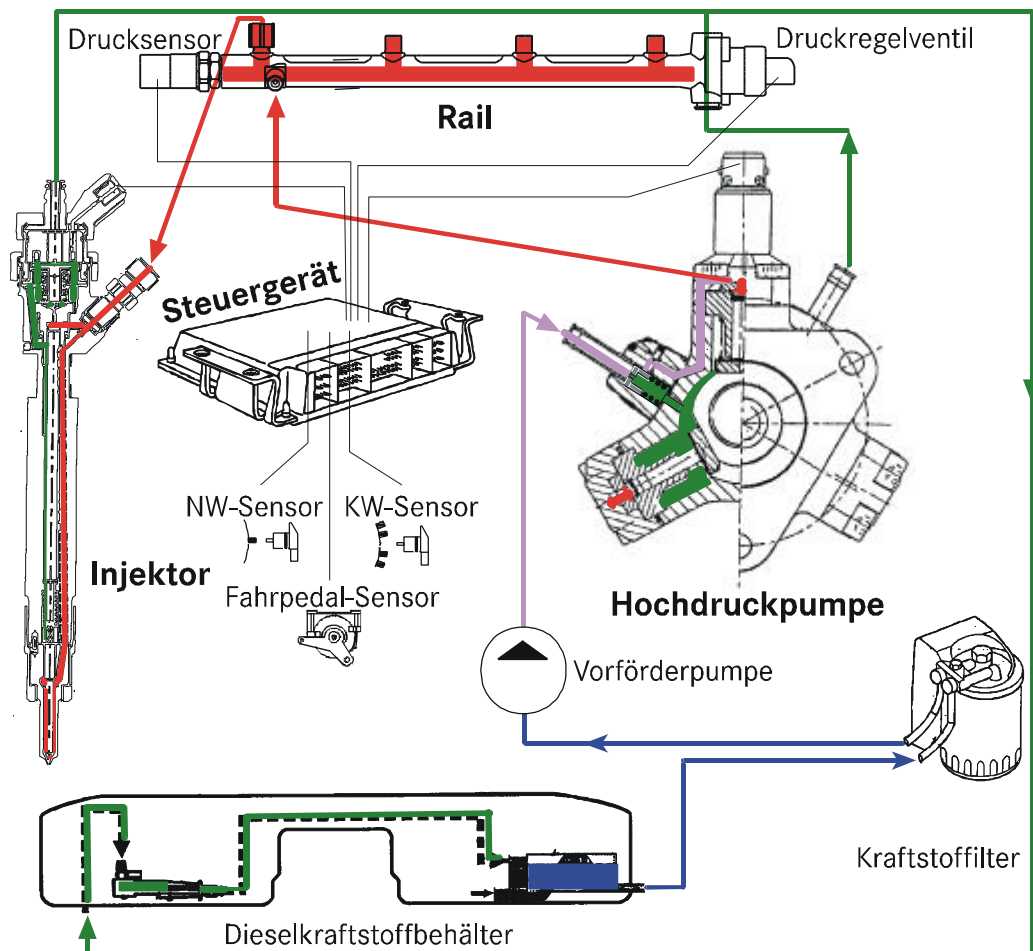


Bild 2.5: Aufbau und Komponenten eines Pkw CR-Einspritzsystems.

Der große Vorteil des CR-Systems liegt in der Entkoppelung von Druckerzeugung und Einspritzung. Damit sind die Ansteuerzeiten der Haupteinspritzung aber auch einer Vor- und Nacheinspritzung frei wählbar, ohne daß wie bei nockengetriebenen Einspritzsystemen zeitliche Grenzen durch die Druckerzeugung vorhanden sind /19/. Hinzu kommt die Verwendung einer relativ einfachen Hochdruckpumpe, in der Regel eine Radialkolbenpumpe, mit geringen Antriebsdrehmomentspitzen. Dadurch kann das CR-Einspritzsystem mit geringem Aufwand am Motor angebaut werden.

Der Hochdruckspeicher, die Rail, hat zum einen die Funktion, die Druckschwingungen, die durch die Kolbenpumpe erzeugt werden, zu dämpfen. Zum zweiten ist die Auslegung der Rail, das Volumen, die Länge und die Position der Anschlüsse entscheidend für die Druckwellen im System, die durch die Einspritzung verursacht wird. Kritisch ist dabei, daß es mehrere Injektoren sind, die pro Zyklus mehrfach einspritzen (Voreinspritzung, Haupteinspritzung und eventuell Nacheinspritzung) und sich über den Raildruck gegenseitig beeinflussen können.

Über das Druckregelventil läßt sich der Einspritzdruck zwischen einem minimalen Druck von ca. 200 bar bis zum maximalen von ca. 1400 bar bei serienreifen Systemen /4/ frei regeln, auch bei geringen Drehzahlen.

Die Injektoren für moderne CR-Einspritzsysteme lassen sich vereinfacht in zwei Hauptbauteile trennen:

- Einspritzdüse
- Schaltventil

Die Einspritzdüse hat dabei die zwei Aufgaben, den unter Hochdruck stehenden Kraftstoff zuzumessen, zu portionieren und den Kraftstoff für die Verbrennung aufzubereiten. Das als Schaltventil bezeichnete Bauteil kann man auch als Antriebseinheit für die Düse bezeichnen. Auf die beiden Bestandteile moderner CR-Injektoren gehen die folgenden Abschnitte näher ein.

## **2.2 Düsenkonzepte**

### **2.2.1 Innenöffnende Düsen**

Bei den heutigen direkteinspritzenden Pkw Dieselmotoren werden fast ausschließlich nach innen öffnende Sitzloch- bzw. Minisacklochdüsen eingesetzt /18/. Diese Düsenart wird zudem nicht nur bei CR-Anwendungen eingesetzt, sondern auch bei druckge-

steuerten Systemen. Auf Bild 2.6 sind der Düsengrundtyp und eine für die Anforderungen des Common Rail Systems modifizierte Düse dargestellt.

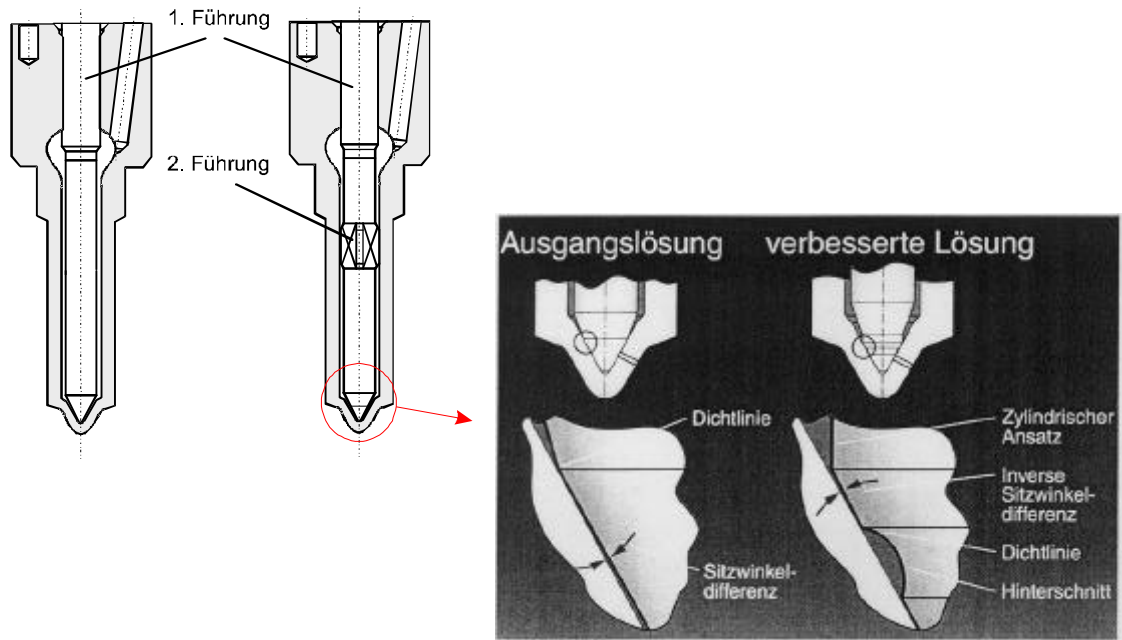


Bild 2.6: Aufbau einer Einspritzdüse und der für CR-Anwendungen verbesserten Form mit doppelter Nadelführung und modifizierter Sitzgeometrie.

Durch die hohen Anforderungen nach kleinen Piloteinspritzmengen mit einem reproduzierbaren symmetrischen Strahlbild bei kurzen Ansteuerdauern, das heißt, die Düsennadel wird nur ballistisch betrieben und nicht voll geöffnet, sind auch die Ansprüche an die Fertigungstoleranzen sehr hoch. Mit Hilfe der doppelten Nadelführung läßt sich das Spritzbild stabilisieren /20/. Die modifizierte Sitzgeometrie verhindert ein durch Laufzeit verursachtes Vergrößern des Nadelsitzdurchmessers, welches zu einer ungewollten Reduzierung bis hin zum Ausfall der Voreinspritzung führen kann /21/.

Die Düsenvarianten Sitzlochdüse und Sacklochdüse bzw. Minisacklochdüse besitzen einen großen Einfluß auf die Strahlbildung und damit auf die Gemischbildung und Verbrennung. Dies wird durch die sehr unterschiedlichen Einströmbedingungen in das Düsenloch verursacht. Die Geschwindigkeitsverteilung im Düsenloch ist bei einer Sacklochdüse gleichmäßiger, beruhigter wegen der nicht so scharfen Umlenkung am Düsenlocheintritt /22/. Dieser Effekt ist bei kleinen Nadelhüben deutlich stärker ausgeprägt und

damit gerade für die Voreinspritzung von Bedeutung. Wegen des bei der Sacklochdüse größeren Schadvolumens ist die dann höher HC Emission jedoch nicht zu vernachlässigen.

### 2.2.2 Außenöffnende Düsen

Die nach außen öffnenden Düsen unterscheiden sich grundlegend von den gerade genannten Düsen. Die Düsenlöcher werden auf der Außenseite, zur Brennraumseite hin, abgedichtet. Das bedeutet, daß in den Löchern während der Spritzpausen der Raildruck anliegt /7/. Bild 2.7 zeigt eine ausgeführte Düse.

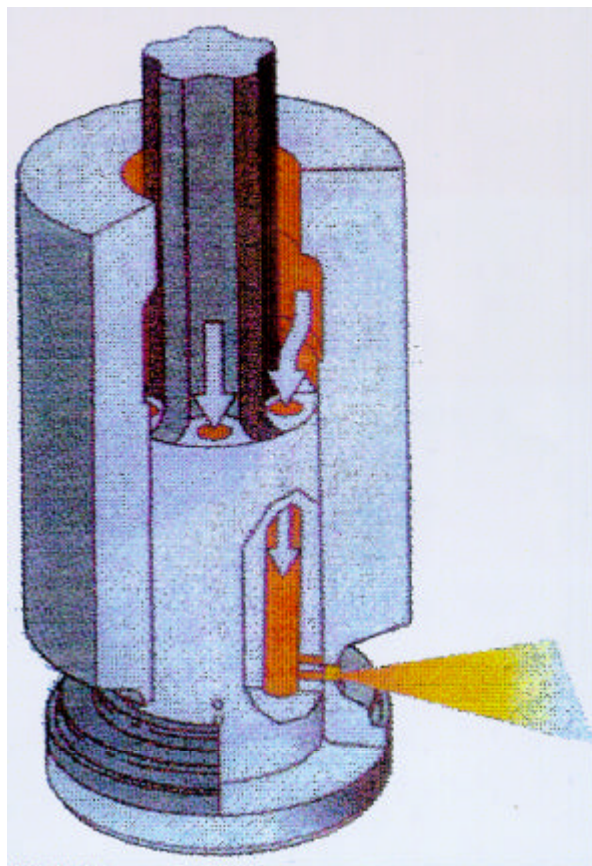


Bild 2.7: Aufbau einer nach außen öffnenden Düse /23/, /24/.

Die auf Bild 2.7 dargestellte Düse gehört zu einem druckgesteuerten System, das heißt die Düse wird mit einer Feder geschlossen und über den Düsendruck geöffnet, sie ist

aber prinzipiell auch für ein CR-System einsetzbar. Mit dem bei dieser Düsenform darstellbaren Hub lassen sich auch grundsätzlich andere Lochkonfigurationen darstellen zum Beispiel:

- mehrere Lochreihen übereinander
- Schlitzformen

Diese lassen sich dann getrennt bzw. mit bestimmten, definierbaren Hubstellungen ansteuern. Durch diese Möglichkeit kommt man der seit Jahren immer wieder geforderten „Gummidüse“ näher. Der Vorteil einer solchen Düse ist die bessere Anpaßbarkeit an verschiedene Lastfälle mit unterschiedlichen Kombinationen aus Ansteuerdauer, Lochkonfiguration und Einspritzmenge und damit einer Steuerung der Einspritzrate /23/.

### 2.3 Antriebskonzepte

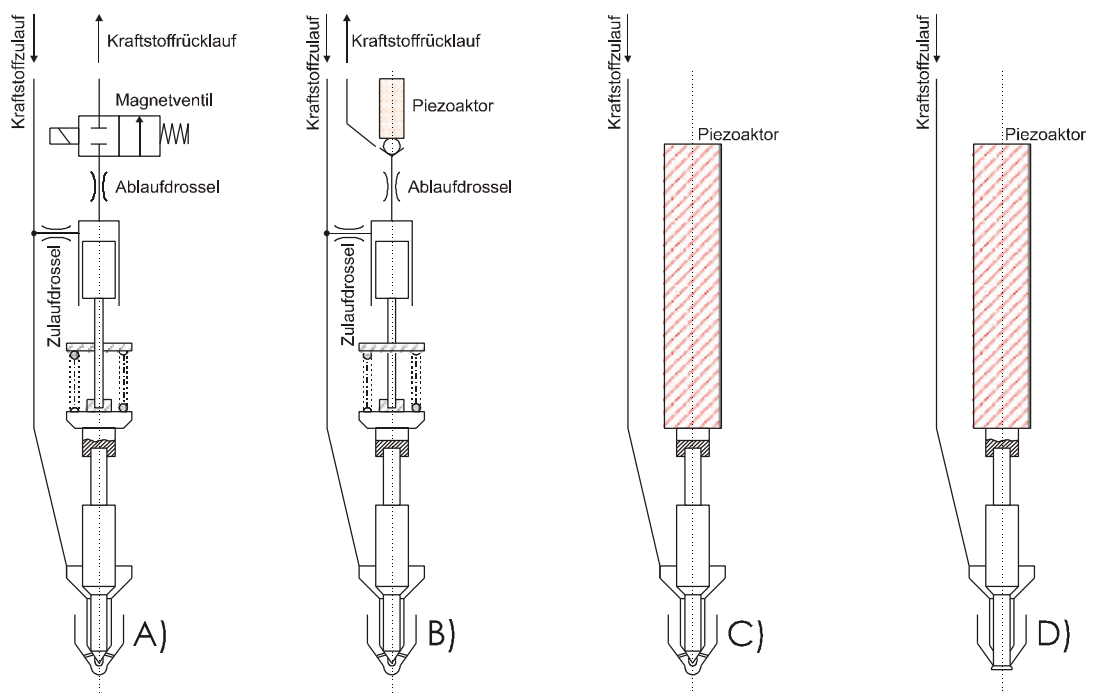


Bild 2.8: Schematische Ausführungsbeispiele von CR-Injektoren.

Aus den genannten Düsenbauformen lassen sich nach ihrer Anwendung auch verschiedene Antriebe für die Betätigung der Düsen ableiten, da die Bewegungsrichtung eine andere ist. Zusätzlich ist die Art der Schaltkrafteinbringung von großer Bedeutung für die Stabilität und Reproduzierbarkeit der Einspritzung. Auf Bild 2.8 sind verschiedene Kombinationen aus Düsen und Antrieben dargestellt.

### 2.3.1 Indirekt betätigte Injektoren

Die Kombination aus den bei Diesel Einspritzsystemen verwendeten Düsen und dem für die Common Rail Einspritzung notwendigen Schaltventil wird im allgemeinen Injektor genannt. Dahinter verbirgt sich ein servo-hydraulisches System, das entweder von einem Magneten (Bild 2.8 A) /19/ oder von einem Piezoaktuator (Bild 2.8 B) /7/, /25/ angesteuert wird. Auf Bild 2.9 ist ein Schema eines solchen Injektors dargestellt.

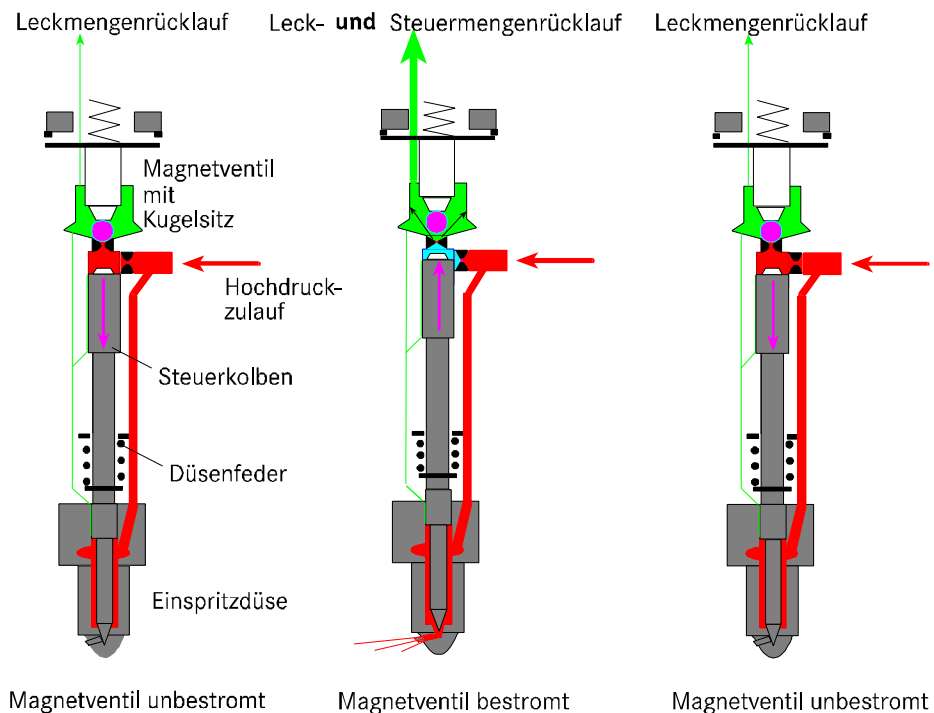


Bild 2.9: Aufbau eines CR Injektors mit einem Magneten als Ansteuermodul.

Die Funktionsweise der servo-hydraulischen Injektoren ist von ihrer Betätigungsart her unabhängig. Der Öffnungs- und Schließvorgang der Düse wird über 2/2-Wegeventil ein-

geleitet. Ist das Servoventil geschlossen, herrscht im Steuerraum, der vom Raildruck versorgt wird, derselbe Druck wie in der Düse. Da der druckwirksame Querschnitt an der Düsennadel kleiner ist, bleibt diese geschlossen. Während der Ansteuerung des Schaltventils wird die Ablaufdrossel freigegeben. Dadurch sinkt der Druck im Steuerraum, da die Zulaufdrossel kleiner dimensioniert ist, und die Düse öffnet sich. Wird die Ansteuerung beendet, schließt das Ventil, und über die Zulaufdrossel wird der Druck im Steuerraum wieder aufgebaut, die Düse wird geschlossen. Aus diesem Funktionsprinzip ergeben sich als wichtige Einflußgrößen für das Nadelöffnen und -schließen die Dimensionierung der Zu- und Ablaufdrossel.

Die Nadelschließgeschwindigkeit wird bestimmt durch die Zulaufdrossel, die Nadelöffnungsgeschwindigkeit durch das Verhältnis zwischen Zu- und Ablaufdrossel. Gleichzeitig ist die Zulaufdrossel als die kleinere von beiden auch entscheidend für die Leckageverluste, die während der Einspritzung beim Durchströmen des Servoraumes bei einem 2/2-Wegeventil unvermeidlich sind.

Die Forderung nach kleinsten und stabilen Einspritzmengen in der Größe von 1 bis 2 mm<sup>3</sup>/Einspritzung für Piloteinspritzungen /13/, /26/ verlangt eine vollständige Öffnung des Schaltventils in 250 µs. Ein Anteil der Einspritzmenge ist dabei der, der während des Schließvorganges eingespritzt wird. Dieser Anteil ist nicht oder nur gering von der elektrischen Ansteuerdauer abhängig, sondern nur von der Nadelschließgeschwindigkeit und damit von der konstruktiven Auslegung des Injektors, insbesondere der Zulaufdrossel. Diese muß ausreichend groß sein, um ein schnelles Nadelschließen zu gewährleisten.

### **2.3.2 Direkt betätigte Injektoren**

Injektoren, bei denen die Düsennadel direkt betätigt werden kann, weisen gegenüber herkömmlichen Injektoren einige Vorteile auf. Bekannt ist ein durch einen Piezoaktor angesteuerter Injektor, der an der Universität Hannover entwickelt worden ist /27/. Bei diesem System wird die Düsennadel durch einen Piezostack, der eine Dehnung von



180  $\mu\text{m}$  liefert, in den Düsensitz gedrückt. Dazu wird während der Spritzpause der Piezo bestromt und zur Einspritzung entstromt. Eine Darstellung des Injektors zeigt Bild 2.10.

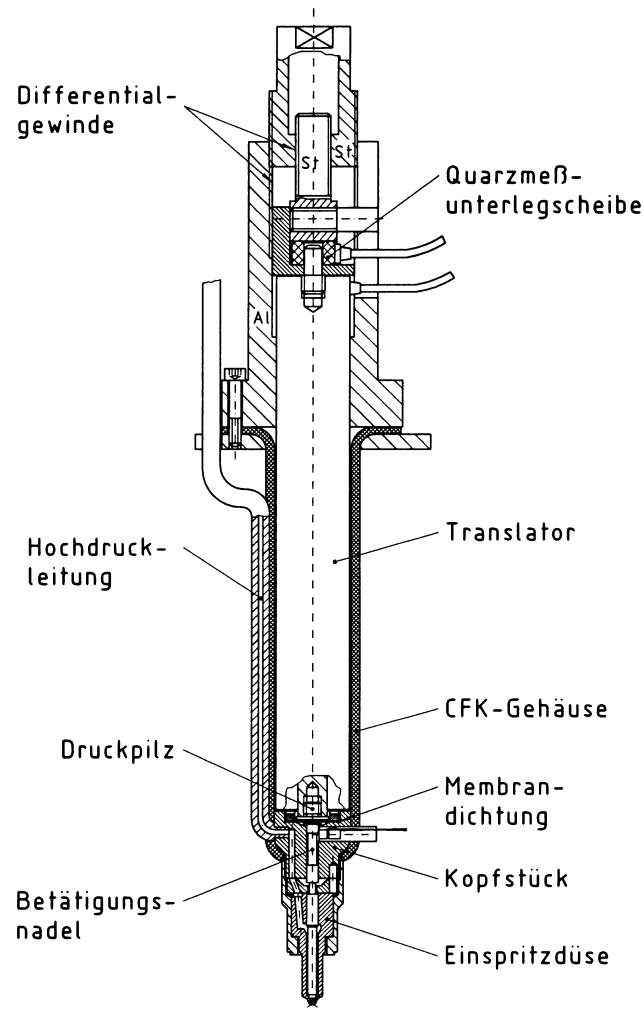
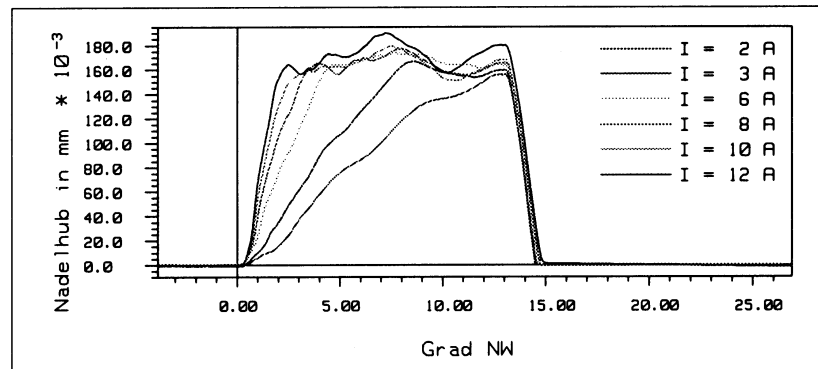


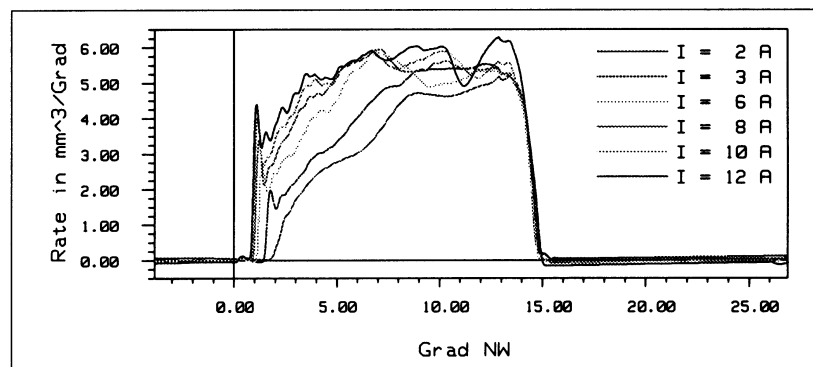
Bild 2.10: Aufbau eines direkt betätigten Injektors mit einem Piezostellglied /28/.

Die speziellen Eigenschaften des Piezomaterials ermöglichen eine große Stellkraft verbunden mit einem auf die Ruhelänge des Stacks bezogenen kurzen Stellweg von etwa 0,1 bis 0,15 % /29/. Durch die direkte Steuerung der Düsenadel läßt sich nicht nur die Ansteuerdauer einstellen, sondern auch direkt das Öffnungs- und Schließverhalten der Düse durch die Art der Ansteuerung, die Ladungsgeschwindigkeit des Piezos, beeinflussen. Dies kann unabhängig von Lastpunkt, Raildruck oder auch zwischen Vor- und Haupteinspritzung angepaßt werden. Verschiedene Kombinationen der Öffnungsflanke und der Schließflanke sind darstellbar und in Bild 2.11 exemplarisch aufgezeigt. Deutlich ist aber

auch in den Einspritzverläufen die für Sitzlochdüsen typische Einspritzratenerhöhung während der Öffnungsphase erkennbar. In dieser Phase vergrößert sich die druckwirksame Fläche an der Nadelspitze, die zu einem Kraftsprung führt und die Düsennadel schneller öffnet. Diese zusätzliche Kraftkomponente kann vom Piezostack und der Ansteuerung nur mit einer Zeitverzögerung kompensiert werden.



Nadelhub bei  $1000 \text{ min}^{-1}$ ,  $1000 \text{ bar}$  und variiertem Entladestrom



Einspritzverläufe bei  $1000 \text{ min}^{-1}$ ,  $1000 \text{ bar}$  und variiertem Entladestrom

Bild 2.11: Einspritzverläufe mit unterschiedlichen Ansteuerparametern /28/.

## 2.4 Meßtechnik

Zur Untersuchung von Einspritzsystemen und Injektoren gibt es verschiedene Meßtechniken, die jeweils einen Teil des Systems charakterisieren. Die zu bewertenden Eigenschaften können dabei aufgliedert werden in:

- hydraulisches Verhalten
- Gemischbildung und Zerstäubung
- Verdampfung und Zündung
- Schadstoffbildung und -abbau

Eine umfassende Bewertung eines neuen Einspritz- oder Gemischbildungskonzeptes ist nur mit Hilfe der gesamten Meßkette möglich. Die einzelnen Verfahren bauen dabei aufeinander auf.

#### **2.4.1 Einspritzprüfstand**

Zur hydraulischen Beurteilung von Einspritzsystemen und einzelnen Injektoren werden Einspritzmengen- bzw. Volumenmessungen am Einspritzprüfstand durchgeführt. Dazu wird ein komplettes Einspritzsystem aufgebaut und alle motorischen Randbedingungen so weit wie möglich nachgebildet. Der Aufbau läßt sich in die folgenden Hauptkomponenten aufgliedern:

- Einspritzsystem
- Elektromotor (Antrieb der Hochdruckpumpe)
- Sensoren für Drehzahl, Raildruck, Nadelhub, Ansteuerstrom und Temperatur
- Ansteuereinheit für das Einspritzsystem
- Prüfstandssteuerung
- Einspritzmengenindikator (EMI)
- Meßdatenerfassung (IMAD)

Kernstück des Einspritzprüfstandes ist der Einspritzmengenindikator (EMI). Mit diesem ist es möglich, die pro Einspritzung vom Injektor eingebrachte Menge zeitlich aufgelöst zu erfassen. Durch Differenzieren des Meßsignals erhält man gleichzeitig den Verlauf der Einspritzrate. Die Meßdatenerfassung (Indikatorgestützte Messung AnDiseleinspritzsystemen) steuert

den Prüfstand und ist über eine Schnittstelle z.B. das Fahrpedal mit dem Steuergerät verbunden. Einen Überblick über den Einspritzprüfstand gibt Bild 2.12.

Die Einspritzmengenerfassung im EMI erfolgt über eine hochgenaue Wegmessung. Hierzu wird ein Injektor in den EMI eingebaut. Das Kraftstoffvolumen, in das eingespritzt wird, ist mit einem Meßkolben abgeschlossen. Auf der rückwärtigen Seite des Kolbens wird ein Stickstoffpolster entsprechend dem Verdichtungsdruck im Motor aufgebaut. Eine zugeführte Kraftstoffmenge bewirkt jetzt eine mengenproportionale Wegänderung des Meßkolbens. Diese wird induktiv erfaßt und über einen Trägerfrequenzmeßverstärker vom IMAD aufgezeichnet. Nach jeder Einspritzung wird die Meßkammer über ein Absteuerventil entleert. Zur Kalibrierung des EMI bzw. des Meßverstärkers kann die abgesteuerte Menge über 1000 Zyklen mit einer Waage erfaßt und ausgewertet werden.

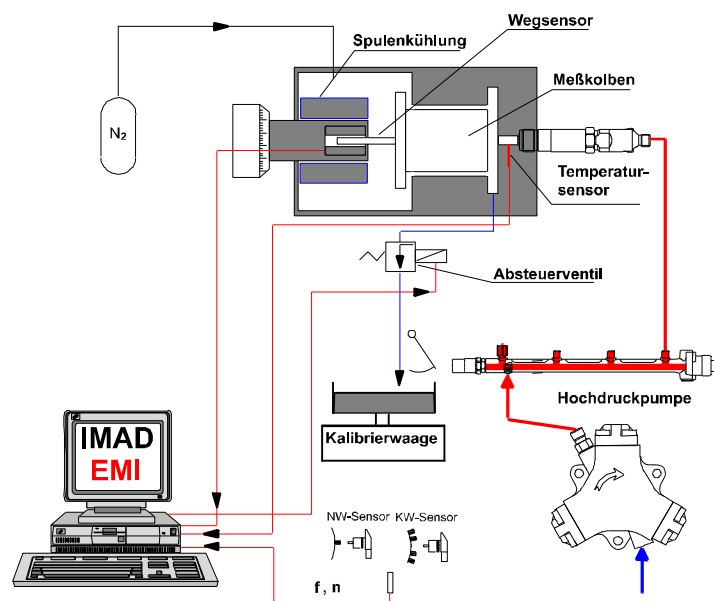


Bild 2.12: Aufbau des Einspritzmengenindikators und des Einspritzprüfstandes.

Wegen der Kopplung des Prüfstandes mit dem Einspritzsystem ist es möglich, Kennfeld gesteuerte Messungen durchzuführen. Dazu wird ein vom IMAD generiertes Spannungssignal im Kennfeld des Steuergerätes einer Ansteuerdauer des Injektors zugeordnet. Als weiterer Parameter wird noch der Raildruck variiert. Ein exemplarisches Ergebnis einer solchen Untersuchung ist in Bild 2.13 dargestellt.

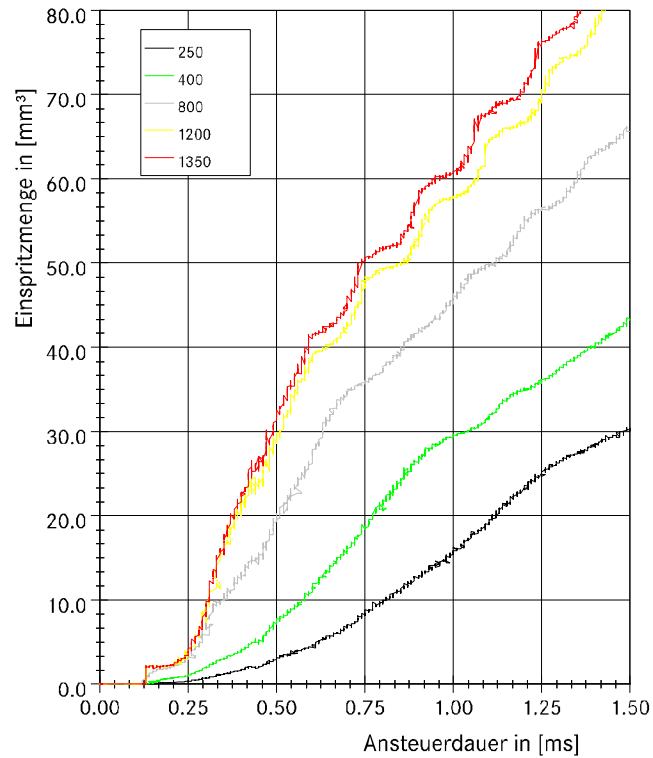


Bild 2.13: Einspritzmengenkennfeld eines CR-Injektors bei Raildrücken von 250 bis 1350 bar nach Bild 2.8 A.

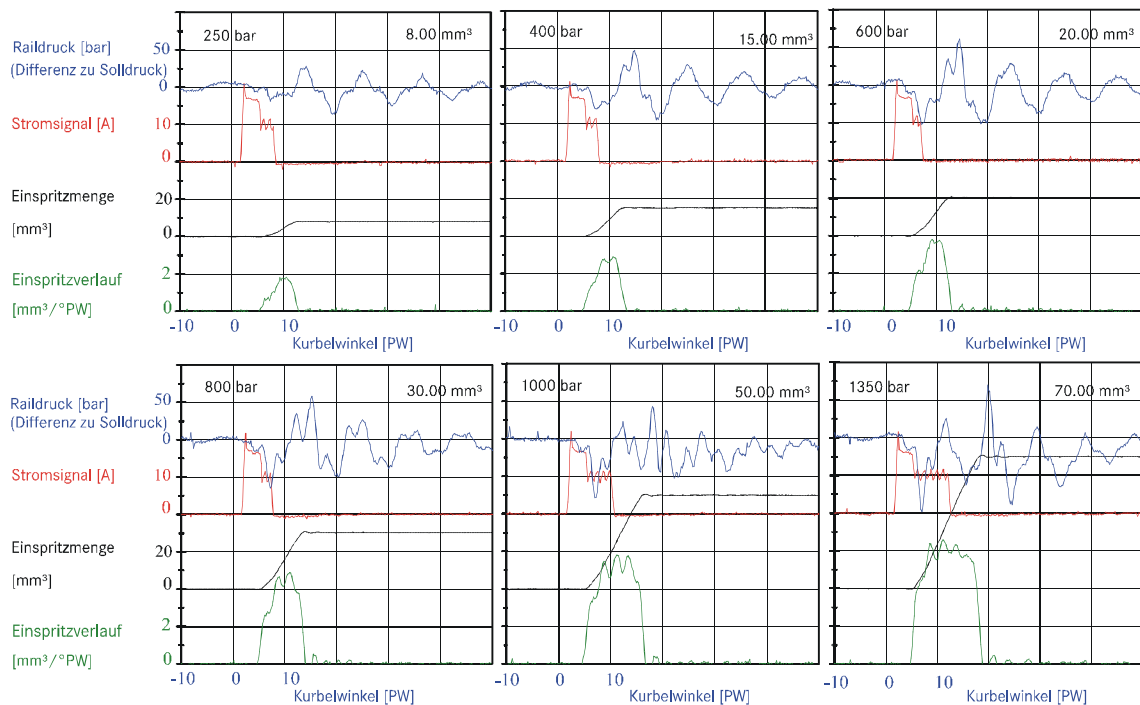


Bild 2.14: Einspritzraten bei verschiedenen Lasten eines CR-Injektors.

Im Kennfeld ist über der Ansteuerdauer die Einspritzmenge in Abhängigkeit des Raildruckes dargestellt. Die Ansteuerdauer bzw. das Spannungssignal wird vom IMAD in kleinen Stufen von 0 auf hier 1,5 ms erhöht. Eine Kennlinie besteht bei diesem Meßverfahren aus etwa 1600 Meßpunkten. Dadurch erhält man gleichzeitig neben der Aussage über hydraulische Unstetigkeiten im Kennfeld ein Maß für die Hub zu Hub Streuungen, die Stabilität eines Injektors.

Zur Charakterisierung des Einspritzverlaufes einer einzelnen Einspritzung, wird das Mengensignal gesondert ausgewertet und durch weitere Meßgrößen ergänzt, z.B. Raildrucksignal vor dem Injektor und Ansteuerstromsignal. Eine Messung bei unterschiedlichen Lasten ist auf Bild 2.14 dargestellt.

#### 2.4.2 Gesamtstrahlkammer

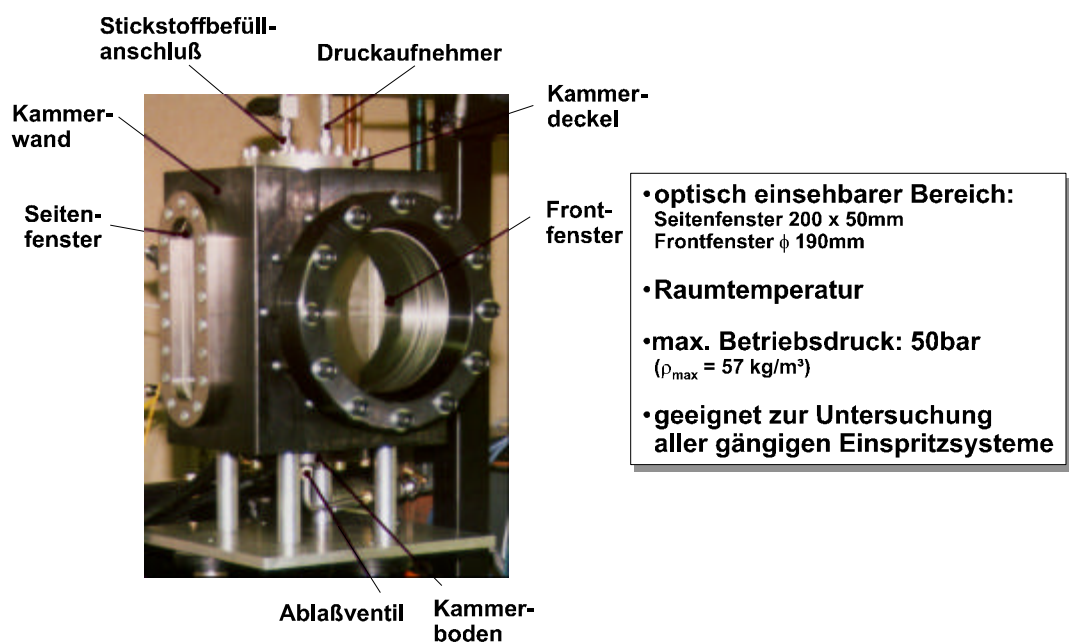


Bild 2.15: Gesamtstrahlkammer – kalt.

Nachdem die Injektoren hydraulisch bewertet sind, kann das Strahlausbreitungsverhalten und die Strahlstruktur in einer Hochdruckkammer bestimmt werden. Die Druckerzeugung für den Raildruck und die Ansteuerung des Injektors erfolgt wiederum über einen

möglichst vollständigen Systemaufbau. Die Hochdruckkammer ist von drei Seiten optisch zugänglich; durch die beiden Seitenfenster werden die Einspritzstrahlen beleuchtet, durch das große runde Beobachtungsfenster auf der Vorderseite wird das Streulicht mit einer Kamera aufgenommen. Bild 2.15 zeigt die Gesamtstrahlkammer.

Die Kammer wird, um den Brennraumdruck zu simulieren, mit typischerweise 25 bar Stickstoff beaufschlagt /30/. Dabei ist zu beachten, daß nicht der Gegendruck als solcher für die Einspritzung und Strahlausbildung entscheidend ist, sondern die erreichte Dichte, da diese Kammer bei Raumtemperatur betrieben wird. Nach dem idealen Gasgesetz ergibt sich /31/:

$$pV = mRT \quad [2.1]$$

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2} \quad [2.2]$$

$$V_1 = V_2 \quad [2.3]$$

$$p_1 = p_2 \frac{T_1}{T_2} \quad [2.4]$$

Wegen der notwendigen hohen zeitlichen Auflösung bei der Einspritzung wird als Beleuchtungsquelle ein Nd-YAG-Laser verwendet, mit dem Belichtungszeiten von 40 ns Dauer erreicht werden können. Mit Hilfe eines Linsen- und Spiegelsystems wird der Lichtstrahl geteilt und passend in vertikale und horizontale Richtung aufgeweitet, um eine optimale Ausleuchtung des gesamten Einspritzstrahles durch beide Seitenfenster zu erreichen. Auf Bild 2.16 ist der optische Aufbau skizziert.

Die gleichmäßige Ausleuchtung ist bei der Streulichttechnik wichtig, denn nur unter dieser Voraussetzung ist die Intensität des gestreuten Lichtes proportional zur Tropfengröße bzw. -anzahl. Die Blende zwischen den beiden Linsen im optischen Aufbau hat dabei die Funktion, die Randbereiche des Laserstrahles, die eine geringere Intensität besitzen, auszublenden. Ein Ergebnis zur Strahlausbreitung in Abhängigkeit des Belichtungszeitpunktes eines CR-Injektors zeigt Bild 2.17.

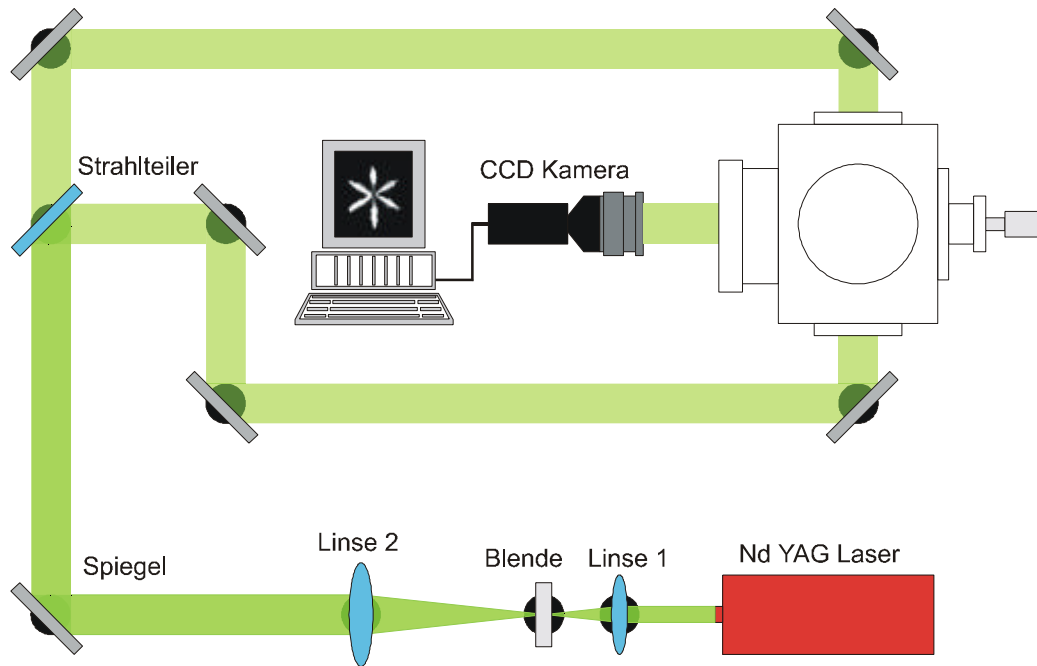


Bild 2.16: Optischer Aufbau zur Strahluntersuchung in der Gesamtstrahlkammer.

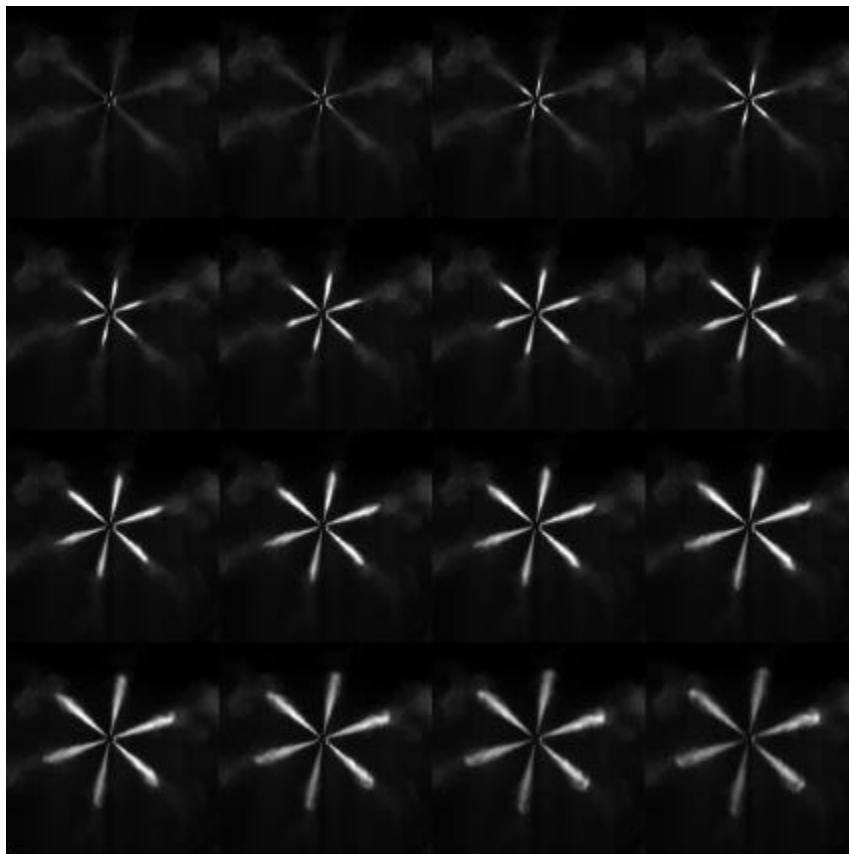


Bild 2.17: Strahlausbreitung eines CR-Injektors;  $p_{\text{Rail}}$ : 200 bar; ASD: 1,5 ms;  
Bildabstand: 120  $\mu\text{s}$ .



### 2.4.3 Transparentaggregat

Neben der hydraulischen Charakterisierung und der detaillierten Untersuchung der Strahlaufbereitung eines Injektors ist die Bestimmung der Gemischbildung, Zündung und Schadstoffbildung entscheidend für die korrekte Bewertung eines Einspritzsystems /32/. Dazu wird ein Transparentaggregat verwendet, das einen möglichst großen optischen Zugang zum Brennraum ermöglicht. Dabei dürfen thermo- und fluiddynamische Eigenschaften nur minimal gegenüber dem Realmotor verändert werden, da die sonst gewonnenen Aussagen kaum übertragbar sind /33/. Auf Bild 2.18 ist das für die Untersuchungen verwendete Transparentaggregat dargestellt.

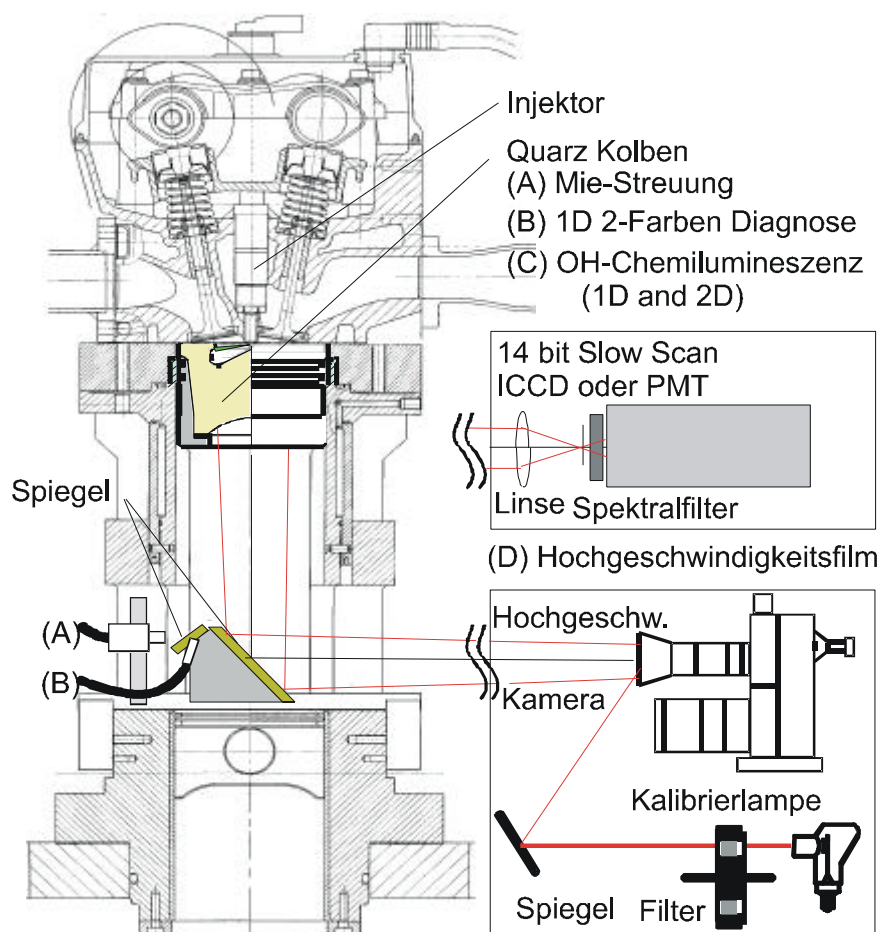


Bild 2.18: Querschnitt durch das Einzylinderaggregat mit transparentem Kolben, realer Brennraumgeometrie und eingesetzter Meßtechnik.

Das Aggregat ist mit einem Serienzylinderkopf versehen und hat einen serienidentischen Brennraum. Dadurch, daß die Gemischbildungs- und Verbrennungsuntersuchungen durch einen transparenten Quarzkolben erfolgen, ist dieser speziell gestaltet, damit die Brennraumgeometrie sowie Kolbenmulde und Ventiltaschen nachgebildet werden. Dennoch muß für die optischen Untersuchungen sichergestellt werden, daß sowohl die Kolbenmulde als auch der Quetschspalt uneingeschränkt in ausreichender Güte zugänglich sind. Dies geschieht durch eine Korrektur der Verzerrungen mittels eines speziell angepaßten Linsensystems.

Um zuverlässige Aussagen über Qualität der Verbrennung zu erhalten, ist es notwendig, die Einflüsse der Wandtemperatur weitestgehend auszuschalten. Dazu wird das Transparentaggregat ca. 5 min geschleppt und mit vorgeheizter Luft versorgt. Anschließend erfolgen 3 Einspritzungen entsprechend dem gewählten Lastpunkt, um die lokale Temperaturverteilung auf den Brennraumwänden und das Einspritzsystem in einen stationären Zustand zu bringen. Die dabei anfallenden Rußablagerungen auf dem Quarzkolben sind dabei für die folgende Messung noch ausreichend gering. Die nächsten 3 Einspritzungen werden dann aufgezeichnet und ausgewertet. Die Güte dieser Vorgehensweise demonstriert Bild 2.19 anhand eines Vergleiches der Druckverläufe zwischen dem Transparentaggregat und dem entsprechenden Einzylindermotor.

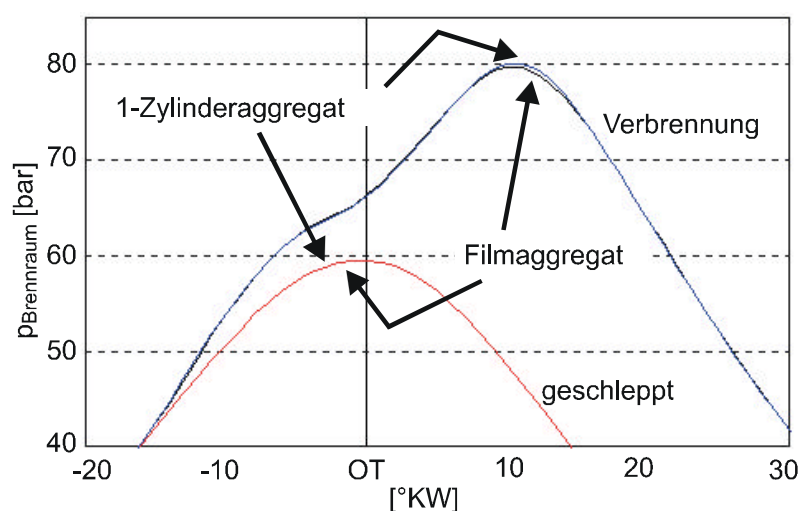


Bild 2.19: Vergleich der Druckverläufe zwischen Transparentaggregat und Einzylindermotor Drehzahl; 2000 1/min; effektiver Mitteldruck: 6 bar.

Die Gemischbildung und die Verbrennung wird mit Hilfe einer Hochgeschwindigkeitskamera aufgezeichnet. Die Einspritzung, Strahlaufbereitung und Strahleindringtiefe werden mit einer Blitzlichtquelle beleuchtet, um sie über das Streulichtverfahren sichtbar zu machen. Gleichzeitig zum Hochgeschwindigkeitsfilm werden die OH-Chemilumineszenz bei 308 nm und die Rußstrahlung bei 700 nm und 900 nm als Summensignal bzw. als 2D-Signal aufgezeichnet. Die OH-Chemilumineszenz ist ein Maß für die ersten chemischen Reaktionen im Brennraum und zur Detektierung der Zündorte geeignet /34/, /35/. Die Auswertung der Rußstrahlung auf dem Film erfolgt elektronisch über ein Bildverarbeitungsprogramm mit Hilfe der Zweifarbenmethode /34/. Das Ergebnis ist eine Aussage über die Rußtemperatur und über die spezifische Rußkonzentration. Die Temperaturinformation kann bezüglich der Bildung von thermischem NO<sub>x</sub> ausgewertet werden. Bei der Berechnung der optischen NO<sub>x</sub>-Kennzahl werden die Rußtemperaturflächenanteile in Abhängigkeit ihrer für die NO<sub>x</sub> Bildung relevanten Temperatur entsprechend dem Zeldovic-Mechanismus gewichtet /36/. Beide Resultate korrelieren sehr gut mit Messungen vom Einzylinderaggregat, wie dies in Bild 2.20 veranschaulicht ist /37/.

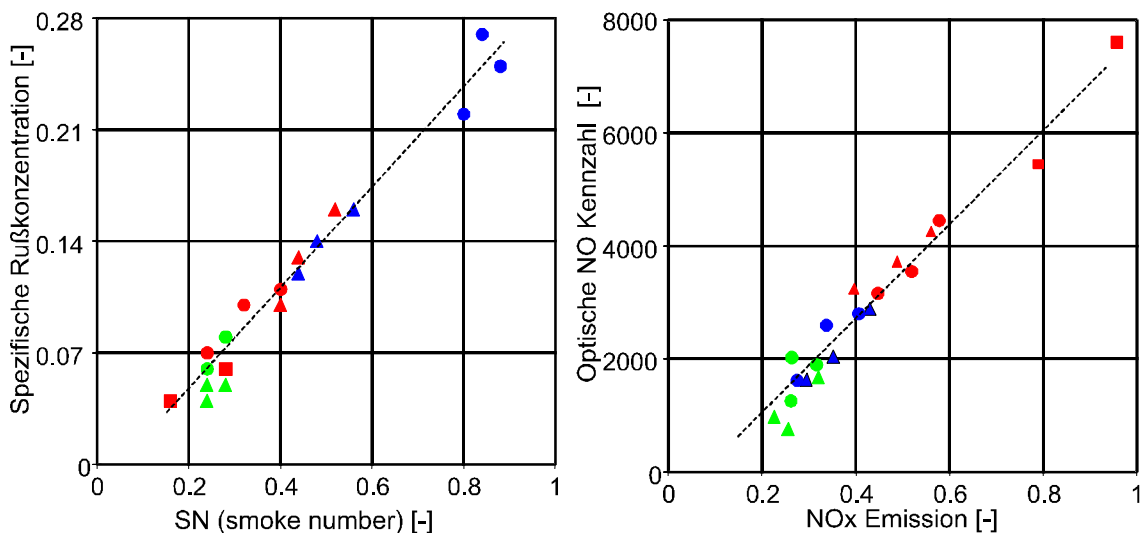


Bild 2.20: Ruß- und NO<sub>x</sub>-Korrelation zwischen den Werten der 2D-Zweifarbendiagnostik im Transparentaggregat und den Emissionsmessungen im Einzylinderaggregat.

### 3. Einflußfaktoren auf den dieselmotorischen Verbrennungsvorgang

#### Verbrennungsvorgang

Die folgenden Untersuchungen beziehen sich auf ein CR-Einspritzsystem.

#### 3.1 Einspritzdruck

Erhöht man den Einspritzdruck und beläßt die Einspritzmenge durch Verkürzen der Ansteuerdauer gleich, so werden Strahlgeschwindigkeit und Strahlimpuls entsprechend größer und die Tröpfchengröße kleiner /38/. Dies führt zu einer besseren Gemischbildung und senkt die Rußemissionen, erhöht aber gleichzeitig durch die höhere Verbrennungstemperatur die NO<sub>x</sub>-Emissionen /39/, /40/. In Bild 3.1 und Tabelle 3.1 ist dies anschaulich belegt.

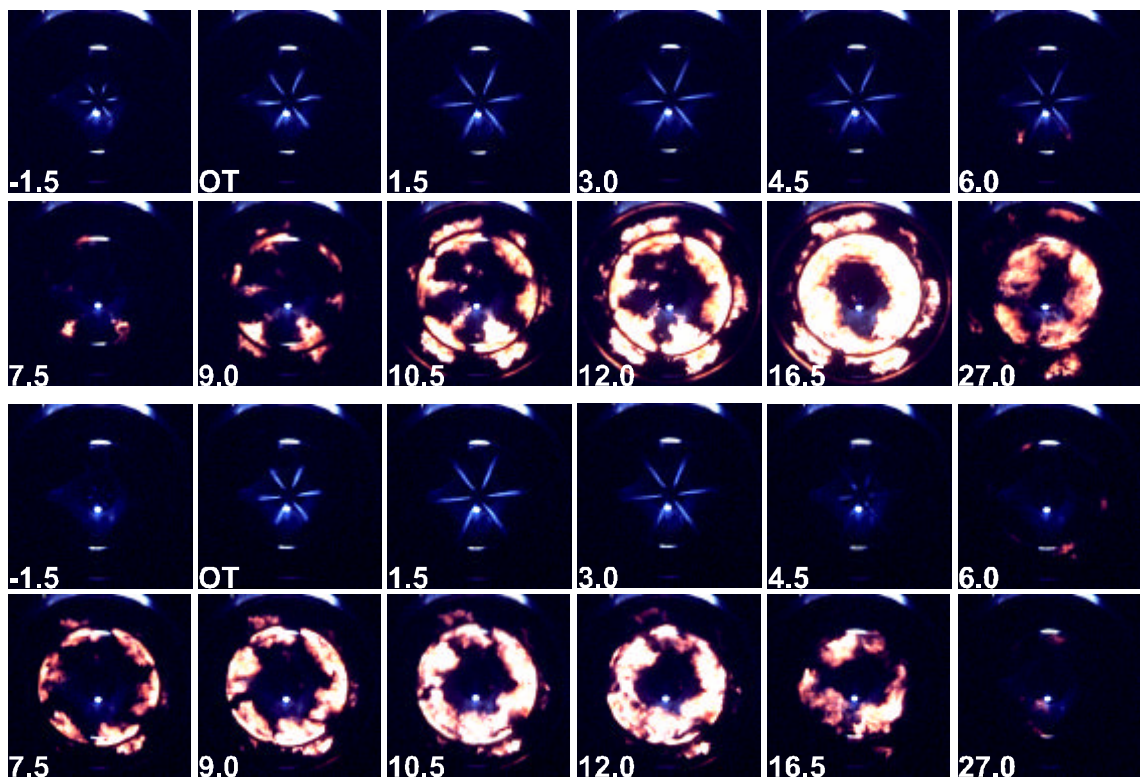


Bild 3.1: Einfluß des Raildruckes (oben 550 bar, unten 850 bar) auf Verbrennung und Emissionen; 6-Lochdüse; Drehzahl: 2000 1/min;  $Q_e$ : 12 mm<sup>3</sup>.

Raildruck [bar]	NOx [-]	Partikel [-]
550	100%	100%
850	177%	66%

Tabelle 3.1: Einfluß des Raildruckes auf die Emissionswerte. 6-Lochdüse;  
Drehzahl: 2000 1/min;  $Q_e$ : 12 mm<sup>3</sup>.

Deutlich sind auf den Verbrennungsaufnahme die frühere Zündung und die schnellere Verbrennung zu erkennen. Auffällig ist beim höheren Raildruck die Konzentration der Flamme in der Mulde. Dies resultiert aus einer druckabhängigen Änderung des Einspritzwinkels /41/, die die Messungen in einer Hochdruckkammer belegen. In Bild 3.2 sind zwei Einspritzstrahlen bei verschiedenen Raildrücken dargestellt. Die Oberseite der Strahlen wird durch die Druckerhöhung von 550 bar auf 850 bar nicht beeinflusst, die Unterseite wird in Kolbenrichtung abgelenkt, so daß sich die Strahlachse insgesamt um ca. 1° ändert.

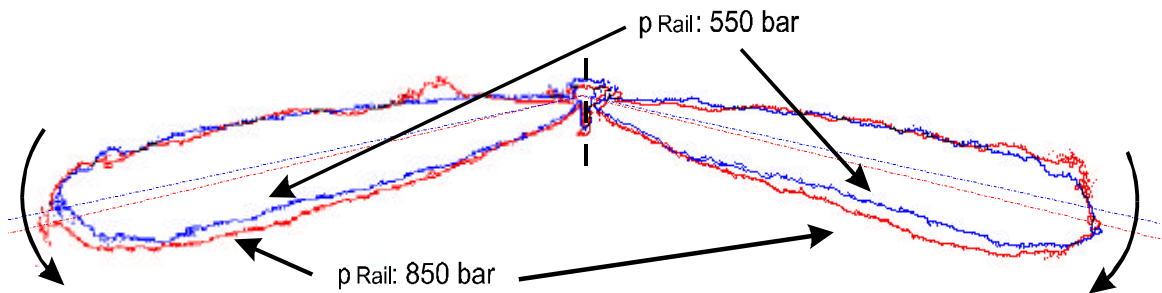


Bild 3.2: Einfluß des Raildruckes auf den Einspritzstrahlwinkel, Messung bei Gegen-  
druck und Raumtemperatur; 6-Lochdüse;  $Q_e$ : 20 mm<sup>3</sup>.

Der Grund für diese Ablenkung des Einspritzstrahles in die Mulde ist die unsymmetrische Geschwindigkeitsverteilung im Strahl (siehe Kapitel 4.1), die durch das scharfe Umlenken der Einströmung in das Spritzloch mit anschließender Kavitationsbildung /42/, /43/

bei einer Sitzlochdüse verursacht wird. Der dem Kolben zugewandte Strahlanteil besitzt eine höhere Geschwindigkeit als der dem Zylinderkopf zugewandte, wobei durch eine Raildruckerhöhung diese Differenz zunimmt. In dem bei dieser Untersuchung gewählten Teillastpunkt führen beide Effekte - Raildruckerhöhung und Strahlwinkeländerung - zu einer niedrigeren Rußemission, da aufgrund der verbesserten Gemischbildung und der geringen, für die Teillast notwendigen Einspritzmenge eine Verbrennung in der Mulde zu einer optimierten Luftausnutzung führt. Im Vollastbereich bedeutet die Konzentration der Flamme in der Mulde jedoch eine mangelhafte Luftausnutzung (kaum eine Erfassung der Luftmenge im Quetschspalt), die durch eine unvollständige Verbrennung die Rußemission erhöht.

Eine Einspritzdruckerhöhung führt nicht nur zu einer zeitlichen Änderung der Zündung und des Verbrennungsvorganges sondern auch zu einer örtlichen Änderung der Zündorte /44/. Mithilfe der 2D-OH-Chemilumineszenzmessung in Bild 3.3 läßt sich dies verdeutlichen. Mit steigendem Raildruck erhöht sich der Impuls der Einspritzstrahlen, so daß die Zündorte der Voreinspritzung von der Düse weg in Richtung Kolbenmulde verlagert werden.

Diese Ergebnisse zeigen zum einen, daß eine Raildruckerhöhung deutlich die Rußemissionen senken kann, zum anderen jedoch, daß durch die Innengeometrie der Sitzlochdüse die Strahlwinkeländerung durch die Raildruckerhöhung einer Optimierung im Teil- und Vollastbereich entgegenwirkt. Ein umgekehrter bzw. fehlender Effekt brächte damit deutliche Vorteile für die Rußemissionen. Die örtliche Verlagerung der Zündorte ist ein weiterer wichtiger Punkt, von dem die Emissionen beeinflusst werden. Diese Zündorte durch eine angepaßte Voreinspritzung zu kontrollieren /45/, bietet sich aufgrund der fehlenden Möglichkeit, bei einer Sitzlochdüse Lochgeometrie und Raildruck über den Lastbereich anzupassen, nur unzureichend.

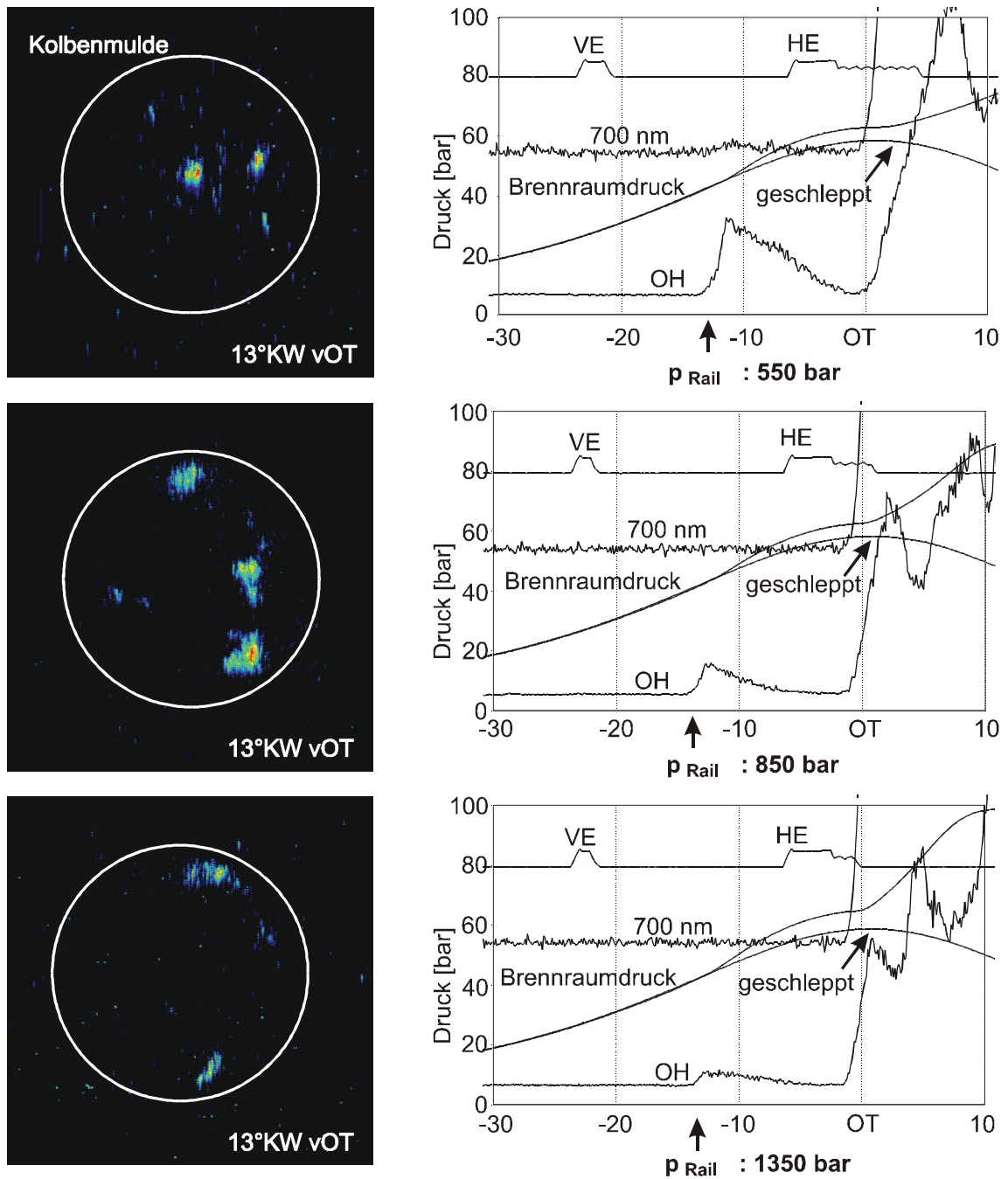


Bild 3.3: Vergleich der OH-Chemilumineszenzsignale bei unterschiedlichen Raildrücken (oben: 550 bar; in der Mitte: 850 bar; unten: 1350 bar); 6-Lochdüse;  $Q_{VE}$ : 1,5 mm<sup>3</sup>;  $Q_{HE}$ : 38,5 mm<sup>3</sup>.



### 3.2 Lochdurchmesser und Lochanzahl

Wird bei gleichem hydraulischen Gesamtdurchfluß der Düse der Lochdurchmesser verkleinert und daher die Lochanzahl entsprechend erhöht, ergibt sich eine Verringerung der mittleren Tröpfchengröße /46/. Daraus resultiert bei gleichen Randbedingungen eine Verkürzung der Eindringtiefe /47/, die Zündung setzt früher ein, und die Verbrennung konzentriert sich in der Mulde. Dies ist in Bild 3.4 klar erkennbar.

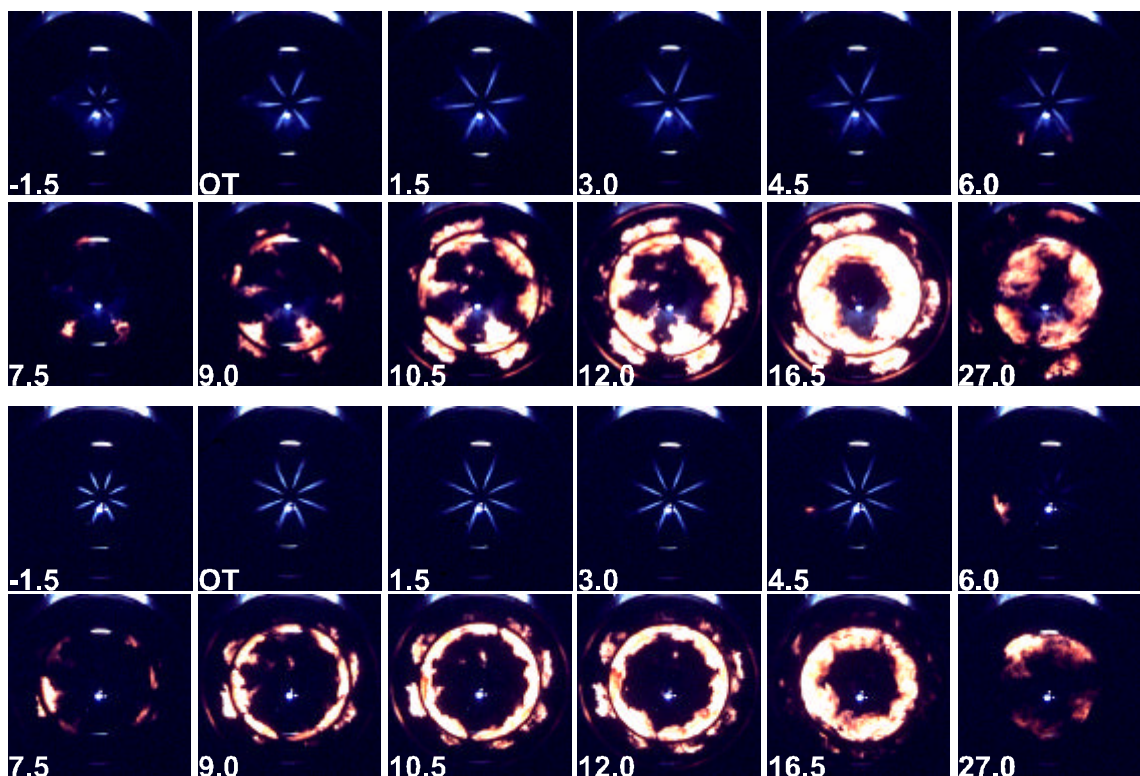


Bild 3.4: Einfluß des Düsenlochdurchmessers und -anzahl bei konstantem hydraulischen Durchfluß auf Verbrennung und Emission; oben: 6-Lochdüse, unten: 8-Lochdüse;  $p_{\text{Rail}}$ : 550 bar; Drehzahl: 2000 1/min;  $Q_e$ : 12 mm<sup>3</sup>.

Bei gleichem Einspritzdruck steigt die Intensität der Verbrennung am Muldenrand, die NO<sub>x</sub>-Emission steigt, gleichzeitig steigt aber auch die Rußemission, da wegen der geringeren Luftausnutzung der Rußausbrand verringert wird. Erhöht man nun jedoch den Einspritzdruck und gleicht damit die verkürzte Eindringtiefe aus, so führt dies zu einer deutlichen Rußabsenkung, die intensiverte Verbrennung vergrößert aber nochmals die NO<sub>x</sub>-



Emission, wie dies bei einer Raildruckerhöhung von 550 bar auf 850 bar in Tabelle 3.2 dargestellt ist. Auch hier ist diese Maßnahme ein guter Kompromiß für den Teillastbereich, die großen Einspritzmengen in der Vollast sind dagegen als kritisch anzusehen, da sie zu einem Überwehen der Einspritzstrahlen durch den Drall führen können. Dies resultiert dann jedoch in eine schlechtere Lufterfassung mit höheren Rußemissionen.

Düse	Raildruck [bar]	NOx [-]	Partikel [-]
6-Lochdüse	550	100%	100%
8-Lochdüse	550	147,3%	124,2%
8-Lochdüse	850	177%	3%

Tabelle 3.2: Einfluß des Düsenlochdurchmessers und -anzahl auf Emissionen bei identischem hydraulischen Durchfluß; Drehzahl: 2000 1/min;  $Q_e$ : 12 mm<sup>3</sup>.

### 3.3 Lochgeometrie L/D

Das Lochlänge/Lochdurchmesser Verhältnis hat einen großen Einfluß auf die Gemischbildung im Brennraum. Kurze Lochlängen erzeugen tendenziell einen größeren Strahlkegelwinkel als lange Längen /48/. Dies führt zu einer größeren Strahloberfläche mit einer besseren Lufterfassung bei gleichzeitiger Abnahme der Strahleindringtiefe. Auf Bild 3.5 ist ein Verbrennungsvorgang mit einer Lochlänge von 0,7 mm dargestellt.

Es ist deutlich zu erkennen, daß die Einspritzmenge bei der kurzen Lochlänge im Gegensatz zu der in Bild 3.6 aufgezeigten Variante mit 1,3 mm Lochlänge einen kürzeren Strahl mit einem größeren Strahlkegelwinkel bildet. Die verstärkte Gemischbildung ist besonders anhand der frühen Zündung der Voreinspritzmenge in Düsennähe ersichtlich. Die zahlreicheren Zündorte beschleunigen zusätzlich die Verbrennung.

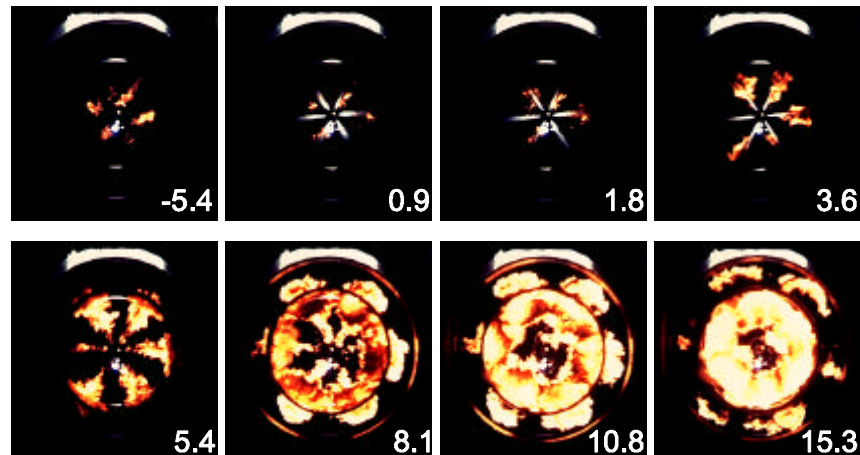


Bild 3.5: Einfluß der Einspritzlochlänge (0,7 mm) auf Verbrennung und Emissionen; 6-Lochdüse;  $p_{\text{Rail}}$ : 550 bar;  $Q_{\text{VE}}$ : 1,5 mm<sup>3</sup>;  $Q_{\text{HE}}$ : 16,5 mm<sup>3</sup>; Drehzahl: 1000 1/min.

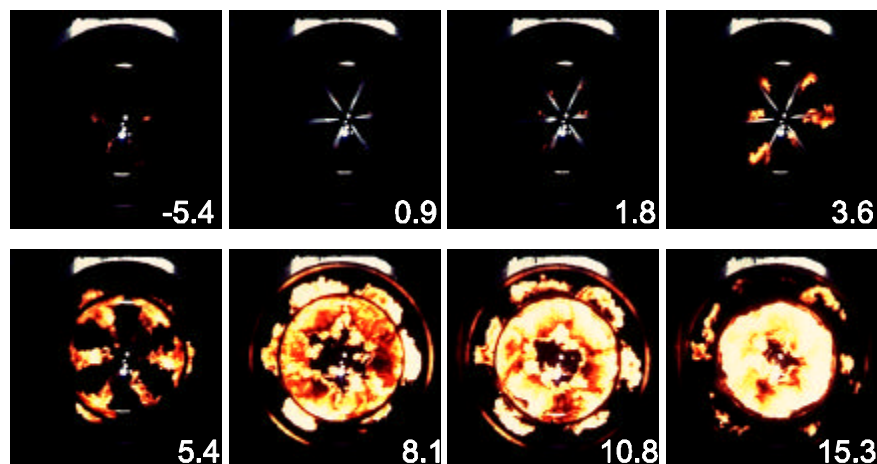


Bild 3.6: Einfluß der Einspritzlochlänge (1,3 mm) auf Verbrennung und Emissionen; 6-Lochdüse;  $p_{\text{Rail}}$ : 550 bar;  $Q_{\text{VE}}$ : 1,5 mm<sup>3</sup>;  $Q_{\text{HE}}$ : 16,5 mm<sup>3</sup>; Drehzahl: 1000 1/min.

Weiteren Aufschluß über die Auswirkung der Einspritzlochlänge läßt der Vergleich der eindimensionalen OH-Chemilumineszenz Signale zu, die parallel zu den oben gezeigten Bildern aufgezeichnet wurden. In Bild 3.7 ist neben den Messungen zu 0,7 mm und 1,3 mm noch der Zwischenwert mit 0,9 mm Lochlänge dargestellt, der sich als auffällig herausstellt. Das OH-Signal der Voreinspritzung nimmt wie erwartet mit kürzerer Lochlänge zu, das heißt die Umsetzung des Kraftstoffes in Reaktionsvorprodukte ist schneller. Das Signal der Haupteinspritzung der 1,3 mm Lochlänge ist das niedrigste, die

Umsetzung der Einspritzmenge am langsamsten. Die intensivste OH-Chemilumineszenz erreicht jedoch nicht wie erwartet die 0,7 mm Linie, sondern die mit Messung mit einer Lochlänge von 0,9 mm. Hieran wird deutlich, daß diese Untersuchungen nicht allein von dem einen Parameter abhängig sind, sondern die gesamten Randbedingungen in Betracht gezogen werden müssen. Es scheint hier ein Optimum zwischen der Brennraumgeometrie, dem Lastpunkt und der Lochlänge von 0,9 mm zu liegen, jedoch nur für die Haupteinspritzmenge.

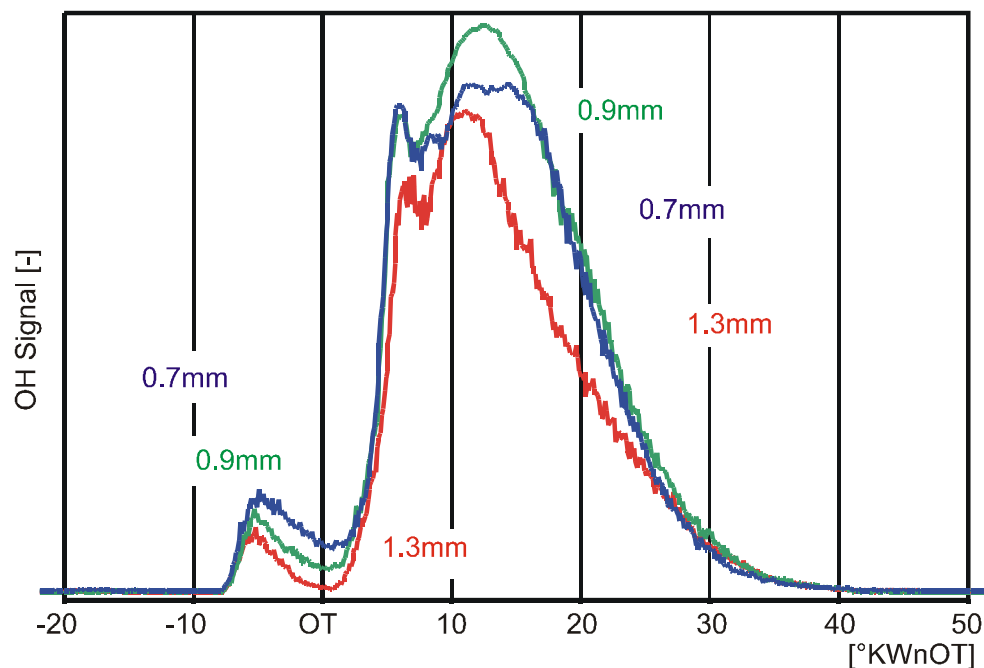


Bild 3.7: Einfluß der Einspritzlochlänge auf das Signal der OH-Chemilumineszenz; 6-Lochdüse;  $p_{\text{Rail}}$ : 550 bar;  $Q_{\text{VE}}$ : 1,5 mm<sup>3</sup>;  $Q_{\text{HE}}$ : 10,5 mm<sup>3</sup>; Drehzahl: 1000 1/min.

### 3.4 HE-Verrundung

Nicht nur das L/D-Verhältnis wirkt auf die Gemischbildung, sondern zu einem sehr großen Teil auch die Einlaufbedingungen für den Kraftstoff in das Düsenloch. Im Abschnitt 3.1 ist bereits auf die unsymmetrische Strahlführung im Düsenloch hingewiesen worden, die durch die Fließrichtungsänderung vom Nadelsitz zum Düsenloch verursacht wird

/49/. Ohne die prinzipielle Geometrie aufzugeben, läßt sich dieser Effekt deutlich reduzieren. Das Verfahren hierzu ist die hydroerosive Verrundung, kurz HE-Verrundung. Dabei wird ein abrasives Medium durch die Düsenlöcher gepreßt und so die Einlaufkanten gebrochen. Das Ergebnis ist eine bessere Strömungsführung, die gleichzeitig zu einem höheren Durchfluß der Düse führt, da der effektive hydraulische Querschnitt zunimmt /50/. Dies bewirkt einen deutlich höheren Strahlimpuls und einen kleineren Strahlwinkel, gleichzeitig wird das Gesamtstrahlbild aller Einspritzstrahlen gleichmäßiger. Wegen der Durchflußsteigerung bei verrundeten Düsenlöchern muß für die gleiche Einspritzrate wie bei einer nicht verrundeten Düse der Einspritzdruck verringert werden /51/, damit nimmt die Tröpfchengröße zu und eine höhere Rußemission ist die Folge. Die HE-Verrundung und die Düsenlochdurchmesser müssen daher sorgfältig für die jeweilige Brennraumgeometrie angepaßt werden.

### 3.5 Höhenwinkel

Der Höhenwinkel bestimmt maßgeblich den Luftausnutzungsgrad des Brennverfahrens. Wie schon in Abschnitt 3.1 gezeigt, reicht bereits eine kleine Winkeländerung aus, um das Brennverhalten nachhaltig zu beeinflussen. Fertigungs- und Montagetoleranzen, die Abweichungen des Höhenwinkels im  $1^\circ$  Bereich verursachen, werden ergänzt durch hydraulische Einflüsse, die den tatsächlichen Winkel vom geometrischen differieren lassen. Durch diese Änderungen werden besonders die Rußemissionen beeinflusst, wie in Bild 3.8 dargestellt ist.

Bei dem gezeigten Teillastpunkt bewirkt ein großer Höhenwinkel ein Ablenken der Einspritzstrahlen in die Mulde hinein. Die Verbrennung findet fast ausschließlich in der Kolbenmulde statt, sie ist intensiver und läuft mit einer höheren Temperatur ab. Die Luft im Quetschspalt wird nicht ausgenutzt, die Rußbildung ist erhöht. Gleichzeitig aber ist erkennbar, daß die Verbrennung mit einer hohen Temperatur länger anhält. Der Rußausbrand wird dadurch wesentlich verbessert. Dieses Verhalten gilt natürlich nur im Teillastbereich, da die geringe Luftausnutzung bei den Einspritzmengen in der Vollast zwangs-

läufig zu einer Verschlechterung der Verbrennung und zum Ansteigen der Rußemissionen führt. Das bedeutet, daß es teillast- und volllastoptimale Höhenwinkel gibt.

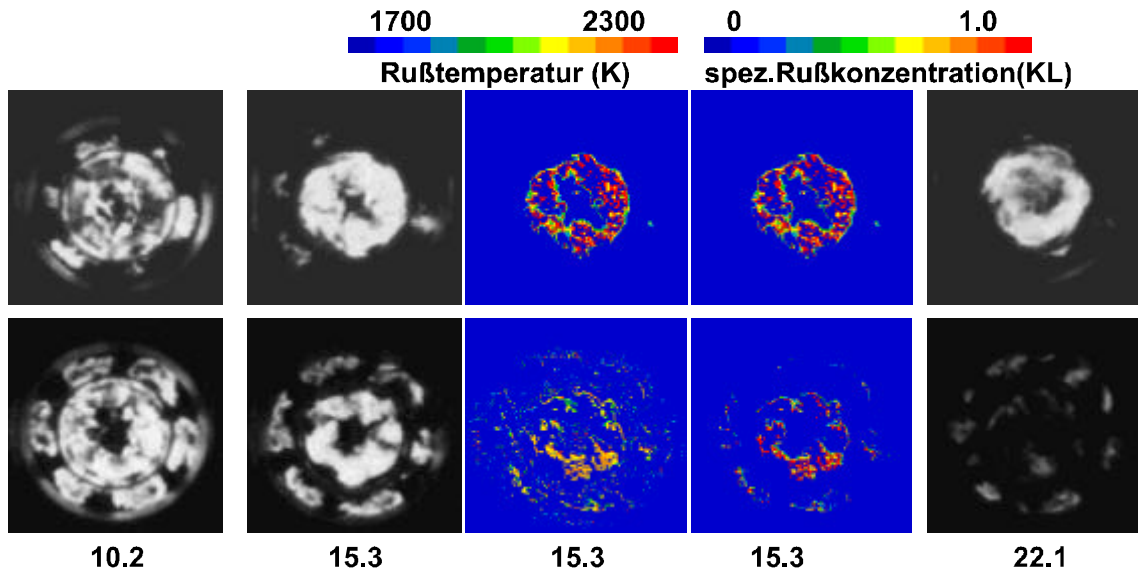


Bild 3.8: Rußtemperaturen und -konzentrationen bei verschiedenen Höhenwinkeln im Teillastbereich; Drehzahl: 1000 1/min;  $p_{\text{Rail}}$ : 550 bar; oben: großer Höhenwinkel,  $SZ = 0,7$ ; unten: kleiner Höhenwinkel,  $SZ = 1,6$ .

### 3.6 Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit der Düsenadel

Gerade im Teillastbereich mit den kurzen Ansteuerdauern, in denen sich die Düsenadel im ballistischen Betrieb befindet, kann durch einen schnelleren Anstieg der Einspritzrate mit einer höheren Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit eine deutliche Rußabsenkung erzielt werden [52], [53]. Vergleicht man die Ansteuersignale und Einspritzverläufe des konventionellen magnet-hydraulischen Injektors mit denen des piezo-hydraulischen Injektors in Bild 3.9, so fällt der deutlich härtere Einspritzverlauf des Piezo-Injektors auf. Systembedingt besitzt der Piezo eine deutlich verringerte Verzögerungszeit zwischen Ansteuersignal und Nadelhub und läßt eine größere Nadelgeschwindigkeit zu. Die Kleinstmengenfähigkeit wird dadurch jedoch nicht negativ beeinflusst.

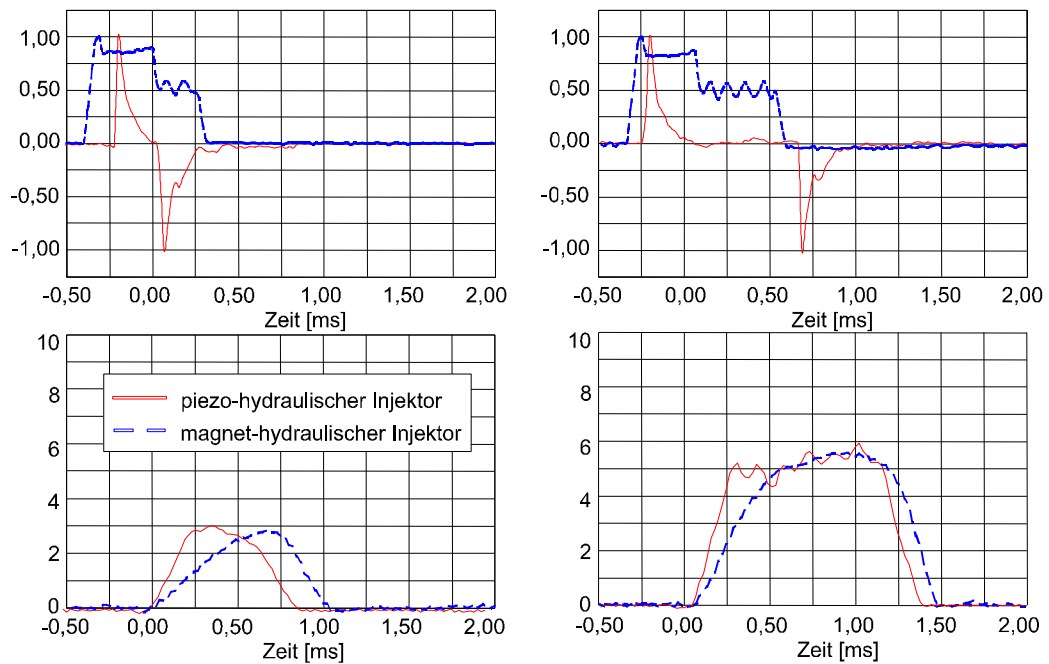


Bild 3.9: Elektrische Ansteuersignale und resultierende Einspritzmengenverläufe für einen magnet-hydraulischen Injektor und einen piezo-hydraulischen Injektor;  $Q_e$ : links:  $15 \text{ mm}^3/\text{Hub}$ , rechts:  $50 \text{ mm}^3/\text{Hub}$ .

Öffnet ein Injektor langsam, so bleibt der effektiv im Düsenloch zur Verfügung stehende Einspritzdruck gering. Die Drosselstelle am Nadelsitz ist besonders bei den äußerst geringen Voreinspritzmengen der bestimmende hydraulische Querschnitt. Die Folge ist, daß der Kraftstoff wegen des geringeren Strahlimpulses in Form von größeren Tröpfchen in Düsennähe deponiert wird. Durch ungleichmäßiges Zuströmen des Kraftstoffes zu den Düsenlöchern bei geringen Nadelhuben geschieht dies unsymmetrisch, die Scherströmung ist niedrig, und die Gemischbildung ist nur schwach ausgeprägt. Die Zündung erfolgt daher unregelmäßig in Düsennähe. Dies ist anschaulich in Bild 3.10 verdeutlicht.

Der während der Haupteinspritzphase eingebrachte Kraftstoff wird daher schon sehr früh in Düsennähe auf Verbrennungstemperaturen erhitzt, so daß die Reichweite der schneller verdampfenden Tröpfchen stark abnimmt. Dadurch wird die Luftausnutzung deutlich reduziert, die Verbrennung findet in der Mulde statt, und es wird mehr Ruß gebildet.

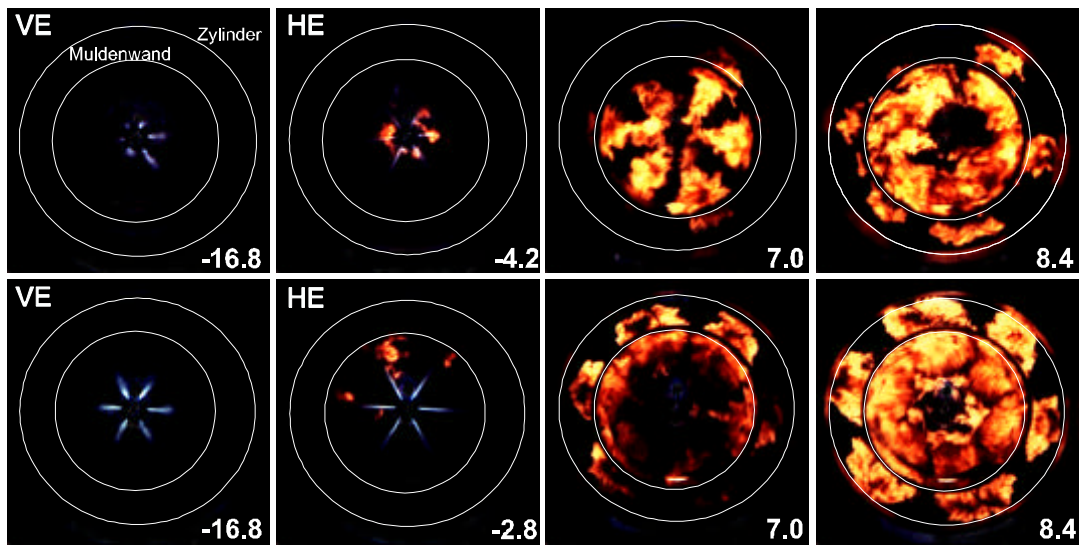


Bild 3.10: Einfluß der Einspritzrate auf die Vor- und Haupteinspritzphase und die Verbrennung; 6-Lochdüse; Drehzahl: 1600 1/min;  $Q_e$ : 12 mm<sup>3</sup>; oben: magnetohydraulischer Injektor, unten: piezo-hydraulischer Injektor.

Bei einer höheren Nadelöffnungsgeschwindigkeit wird der genannte kritische Bereich schneller durchfahren, der Druckverlust durch die Sitzdrosselung ist verringert. Gleichzeitig wird der Kraftstoffzufluß zu den Düsenlöchern gleichmäßig, das Strahlbild ist symmetrisch. Hiermit geht ein höherer Strahlimpuls einher, der mit einer erhöhten Austrittsgeschwindigkeit die Kraftstofftröpfchen bis zur Zylinderwand transportiert /54/. Die Voreinspritzstrahlen dringen ebenfalls tiefer in den Brennraum hinein und verlagern wegen der vergrößerten Scherströmung die Zündorte weg von der Düse weiter in die Kolbenmulde hinein. Die Haupteinspritzmenge wird daher besser verteilt, und die Luftausnutzung und Gemischbildung werden wesentlich verbessert. Dadurch ergibt sich eine raschere Verbrennung mit einem steileren Druckanstieg, die eine niedrigere Rußbildung bei gleichzeitigem Anstieg des Geräusches und der NO<sub>x</sub>-Emissionen zur Folge hat.

### 3.7 Brennraumdrall

Die Änderung der Gemischbildung und Verbrennung durch die Einspritzung ist ein Mittel, auf die Schadstoffbildung Einfluß zu nehmen. Ein anderes ist die Variation des Brennraumdralls. Eine Erhöhung des Dralls vergrößert die Relativgeschwindigkeit zwi-



schen den Einspritzstrahlen und der Luft im Brennraum, die lokale Turbulenz wird erhöht /55/. Besonders die kleineren Tröpfchen werden dadurch beeinflußt und besser verteilt, so daß die Zündbedingungen und Gemischbildung verbessert werden. Diese Tatsache führt zu einer Verkürzung des Brennprozesses mit wesentlich reduzierten Rußemissionen /56/, welches anhand des Bildes 3.11 und der Tabelle 3.3 deutlich wird.

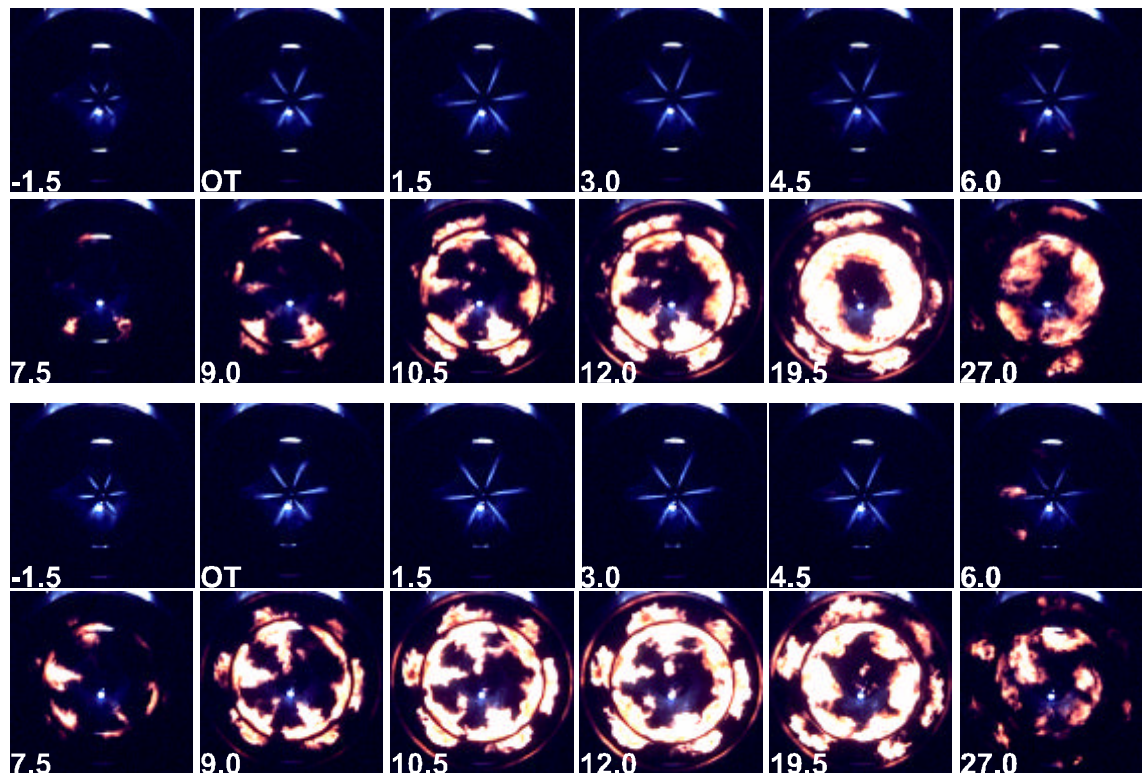


Bild 3.11: Einfluß des Dralls auf Verbrennung und Emissionen; oben: Drall schwach, unten: Drall stark (Einlaßkanalabschaltung); 6-Lochdüse;  $p_{\text{Rail}}$ : 550 bar; Drehzahl: 2000 1/min;  $Q_e$ : 12 mm<sup>3</sup>.

Drall	NO <sub>x</sub> [-]	Partikel [-]
schwach	100%	100%
stark (EKAS)	97%	34%

Tabelle 3.3: Einfluß des Dralls auf Emissionswerte bei schwachem bzw. starkem Drall; 6-Lochdüse;  $p_{\text{Rail}}$ : 550 bar; Drehzahl: 2000 1/min;  $Q_e$ : 12 mm<sup>3</sup>.



Auf Bild 3.11 ist neben der Verkürzung des Brennprozesses aber auch erkennbar, daß die Ladungsbewegung als solches nur wenig Einfluß auf die generelle Verteilung des Kraftstoffes, die größeren Tröpfchen, im Brennraum ausübt. Diese wird wesentlich durch die Einspritzung bestimmt, da der Impuls der Kraftstoffstrahlen deutlich größer ist als der durch den Drall. Die NO<sub>x</sub> Bildung ist daher kaum beeinflusst. Durch eine abgestimmte Düsenauslegung und Ladungsbewegung erhält man aufgrund dieser Tatsache ein größeres Optimierungspotential zur Emissionsabsenkung.

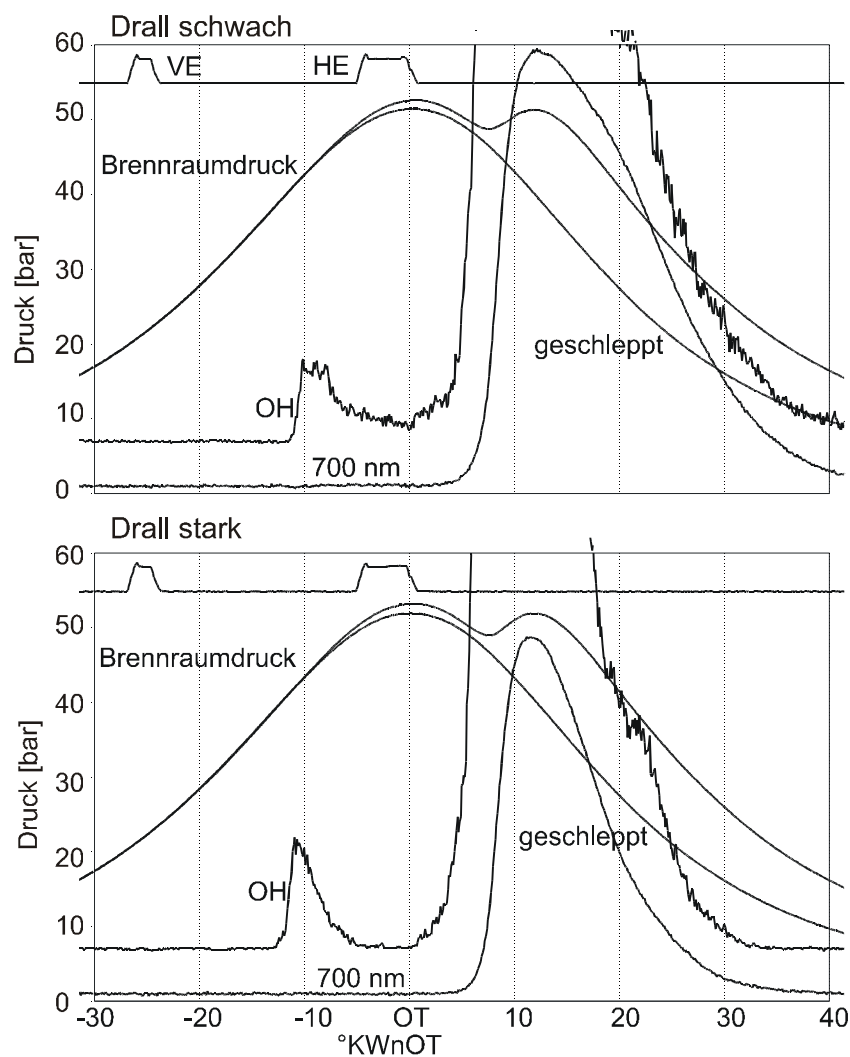


Bild 3.12: Zündverzögerungen der Vor- und Haupteinspritzung bei unterschiedlichem Drall, Signale der OH-Chemilumineszenz und der Rußstrahlung im Vergleich mit den Ansteuersignalen der Einspritzungen.

Der Einfluß der Ladungsbewegung auf die Verbrennung läßt sich auch besonders gut anhand der OH-Chemilumineszenzsignale erläutern. Auf Bild 3.12 sind neben den Ansteuersignalen für die Einspritzung und dem Brennraumdruck das OH-Signal und die 700 nm Linie für die Rußstrahlung aufgezeichnet.

Der Zündverzug der Voreinspritzung ist bei schwachem Drall größer, und die Umsetzung des Kraftstoffes geschieht langsamer. Das Signal der OH-Chemilumineszenz bzw. die Konzentration an Radikalen und Reaktionszwischenprodukten bleibt länger auf einem höheren Niveau, so daß beim Einsetzen der Haupteinspritzung genügend reaktive Verbindungen zur Verfügung stehen, die eine sanfte Zündeinleitung der Haupteinspritzmenge gewährleisten. Dies führt zu einem langsameren Druckanstieg und damit zu einem niedrigeren Verbrennungsgeräusch. Im Gegensatz dazu ist bei stärkerem Drall die Voreinspritzmenge mit kürzerem Zündverzug vollständig umgesetzt, wenn die Haupteinspritzung erfolgt. Die Zündung der Hauptmenge ist etwas verschlechtert, die Brenndauer ist verkürzt und ein steilerer Druckanstieg ist die Folge. Damit wird das Geräusch verschlechtert, die Rußemissionen jedoch drastisch reduziert. Das Zeitfenster, in dem die Voreinspritzung eingesetzt werden kann, ist daher bei höherem Drall kleiner als bei schwachem.

### **3.8 Wertung der Einflußfaktoren und Anforderungen an ein Injektorkonzept**

Die dargestellten Einflußgrößen, die in verschiedener Weise den dieselmotorischen Verbrennungsprozeß bestimmen, sind voneinander abhängig und beeinflussen sich gegenseitig. Es hat sich gezeigt, daß es teillast- und volllastoptimierte Auslegungen gibt. Jede stellt in bezug auf die andere aber immer einen Kompromiß entweder emissionsseitig oder von der Leistung her. Generell lassen sich aus diesen Resultaten jedoch auch allgemeingültige Anforderungen an eine Gemischaufbereitung und damit an ein neues Injektorkonzept stellen. Die Forderungen sind im einzelnen:

- härtere Spritzrate zur besseren Gemischaufbereitung /57/
- lastangepaßte Gemischbildung, d.h. „Gummidüse“ /38/
- lastunabhängige Druckvariation, nur mit CR-Systemen uneingeschränkt darstellbar, schwierig mit Einspritzsystemen mit drehzahlabhängigem Druckverlauf /58/
- präzise Steuerung der VE /59/
- höhere Stabilität für Mehrfacheinspritzung /60/

Aufgrund dieser Ergebnisse wird ein Injektorkonzept entwickelt, das diesen Forderungen näher kommt. Das Konzept wird im folgenden Kapitel detailliert beschrieben. Die Basis dafür ist eine nach außen öffnende Düse, die eine sinnvolle Querschnittsteuerung ermöglicht. Der Antrieb erfolgt direkt über ein Piezostellglied, um eine größtmögliche Stabilität zu erreichen.

Es folgt eine umfassende theoretische Auslegung des CR-Injektors und die Verifikation über die bereits in Kapitel 2 dargestellte Meßkette.

## 4. Konzeption des Injektors

### 4.1 Simulation

#### 4.1.1 1D-Hydrauliksimulation

Die Eigenschaften eines Injektors werden entscheidend durch das Wechselspiel zwischen der eigentlichen Funktion und den hydraulischen Störgrößen wie zum Beispiel Druckschwingungen beeinflusst. Die Störgrößen wirken sich nicht nur direkt auf den Einspritzstrahl, sondern auch indirekt, indem das Öffnungs- und Schließverhalten beeinträchtigt wird. Dies geschieht in einem hydraulisch betätigten Injektor durch die Rückkopplung der Störgrößen in den Servoraum. Dies ist zum Beispiel an der Veränderung einer Haupteinspritzmenge in Abhängigkeit des Abstands von der Voreinspritzung zu erkennen. Je kleiner der Abstand ist, desto größer sind die Mengenschwankungen, und damit ist für eine stabile Mengenbilanz ein minimaler Abstand definiert. Auf Bild 4.1 a und b ist dieser Zusammenhang dargestellt.

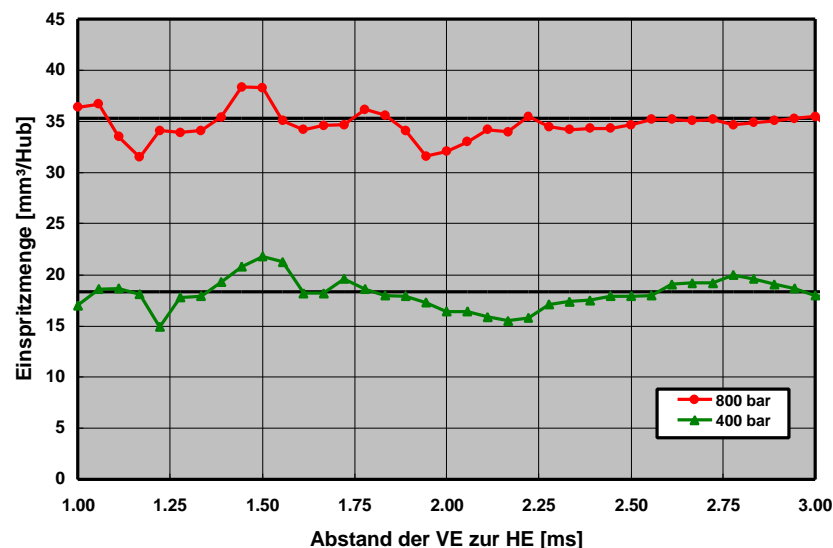


Bild 4.1a: Einfluß des Abstands zwischen VE und HE auf die Haupteinspritzmenge bei einem CR-Injektor mit Magnetantrieb, Darstellung der Absolutabweichung.

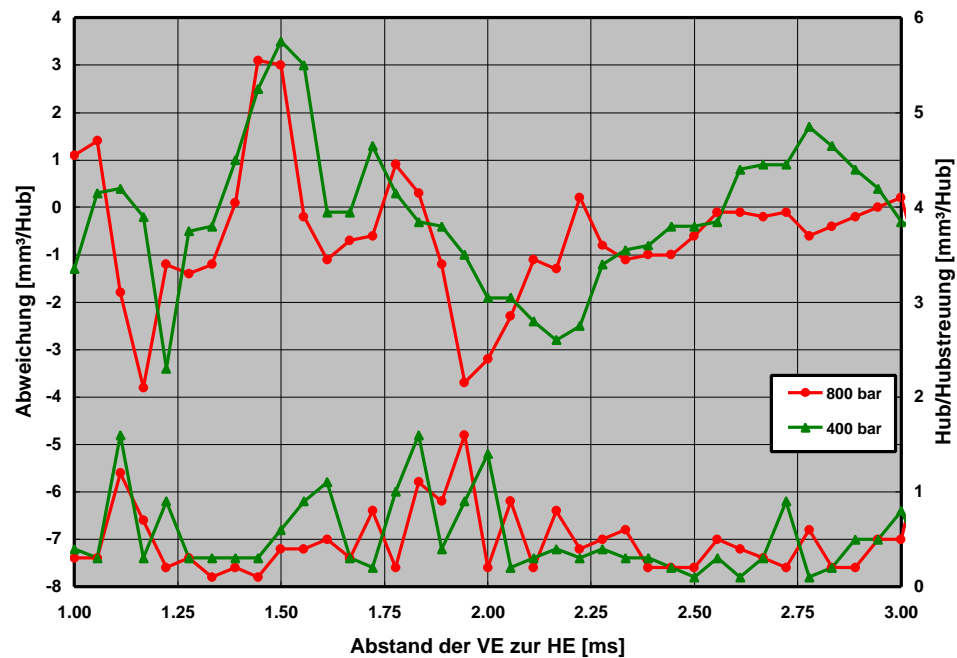


Bild 4.1b: Einfluß des Abstands zwischen VE und HE auf die Haupteinspritzmenge bei einem CR-Injektor mit Magnetantrieb, Darstellung der relativen Mengenabweichung und der Hub zu Hub Streuungen.

Zur weiteren Untersuchung dieser Abhängigkeiten wurden hydraulische Simulationsmodelle der verschiedenen Injektorkonzepte erstellt. Die Modelle wurden mit dem bei der DCAG entwickelten Programm ISIS /61/ berechnet. Das Programm besteht aus Grundbausteinen, die ein abgegrenztes Problem aus Mechanik, Elektrotechnik und Hydraulik mathematisch beschreiben. Der Injektor wird so aus einzelnen Bausteinen, die mit sogenannten Knoten verbunden sind, zusammengestellt. Die Knoten stellen dabei die Übergabegrößen eines Bausteins an den anderen dar und dienen gleichzeitig als Ausgabe der berechneten Größen /62/. Auf Bild 4.2 ist das ISIS Model eines Servo-Injektors mit I-Düse dargestellt.

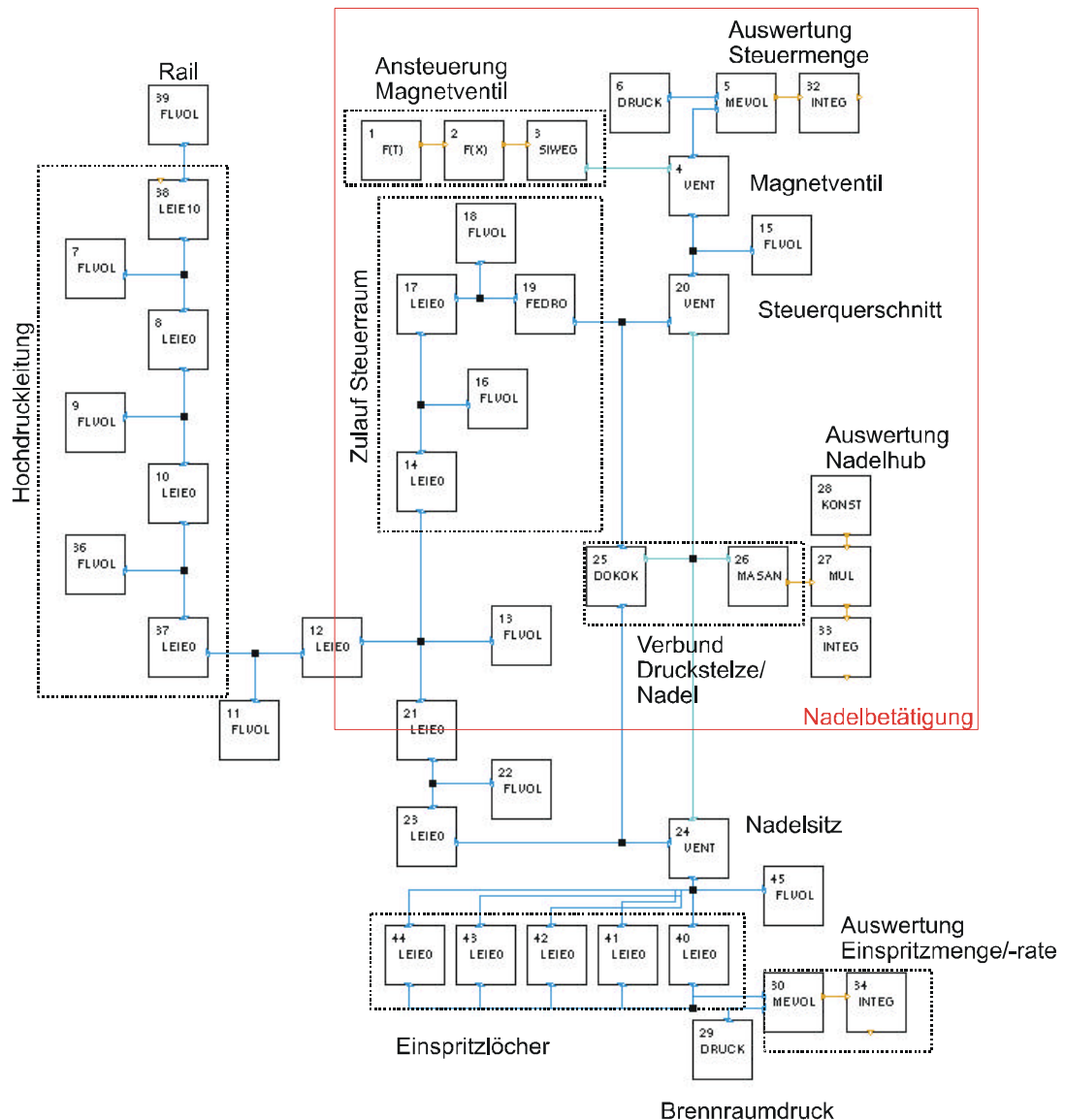


Bild 4.2: ISIS Modell eines Servo-Injektors.

Für die Erläuterung der einzelnen Elemente sei auf /63/ verwiesen. Wichtig bei diesem Modell ist die Verzweigung des Blockes „Zulauf Einspritzdüse“ mit den Blöcken „Nadelsitz“ und „Zulauf Steuerraum“. Der letztere ist wiederum über „Steuerquerschnitt“ und „Verbund Druckstelze/ Nadel“ mit dem Block „Nadel“ verbunden. In diesem Kreis beeinflussen sich die Bausteine gegenseitig, und Störungen pflanzen sich auf verschiedenen Wegen fort. Um diesem Verhalten zu entgehen, müssen die oben erwähnten Blöcke in einem hydraulisch stabilen Zustand sein und bleiben, oder aber der geschlossene Kreis muß aufgebrochen werden. Dadurch werden die Rückwirkungen der Störgrößen vermie-

den, und das ganze System bzw. der Injektor ist hydraulisch stabiler. Auf Bild 4.3 ist das ISIS-Modell des direkt betätigten Injektors mit A-Düse dargestellt.

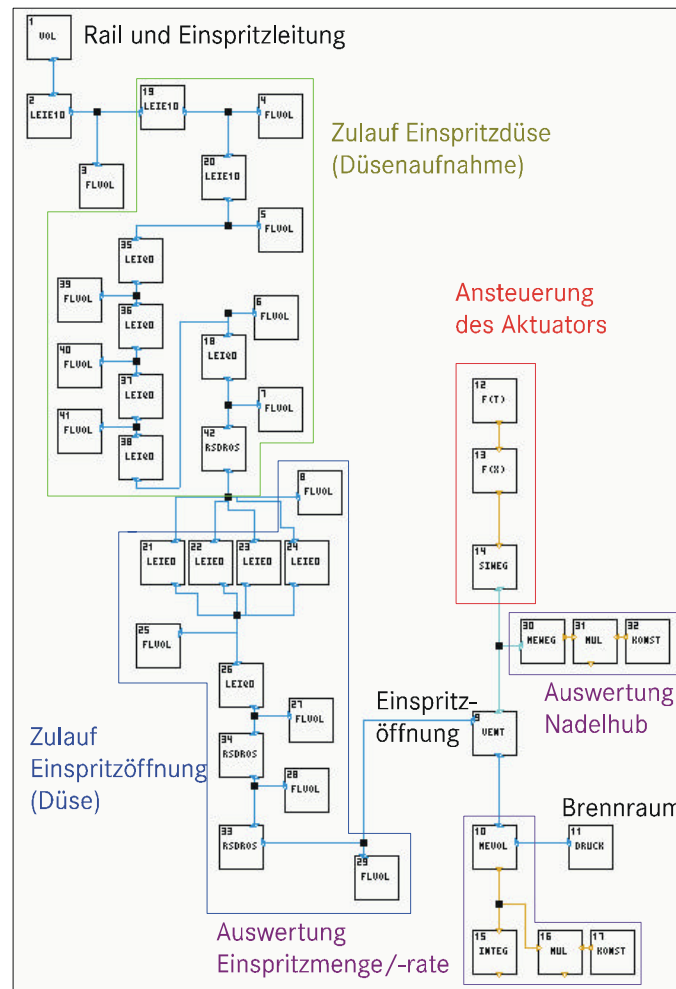


Bild 4.3: ISIS-Modell des Piezo-Vario-Injektors.

Deutlich ist zu erkennen, daß eine Reduktion der Bauteile und eine Entkopplung von Nadelhub und Raildruck in diesem Modell widerspiegelt ist. Mit Hilfe dieses Simulationsmodells wurden die Injektorparameter an kritischen Stellen wie Querschnittsänderungen, Volumina und Leitungslängen überprüft und verschiedene Lochgeometrien ausgelegt. In Kapitel 5 „Ergebnisse und Bewertung“ sind die Meßdaten der oben beschriebenen Injektor Konzepte miteinander verglichen.

### 4.1.2 3D-Simulation der Düseninnenströmung

Von großer Bedeutung für die Gemischaufbereitung im Brennraum ist die Druckumsetzung des Raildruckes in der Düse und den Düsenlöchern. Gerade bei nach innen öffnenden Sitz- und Sacklochdüsen stellt der Nadelsitz zusammen mit der Nadel eine Drosselstelle dar, die beim Nadelöffnen und -schließen eine deutliche Druckabsenkung vor dem Düsenloch verursacht /64/. Der hydraulisch wirksame Querschnitt, der  $\mu A$ -Verlauf einer I-Düse setzt sich demnach aus der Querschnittsfläche am Nadelsitz und den Einspritzlöchern zusammen /65/. Bei Teilhub ist die Sitzdrossel bestimmend, bei Vollhub, bzw. bei ausreichend großem Hub, die Einspritzlöcher. Dazwischen befindet sich ein fließender Übergang /66/. Bei einer Sitzlochdüse, bei der sich zur Verringerung des Schadvolumens die Löcher direkt unterhalb des Nadelsitzes befinden, kommt zusätzlich zur Sitzdrosselung eine scharfe Umlenkung der Kraftstoffießrichtung in die Düsenlöcher hinzu /22/. Dies hat Auswirkungen auf das Geschwindigkeitsprofil und die Druckverteilung im Düsenloch. Dieser Zusammenhang ist auf Bild 4.5 dargestellt.

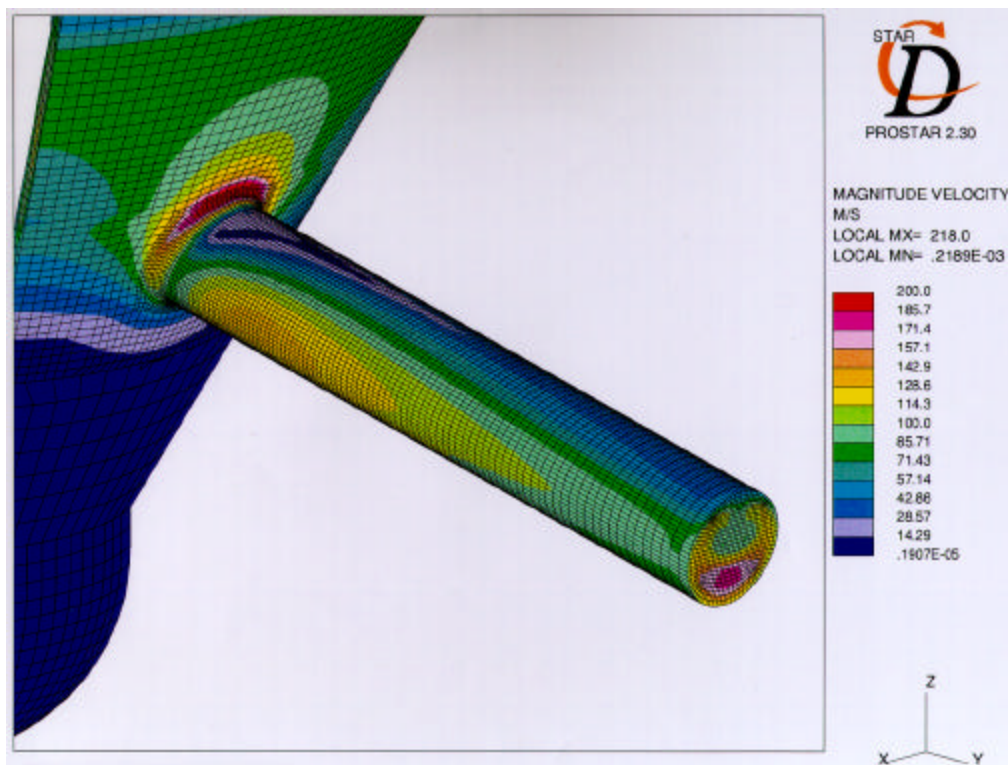


Bild 4.5: 3D-Simulation der Düseninnenströmung (Absolutgeschwindigkeit) einer CR-Sitzlochdüse;  $p_{\text{Rail}}$ : 250 bar.



Die 3D-Simulation erfolgte mit dem Programm Star-CD. Aufgrund der Symmetrie der Einspritzdüse, ist nur ein Sektor mit einem Düsenloch für die Berechnung verwendet worden. Anhand der errechneten Geschwindigkeiten ergibt sich eine Verteilung, die nach unten hin abnimmt. Sie ist für das Ablenken des Strahles in Richtung Kolben bei Erhöhung des Raildruckes verantwortlich, das bereits in Kapitel 3 erwähnt wurde. Betrachtet man zusätzlich zur Absolutgeschwindigkeit auch die Strömungsrichtung in Bild 4.6, so wird deutlich, daß durch die harte Änderung der Strömungsrichtung eine starke Einschnürung des Einspritzstrahles im Düsenloch erfolgt.

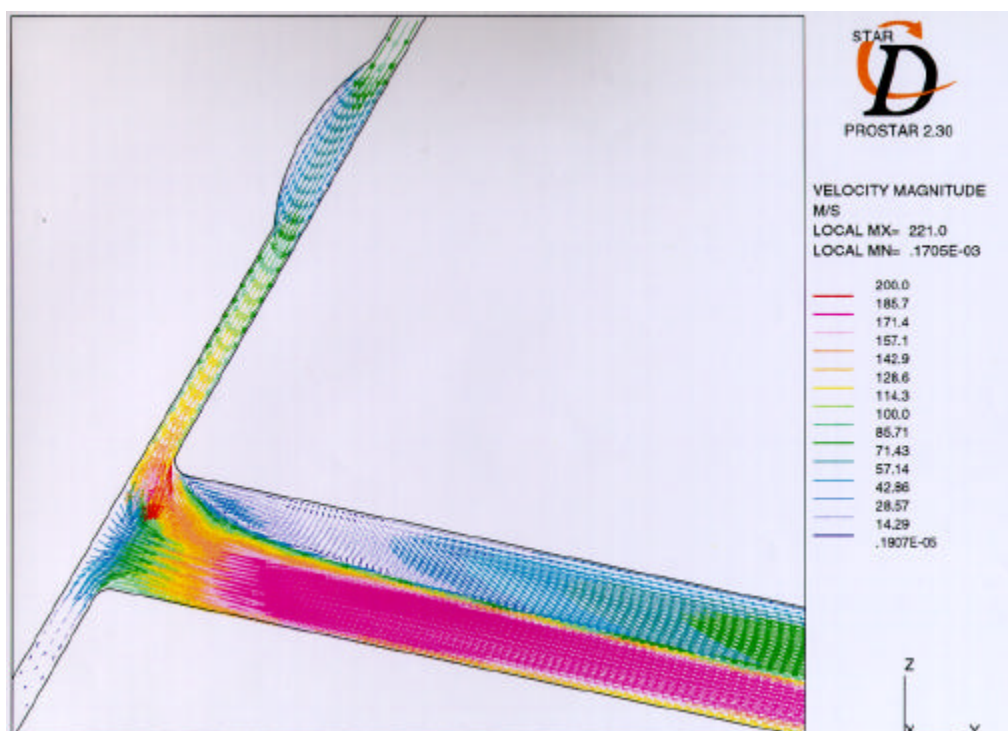


Bild 4.6: 3D-Simulation der Düseninnenströmung (Strömungsrichtung) einer CR-Sitzlochdüse;  $p_{\text{Rail}}$ : 250 bar.

In /67/ werden ähnliche Berechnungen und Messungen durchgeführt und die Unterschiede im Geschwindigkeitsfeld zwischen einer Sitzlochdüse und einer Minisacklochdüse aufgezeigt. Die Position der Düsenlöcher im Sackloch reduziert deutlich den Effekt der Sitzdrosselung und die Änderung der Strömungsrichtung, was zu einer wesentlich gleichmäßigeren Geschwindigkeitsverteilung im Spritzlochaustritt führt (Bild 4.7)

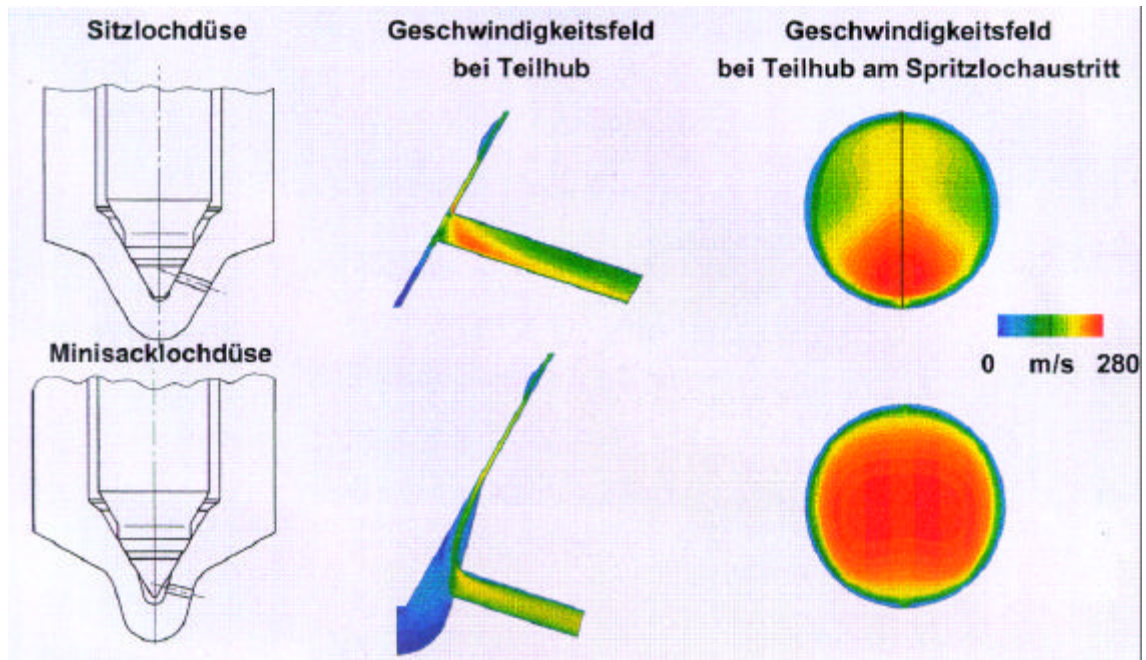


Bild 4.7: Geschwindigkeitsfeld im Spritzloch; Vergleich Sitzlochdüse – Minisacklochdüse /68/.

Im Gegensatz zu der Lochdüse werden bei einer nach außen öffnenden Düse die Düsenlöcher auf der Außenseite abgedichtet. Das bedeutet, die Löcher sind in den Spritzpausen mit unter Raildruck stehendem Kraftstoff gefüllt. Dadurch ändert sich grundlegend das Einströmverhalten und die Druckumsetzung bei der Einspritzung. Zusätzlich kann bei diesem Konzept ein großes Kraftstoffvolumen auf der Düseninnenseite vorgesehen werden, das jedoch kein Schadvolumen im Sinne einer Sacklochdüse darstellt. Auf den Bildern 4.8 und 4.9 sind die Ergebnisse der Simulationsrechnung mit den gleichen Randbedingungen wie bei der Sitzlochdüse dargestellt.

Die Unterschiede zwischen den Düsenformen sind klar erkennbar. Das große Volumen in der Düse hält den Einfluß der bereits eingespritzten Menge gering, die Geschwindigkeitsverteilung im Düsenloch ist gleichmäßiger. Wegen des geringeren Abstandes der Bohrung zur Unterkante der Düse ist das Einströmverhalten jedoch auch nicht ganz symmetrisch, der Schwerpunkt der Geschwindigkeitsverteilung liegt etwas oberhalb.

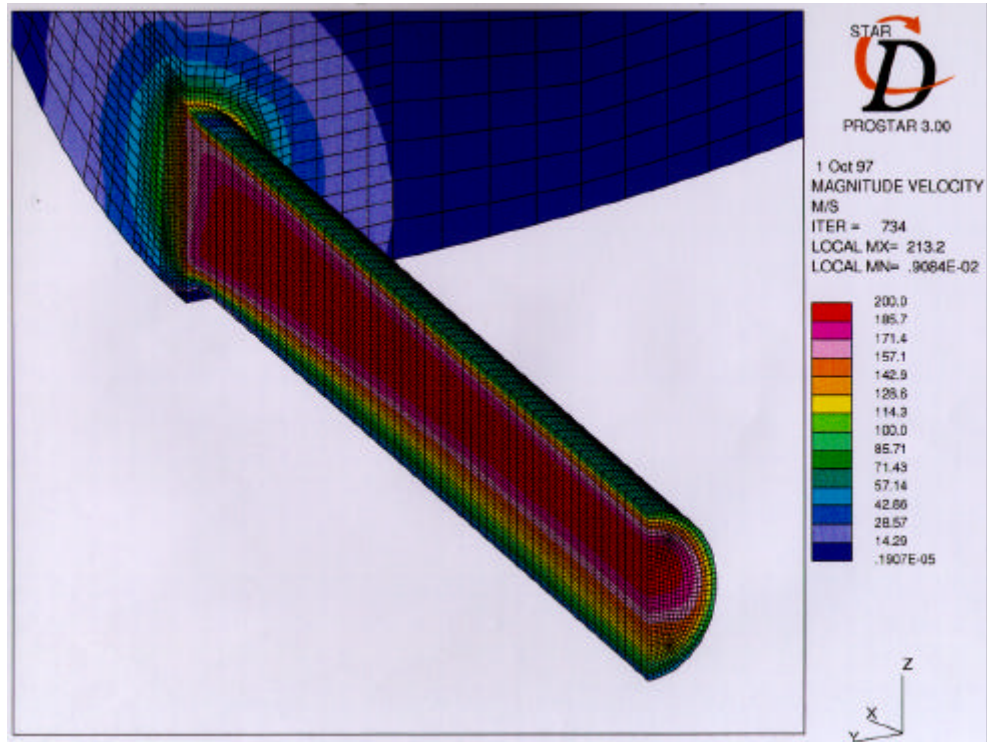


Bild 4.8: 3D-Simulation der Düseninnenströmung (Absolutgeschwindigkeit) einer A-Düse;  $p_{\text{Rail}}$ : 250 bar.

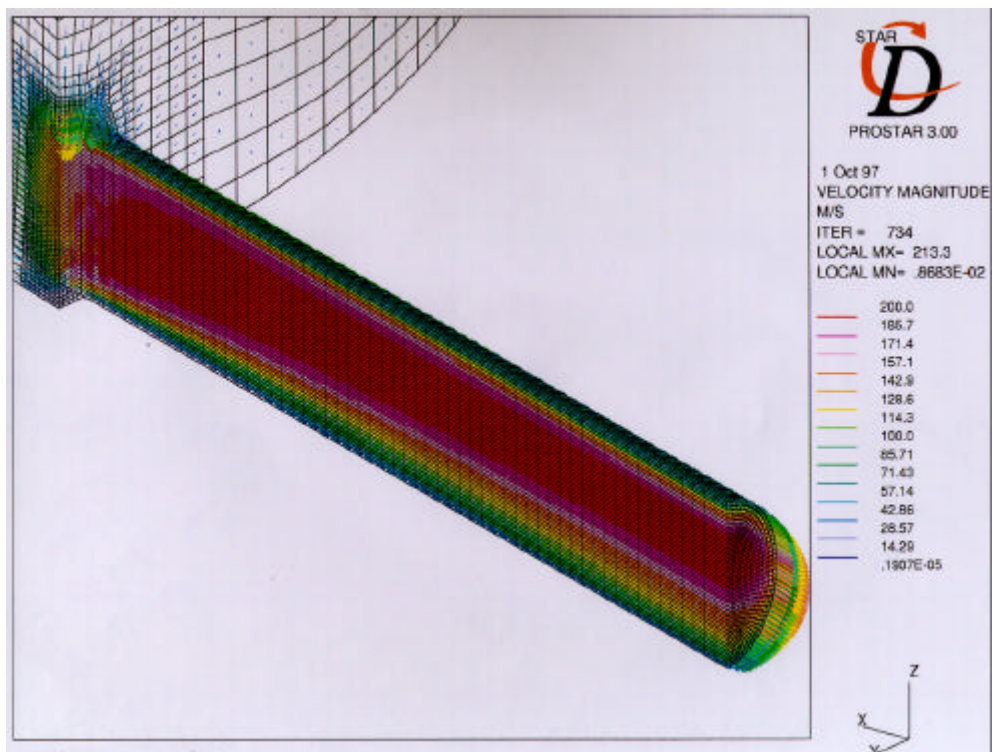


Bild 4.9: 3D-Simulation der Düseninnenströmung (Strömungsrichtung) einer A-Düse;  $p_{\text{Rail}}$ : 250 bar.



Wichtig für eine Auslegung einer Variodüse ist immer die Frage nach dem Verhalten bei Teilabdeckung eines Loches. In verschiedenen Veröffentlichungen /22/, /23/ wird auf eine Änderung des Kegelstrahlwinkels und auch des Strahlwinkels in Abhängigkeit des Öffnungsquerschnittes berichtet. Soteriou et al. /22/ klassifiziert die daraus resultierenden Strahlen in drei Kategorien: Fächerform (bis ca. 20% Öffnungsquerschnitt, der Strahl wird in Richtung Kolben aufgeweitet), Hufeisenform (bis ca. 70% Öffnungsquerschnitt, der Strahl wird breiter und wenig in Kolbenrichtung aufgeweitet) und „normaler“ Einspritzstrahl. Diese Strahlformen wurden stationär in einem vergrößerten, transparenten Modell gemessen. Auch der Fall eines teilweise abgedeckten Einspritzloches wurde mit dem Programm Star-CD simuliert, die Randbedingungen sind gleich geblieben, Bild 4.10 und Bild 4.11:

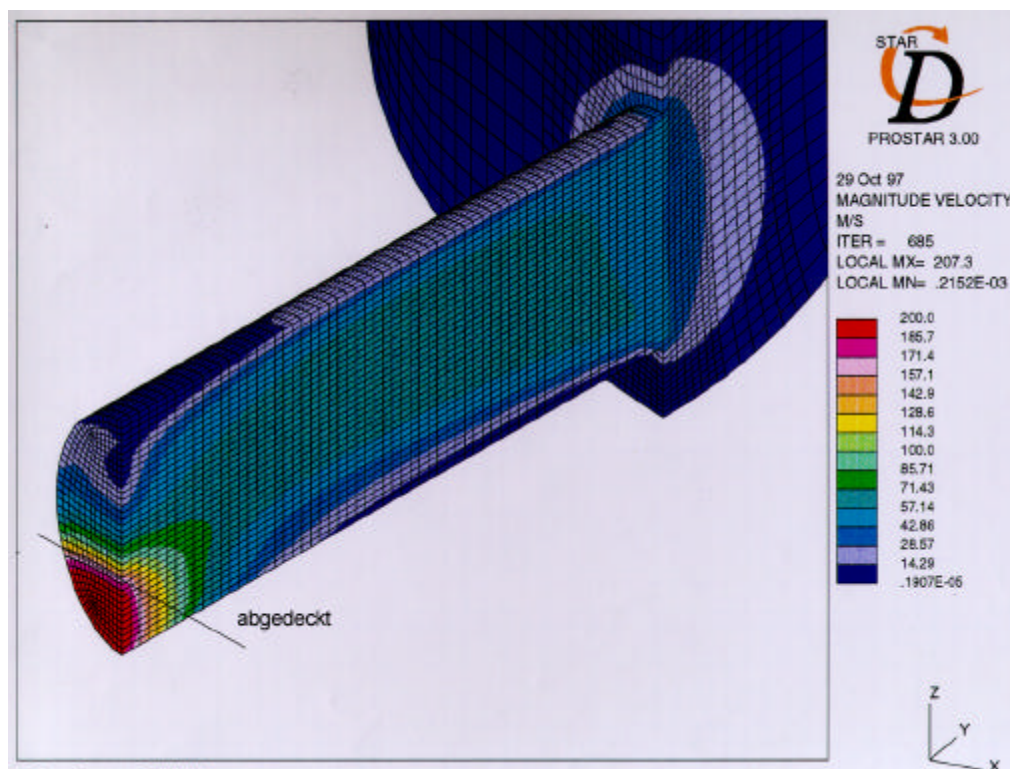


Bild 4.10: 3D-Simulation der Düseninnenströmung (Absolutgeschwindigkeit) einer A-Düse mit Teilabdeckung der Düsenlöcher;  $p_{\text{Rail}}$ : 250 bar.

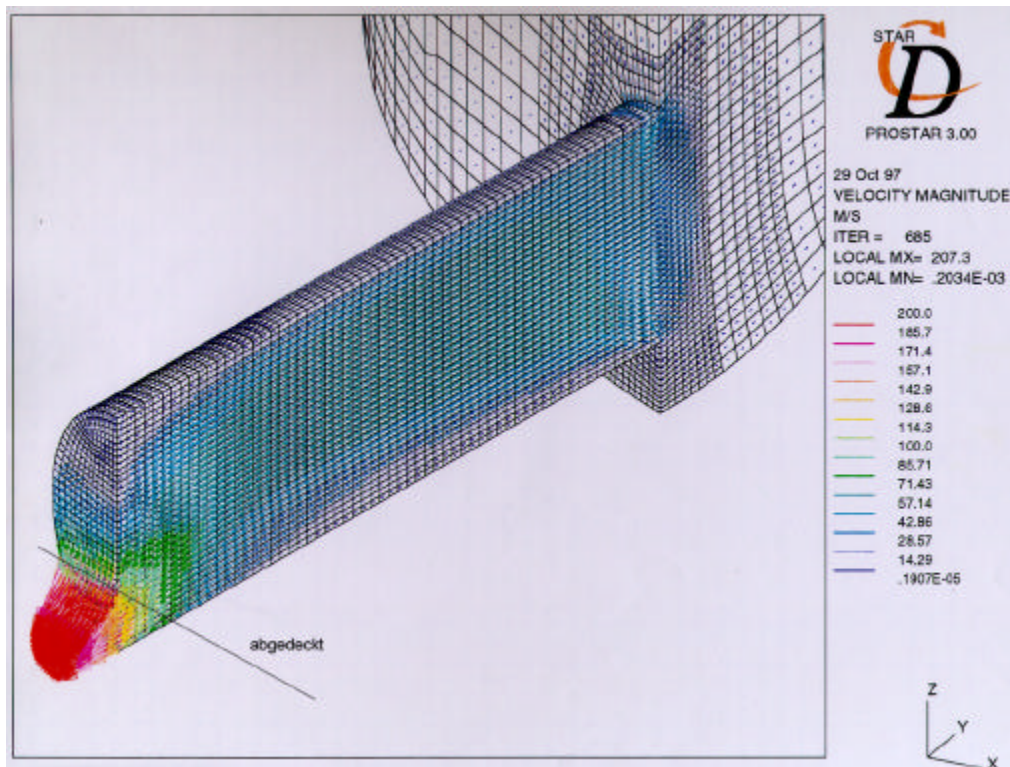


Bild 4.11: 3D-Simulation der Düseninnenströmung (Strömungsrichtung) einer A-Düse mit Teilabdeckung der Düsenlöcher;  $p_{\text{rail}}$ : 250 bar.

Durch den kleineren Öffnungsquerschnitt und die daraus folgende geringere Einspritzmenge verändert sich die Geschwindigkeitsverteilung. Das Niveau im Spritzloch ist geringer, der Locheinströmbereich ist kleiner. Die Strömungsverteilung zeigt am Düsenaustritt jedoch auch Geschwindigkeitskomponenten vom abgedeckten Bereich in Richtung Hauptstrahl. Diese sind für die Strahlablenkungen zu kleineren Strahlkegelwinkeln verantwortlich. Konzeptbedingt läßt sich dieses Verhalten nicht vollständig verhindern. Der Bereich, in dem dieses Phänomen auftritt, muß daher klein gehalten werden, zum Beispiel durch eine hohe Nadelgeschwindigkeit oder durch Leitbleche /23/.

## 4.2 Aufbau

Aus den Untersuchungen von Serieninjektoren und aus den Simulationsergebnissen ergibt sich die Anforderung an das Injektorkonzept:

- dynamische Lastanpassung der Einspritzmenge und –rate
- weitestgehende Unabhängigkeit von hydraulischen Schwingungen
- Einfachheit des Injektors
- Baugröße und Anschlußmaße auf Pkw CR-Basis

Diese Anforderungen werden durch eine direkt angesteuerte Düsennadel wegen der Hubvariationsmöglichkeit und der geringeren Schwingungsneigung am besten erfüllt. Die dynamische Lastanpassung ist mit Hilfe einer nach außen öffnenden Düse mit definierten Lochgeometrien darstellbar. Auf Bild 4.12 ist das gewählte Injektorkonzept des ersten Prototypen dargestellt.

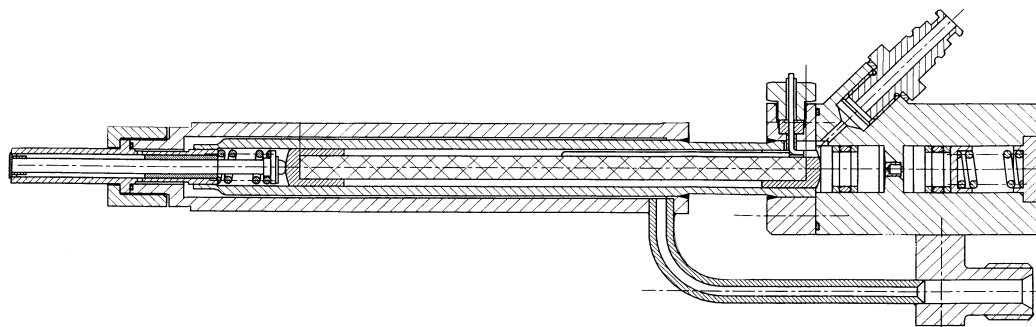


Bild 4.12: Injektorkonzept mit direkt betätigter Düsennadel.

Die entscheidenden Einbaumaße für die Adaption an vorhandene Motoren sind:

- Injektorkörper: Durchmesser 19mm
- Düsenkörper: Durchmesser 7 mm

#### 4.2.1 Direktantrieb, A-Düse

Anders als bei den bereits erwähnten A-Düsen die durch den anliegenden Raildruck geöffnet, bzw. auch der Hub gesteuert wird, trägt bei diesem direkt betätigten Injektor die Unabhängigkeit vom Raildruck beim Öffnungs- und Schließvorgang ganz entscheidend

zur Qualität und Reproduzierbarkeit der Einspritzmenge bei. Dazu ist die Auslegung der Düse speziell angepaßt worden. Sowohl im geschlossenen als auch im geöffneten Zustand ist die Düse vollständig druckausgeglichen, das heißt die druckwirksamen Flächen in der Düse, der Sitzdurchmesser und der Führungsdurchmesser, sind gleich. Das bedeutet gleichzeitig, daß die Düse nur durch die Vorspannung der Schraubenfeder geschlossen ist. Die Kraft der Schraubenfeder wird beim Öffnungsvorgang allein durch den Piezostack aufgebracht, wobei der Hub sich über die vorgegebene Spannung einstellen läßt. Der Schließvorgang ist daher durch Vorspannung der Feder bestimmt. Auf Bild 4.13 ist die Düse als Einzelteil dargestellt.

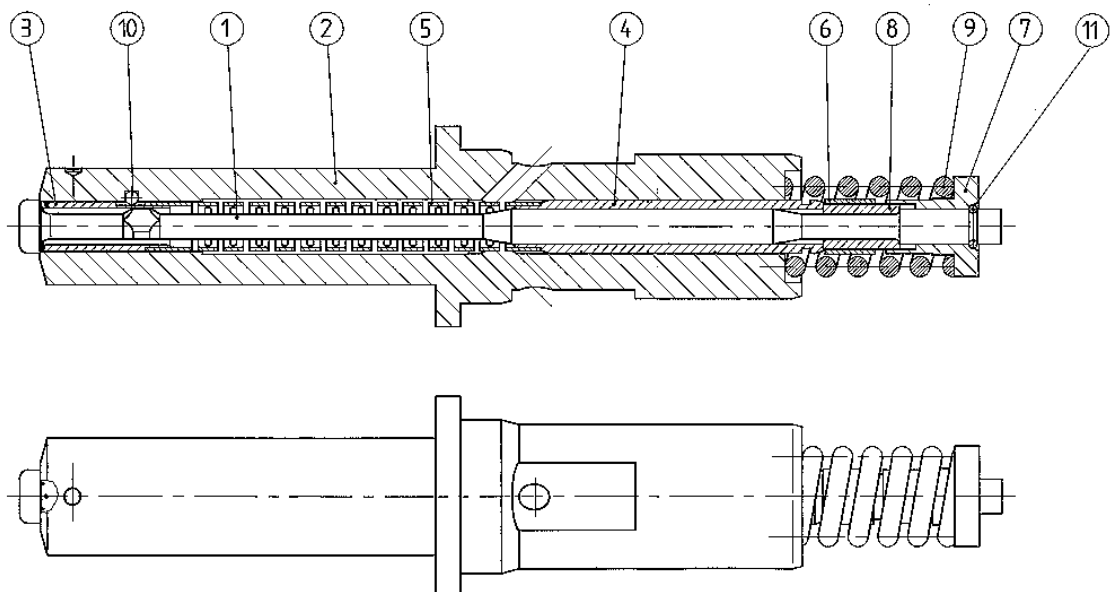


Bild 4.13: Einzelteilzeichnung der A-Düse.

Die Darstellung verschiedener Lochkonfigurationen erfolgt bei diesem Düsentyp über eine Hülsenkonstruktion. Die Hülse, in der sich die Löcher bzw. die Schlitze befinden (Position 3), wird über eine Rohrfeder (Position 5) und die obere Nadelführung (Position 4), die auch den Hochdruck abdichtet, auf den Dichtsitz gepreßt und läßt sich einfach austauschen.

### 4.2.2 Injektorgehäuse - Rohrkonzept

Ein Problem das bei der Common Rail Einspritzung immer wieder auftaucht, ist die Einleitung von Druckschwingungen durch die Voreinspritzung. Dies resultiert in Mengenschwankungen der Haupteinspritzung abhängig vom Abstand der beiden Vorgänge. Bei diesem Injektor ist neben dem vollständigen Druckausgleich zusätzlich zur Verringerung der Schwingungsneigung ein Ringquerschnitt anstelle der sonst üblichen Stichleitung zur Kraftstoffversorgung der Düse eingesetzt worden, der gleichzeitig den Druckverlust mindert. Nach [69], [70] ergibt sich der Druckverlust bei laminarer Strömung zu:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho z a v^2 \quad (4.1)$$

$$a = \frac{l}{d} \quad (4.2)$$

$$z = \mathbf{j} \frac{64}{\text{Re}} \quad (4.3)$$

$$\text{Re} = \frac{v d \rho}{\eta} \quad (4.4)$$

Das Verhältnis der Druckverluste zwischen einem Ringspalt und einer Stichleitung ist daher abhängig von der 4. Potenz der Durchmesser:

$$Y = \frac{\Delta p_{\text{Ringspalt}}}{\Delta p_{\text{Stichleitung}}} = \frac{\mathbf{j}_{\text{Ringspalt}}}{\mathbf{j}_{\text{Stichleitung}}} * \left( \frac{d_{\text{Stichleitung}}}{d_{\text{Ringspalt}}} \right)^4 \quad (4.5)$$

$$d_{\text{Ringspalt}} = \sqrt{d_{\text{außen}}^2 - d_{\text{innen}}^2} \quad (4.6)$$



$$\mathbf{j}_{\text{Ringspalt}} = 1,5 \quad /70/ \quad (4.7)$$

$$\mathbf{j}_{\text{Stichleitung}} = 1 \quad /70/ \quad (4.8)$$

Bei einem Ringspalt mit einem Außendurchmesser von 16 mm und einem Innendurchmesser von 14 mm ergibt sich bei dem Vergleich mit einer Stichleitung von 2 mm Durchmesser, wie sie für CR Injektoren üblich ist ein Verhältnis von:

$$\Delta p_{\text{Ringspalt}} = 0,00\bar{6} \Delta p_{\text{Stichleitung}} \quad (4.9)$$

Die Eigenfrequenz der longitudinalen Druckschwingungen bei stehenden Wellen ist abhängig von der Schallgeschwindigkeit und der Länge des Resonators:

$$\mathbf{w} = 2\mathbf{p} \frac{c}{l} \quad /31/ \quad (4.10)$$

Da die Resonatorlänge bei den betrachteten Injektoren gleich ist, ist auch die Eigenfrequenz gleich. Damit ergibt sich nach /71/:

$$\mathbf{w} = \sqrt{\frac{c_{\text{Feder}}}{m}} = \sqrt{\frac{\Delta p_S A}{\Delta V l \mathbf{r}}} \quad (4.11)$$

Mit  $\Delta V$ ,  $l$  und  $\mathbf{r}$  als Konstanten führt die Gleichung (4.11) zu der Beziehung:

$$Y = \frac{\Delta p_{S(\text{Ringspalt})}}{\Delta p_{S(\text{Stichleitung})}} = \frac{A_{\text{Stichleitung}}}{A_{\text{Ringspalt}}} \quad (4.12)$$

Mit den bereits oben verwendeten geometrischen Maßen ergibt sich die Druckamplitude der Schwingung im Ringspalt zu:

$$\Delta p_{S(\text{Ringspalt})} = 0,0\bar{6} \Delta p_{S(\text{Stichleitung})} \quad (4.13)$$

Der Einsatz des Ringspaltes führt damit zu einer deutlich reduzierten Schwingungsneigung auf etwa 6% des Ausgangswertes.

#### 4.2.3 Druck-/ Temperatenausgleich

Wegen der notwendigen Präzision beim Öffnen und Schließen der Düse ist eine genaue Kenntnis der Position der Düsennadel unter allen Randbedingungen notwendig. Da die Nadelhübe im Bereich zwischen 0,1 und 0,4 mm liegen, sind Änderungen, die aufgrund von Temperatur- und Kraftdehnungen erfolgen, kritisch und müssen kontrolliert bzw. kompensiert werden. Bei der Konstruktion dieses Injektors erfolgt dies durch ein abgestimmtes hydraulische Widerlager. Auf Bild 4.14 ist dieses vergrößert dargestellt.

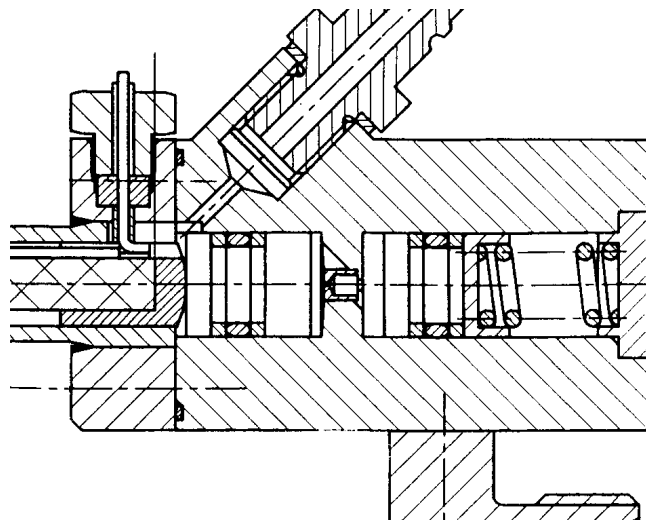


Bild 4.14: Hydraulisches Ausgleichslager.

Das hydraulische Lager besteht aus zwei Kammern, die über eine Blende miteinander verbunden sind. Die Blende ist so ausgelegt, daß der maximal zulässiger Hubverlust, abhängig von Düsenlochkonfiguration, während der Einspritzung eingehalten wird. Die Feder am Ausgleichskolben definiert einen Systemdruck, der mit einer Schraube eingestellt werden kann. Als Referenzposition ist die geschlossene Düse definiert. Der Piezostack wird in den Spritzpausen mit dem Systemdruck an die Düsennadel angelegt und

so positioniert. Längendehnungen der Düsennadel aufgrund von Temperatur und Raildruck, die Änderungen des Piezos und der übrigen Injektorgehäusekomponenten werden somit ausgeglichen.

#### **4.2.4 Brennraumdruckausgleich**

Eine Komponente die bei A-Düsen von Bedeutung ist, ist der Brennraumdruck, da dieser keine konstante Größe ist. Er wirkt sich als Kraftkomponente auf die Düsenkuppe beim Öffnungs- und Schließvorgang aus und muß für den Motorbetrieb dynamisch kompensiert werden, bzw. der Einfluß muß klein gehalten werden, indem die Querschnittsfläche der Düsenkuppe klein ist. Für Untersuchungen im Einspritzprüfstand und bei Strahlbildaufnahmen in der kalten Kammer, die mit einem konstanten Gegendruck arbeiten, kann ein Ausgleich über die Vorspannung des hydraulischen Widerlagers erfolgen. Der Brennraumdruck im Motor wird über ein weiteres Bauteil, das im Kapitel 4.3 Antrieb beschrieben wird, kompensiert.

### **4.3 Injektorantrieb**

#### **4.3.1 Piezoaktor**

Bei der Ansteuerung einer nach außen öffnenden Düse ergibt sich eine im Gegensatz zu herkömmlichen nach innen öffnenden Düsen eine Änderung der Bewegungsrichtung. Für einen Direktantrieb eignen sich daher Bauteile, die sich bei einer Ansteuerung in ihre Längsrichtung dehnen. Piezoelektrische Aktuatoren sind solche Bauteile, die sich durch weitere für die Einspritzung günstige Zeitfunktionen auszeichnen /72/.

Piezoelektrische Werkstoffe besitzen die Eigenschaft, elektrische Energie direkt in mechanische Energie umzusetzen, entweder als Kraft oder als Weg oder als eine Kombina-

tion von beiden /73/. Dieser inverse Piezoeffekt tritt in Werkstoffen mit einer Perowskit-Struktur auf wie sie in Bild 4.15 beschrieben ist.

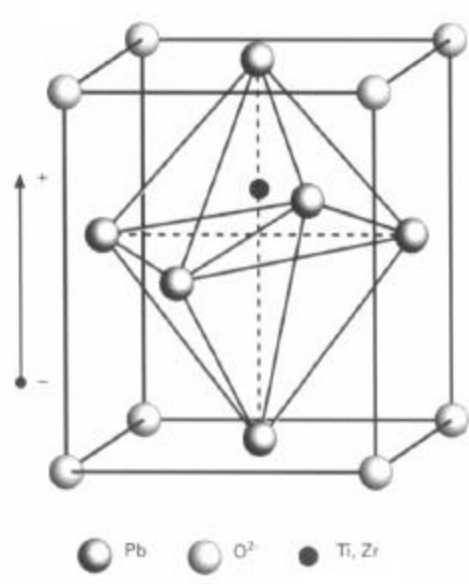


Bild 4.15: Perowskit Struktur einer piezoelektrischen Keramik /74/.

Die Umwandlung in mechanische Energie erfolgt in den meisten Fällen quasistatisch, das heißt unterhalb der Resonanzfrequenz /29/. Dennoch lassen sich schnelle Dehnungen mit kurzen Ansprechzeiten im  $\mu\text{s}$ -Bereich erzielen. Da die Wegänderung proportional zur angelegten Spannung ist und die Auflösung dabei in  $\mu\text{m}$  Größenordnung, finden Piezoaktoren zum Beispiel im Feinstvorschub bei Dreh- und Fräsmaschinen, bei aktiven Schwingungsdämpfungs- oder Schallkompensationssystemen Verwendung und auch bei servohydraulisch betätigten CR-Injektoren /25/.

Aus den Eigenschaften der Piezokeramik, siehe Tabelle 4.1, ergeben sich Anforderungen an das Injektorkonzept, um Material bedingte Nachteile zu kompensieren. Die Quer- und Scherkraftempfindlichkeit sowie die Empfindlichkeit bezüglich Zugbelastung muß durch die Konstruktion einer definierten, querkraftfreien Vorspannung begrenzt werden. Der kritische Fall dabei ist der Schließvorgang des Injektors, bei dem der Piezo entlastet wird, das bedeutet die Beschaltung muß entsprechend dem Feder Masse System der Düse angepaßt werden. Der für das Injektorkonzept minimal notwendige Hub von 0,1 mm erfordert bei einer mittleren Dehnung von 1‰ eine Aktorlänge von 100 mm. Aus Sicher-

heitsgründen wurde eine Länge von 120 mm gewählt, die sich mit Einzelaktoren von 30 bzw. 40 mm Länge darstellen läßt.

Vorteile	Nachteile
- hohe Auflösung	- ausgeprägte Kennlinienhysterese
- keine Verschleißteile	- Drift (ca. 1% des Stellweges/Zeitdekade)
- hoher Wirkungsgrad	- Quer- und Scherkraftempfindlichkeit
- schnelle Ausdehnung ( $\ll 1$ ms)	- Zugbelastung ist zu vermeiden
- große Stellkräfte	- Verringerung des Ausdehnungsvermögens durch Alterung
- hohe Steifigkeit des Piezomaterials	- Piezoeffekt ist temperaturabhängig
- vernachlässigbar kleine Leistungsaufnahme im statischen Betrieb	- Depolarisation möglich durch: <ul style="list-style-type: none"> <li>- hohe mechanische Belastung</li> <li>- Ladungsüberlastung</li> <li>- Überschreiten von 50 bis 75% der Curie-Temperatur</li> </ul>

Tabelle 4.1: Eigenschaften piezoelektrischer Materialien /29/.

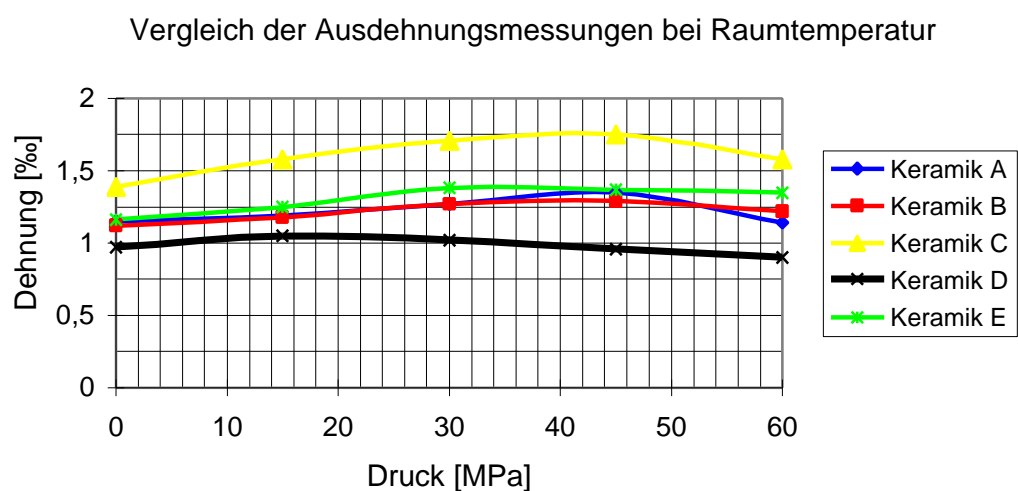


Bild 4.16: Dehnungen verschiedener Piezokeramiken unter Vorlast bei Raumtemperatur.

Bei dem Vergleich verschiedener Hersteller von Piezokeramiken ergab sich aufgrund der besseren Dehnungseigenschaften auch bei höheren Temperaturen ( $>80^{\circ}\text{C}$ ) und der besseren Verfügbarkeit ein Vorteil bei der B-Keramik. Auf Bild 4.16 sind die unterschiedlichen Dehnungseigenschaften dargestellt.

Die aufgezeigten Dehnungen gelten nur bei konstanten Vorlasten, da eine Änderung der Kraftverhältnisse einen Hubverlust darstellt. Das liegt an der Tatsache, dass die elektrische Energiemenge, die vom Piezo umgesetzt werden kann, von dessen Kapazität abhängt und begrenzt wird. Die mechanische Energie besteht, wie oben bereits erwähnt, aus den Komponenten Kraft und Stellweg. Wird vom Piezo während der Ansteuerung durch eine zusätzliche äußere Kraft (z.B. eine Feder) eine höhere Kraftkomponente erfordert, verringert sich im gleichen Maß der Stellweg /75/. Eine konstante Last hingegen bewirkt nur eine Änderung des Arbeitspunktes, die relative Dehnung dazu, bleibt jedoch gleich. Dieser Zusammenhang ist in Bild 4.17 verdeutlicht.

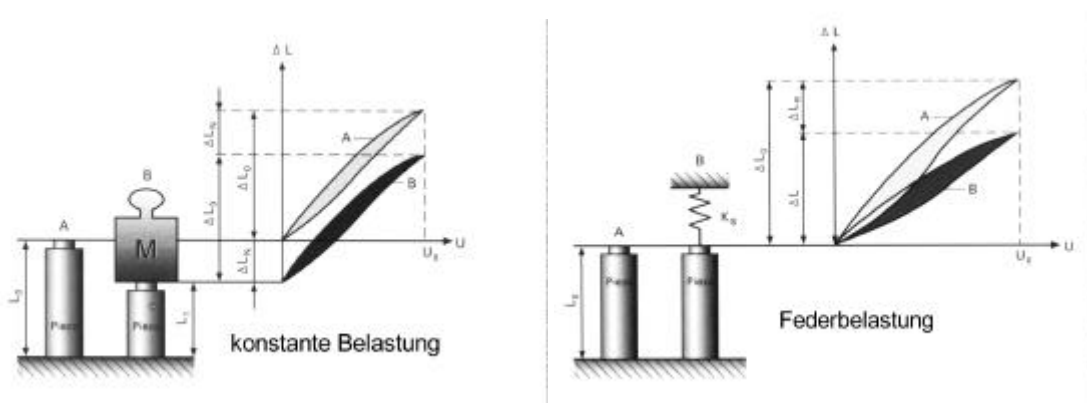


Bild 4.17: Kraft-Weg Diagramm von Piezoaktoren /76/.

### 4.3.2 Hubübersetzung - Folgeverstärker

Bei den prinzipiellen Untersuchungen mit dem ersten Prototyp stellte sich heraus, daß der Einfluß des Brennraumdruckes als sich ändernde Kraftkomponente von nicht zu vernachlässigender Bedeutung für die Reproduzierbarkeit des Düsenöffnungsverhalten ist. Des weiteren ist für die im folgenden Abschnitt aufgeführten Düsenvarianten ein

deutlich höherer Hub von 0,4 mm notwendig. Die Problematik, die sich daraus ergibt, liegt wiederum in der Verknüpfung von Weg und Kraft, wie sie bei einer einfachen Übersetzung, sei es hydraulisch oder rein mechanisch, vorliegt. Aus diesem Grund kommt bei den Untersuchungen mit dem konzipierten Injektor ein weiteres Bauteil zum Einsatz, der sogenannte Folgeverstärker, der auf Bild 4.18 beschrieben ist.

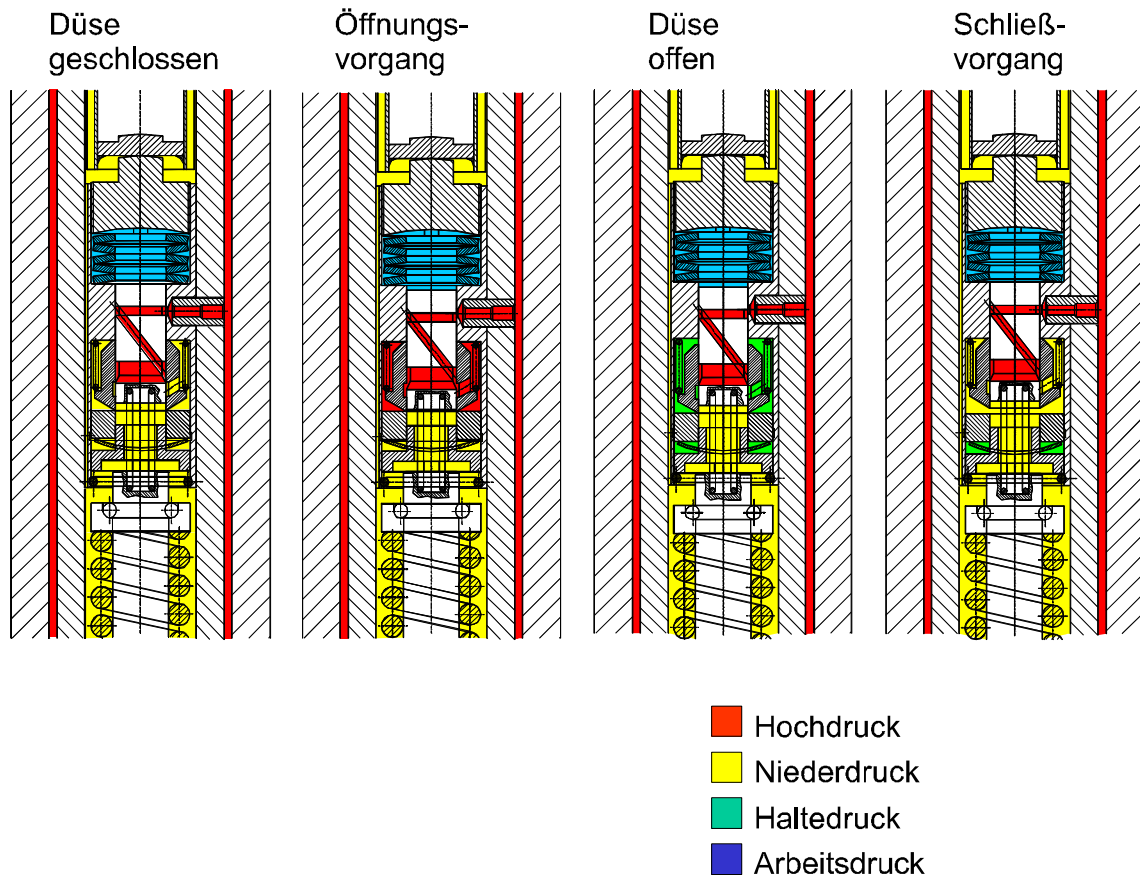


Bild 4.18: Funktionsprinzip des Folgeverstärkers.

Ziel des Folgeverstärkers ist eine Entkopplung von Weg und Kraft, die auf die Düse wirken. Der Piezoaktor ist nur noch für die Wegfunktion als Stellgröße zuständig. Die Energie, die zum Öffnen der Düse notwendig ist, kommt dabei aus dem im Injektor anliegenden Raildruck. Der Folgeverstärker besteht vom Piezostack gesehen aus einem hydraulischen Hubübersetzer mit dem Verhältnis 4:1, aus einem Steuer- und einem Arbeitskolben, einer Schiebehülse mit zwei Steuerkanten und einem Längen- und Temperaturengleich. Wird der Piezo angesteuert, so bewegt sich der Steuerkolben mit dem 4fachen Weg und öffnet dabei die Zulaufkante und gibt so den Raildruck für den Ar-

beitskolben frei. Dieser bewegt sich solange, bis die Sollposition erreicht ist und die Zulaufkante wieder geschlossen ist. Mit dem Verkürzen des Piezoaktors wird der Schließvorgang eingeleitet, die Ablaufkante wird über den Steuerkolben geöffnet, und der Druck am Arbeitskolben fällt auf Rücklaufdruck ab. Die Düsenfeder schließt daraufhin die Düse. Jede Änderung der Düsennadelstellung bzw. des Arbeitskolbens aufgrund von äußeren Kräften resultiert in ein Öffnen der einen oder anderen Steuerkante und stellt so die Sollposition wieder her. Auf Bild 4.19 ist exemplarisch das Verhalten des Folgeverstärkers dargestellt.

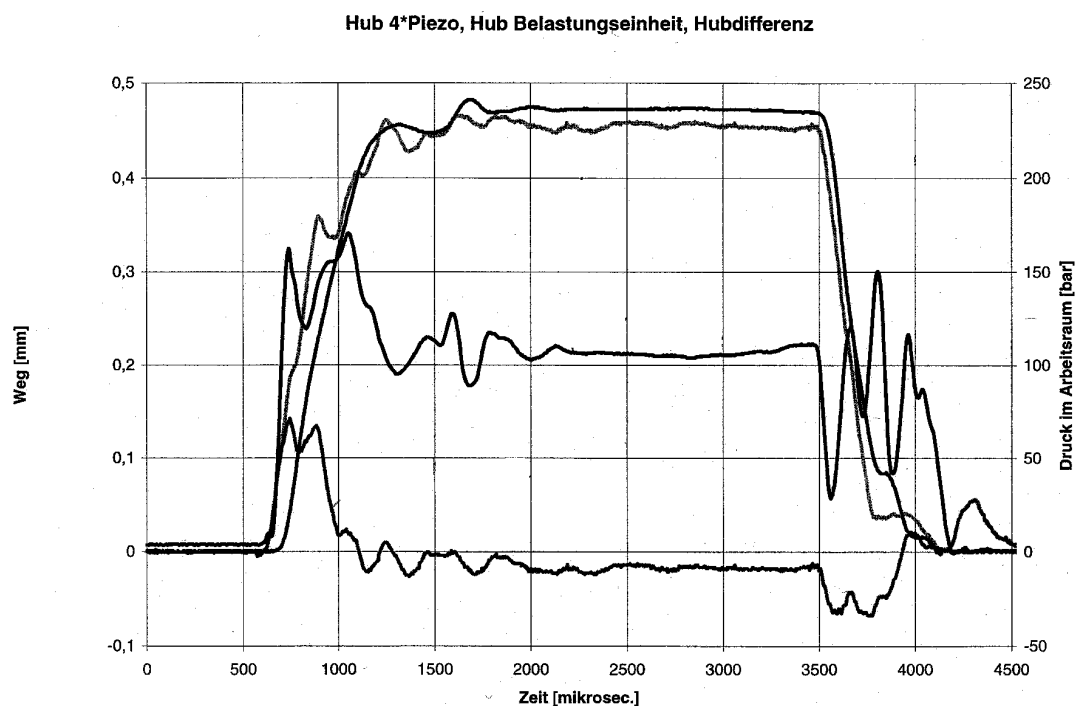


Bild 4.19: Funktion des Folgeverstärkers.

## 4.4 Düsenvarianten

### 4.4.1 Schlitzdüse

Mit der Schlitzdüse ist eine kontinuierliche Querschnittsänderung darstellbar. Ein Nachteil der in /23/ beschrieben ist, ist die Kontrollierbarkeit des Strahlkegelwinkels. Aufgrund der sich ändernden Einströmbedingung und der Drosselstelle am Strahlaustritt



ergibt sich ein „Winken“ des Einspritzstrahles in Abhängigkeit des Hubes. Für die Untersuchung der Positionierbarkeit der Düsenstellung und der Reproduzierbarkeit eignet sich die Schlitzdüse jedoch besonders gut, da Unterschiede im Öffnungshub sofort in einer Einspritzmengendifferenz erkennbar sind. Für diese hydraulischen Untersuchungen wurde eine Schlitzdüse konzipiert, die einen Strahlkegelwinkel von  $180^\circ$  aufweist. Auf Bild 4.20 ist die Schlitzdüse im Teil- und Vollhub dargestellt, für die Injektorkonzeptüberprüfung in Kapitel 5 ist die Düse dabei fast ausschließlich im Teilhub untersucht worden.

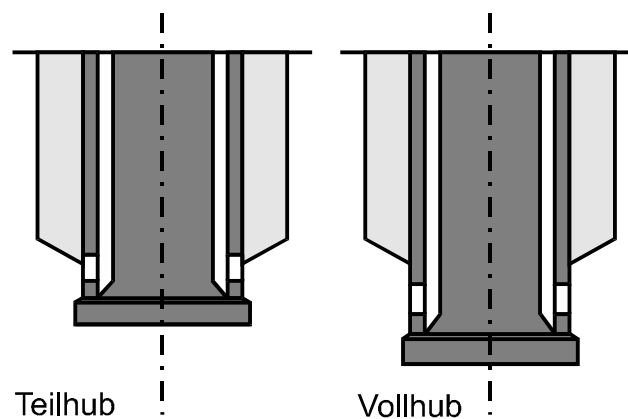


Bild 4.20: Schematische Darstellung der Nadelhubvariationen bei einer Schlitzdüse.

#### 4.4.2 Lochdüse

Zur Kontrolle der Injektorfunktion und zur Bestimmung des Düsennadeleinflusses zwischen einer üblichen Sitzlochdüse und der A-Düse, wurde eine einreihige Lochhülse mit gleichem hydraulischen Durchfluß ausgelegt. Ein entscheidender Unterschied ist dabei nur während des Öffnens und des Schließens zu erwarten. Das Ansteuerkonzept für eine solche Düse ergibt sich daher nur zu einer möglichst schnellen Schaltung zwischen den beiden auf Bild 4.21 dargestellten Positionen.

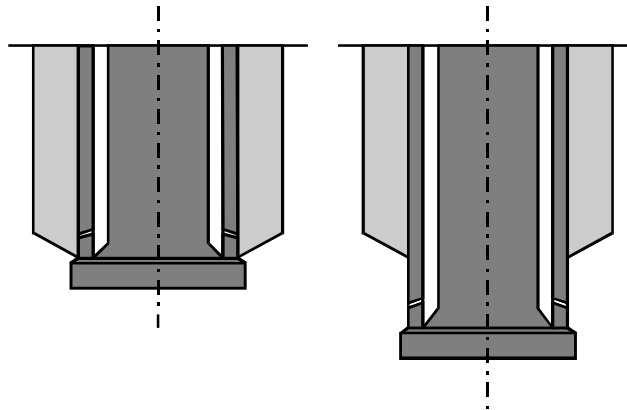


Bild 4.21: A-Düse mit einer Lochreihe, sinnvolle Ansteuerung: nur digital zwischen „geschlossen“ und „geöffnet“.

#### 4.4.3 Registerdüse

Mit der genauen Positionierbarkeit des Piezoantriebes lassen sich auch Düsenvarianten darstellen, die je nach Last unterschiedliche Hübe erfordern. Zu diesen Varianten zählt die Registerdüse, bei der je nach Düsennadelöffnung eine oder mehrere Lochreihen freigegeben werden. Hierbei sind mehrere Ansätze zur Düsenauslegung denkbar, dargestellt werden im Rahmen dieser Arbeit folgende Typen:

- eine Lochreihe nur für die Voreinspritzung, die zweite in Verbindung mit der ersten für die Haupteinspritzung
  1. Lochreihe: 4 x 100  $\mu\text{m}$
  2. Lochreihe: 4 x 150  $\mu\text{m}$ , um 45° versetzt
  
- die erste Lochreihe für die Teillast (VE und HE), beide Lochreihen zusammen für obere Lasten bzw. Vollast.
  1. Lochreihe: 6 x 150  $\mu\text{m}$
  2. Lochreihe: 6 x 135  $\mu\text{m}$ , in der gleichen Orientierung

Diese Zusammenhänge sind auf Bild 4.22 vereinfacht dargestellt. Die linke Injektorhälfte zeigt die Voreinspritzung bzw. den Teillastbereich, die rechte Seite die Haupteinspritzung bzw. den Vollastbereich.

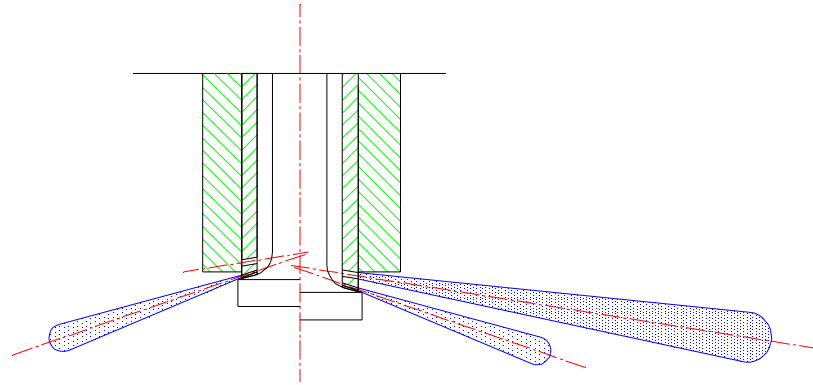


Bild 4.22: Schematische Darstellung einer Registerdüse mit unterschiedlichen Hubstufen.

Aufgrund der Sensibilität des Brennverfahrens auf die Strahlkegelwinkel muß darauf geachtet werden, daß bei einer Einspritzung mit beiden Lochreihen die Auftreffpunkte in der Mulde identisch sind.

## 5. Ergebnisse und Bewertung

### 5.1 Injektor 1. Prototyp - Funktionsüberprüfung

#### 5.1.1 Variation der Ansteuerdauer

Mit dem ersten Funktionsmuster des Piezo Vario Injektors wurden grundsätzliche Untersuchungen zur Funktionalität der Piezoansteuerung und des Düsenkonzeptes im Einspritzprüfstand durchgeführt. Dazu wurde ein Schlitzdüse verwendet, die über 4 Schlitze von 0,4 mm Breite verfügt. Diese Düse wurde für alle Untersuchungen mit einer Piezospannung von etwa 140 V bestromt, um gesichert immer Teilhub zu fahren. Hubschwankungen durch die elektrische Ansteuerung, durch Druckwellen im Einspritzsystem oder sonstige Einflüsse sind so einfach anhand von Mengenschwankungen erkennbar. Auf den Bildern 5.1 und 5.2 sind die entsprechenden Mengenkennfelder bzw. der Bereich für eine Voreinspritzmenge dargestellt.

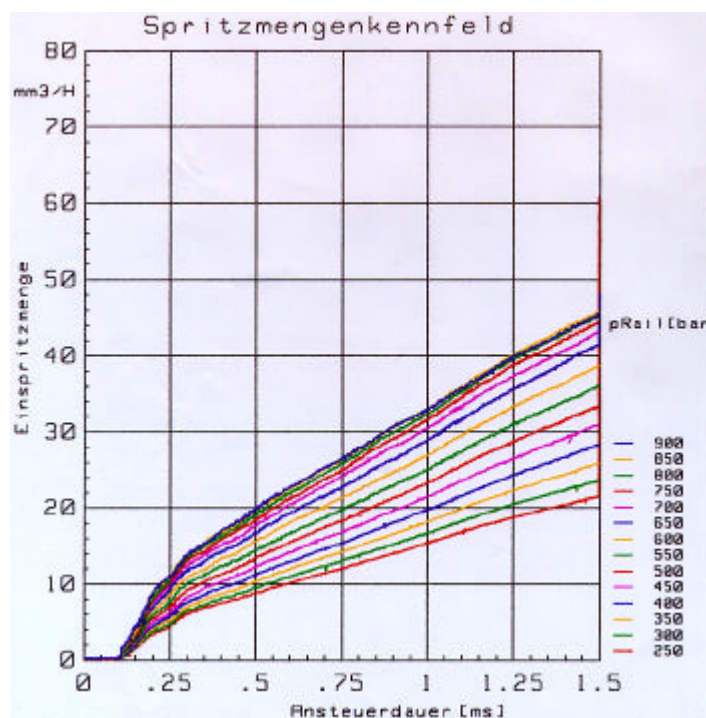


Bild 5.1: Einspritzmengenkennfeld 1. Prototyp mit Schlitzdüse (4 x 0,4 mm).

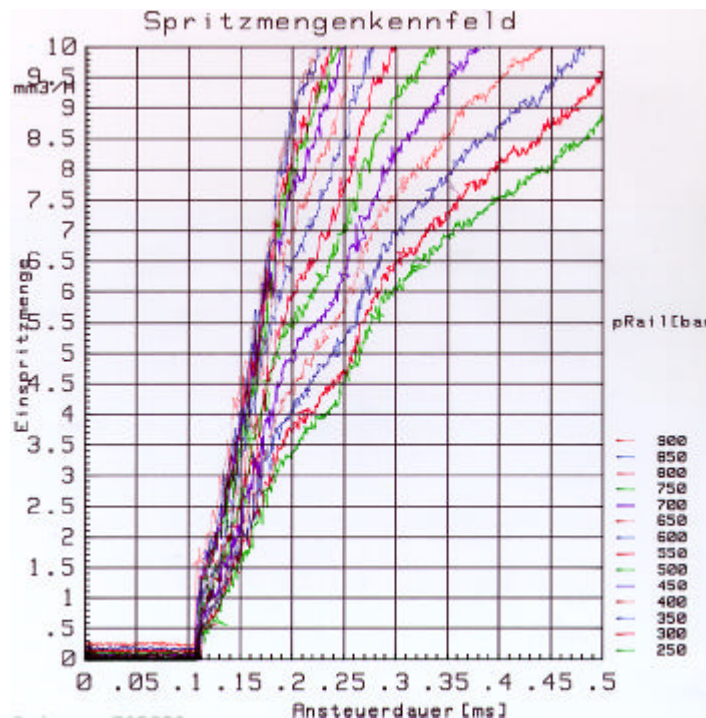


Bild 5.2: Pilotmengenkennfeld 1. Prototyp mit Schlitzdüse (4 x 0,4 mm).

Sehr gut ist anhand von Bild 5.1 der lineare Bereich ab einer Ansteuerdauer von etwa 0,3 ms bei allen Raildrücken erkennbar. Dies bedeutet gleichzeitig, daß entsprechend der Düsenauslegung, das Öffnungs- und Schließverhalten des Injektors unabhängig vom Raildruck erfolgt. Die einzelnen Kennlinien bestehen jeweils aus etwa 1600 Meßpunkten, die aber erst in der Ausschnittsvergrößerung auf Bild 5.2 sichtbar werden. Das heißt, der Injektor zeigt sehr geringe Hub- zu Hub Schwankungen, die aus dem Gesamtmengenkennfeld allein nicht beziffert werden können. Im Bereich des Nadelöffnens unterhalb einer Ansteuerdauer von 0,3 ms liegen die Mengenschwankungen in der Größenordnung von 0,3 mm<sup>3</sup>. Typische Mengenschwankungen, wie sie bei servo-hydraulischen Injektoren (s. Kapitel 3) aufgrund ihres vom Raildruck abhängigen Schaltverhaltens auftreten, fehlen hier gänzlich.

### 5.1.2 Variation des Nadelhubes

Eine weitere Untersuchung, die von Bedeutung für dieses Injektorkonzept ist, ist die Abhängigkeit der Einspritzmenge vom Nadelhub. Dazu wurde die Fahrpedalspannung vom Prüfstand in eine Piezoansteuerspannung umgesetzt, um so analog zu den Ansteuererkennfeldern ein stufenloses Hubkennfeld zu messen. Bilder 5.3 und 5.4 zeigen das Ergebnis bei einer konstanten Ansteuerdauer von 1 ms.

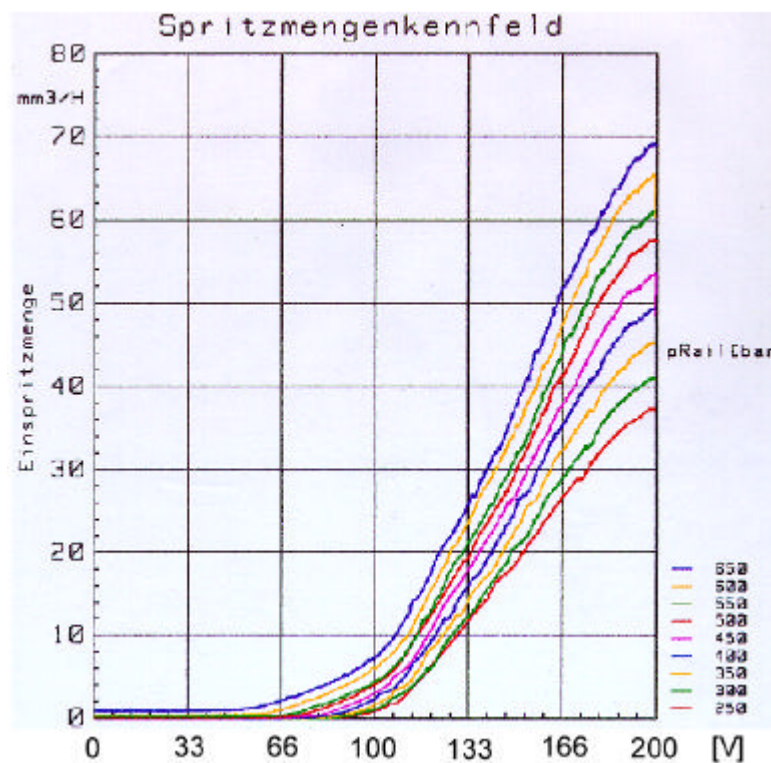


Bild 5.3: Einspritzmengenkennfeld in Abhängigkeit der Piezospannung bei einer konstanten Ansteuerdauer von 1 ms.

Deutlich wird die Hysterese des Piezostacks sichtbar: Unterhalb einer Spannung von ca. 60 V erfolgt keine Einspritzung, bis etwa 100 V ist eine Art Restleckage erkennbar, in der die Schlitze noch nicht freigegeben sind, die Dichtlänge zwischen Schlitz und Düsenkörper jedoch immer kürzer wird. Zwischen 100 V und ca. 190 V nimmt die Einspritzmenge linear zu, die Schlitze werden freigegeben, da der Öffnungshub der Düsenadel bzw. der Piezostack sich im linearen Arbeitsbereich befinden. Auf den letzten 20 V erfolgt dann wiederum kaum eine Mengenzunahme, die Schlitze sind vollständig geöffnet.

Auf dem für eine Voreinspritzung relevanten Einspritzmengenbereich auf Bild 5.4 wird die oben getroffenen Aussage über die Stabilität dieses Injektors nochmals bestätigt, die aus der exakten Ansteuerbarkeit der Piezokeramik herrührt.

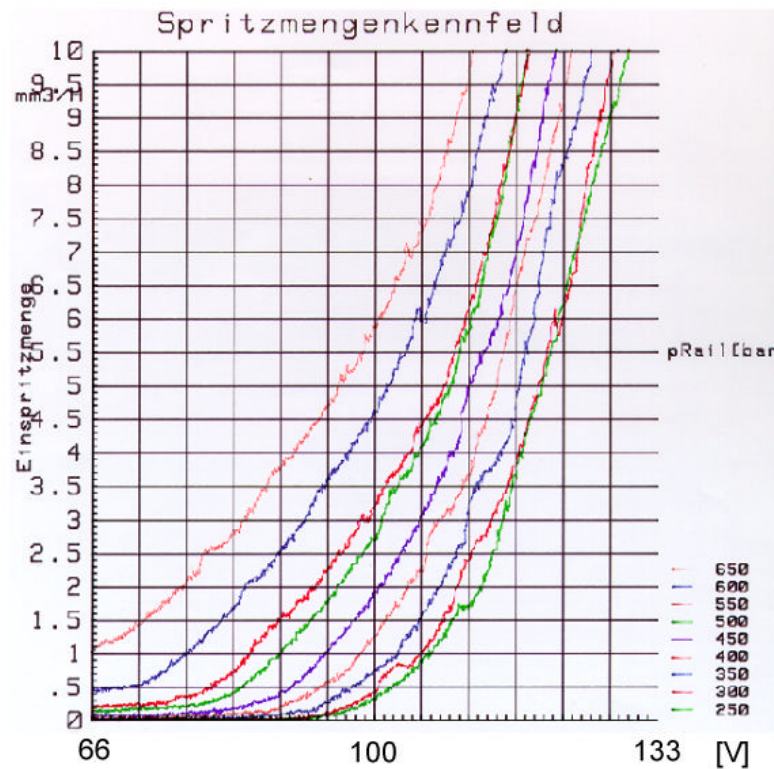


Bild 5.4: Pilotmengenkennfeld (vergrößerter Ausschnitt bis 10 mm<sup>3</sup>) in Abhängigkeit der Piezospannung bei einer konstanten Ansteuerdauer von 1 ms.

### 5.1.3 Mehrfacheinspritzung

Ein weiterer wichtiger Punkt für die Injektorauslegung ist die Dämpfungseigenschaft für Kraftstoffdruckwellen, die durch Voreinspritzungen ausgelöst werden und sich in der Mengenbilanz der Haupteinspritzmenge je nach Abstand der beiden voneinander bemerkbar machen. Durch die Kraftstoffzuführung zur Düse in einem Ringraum soll dieses Verhalten gegenüber herkömmlichen Injektoren mit einer Stichleitung deutlich verbessert werden. Auf den Bildern 5.5 und 5.6 ist ein Vergleich zwischen einem Piezo-Servo-System [77] und dem Vario-Injektor mit Schlitzdüse dargestellt.

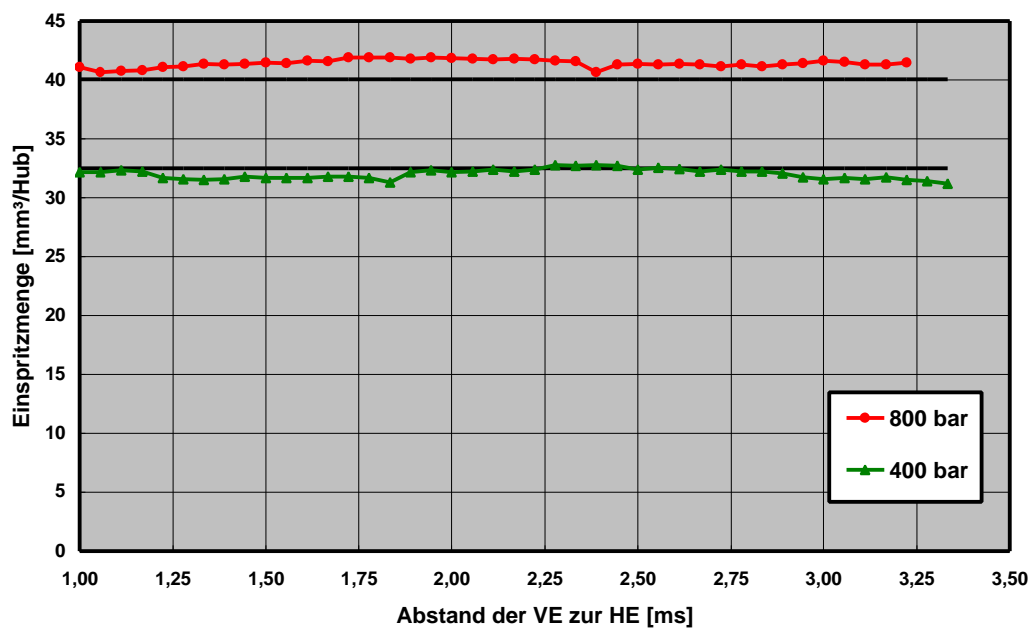


Bild 5.5a: Abstandsvariation VE-HE, Piezo-Servo-Injektor, ASD VE: 0,15 ms, ASD HE: 1 ms, Darstellung der Absolutabweichung.

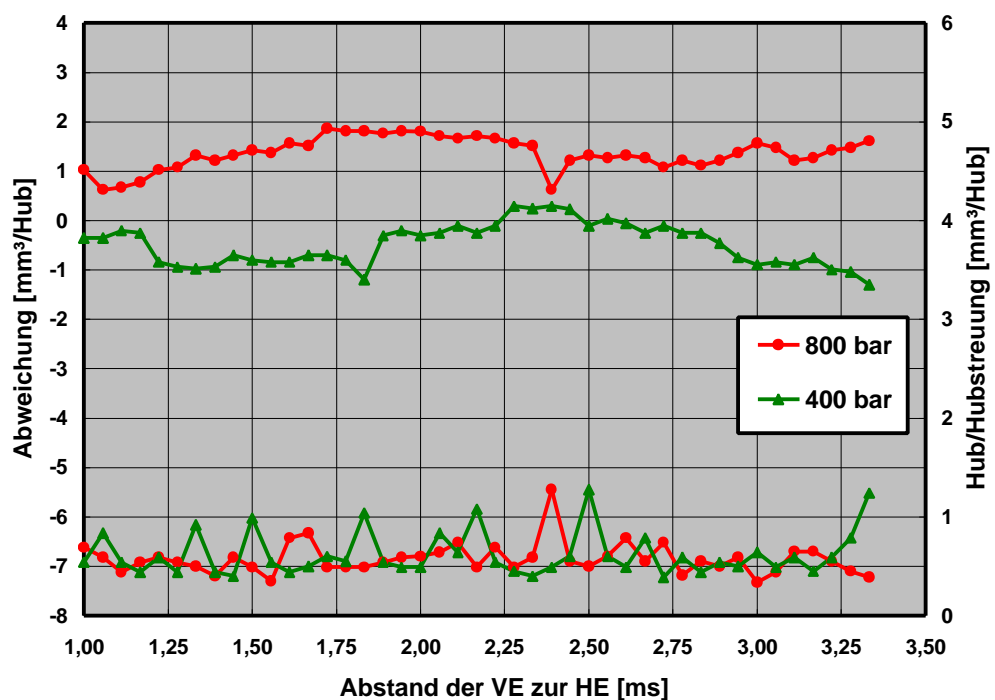


Bild 5.5b: Abstandsvariation VE-HE, Piezo-Servo-Injektor, ASD VE: 0,15 ms, ASD HE: 1 ms, Darstellung der relativen Mengenabweichung und der Hub zu Hub Streuungen.



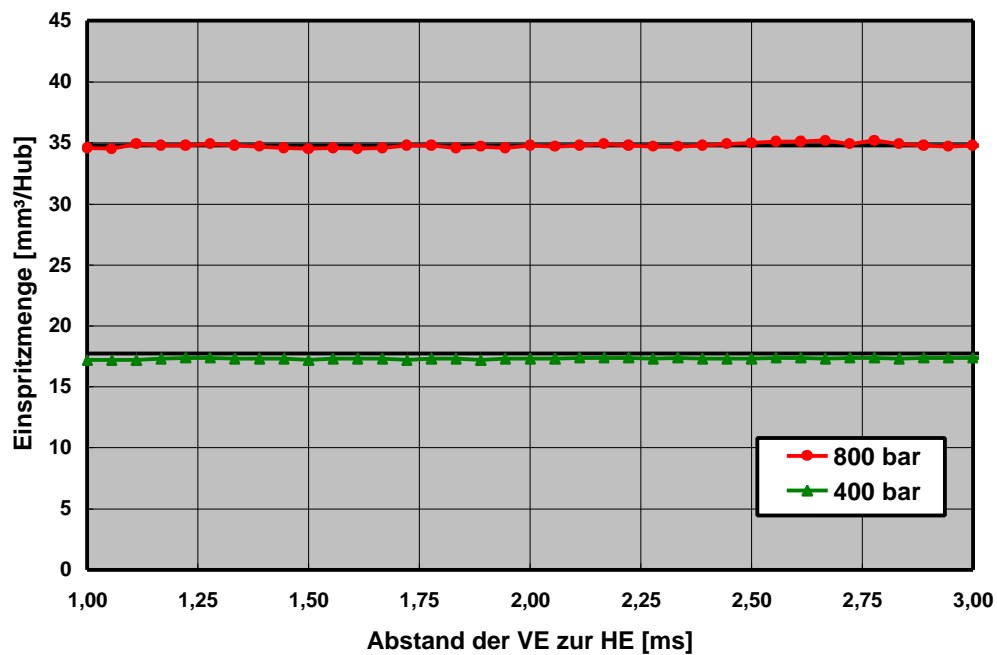


Bild 5.6a: Abstandsvariation VE-HE, Piezo-Vario-Injektor, ASD VE: 0,15 ms, ASD HE: 1 ms, Darstellung der Absolutabweichung.

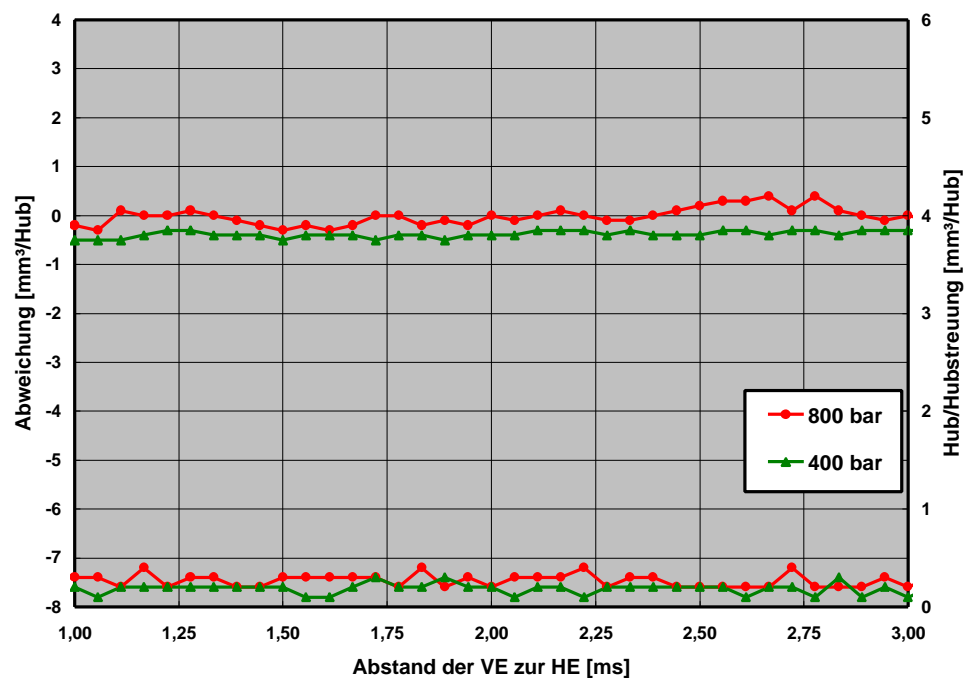


Bild 5.6b: Abstandsvariation VE-HE, Piezo-Vario-Injektor, ASD VE: 0,15 ms, ASD HE: 1 ms, Darstellung der relativen Mengenabweichung und der Hub zu Hub Streuungen.

Die jeweils durchgezogene Linie entspricht der Referenzeinspritzmenge ohne Voreinspritzung. Auf diese Menge ist auch die zugehörige Abweichung bezogen. Deutlich sind in den Bildern die geringeren Abweichungen und die wesentlich reduzierten Hub- zu Hubstreuungen erkennbar. Dabei ist zu beachten, daß das Piezo-Servo-System ebenfalls die Stabilität des Piezoaktors benutzt, jedoch eine Stichleitung vom Hochdruckanschluß des Injektors bis zur nach innen öffnenden Düse besitzt. Eine Kraftstoffdruckschwingung im Injektor hat somit zwei Angriffspunkte, um Einspritzmengenschwankungen zu bewirken. Zum einen ist das die Düsennadelbetätigung, die in der Vario-Düse ausgeglichen ist, zum anderen ist es der Zusammenhang zwischen Einspritzdruck und daraus resultierender Einspritzmenge. Der letzt genannte Faktor tritt jedoch auch bei dem Piezo-Vario-Injektor auf, ist aber durch das in Kapitel 4 beschriebene Konzept deutlich verringert.

#### 5.1.4 Einspritzverlaufsformung

Der Begriff Einspritzverlaufsformung steht hier stellvertretend als Begriff für die unterschiedlichen Ansteuerstrategien, die der im Rahmen dieser Arbeit entstandene Injektor bietet. Neben der reinen Ansteuerdauer gibt es drei Parameter, die bei der Piezoansteuerung variiert werden können:

- Piezospannung ( $U_{\text{Piezo}}$ ) (Nadelhub absolut, s.o.)
- Stromstärke beim Nadelöffnen ( $I_{\text{ein}}$ ) (Öffnungsgeschwindigkeit)
- Stromstärke beim Nadelschließen ( $I_{\text{aus}}$ ) (Schließgeschwindigkeit)

Bei den Messungen zu den Punkten wurde zusätzlich das Drucksignal in der Leitung zum Injektor aufgezeichnet, um auch Aussagen zu Phasenverschiebungen und Druckschwingungen vor dem Injektor zu erhalten. Anders als bei den vorher gezeigten Untersuchungen wird hier ein einzelner Einspritzvorgang betrachtet und ausgewertet. Grundlage ist dabei, daß immer die gleiche Einspritzmenge, in diesem Fall  $40 \text{ mm}^3$ , geliefert wird, die über die Ansteuerdauer angepaßt wird.

Die Bilder 5.7 und 5.8 zeigen die Ergebnisse bei variiertem Nadelhub. Aufgrund des EMI Meßverfahrens wird der Einspritzverlauf durch Differenzieren des Meßsignals gewonnen. Da es sich bei dem Injektor um einen mit nach außen öffnender Düse handelt, ist der Einspritzverlauf beim Öffnungsvorgang durch das Düsenvolumen verfälscht, es ergibt sich rechnerisch ein Maximum beim Öffnen; eine negative Einspritzmenge ergäbe sich beim Schließen – hier zu Wert 0 ersetzt. Da die Düsennadel durch eine Feder geschlossen wird, liegt mit dieser Düsenkonstruktion ein Feder – Masse System vor, das durch eine entsprechende Ansteuerung beim Öffnen auch zum Überschwingen gebracht werden kann.

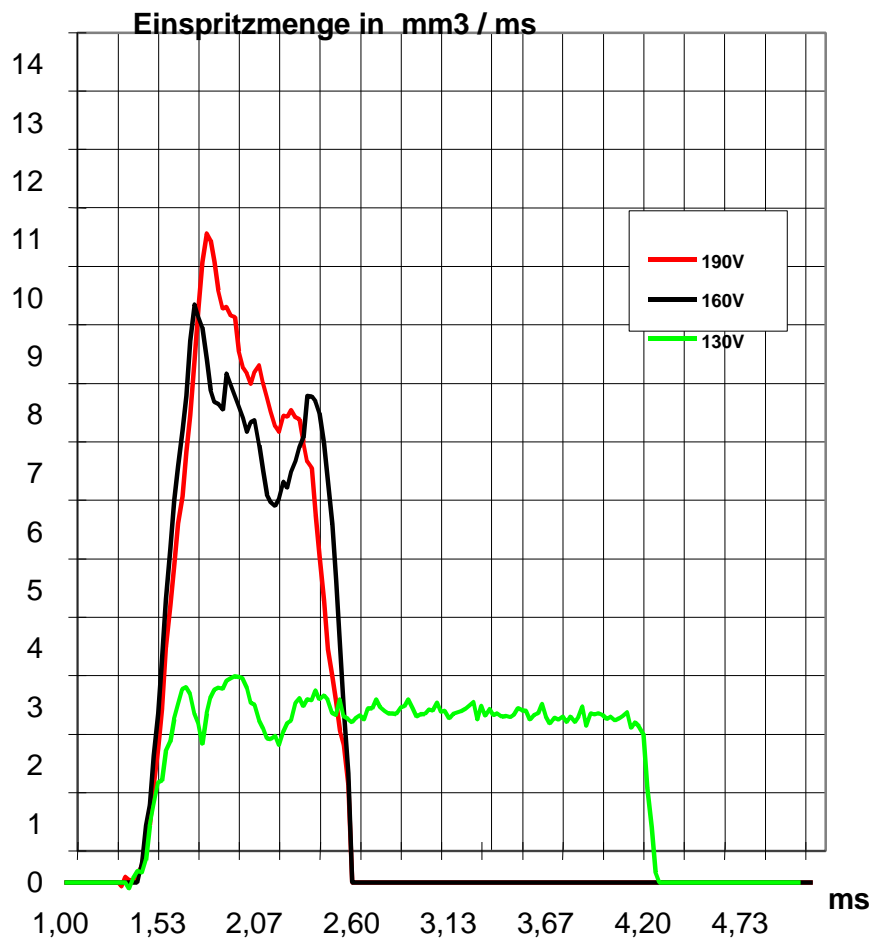


Bild 5.7: Einspritzverlaufsformung durch Hubvariation ( $U_{Piezo}$ );  $p_{Rail}$ : 500 bar,  $Q_e$ : 40 mm<sup>3</sup>,  $I_{ein}$  und  $I_{aus}$  konstant.

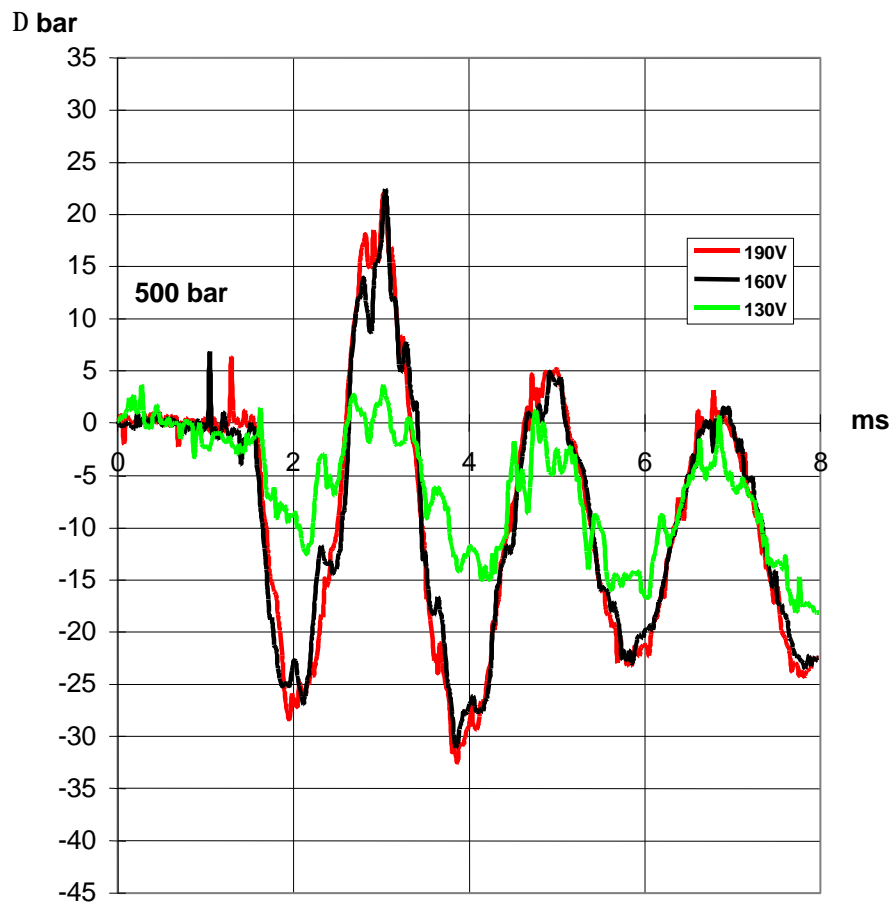


Bild 5.8: Raildruckschwingungen durch Hubvariation ( $U_{Piezo}$ );  $p_{Rail}$ : 500 bar,  $Q_e$ : 40 mm<sup>3</sup>,  $I_{ein}$  und  $I_{aus}$  konstant.

Wie aus den vorhergehenden Untersuchungen im Kennfeld erwartet, reduziert die Hubverringerng bei niedriger Piezospaltung den Durchfluß durch die teilweise abgedeckten Schlitzte. Auch bei einem einzelnen Einspritzverlauf wird die Hysteresis des Piezostacks anhand der nicht linearen Mengenzunahme sichtbar. Weiterhin nimmt der Einfluß des durch die Düsenadel verdrängten Meßvolumens mit reduzierter Spannung deutlich ab, da der Impuls des Piezostacks beim Öffnen der Düsenadel reduziert wird. Die Druckverläufe zeigen analog zur Einspritzrate mit abnehmender Spannung geringere Amplituden. Da sich durch eine Hubänderung am Zeitpunkt der Einspritzung nichts ändert, ergibt sich jedoch auch keine Phasenverschiebung. Diese tritt erst mit einer Änderung der Öffnungsgeschwindigkeit ein, wie dies die Bilder 5.9 und 5.10 anschaulich belegen.

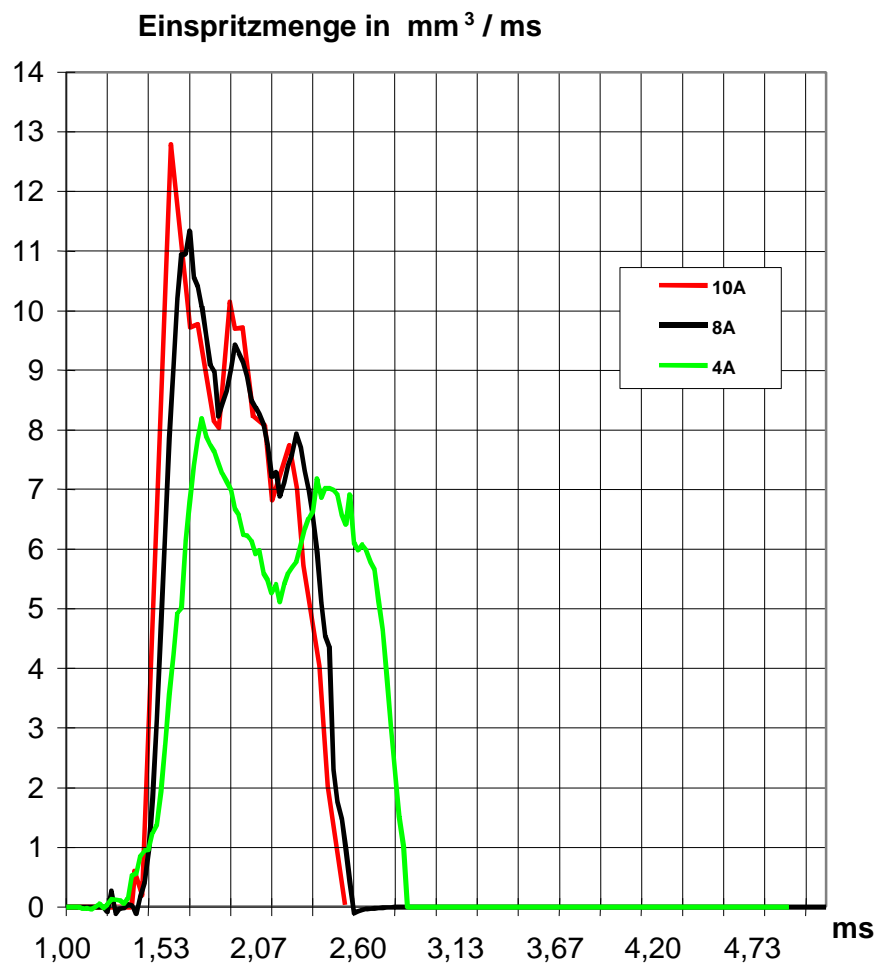


Bild 5.9: Einspritzverlaufsformung durch Variation der Öffnungsgeschwindigkeit ( $I_{\text{ein}}$ );  $p_{\text{Rail}}$ : 500 bar,  $Q_e$ : 40  $\text{mm}^3$ ,  $U_{\text{Piezo}}$  und  $I_{\text{aus}}$  konstant.

Die Differenz zwischen 10 A und 8 A bewirkt bis auf den höheren Öffnungsspeak (ein etwas größeres Überschwingen der Düsennadel) weder eine deutlich sichtbare Änderung der Einspritzrate und der Druckamplitude, noch eine Phasenverschiebung des Drucksignals. Erst die Halbierung des Stromes auf 4 A verringert die Öffnungsgeschwindigkeit der Düsennadel soweit, daß sie einen deutlich erkennbaren Einfluß auf die Meßsignale nimmt. Am auffälligsten ist die Verzögerung der Einspritzung anhand des Drucksignals in der Leitung zum Injektor. Durch die Hysterese des Piezomaterials ergibt der geringere Strom zu Beginn der Nadelbewegung einen verzögerten Hub, so daß die Schlitze verspätet freigegeben werden.

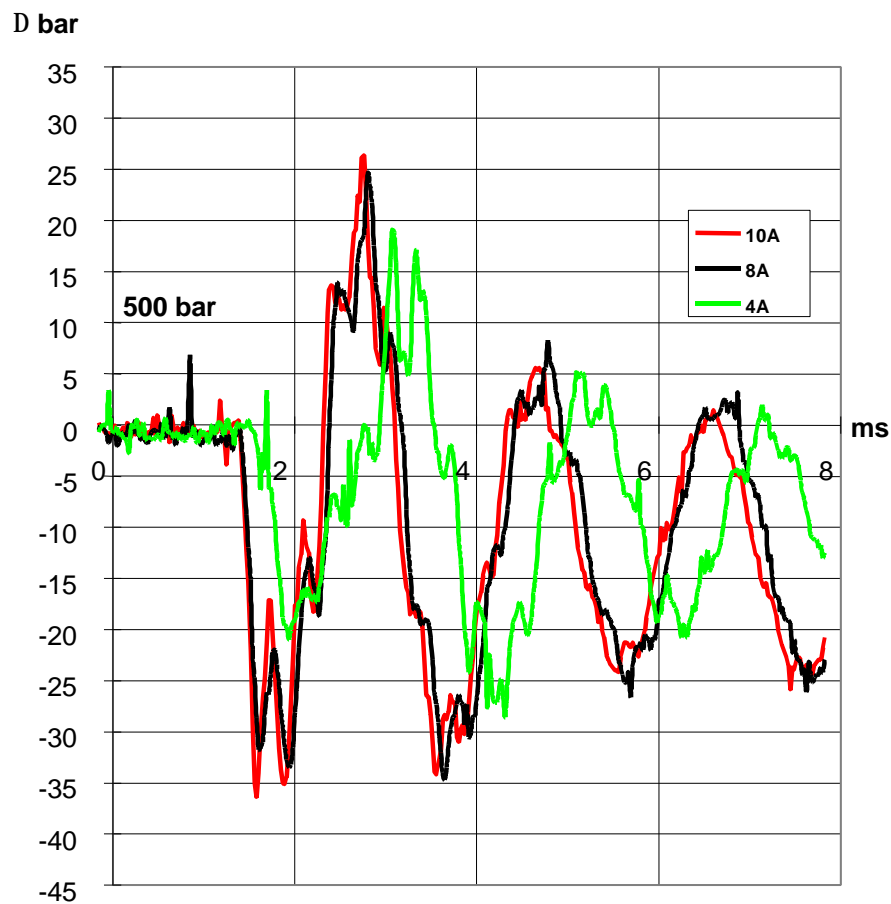


Bild 5.10: Raildruckschwingungen durch Variation der Öffnungsgeschwindigkeit ( $I_{\text{ein}}$ );  $p_{\text{Rail}}$ : 500 bar,  $Q_e$ : 40 mm<sup>3</sup>,  $U_{\text{Piezo}}$  und  $I_{\text{aus}}$  konstant.

Eine Variation des Entladestromes beim Nadelschließen findet seine Grenzen in der Eigendynamik der Düsenadel als Feder-Masse-System. Ist die Beschleunigung des Piezos zu schnell, so hebt die Düsenadel vom Piezo ab und es zeigt sich kein weitergehender Einfluß auf den Einspritzverlauf. Dies ist auf Bild 5.11 bei einer Steigerung im Grenzbereich von 4 auf 6 A belegt, die abfallenden Flanken der Einspritzraten liegen im oberen Mengenbereich parallel zueinander.

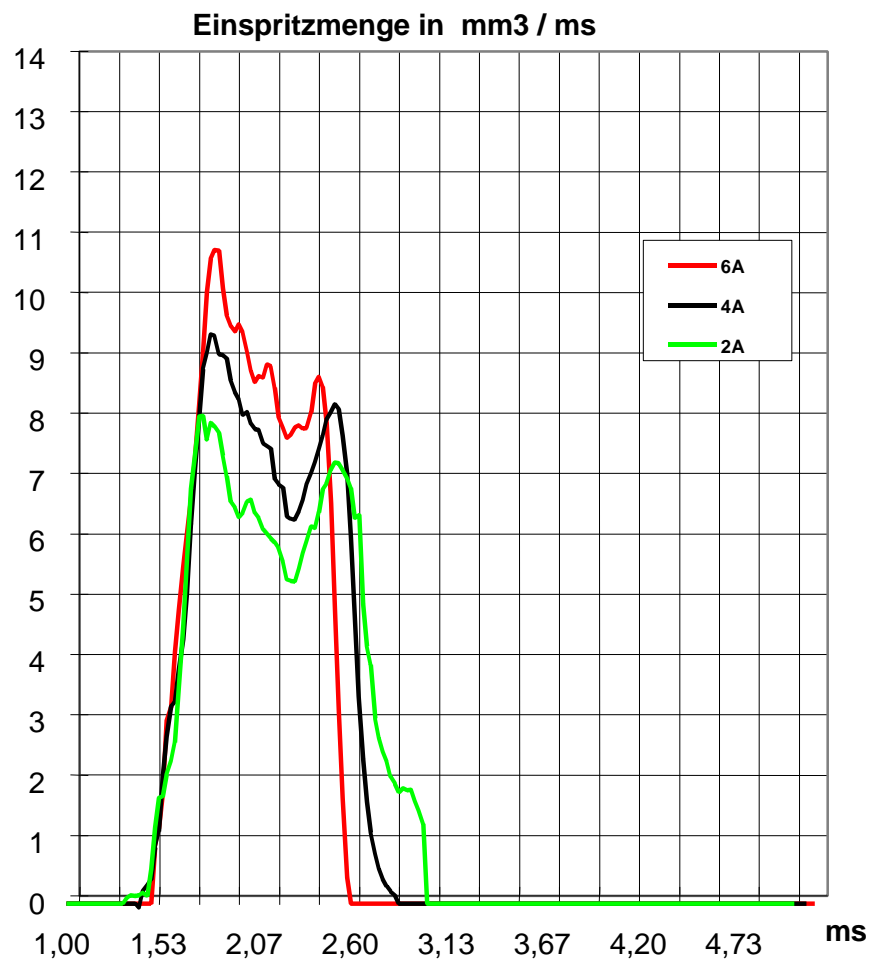


Bild 5.11: Einspritzverlaufsformung durch Variation der Schließgeschwindigkeit ( $I_{\text{aus}}$ );  
 $p_{\text{Rail}}$ : 500 bar,  $Q_e$ : 40  $\text{mm}^3$ ,  $U_{\text{Piezo}}$  und  $I_{\text{ein}}$  konstant.

Eine Entladestromreduzierung auf 2 A ändert die Einspritzrate dramatisch, gerade im Hinblick auf ein definiertes Schließen. Der auf Bild 5.11 sichtbare „Buckel“ im Einspritzverlauf steht für ein zu langsames Schließen der Düsennadel. Dieses Verhalten wird auch anhand der Raildruckschwingungen deutlich, die zwar zum gleichen Zeitpunkt beginnen, jedoch durch die Schließflankenänderung eine Phasenverschiebung erfahren. Diese Eigenschaft ist nicht vom Schließzeitpunkt abhängig, vergleiche dazu Bild 5.8, Hubvariation.

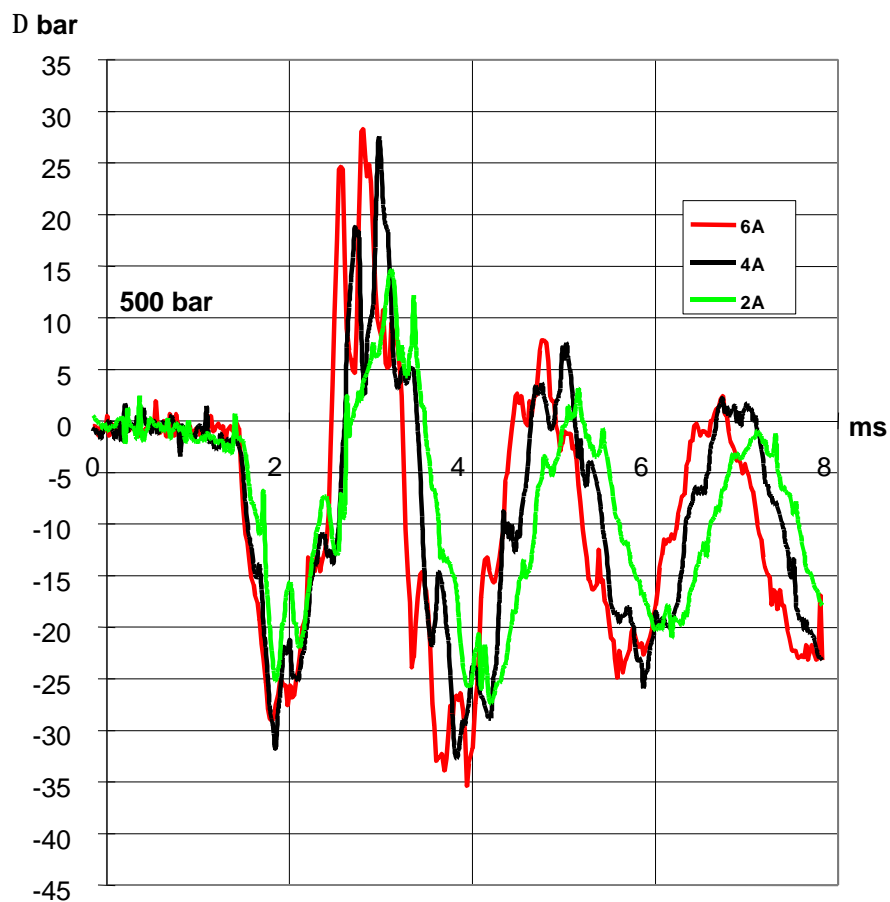


Bild 5.12: Raildruckschwingungen durch Variation der Schließgeschwindigkeit ( $I_{\text{aus}}$ );  $p_{\text{Rail}}$ : 500 bar,  $Q_e$ : 40 mm<sup>3</sup>,  $U_{\text{Piezo}}$  und  $I_{\text{ein}}$  konstant.

Der Injektor bietet aufgrund seiner Stabilität gute Möglichkeiten zur Einspritzverlaufsformung und zeigt das größte Potential im Bereich der Hubvariation. Die Variation der Flanken der Einspritzrate zeigt ein anderes Verhalten als bei nach innen öffnenden Düsen (s. Kapitel 2). Die Änderung der Einspritzrate wird Gegensatz zur Spritzquerschnittsänderung durch eine Reduzierung des Einspritzdruckes erzielt, der aus dem verringerten Nadelhub resultiert.



## 5.2 Injektor 2. Prototyp – mit Folgeverstärker

Die vorangegangenen Untersuchungen wurden bei einem konstanten Gegendruck auf die Düsenadel durchgeführt. Wie bereits in Kapitel 4.3 erwähnt, ist für einen Motorbetrieb mit sich ändernden Kraftbedingungen eine Kompensation notwendig, die hier als ein hydraulischer Folgeverstärker ausgeführt wurde. Mit diesem Injektor wurden die verschiedenen Düsenvarianten untersucht.

### 5.2.1 Lochdüse

Dieser Düsentyp mit  $6 \times 175 \mu\text{m}$  Lochdurchmesser entspricht im Durchfluß einem CR-Injektor, wie er für die Untersuchungen in Kapitel 3 verwendet wurde. Die Lochdüse wird in ihren Eigenschaften im folgenden näher untersucht. Das hydraulische Verhalten hat sich durch den Einsatz des Folgeverstärkers nicht geändert. Das Einspritzmengenfeld auf Bild 5.13 zeigt bis zu einer Ansteuerdauer von 0,4 ms für alle Druckbereiche das Öffnungsverhalten und dann eine lineare Mengenzunahme.

Im Vergleich mit dem magnetgesteuerten CR-Injektor unterscheidet sich das Mengenverhalten durch eine höhere Einspritzmenge bei kürzeren Ansteuerdauern, da der Piezoaktor ein schnelleres Nadelöffnen zuläßt und der volle Einspritzdruck im Düsenloch anliegt. Das Konzept für eine Voreinspritzung mit einer I-Düse sieht den Teilhub der Düsenadel mit einer Einspritzdruckabsenkung vor. Dieser dynamische Anteil ist jedoch schwierig zu kontrollieren und hängt bei der Injektorfertigung an kleinen Toleranzen. Ein Teilhub bei einer A-Düse hat jedoch Konsequenzen für die Strahlaufbereitung, wie dies im folgenden näher untersucht wird. Auf Bild 5.14 sind exemplarisch einige Mengenkennlinien der beiden Injektortypen miteinander verglichen.

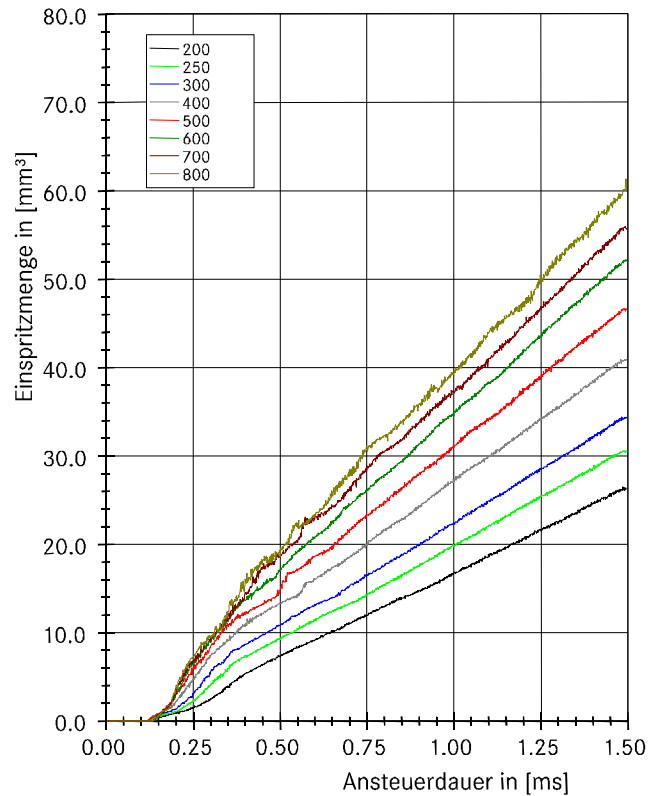


Bild 5.13: Einspritzmengenkennfeld Lochdüse 6 x 175 µm.

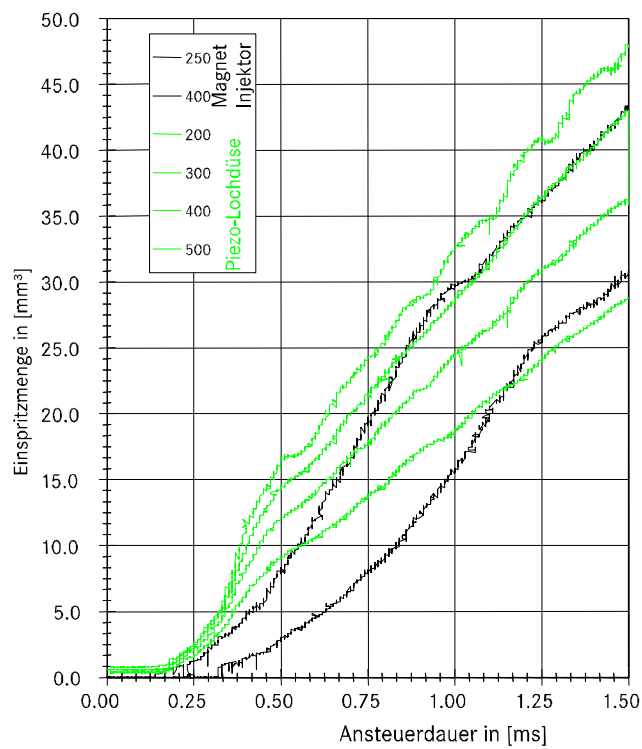


Bild 5.14: Einspritzmengenkennfeld, Vergleich Piezo-Lochdüse mit magnetbetriebenen CR-Injektor.

Entscheidend für die dieselmotorische Verbrennung ist die Gemischaufbereitung der Einspritzstrahlen. Erste Aussagen dazu können in der Gesamtstrahlkammer gewonnen werden. Durch die Auslegung der A-Düse sollte nicht nur die Hydraulik, sondern auch eine vergleichbare Strahlaufbereitung zum Referenzinjektor erreicht werden, die jedoch aufgrund des unterschiedlichen Einspritzdruckverhaltens gerade beim Öffnen Unterschiede erwarten läßt. Bild 5.15 zeigt eine Gesamtstrahlaufnahme der Sitzlochdüse, Bild 5.16 die entsprechenden Aufnahmen der A-Düse.

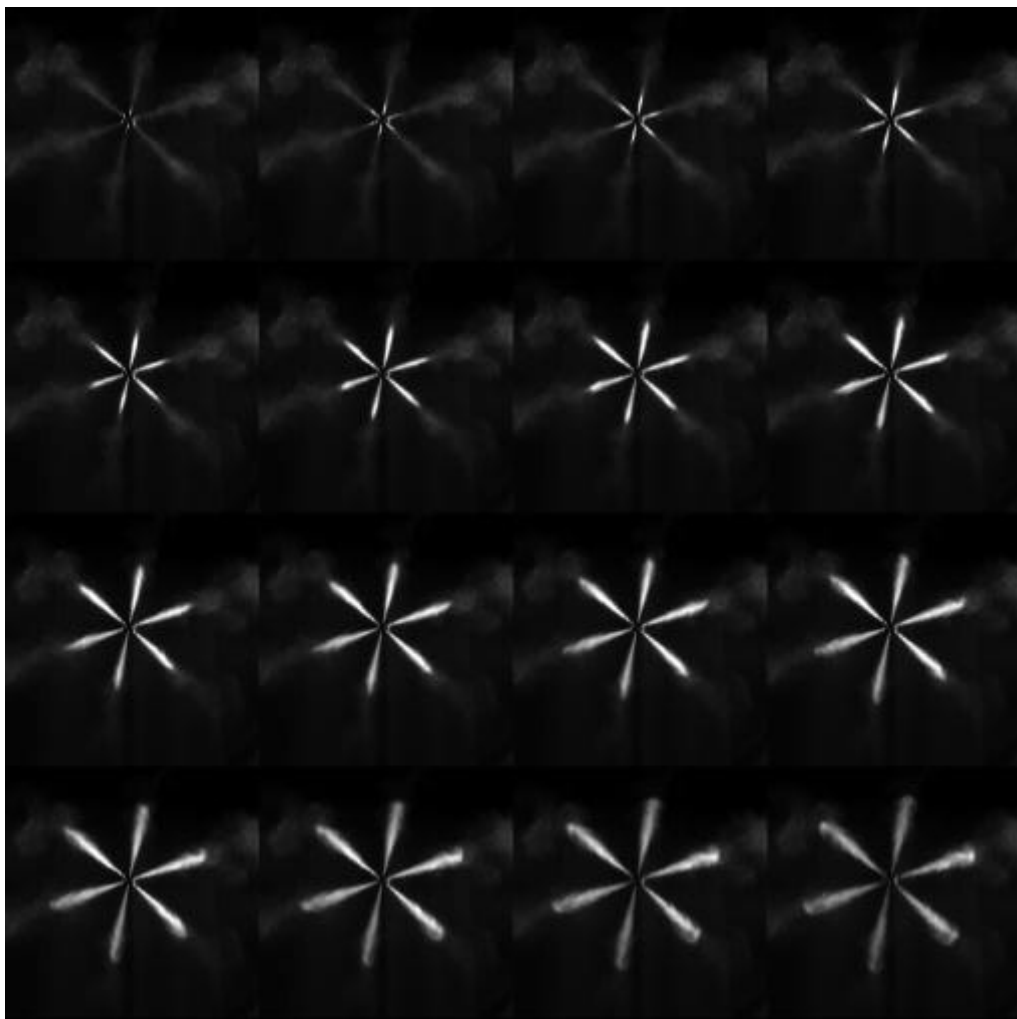


Bild 5.15: Gesamtstrahlaufnahmen der Sitzlochdüse in der Hochdruckkammer mittels Streulichttechnik;  $p_{\text{Rail}}$ : 200 bar,  $p_{\text{gegen}}$ : 20 bar, ASD: 1,5 ms, Bildabstand: 120  $\mu\text{s}$ .

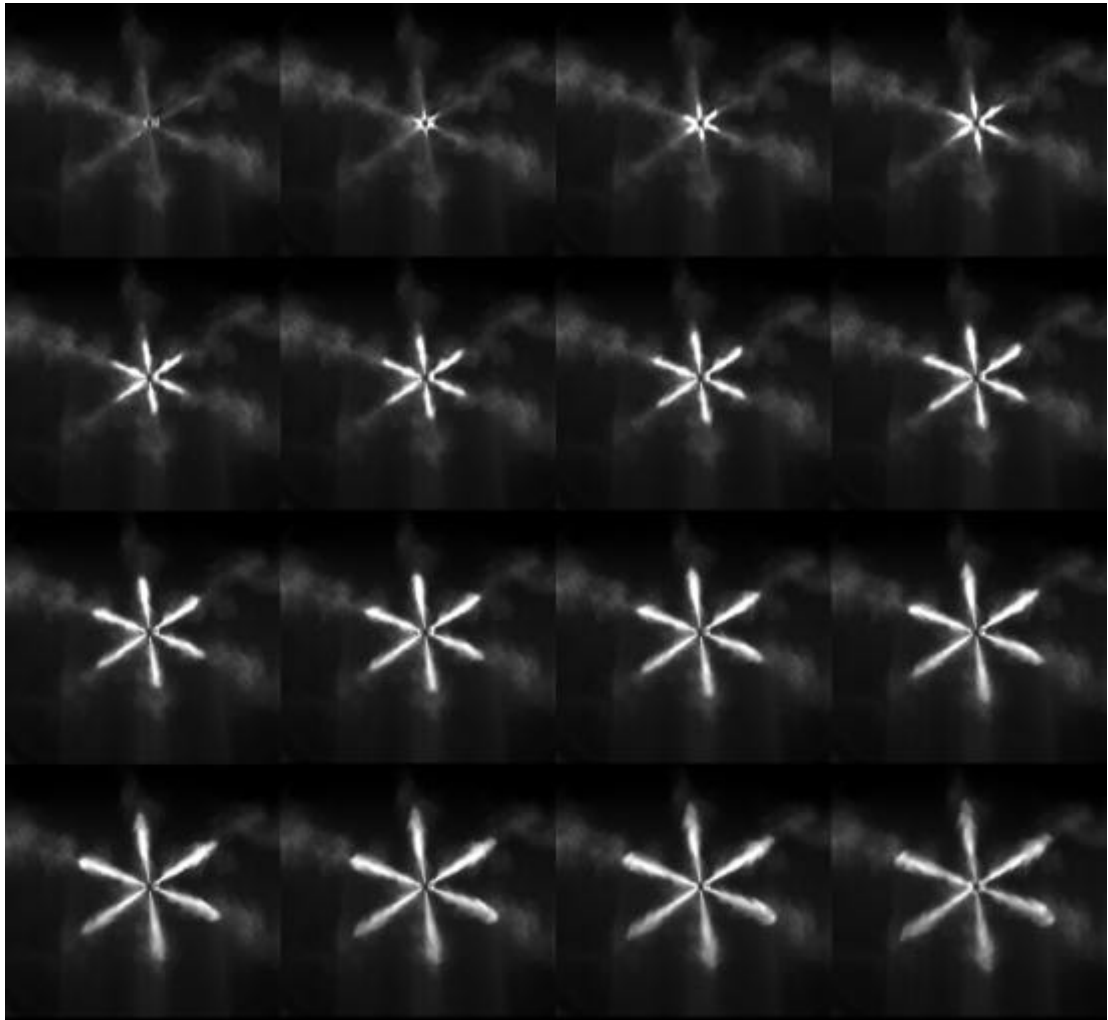


Bild 5.16: Gesamtstrahlaufnahmen der Piezo-Vario-Düse in der Hochdruckkammer mittels Streulichttechnik;  $p_{\text{Rail}}$ : 200 bar,  $p_{\text{gegen}}$ : 20 bar, ASD: 1,5 ms, Bildabstand: 120  $\mu\text{s}$ .

Beide Düsen zeigen eine gute Strahlbildsymmetrie, die aus der geringen Loch-zu-Loch-Streuung resultiert. Es fällt der etwas größere Strahlkegelwinkel der Variodüse auf, der teilweise auf das kleinere L/D-Verhältnis zurückzuführen ist. Bei der Untersuchung der Strahlstrukturen im Düsennahbereich beim Öffnungsvorgang wird eine weitere Eigenschaft dieser A-Düse deutlich. Zu Beginn des Einspritzvorganges sind auf Bild 5.17 „Zwischenstrahlen“ sichtbar, die zu einem späteren Bildzeitpunkt fehlen. Diese „Zwischenstrahlen“ weisen eine buschige Struktur und keine sauber definierte Strahlwurzel auf. Dieses Phänomen zeigt Auswirkungen auf die weiteren motorischen Untersuchungen und wird in Abschnitt 5.4 gesondert behandelt.

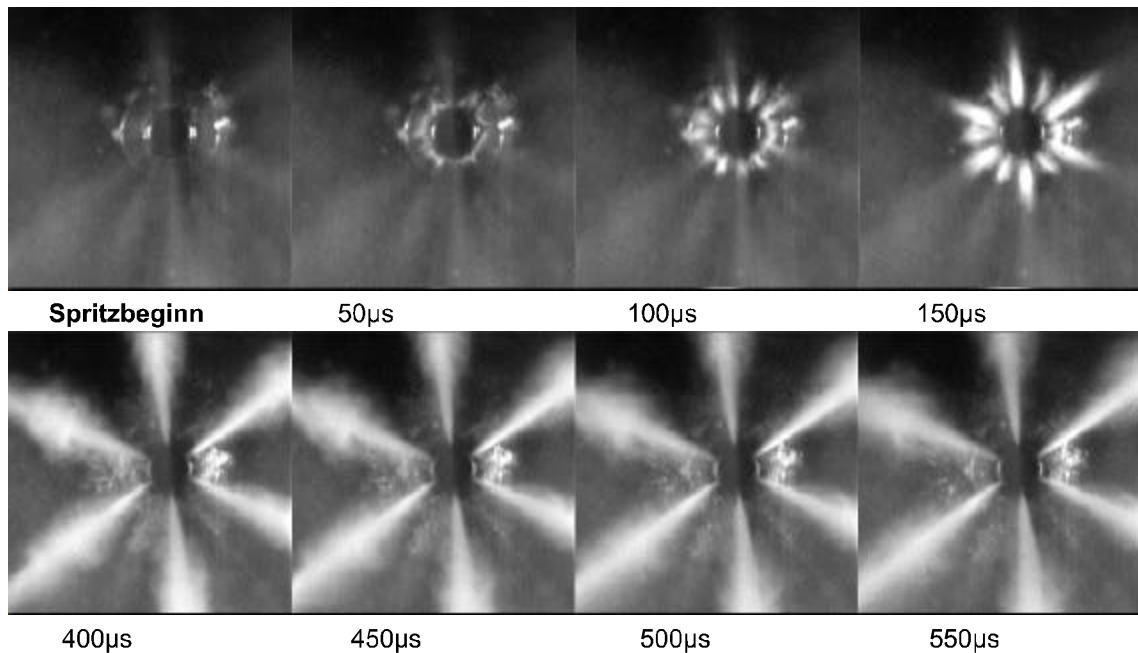


Bild 5.17: Gesamtstrahlaufnahmen der Piezo-Vario-Düse in der Hochdruckkammer mittels Streulichttechnik im Düsennahbereich beim Öffnungsvorgang;  $p_{\text{Rail}}$ : 200 bar,  $p_{\text{gegen}}$ : 20 bar, ASD: 1,5 ms.

Der Einsatz des Piezo-Injektors mit der untersuchten Düse im Transparentaggregat brachte weitere Erkenntnisse bezüglich der Gemischaufbereitung. Zum einen ist die fehlende Sitzdrosselung, die bei einer Sitzlochdüse zwangsläufig auftritt, für einen hohen Strahlimpuls verantwortlich. Das aus Kapitel 3 bekannte Rußleuchten der Verbrennung entlang der Einspritzstrahlen ist hier auf Bild 5.18 am Muldenrand zu erkennen. Zum anderen produzieren die erwähnten „Zwischenstrahlen“ zu Beginn des Nadelöffnens jedoch eine Gemischbildung, die eine gut sichtbare und damit stark rußende Verbrennung im Bereich der Nadelspitze verursacht. Diese Verbrennung bleibt dort stehen, da diese Einspritzstrahlen keinen Impuls besitzen.

Das geringe Rußleuchten am Muldenrand deutet auf eine gute Gemischbildung aufgrund des hohen Strahlimpulses hin, die zu einem höheren Anteil an nicht rußender Verbrennung führt. Dieser Zusammenhang wird noch durch die Messung der OH-Chemilumineszenz und der Intensität des Rußleuchtens bei 700 nm in Bild 5.19 verdeutlicht.

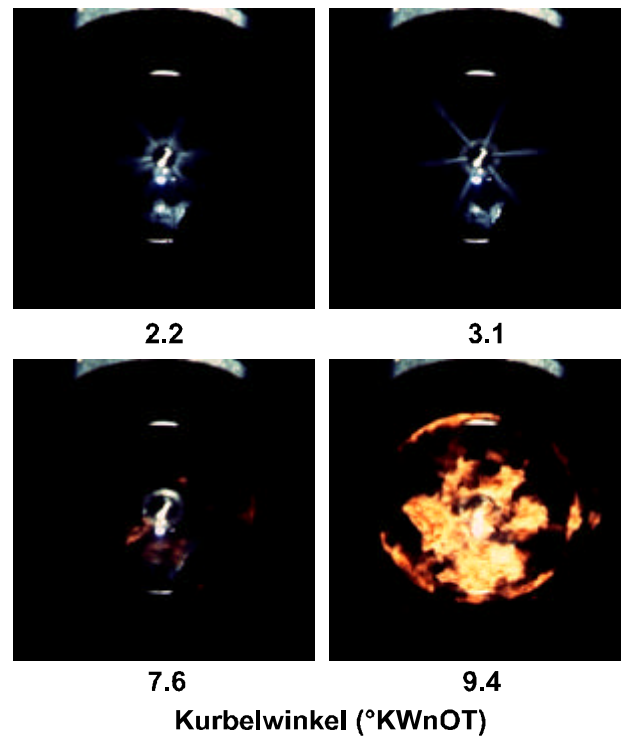


Bild 5.18: Verbrennungsuntersuchung Vario-Düse (6 x 175 µm) im Transparentaggregat; Drehzahl: 1000 1/min,  $p_{\text{Rail}}$ : 500 bar, ABHE: 1,5° KWvOT, ADHE: 500 µs, keine VE.

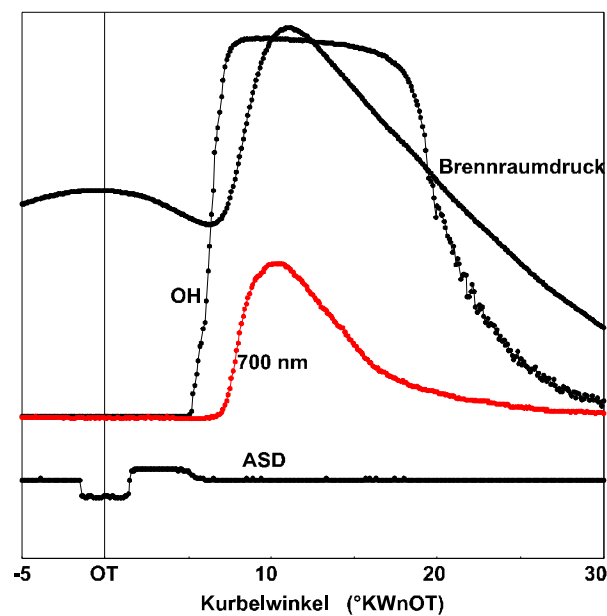


Bild 5.19: OH-Chemilumineszenz und Rußleuchten bei 700 nm mit der Vario-Düse (6 x 175 µm) im Transparentaggregat; Drehzahl: 1000 1/min,  $p_{\text{Rail}}$ : 500 bar, ABHE: 1,5° KWvOT, ADHE: 500 µs, keine VE.

Auffälligstes Merkmal der Verbrennung ist der Abstand von  $2,5^\circ\text{KW}$  der beiden Signallinien. Das bedeutet, daß die rußende Verbrennung deutlich später einsetzt. Im Gegensatz dazu beginnen bei dem Magnetinjektor mit Sitzlochdüse beide Umsetzungen etwa gleichzeitig (Abstand:  $0,3^\circ\text{KW}$ ), wie dies in Kapitel 3 belegt ist.

### 5.2.2 Registerdüse, 1. Lochreihe $4 \times 100\mu\text{m}$ , 2. Lochreihe $4 \times 150\mu\text{m}$

Mit diesem Typ wurden grundsätzliche Untersuchungen zum Ansteuerverhalten des Injektors mit verschiedenen Lochreihen durchgeführt. Die Gesamtstrahlaufnahmen zeigen daher einmal den zeitlichen Verlauf der Strahlausbildung (Bild 5.20) und zum anderen den hubabhängigen Strahl jeweils zum gleichen Zeitpunkt (Bild 5.21).

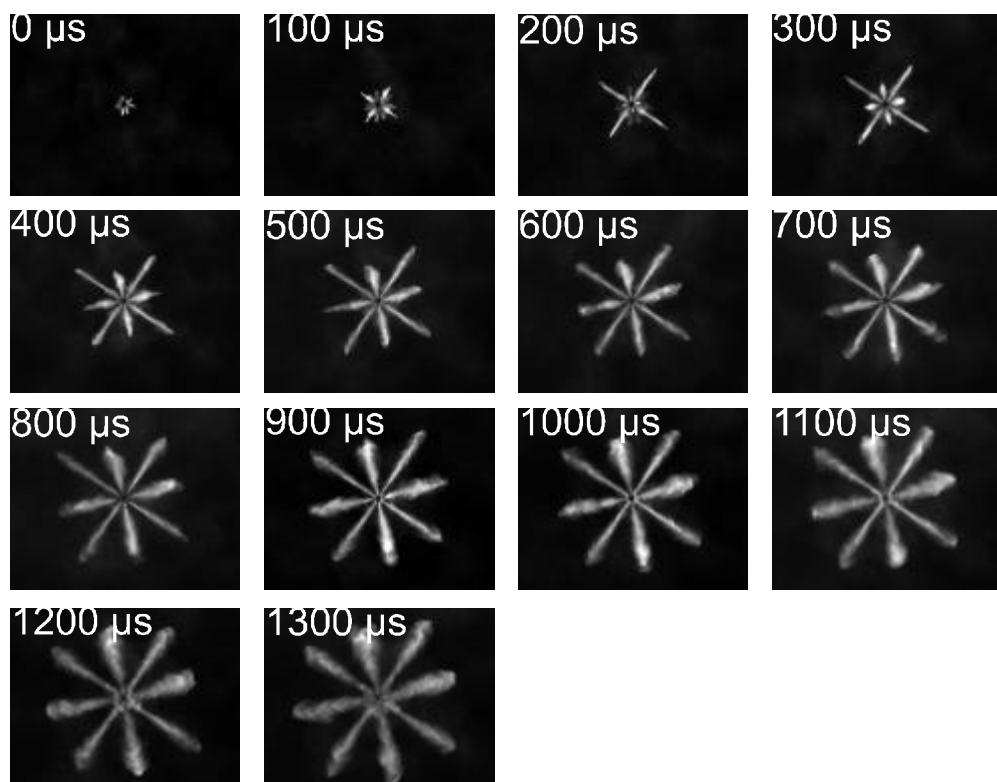


Bild 5.20: Gesamtstrahlaufnahmen der Piezo-Register-Düse in der Hochdruckkammer mittels Streulichttechnik, zeitlicher Verlauf;  $U_{\text{Piezo}}$ : 200 V,  $p_{\text{Rail}}$ : 500 bar,  $p_{\text{gegen}}$ : 20 bar, ASD: 1 ms.

Auf diesen Bildern wird sehr gut das quasi verzögerungsfreie Öffnen der Düse sichtbar. Die Einspritzstrahlen sind gleichmäßig und symmetrisch und zeigen einen großen Impuls. Die maximale Eindringtiefe der ersten Lochreihe ist schon etwa nach 600  $\mu\text{s}$  nach Ansteuerbeginn erreicht. Die von der Lochdüse bekannten „Zwischenstrahlen“ treten auch hier wieder beim Öffnen in Erscheinung. Der Injektor gibt nach circa 200  $\mu\text{s}$  die zweite Lochreihe frei, so daß aufgrund der hohen Nadelgeschwindigkeit eine Ansteuerung der Voreinspritzung (nur die 1. Lochreihe) über eine Ansteuerdauervariation, wie sie beim Magnetinjektor eingesetzt wird, als nicht sinnvoll erscheint. Dies wird durch die Spannungsvariation auf Bild 5.21 bestätigt.

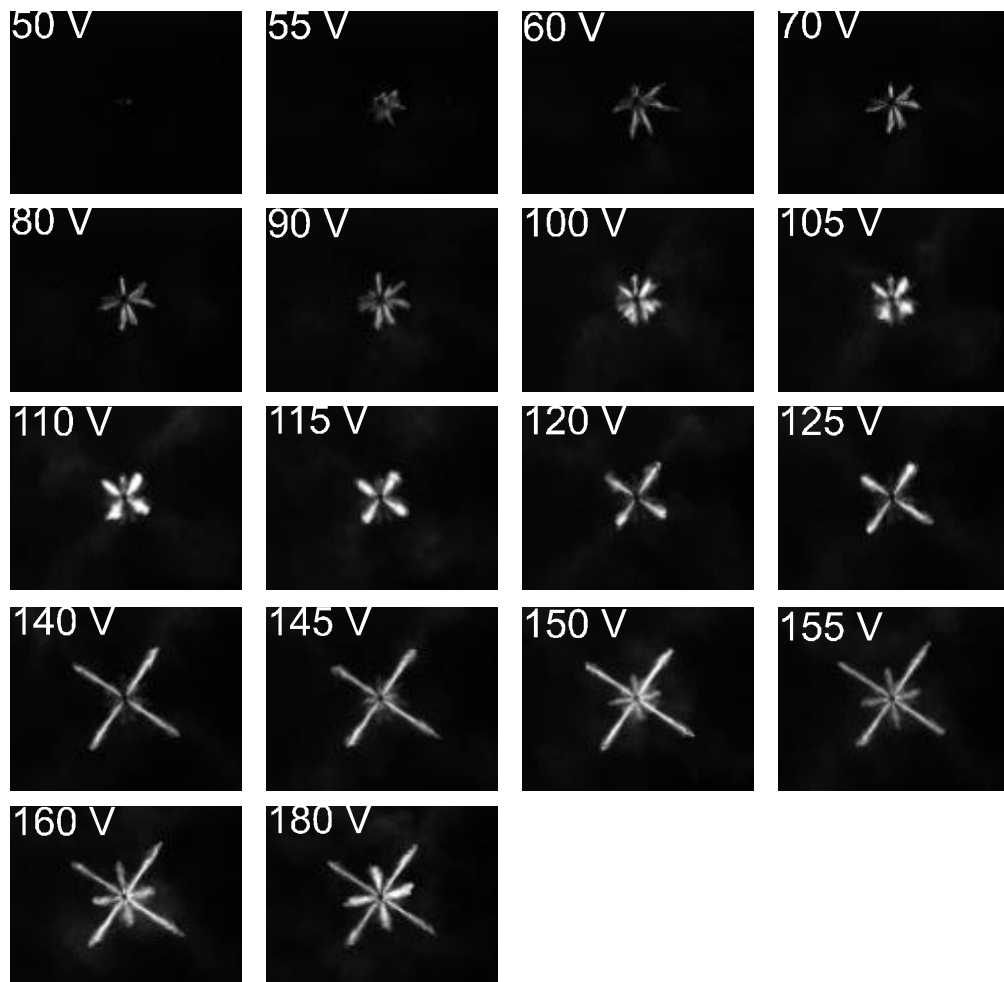


Bild 5.21: Gesamtstrahlaufnahmen der Piezo-Register-Düse in der Hochdruckkammer mittels Streulichttechnik, hubabhängiger Verlauf; Aufnahmezeitpunkt: 1 ms nach ASB,  $p_{\text{Rail}}$ : 500 bar,  $p_{\text{gegen}}$ : 20 bar, ASD: 1,5 ms.



Deutlich ist mit Hilfe der Spannungsvariation der schlecht aufbereitete Kraftstoff zu Beginn der Einspritzung sichtbar, da durch diese Art der Ansteuerung der Öffnungsvorgang gleichsam verlangsamt wird. Die erste Lochreihe ist bei 140 V vollständig geöffnet, die Strahlstruktur ist gleichmäßig und schlank. Bei 180 V sind beide Lochreihen geöffnet, und das Strahlverhalten ist identisch zu der Ansteuerdauervariation. Dadurch, daß die Bilder jeweils bei einem anderen Einspritzvorgang aufgezeichnet sind, geben sie das äußerst reproduzierbare Injektorverhalten gut wider.

Die Entscheidung, bei Injektoren mit verschiedenen Lochreihen eine zeit- und hubabhängige Ansteuerung zu wählen, wurde durch Untersuchungen im Transparentaggregat weiter untermauert. Dazu wurde ein Lastpunkt ohne und mit Voreinspritzung ausgewertet.

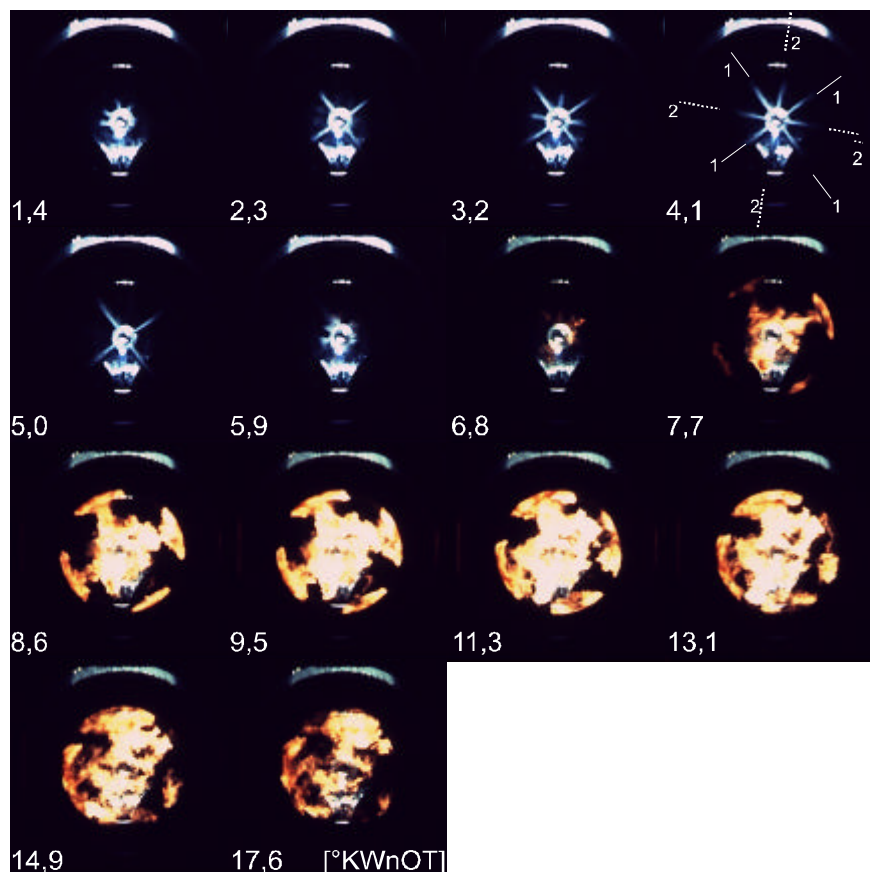


Bild 5.22: Verbrennungsuntersuchung Register-Düse (4 x 100  $\mu\text{m}$  und 4 x 150  $\mu\text{m}$ ) im Transparentaggregat; Drehzahl: 1000 1/min,  $p_{\text{Rail}}$ : 500 bar, ABHE: 1,5° KWvOT, ADHE: 650  $\mu\text{s}$ , keine VE.

Der auf Bild 5.22 gezeigt Punkt ohne Voreinspritzung zeigt das gleiche Verhalten wie die oben beschriebene 1-reihige Lochdüse. Der gleiche Lastpunkt mit Voreinspritzung (Bild 5.23) weicht deutlich davon ab. Durch das zweimalige Ansteuern wird natürlich auch das Öffnungsverhalten verdoppelt, das zu einer deutlich früheren und auch stärker leuchtenden Verbrennung und damit zu einer wesentlich rußenderen Verbrennung führt. Gleichzeitig bedeutet die kurze Ansteuerdauer der Voreinspritzung (175  $\mu$ s) ein unvollständiges Öffnen der ersten Lochreihe, das zu einer schlechten Gemischaufbereitung und Strahlablenkung führt. Augenscheinlichster Unterschied ist jedoch, daß bei der Verbrennung mit Voreinspritzung alle 8 Einspritzstrahlen das Rußleuchten zeigen, im Gegensatz zu nur den 4 Einspritzstrahlen der ersten Lochreihe auf Bild 5.22.

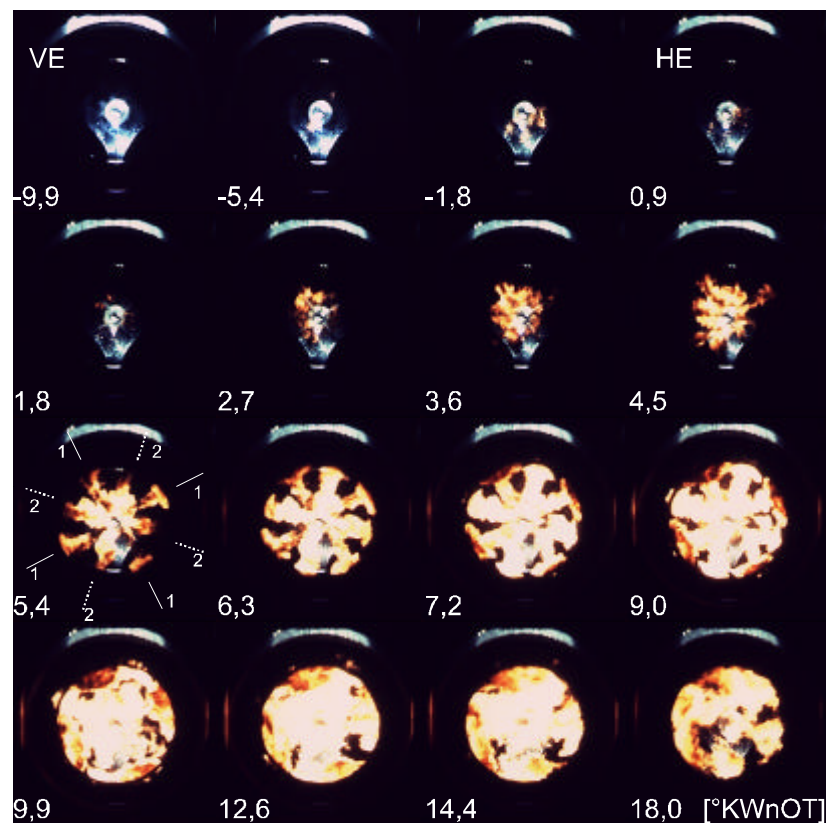


Bild 5.23: Verbrennungsuntersuchung Register-Düse (4 x 100  $\mu$ m und 4 x 150  $\mu$ m) im Transparentaggregat; Drehzahl: 1000 1/min,  $p_{\text{Rail}}$ : 500 bar, ABHE: 1,5° KWvOT, ADHE: 650  $\mu$ s, ABVE: 12,3° KWvOT, ADVE: 175  $\mu$ s.

Die zu den beiden Messungen gehörenden Signale der OH-Chemilumineszenz und der Rußstrahlung sind auf Bild 5.24 wiedergegeben und zeigen noch einmal die Unterschiede auf.

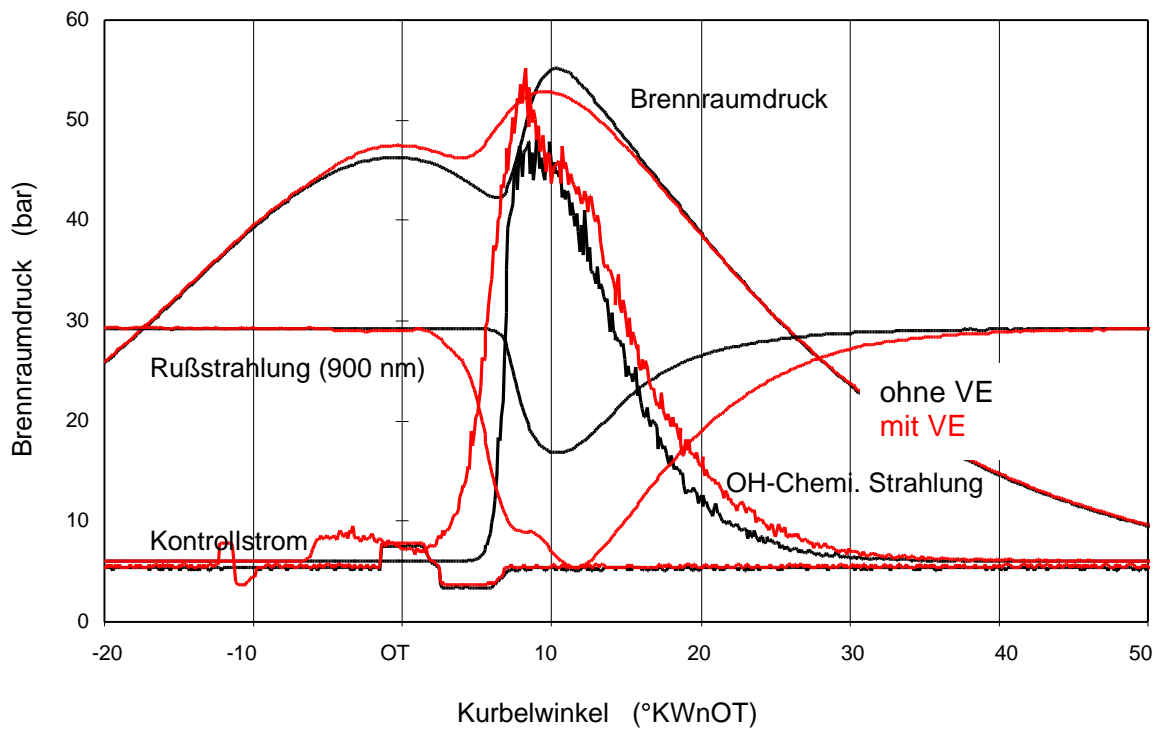


Bild 5.24: Verbrennungsuntersuchung Register-Düse (4 x 100  $\mu\text{m}$  und 4 x 150  $\mu\text{m}$ ) im Transparentaggregat; OH-Chemilumineszenz und Rußstrahlung.

Deutlich ist die Umsetzung der Voreinspritzung anhand des OH Leuchtens zu erkennen, die ein gutes Zündverhalten mit einem weichen Druckanstieg bewirkt, das in geringere Geräuschemissionen mündet. Gleichzeitig ergibt sich dabei sehr deutlich die höhere Rußbildung mit einem schlechteren Rußausbrand /78/. Dieses Verhalten ist ohne Voreinspritzung deutlich besser, die Rußbildung ist reduziert, der Ausbrand ist verkürzt. Die späte OH-Strahlung zeigt jedoch den langen Zündverzug mit einem steilen Druckanstieg und hohen Geräuschemissionen. Die präzise Ansteuerung der einzelnen Lochreihen mit einer abgestimmten Voreinspritzung ist daher äußerst wichtig für das Ansteuerkonzept.

### 5.2.3 Registerdüse, 1. Lochreihe 6x150 $\mu$ m, 2. Lochreihe 6x135 $\mu$ m

Diese Düsenauslegung ist für das 1-Zylinderaggregat ausgelegt und mit einer entsprechenden Ansteuerung beschaltet worden. Die hydraulische Vermessung im Einspritzlabor dient zur Abstimmung der Ansteuerung für die beiden unterschiedlichen Lochreihen. Auf Bild 5.25 ist das Mengenkennfeld für die erste Lochreihe, auf Bild 5.26 das beider Lochreihen zusammen mit Raildrücken bis 500 bar dargestellt.

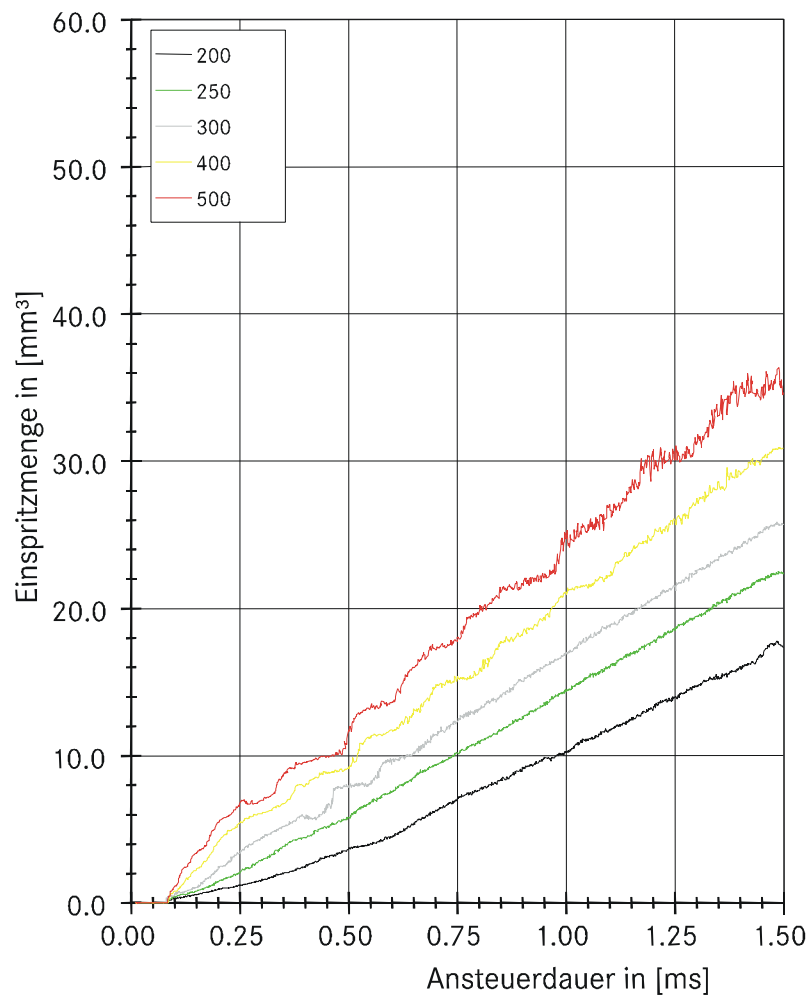


Bild 5.25: Einspritzmengenkennfeld der Piezo-Register-Düse (1. Lochreihe).

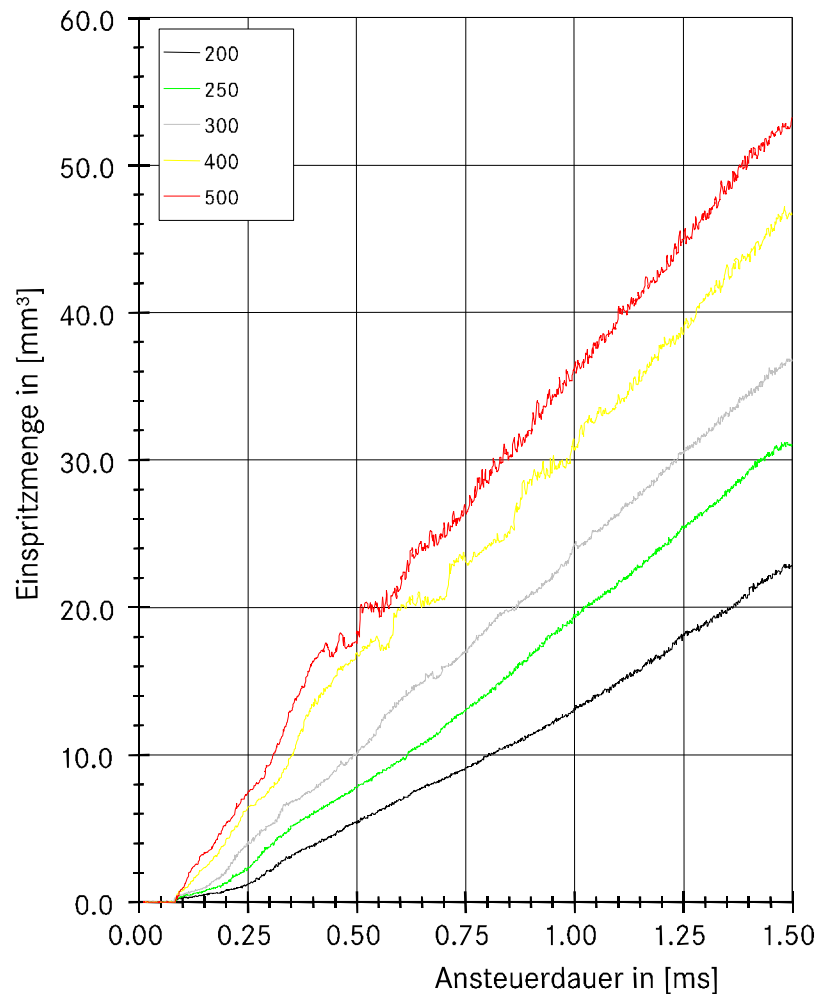


Bild 5.26: Einspritzmengenkennefeld der Piezo-Register-Düse (1. und 2. Lochreihe).

Die Mengenkennfelder zeigen etwas höhere Schwankungen als das der 1-reihigen Lochdüse, dennoch ist eine Trennung bzw. Zwischenstellung der Düse im gesamten Kennfeld darstellbar. Die Löcher sind so angeordnet, daß sie in Bewegungsrichtung der Nadel übereinanderstehen und so bei Vollhub ebenso wie im Teilhub nur 6 Einspritzstrahlen gebildet werden. Der Motor sieht dementsprechend zwei Düsen mit jeweils unterschiedlichen Durchflüssen. Bild 5.27 zeigt hierzu das Strahlverhalten und die Strahleindringtiefe der ersten Lochreihe, Bild 5.28 die entsprechenden Ergebnisse beider Lochreihen.

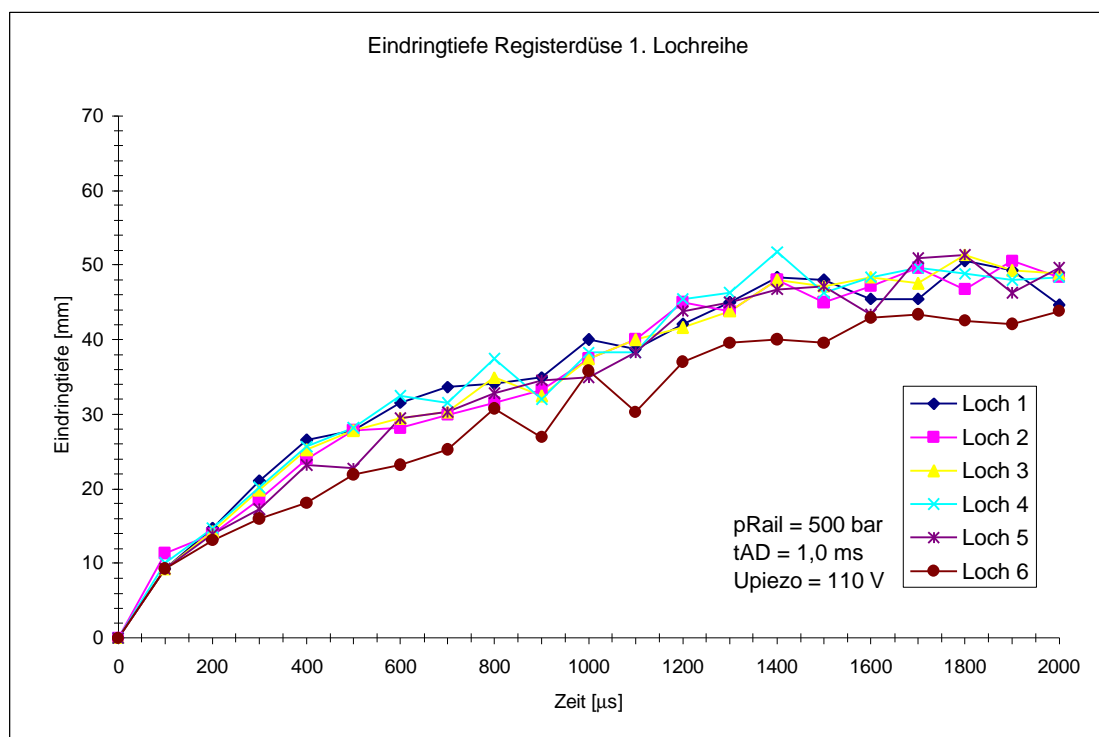
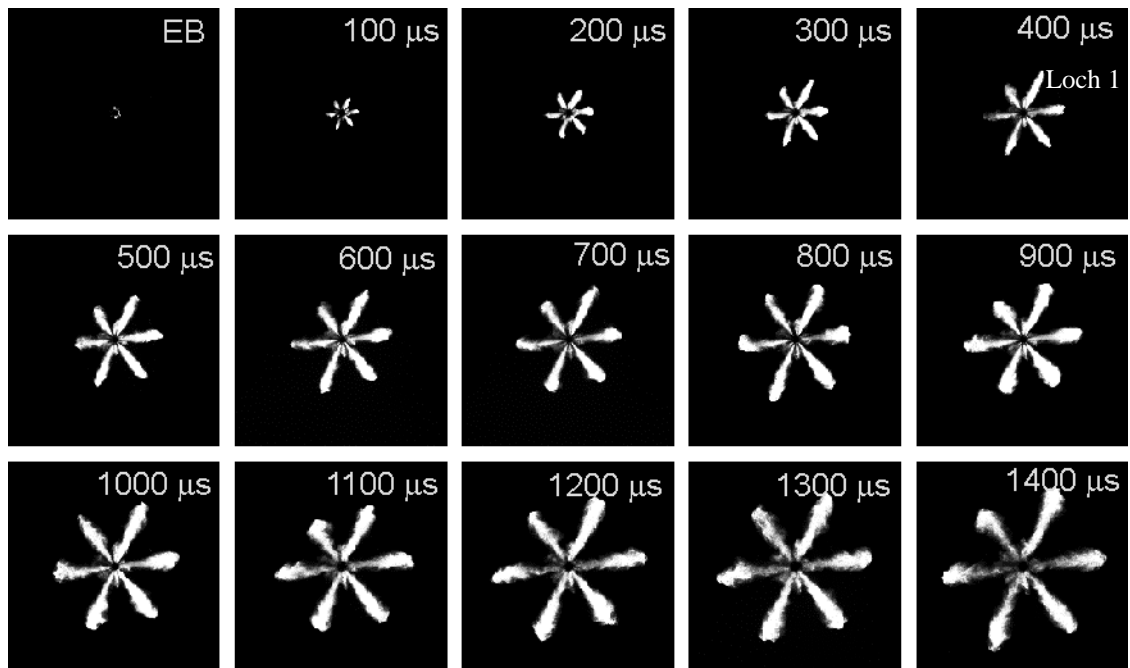


Bild 5.27: Gemischbildung und Strahleindringtiefe der ersten Lochreihe der Piezo-Registerdüse; p<sub>Rail</sub>: 500 bar, ASD: 1 ms, U<sub>Piezo</sub>: 110 V.

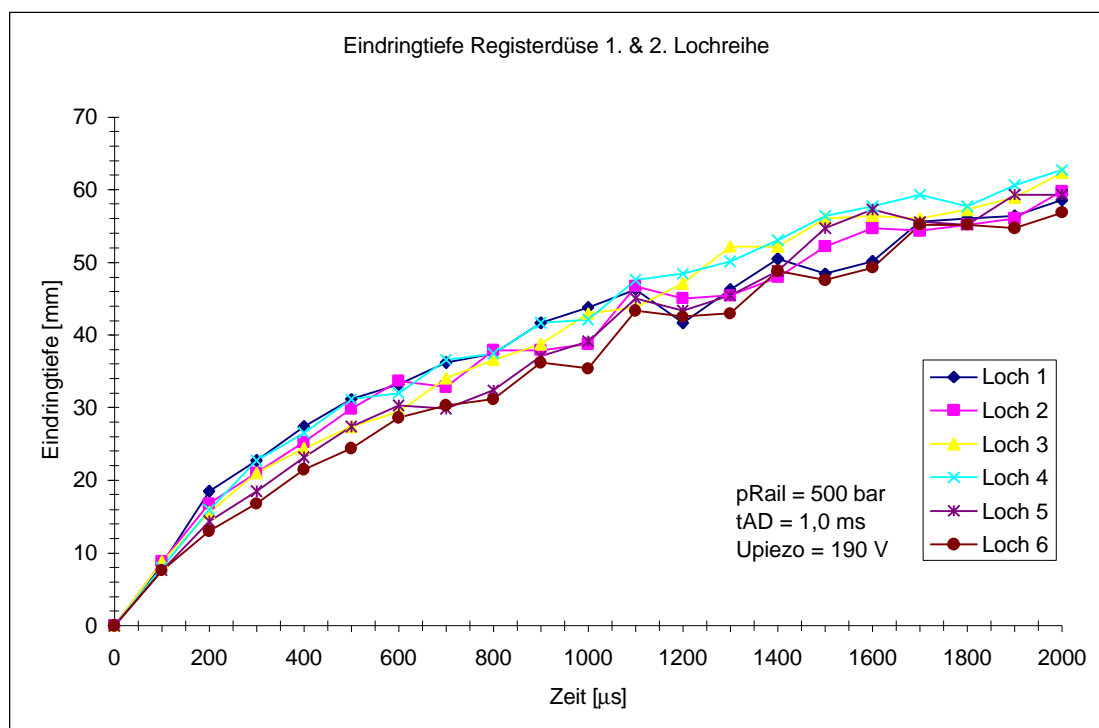
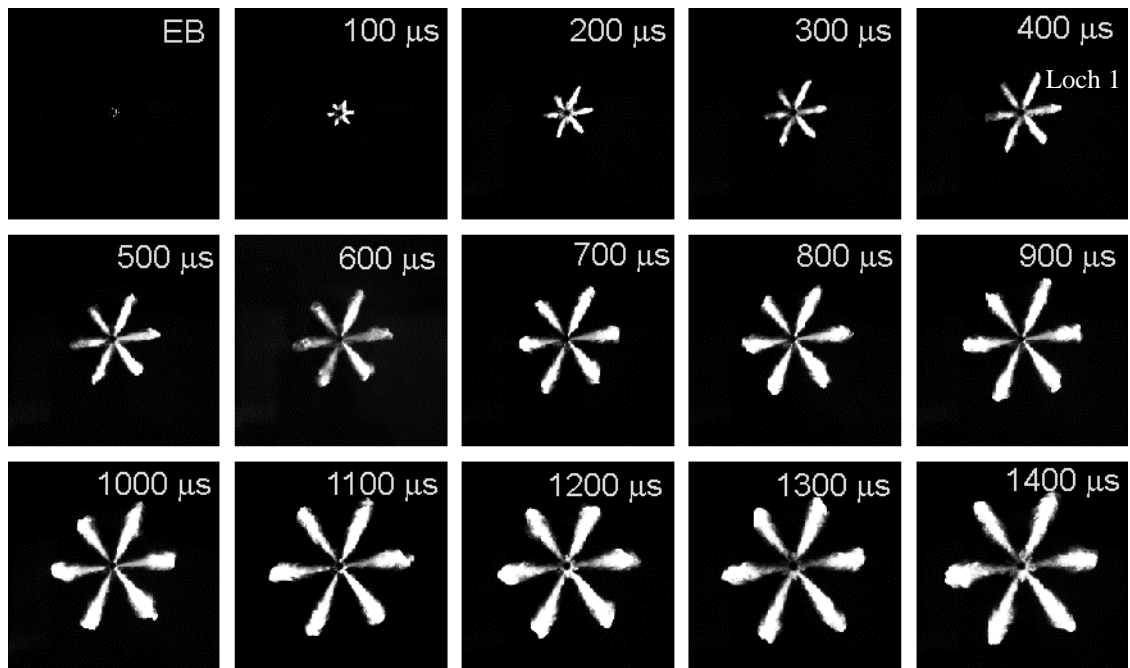


Bild 5.28: Gemischbildung und Strahleindringtiefe beider Lochreihen der Piezo-Registerdüse;  $p_{\text{Rail}}$ : 500 bar, ASD: 1 ms,  $U_{\text{Piezo}}$ : 190 V.

Auf beiden Bildserien sind nur die sechs Einspritzstrahlen zu erkennen. Dabei scheint das 6. Loch der ersten Lochreihe einen geringeren Durchfluß zu besitzen, was auch aus der Eindringtiefe hervorgeht. Diese ist erwartungsgemäß bei beiden Lochreihen zusammen aufgrund des größeren Massenstromes höher. Auch bei dieser Düse ist die gleiche Problematik der „Zwischenstrahlen“ zu beobachten.

Unter den getesteten Randbedingungen wurde der Piezo-Injektor zur Verbrennungsuntersuchung in ein Einzylinderaggregat eingebaut und auf seine prinzipiellen Emissionseigenschaften bei den verschiedenen Hubstufen untersucht. Exemplarisch sind auf Bild 5.29 die Ergebnisse einiger Lastpunkte dargestellt und mit zwei Referenzpunkten eines Magnetinjektors mit Sitzlochdüse unter gleichen Randbedingungen verglichen.

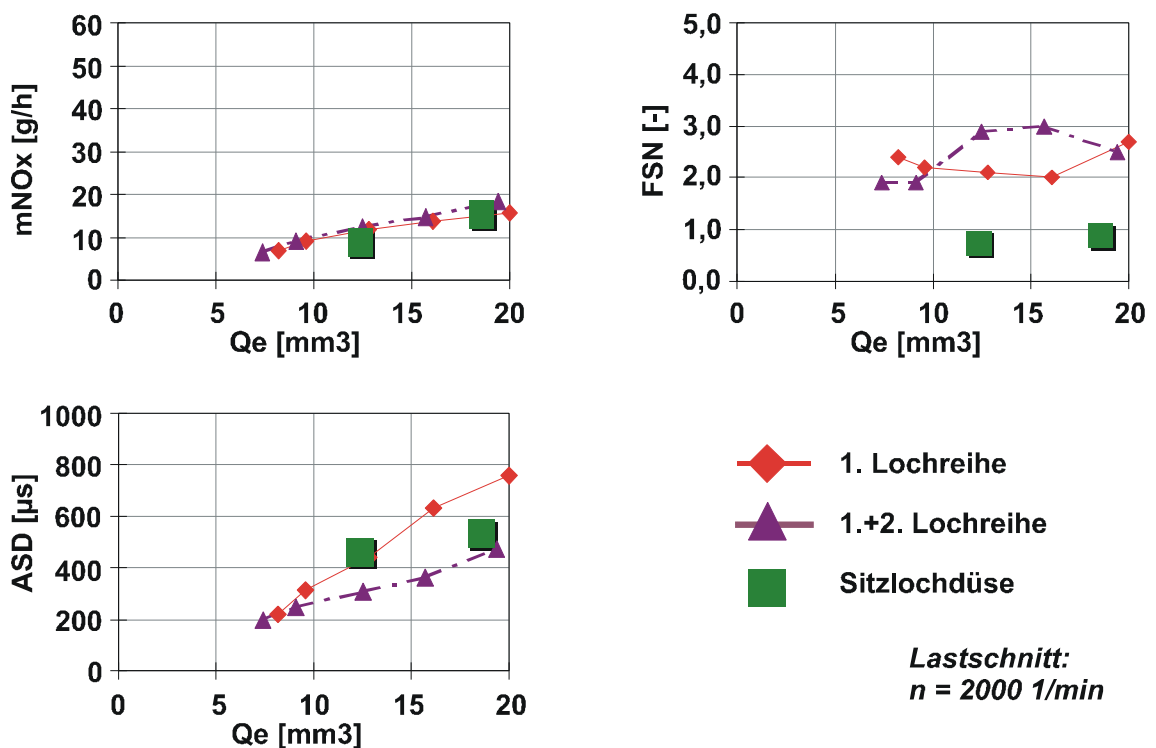


Bild 5.29: Motorische Untersuchung der Registerdüse bei verschiedenen Lastpunkten.

Das stabile Einspritzverhalten des Injektors zeigt sich auch unter den motorischen Randbedingungen, die Ansteuerzeiten in Abhängigkeit der Last sind annähernd linear und zeigen keine Streuungen. Deutlich ist die kürzere Ansteuerdauer bei beiden Lochreihen zusammen erkennbar. Das Durchflußverhalten der Sitzlochdüse liegt bei diesen Untersu-



chungen zwischen den beiden Varianten. Bezüglich des NO<sub>x</sub>-Niveaus liegen alle Untersuchungen im selben Bereich, bei den Schwärzungszahlen gibt es eine deutliche Verschiebung der Registerdüse zu höheren FSN Werten. Diese sind auf das schlechte Öffnungsverhalten zurückzuführen, das im folgenden Abschnitt noch einmal näher untersucht wird. Die Tendenz, die sich aus dem Verlauf der Schwärzungszahlen bei der Ansteuerung ergeben, sind jedoch eindeutig. Bei der Ansteuerung nur der ersten Lochreihe ergibt sich zu höheren Lasten ein deutlicher Anstieg des FSN Wertes, der auf eine zu lange Ansteuerdauer für diesen Lastpunkt zurückzuführen ist. Der Anstieg im Bereich von 10 bis 15 mm<sup>3</sup> Einspritzmenge bei der Ansteuerung beider Lochreihen ist mit einer Teilabdeckung der zweiten Lochreihe bei den kurzen Ansteuerdauern zu erklären, die zu einer schlechten Gemischaufbereitung führen. Bei höheren Lasten mit längeren Ansteuerdauern geht daher die Rußemission zurück. Das Konzept für verschiedene Lasten unterschiedliche Lochdurchmesser zu verwenden, scheint damit zielführend zu sein.

### **5.3 Einfluß des Nadelöffnungsverhaltens auf die Gemischbildung**

Bei den vorgestellten Ergebnissen kam immer wieder der Einfluß der „Zwischenstrahlen“ beim Öffnungsvorgang zum tragen. Zur besseren Analyse dieses Phänomens wurde daher eine 2-Lochdüse gefertigt und in der Gesamtstrahlkammer untersucht. Dabei stellte sich heraus, daß diese zusätzlichen Einspritzstrahlen immer in der Nähe der Düsenlöcher auftreten, wie auf Bild 5.30 dargestellt. Das führt zu dem Schluß, daß die Fertigungstoleranzen des Düsenkörpers, der Düsennadel und der Lochhülse einen großen Einfluß auf diese ungewollte Strahlaufbereitung besitzen. Konzeptionell befindet sich im geschlossenen Zustand der Düse ein Totvolumen, das als ein kritischer Punkt identifiziert wurde. Zur einfachen Austauschbarkeit von Lochkonfigurationen ist die Düsennadel und die Lochhülse nur kraftschlüssig miteinander verbunden.

Das Totvolumen wurde in einem ersten Schritt deutlich reduziert und der Einfluß auf Öffnungsverhalten erfaßt. Deutlich ist eine Abnahme der Schadstrahlen erkennbar, sie sind jedoch noch immer vorhanden. Hier macht sich bemerkbar, daß die Qualität der

Fertigung einen sehr deutlichen Einfluß auf dieses Phänomen besitzt. Weitere Volumina, die reduziert werden müssen, sind durch das Spiel zwischen Düsenkörper und Lochhülse definiert. Da die Lochhülse im geschlossenen Zustand quasi in der Düse schwimmt und erst beim Öffnen des Dichtsitzes (Bild 5.30) einer Druckkraft ausgesetzt wird und somit den Hochdruck abdichtet, ist das Passungsspiel zwischen den Bauteilen von sehr großer Wichtigkeit. Dies gilt es, für weitere Untersuchungen zu optimieren, um den positiven Effekt der fehlenden Sitzdrossel und den damit verbundenen hohen Strahlimpuls für eine bessere Gemischbildung zu nutzen und nicht durch diesen Effekt zu verringern.

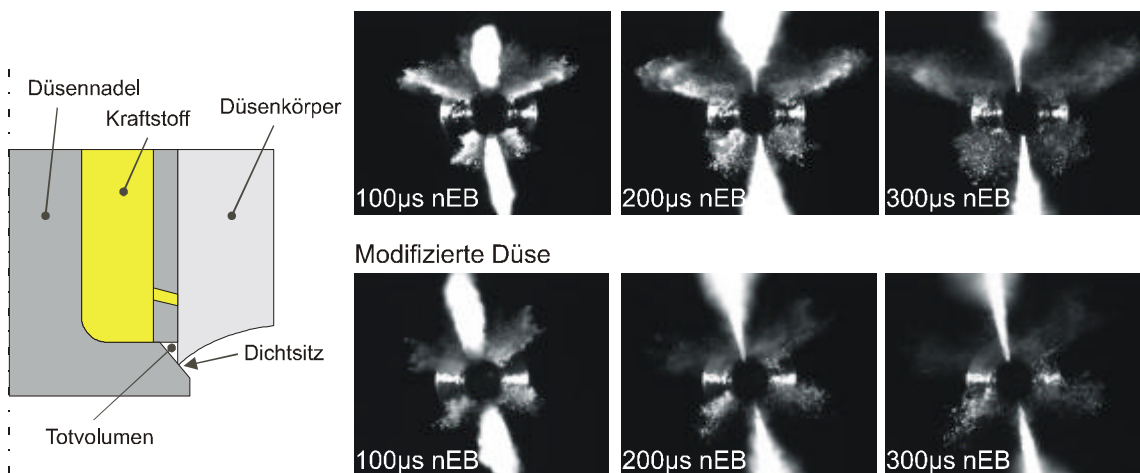


Bild 5.30: Gesamtrahlaufnahme der Zweilochdüse zum Öffnungsverhalten;  $p_{\text{Rail}}$ : 500 bar, ASD: 1 ms.

#### 5.4 Bewertung des Piezo-Vario-Injektorkonzeptes

Die aufgrund der Ergebnisse in Kapitel 3.8 gestellten Anforderungen an ein Injektorkonzept werden auf ihre Umsetzung in dem dargestellten Piezo-Vario-Injektor mit A-Düse anhand der durchgeführten Messungen bewertet.

Die Untersuchungen im Transparentaggregat und dabei besonders die Strahlung der OH-Chemilumineszenz in Verbindung mit der Rußstrahlung zeigen einen deutlichen Anstieg der Einspritzrate aufgrund der fehlenden Sitzdrosselung, die zu einer verbesserten Ge-

mischbildung führt. Die Anteile der nicht rußenden Verbrennung können dabei wesentlich erhöht, sowie der Beginn der rußenden Verbrennung zusätzlich verzögert werden.

Die Abgasmessungen im Realmotor mit einer Registeranordnung zeigen eine lastabhängige Rußbildung, dabei tritt wie erwartet ein Minimum bei kleinen hydraulischen Durchflüssen im Teillastbereich und ein Minimum für größere Durchflüsse bei höheren Lasten auf. Eine sorgfältige Abstimmung der verschiedenen Lochreihen aufeinander und die resultierende Strahlgeometrie im Brennraum ist jedoch nach wie vor zwingend erforderlich.

Die hydraulischen Untersuchungen zur Stabilität und präzisen Ansteuerbarkeit des Injektors belegen, daß eine gesamtheitliche Konzeption zielführend ist. Ein Austausch z.B. nur des Antriebes kann dabei nur bedingt Vorteile erzielen. Der Einsatz des Piezostellgliedes in Verbindung mit einer A-Düse unterstützt dessen vorgegebene Bewegungsrichtung und kann demzufolge seine positiven Eigenschaften vollständig zur Entfaltung bringen. Die Konzeption der Hochdruckzuführung als Ringraum bietet die Möglichkeit ein größeres Kraftstoffvolumen im Injektor unterzubringen und damit deutlich hydraulischen Schwingungen zu dämpfen.

Ein Problem, das im Bereich der CR-Injektoren jedoch immer wieder auftritt, ist die große Toleranzabhängigkeit bei der Fertigung, die zu Effekten führt, die dann mühsam geklärt und beseitigt werden müssen. Das „Zwischenstrahlen“-Problem zeigt eindrucksvoll, welche Untersuchungen notwendig sind, um solche Effekte zu klären und dann zu lösen.

## 6. Zusammenfassung und Ausblick

Basierend auf umfassenden meßtechnischen Untersuchungen der Einflußgrößen, die den dieselmotorischen Verbrennungsvorgang in verschiedener Weise bestimmen, wurden Anforderungen an ein zukünftiges Gemischbildungssystem abgeleitet, die als Potential zur Erreichung zukünftige Emissionsgrenzwerte notwendig sind. Gerade der immer wieder auftretende Kompromiß zwischen einer teillast- oder volllastoptimierten Auslegung heutiger System macht neue Einspritzkonzepte, die dieses Problem lösen, unerlässlich. Die Forderungen sind im einzelnen:

- härtere Spritzrate zur besseren Gemischaufbereitung
- lastangepaßte Gemischbildung, d.h. „Gummidüse“
- lastunabhängige Druckvariation, nur mit CR-Systemen uneingeschränkt darstellbar
- präzise Steuerung der VE
- höhere Stabilität für Mehrfacheinspritzung

Aufgrund dieses Ergebnisses wurde ein Injektorkonzept auf CR-Basis entwickelt, das größtmögliche Freiheitsgrade für die dieselmotorische Gemischbildung liefert. Hauptkomponenten des Injektors sind eine nach außen öffnende Düse, mit der sinnvolle lastabhängige Querschnittssteuern darstellbar sind, und ein direkter Antrieb der Düsennadel durch ein Piezostellglied, das eine präzise Ansteuerung mit einer hohen Stabilität liefert. Das Injektorkonzept wurde für die beiden Hauptkomponenten Düse und Antrieb umfassend theoretisch analysiert und ausgelegt.

Die Eigenschaften des Piezo-Vario-Injektors wurden mit verschiedenen hydraulischen Meßverfahren untersucht und bewertet. Dabei hat sich besonders die Unabhängigkeit der Ansteuerung der Düsennadel vom Raildruck als ausschlaggebendes Kriterium für die hydraulische Stabilität des Systems „Injektor“ herausgestellt. Die geometrische Auslegung der Hochdruckzuführung als Ringraum im Injektor ermöglichte es, ein deutlich

größeres Kraftstoffvolumen im Injektor unterzubringen, das gute Dämpfungseigenschaften auf Druckschwingungen besitzt. Eine bei Injektoren mit indirekter Nadelsteuerung sonst übliche Beeinträchtigung der Haupteinspritzung durch die von der Voreinspritzung ausgelösten Einspritzdruckschwankungen, konnte deutlich reduziert werden. Die nach außen öffnende Düse zeigt aufgrund der fehlenden Drosselung in der Öffnungsphase eine Verbesserung der Gemischbildung, die auf einen größeren Strahlimpuls zurückzuführen ist. Die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen im Transparentaggregat zeigen in Verbindung mit den optischen Diagnosewerkzeugen einen ausgeprägten Einfluß der verbesserten Gemischbildung auf den Verbrennungsvorgang.

Wegen seiner besonderen hydraulischen Stabilität ermöglicht es der Piezo-Vario-Injektor weiterhin, eine lastabhängige Querschnittsteuerung durch verschiedene Lochreihen in einem Injektor stabil darzustellen. Motorische Ergebnisse zeigen dazu eindrucksvoll die Abhängigkeit der Abgasemissionen vom Ansteuerkonzept.

Der in dieser Arbeit entwickelte Injektor hat die Anforderungen, die als Maßgabe bei der Konzeption zugrunde lagen, voll erfüllt. Die Lösung der fertigungstechnischen Probleme im Düsenbereich und die Anpassung der Totvolumina verspricht dabei zielführend zu sein. Mit der Auslegung von Düsengeometrien (Lochquerschnitte, Anzahl usw.) für optimale Lastanpassungen oder die Konzeption von Düsen für neue Brennverfahren - Stichwort: „homogene Dieselerbrennung“ - sind noch weitere Verbesserungspotentiale im Hinblick auf auch zukünftig steigende Anforderungen der Emissionsgrenzwerte zu erwarten.

## 7. Literaturverzeichnis

- /1/ Mollenhauer, K. (Hrsg.): *Handbuch Dieselmotoren*; Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1997
- /2/ Bauder, R.: *Der neue V8 TDI-Motor mit Common Rail von AUDI*; in *Dieselmotorentchnik 2000*, (Hrsg. Bargende, M., Essers, U.), Band 580, Expert Verlag, Renningen-Malmsheim, S. 160-182, 2000
- /3/ Herzog, P. L., Fraidl, G., Prenninger, P.: *Direkteinspritzung – Die Lösung für die Zukunft*; AVL Motor und Umwelt, Graz, 1999, S. 123-134
- /4/ Hoffmann, K.-H., Hummel, K., Maderstein, T., Peters, A.: *Das Common Rail Einspritzsystem – Ein neues Kapitel der Dieseleinspritz-Technologie*; MTZ (1997) 10, S. 576-583
- /5/ Tjeerd de Neef, A.: *Untersuchung der Voreinspritzung am schnellaufenden, direkteinspritzenden Dieselmotor*; Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Dissertation, 1987
- /6/ Havenith, C., Cartellieri, W., Zelenka, P.: *Entwicklungsstrategien zur Einhaltung der Euro 4 und 5 Grenzwerte für Nfz-Motoren*; AVL Motor und Umwelt, Graz, 1999, S. 159-178
- /7/ Schöppe, D.: *Anforderungen an moderne Dieseleinspritzsysteme für das nächste Jahrhundert*; in *Dieselmotorentchnik 98*, (Hrsg. Essers, U.), Band 553, Expert Verlag, Renningen-Malmsheim, S. 132-151, 1998
- /8/ Moser, F. X.: *Entwicklungstendenzen bei Nutzfahrzeugmotoren für das nächste Jahrzehnt*; in *Dieselmotorentchnik 2000*, (Hrsg. Bargende, M., Essers, U.), Band 580, Expert Verlag, Renningen-Malmsheim, S. 86-100, 2000

- 
- /9/ Osuka, I., Nishimura, M., Tanaka, Y., Miyaki, M.: *Benefits of New Fuel Injection System Technology on Cold Startability of Diesel Engines – Improvement of Cold Startability and White Smoke Reduction by Means of Multi Injection with Common Rail Fuel System (ECD-U2)*; SAE 940586, 1994
- /10/ Kimura, S., Aoki, O., Ogawa, H., Muranaka, S., Enomoto, Y.: *New Combustion Concept for Ultra-Clean and High-Efficiency Small DI Diesel Engines*; SAE 1999-01-3681, 1999
- /11/ Herzog, P. L.: *Fuel injection – the key to efficient low-emission diesel engines ?*; in *Fuel Injection Systems*, IMechE Seminar Publication 1999 – 17; S. 1-11, 1999
- /12/ Kracke, A.: *Untersuchung der Gemischbildung durch Hochdruckeinspritzung bei Pkw-Dieselmotoren*; Universität Hannover, Fakultät für Maschinenwesen, Dissertation, 1991
- /13/ Stan, C. (Hrsg.): *Direkteinspritzsysteme für Otto- und Dieselmotoren*; 1. Auflage; Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1999
- /14/ Bauder, R., Pölzl, H.-W.: *Die Geschichte des TDI-Motors bei Audi*; in *10 Jahre TDI-Motor von Audi*; MTZ Sonderausgabe, S. 4-7, 1999
- /15/ Krieger, K.: *Diesel-Einspritztechnik für Pkw-Motoren*; MTZ (1999) 5, S. 308-313, 1999
- /16/ Maier, R., Sassen, K.-P., Kronberger, M.: *Unit injector system for passenger car applications*; in *Fuel Injection Systems*, IMechE Seminar Publication 1999 – 17; S. 233-240

- /17/ Dorenkamp, R., Hadler, J., Simon, B., Neyer, D.: *Der Vierzylinder-Pumpe-Düse-Motor von Volkswagen*; in *10 Jahre TDI-Motor von Audi*; MTZ Sonderausgabe, S. 58-64, 1999
- /18/ Krieger, K.: *Das Einspritzsystem – Ein wesentlicher Beitrag für den umweltfreundlichen, leistungsstarken Diesel-DI-Motor*; in *10 Jahre TDI-Motor von Audi*; MTZ Sonderausgabe, S. 66-72, 1999
- /19/ Robert Bosch GmbH: *Diesel-Speichereinspritzsystem Common Rail*; Technische Unterrichtung, 1997 / 98
- /20/ Öing, H., Koyanagi, K., Maly, R. R., Renner, G., Stotz, M.: *Einfluß von Einspritzverlauf und Düsenauslegung auf das Brennverhalten bei Pkw Common Rail Einspritzung*; in *Motorische Verbrennung – aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze*; IV Tagung Motorische Verbrennung, Haus der Technik Essen, S. 185-194, 1999
- /21/ Anisits, F., Borgmann, K., Kratochwill, H., Steinparzer, F.: *Der neue BMW Sechszylinder-Dieselmotor*; MTZ (1998) 11, S. 698-709, 1998
- /22/ Soteriou, C., Smith, M., Andrews, R., Torres, N., Sankhalpara, S.: *Some characteristics of variable orifice nozzle geometries for diesel injection*; in *Fuel Injection Systems*, IMechE Seminar Publication 1999 – 17; S. 135-161, 1999
- /23/ Potz, D., Kreh, A., Warga, J.: *Variable Orifice Geometry Verified on the Two-Phase Nozzle*; SAE 950081, 1995
- /24/ Stumpp, G.: *Einspritzsysteme für moderne Pkw-Dieselmotoren*; in *Dieselmotorentchnik 98*, (Hrsg. Essers, U.), Band 553, Expert Verlag, Renningen-Malmsheim, S. 56-70, 1998



- /25/ Baranowski, D., Klügl, W., Schöppe, D.: *Simulation and design optimization of a common rail Piezo injector for passenger car DI diesel engines*; in *Fuel Injection Systems*, IMechE Seminar Publication 1999 – 17; S. 219-231
- /26/ Dürnholz, M., Gürich, G., Laumen, H. J., Stommel, P.: *Piezelektrisch gesteuertes Einspritzsystem zur Verbesserung des Emissionsverhaltens von direkteinspritzenden Dieselmotoren*; 14. Wiener Motorensymposium, 1993
- /27/ Rumphorst, M.: *Ein neues elektronisches Hochdruck-Einspritzsystem für Dieselmotoren*; MTZ (1995) 3, S. 142-148, 1995
- /28/ Rumphorst, M.: *Konzeption eines elektronischen Hochdruck-Dieseleinspritzsystems*; VDI-Fortschrittsbericht, Reihe 12, Nr. 218, VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1994
- /29/ Herakovic, N.: *Die Untersuchung der Nutzung des Piezoeffektes zur Ansteuerung fluidtechnischer Ventile*; Verlag Mainz, Wissenschaftsverlag, Aachen, 1996
- /30/ Renner, G., Maly, R. R.: *Moderne Verbrennungsdiagnostik für die dieselmotorische Verbrennung*; in *Dieselmotorentechnik 98*, (Hrsg. Essers, U.), Band 553, Expert Verlag, Renningen-Malmsheim, S. 174-188, 1998
- /31/ Hering, E., Martin, R., Stohrer, M.: *Physik für Ingenieure*; 3. Auflage; VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1989
- /32/ Renner, G., Koyanagi, K., Maly, R. R.: *Effect of Common Rail Injector Design on the Emission Characteristics of Passenger Car D.I. Diesel Engines*; Proc. 4. Symp. on Comodia 94, JSME, S. 477-482, 1994

- /33/ Koyanagi, K., Öing, H., Renner, G., Maly, R. R.: *Optimizing Common Rail- Injection by Optical Diagnostics in a Transparent Production Type Diesel Engine*; SAE 1999-01-3646, 1999
- /34/ Bertsch, D.: *Experimentelle Untersuchungen zum Einfluß gemischbildungsseitiger Maßnahmen auf den Zündprozeß, Verbrennung und Schadstoffbildung an einem optisch zugänglichen DE-Dieselmotor*; Universität Karlsruhe, Fakultät für Maschinenbau, Dissertation, 1999
- /35/ Kosaka, H., Nishigaki, T., Kamimoto, T., Sano, T., Matsumati, A., Harada, S.: *Simultaneous 2-D Imaging of OH Radicals and Soot in a Diesel Flame by Laser Sheet Techniques*; SAE 960834, 1996
- /36/ Merker, G. P., Hohlbaum, B., Rauscher, M.: *Two-Zone Model for Calculation of Nitrogen-Oxide Formation in Direct-Injection Diesel Engines*; SAE 932454, 1993
- /37/ Gärtner, U., Oberacker, H., König, G.: *Der Einsatz moderner Verbrennungsfilmtechnik bei der Verbrennungsabstimmung schwerer Nfz-Dieselmotoren*; in *Motorische Verbrennung – aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze*; IV Tagung Motorische Verbrennung, Haus der Technik Essen, S. 221-229, 1999
- /38/ Hasegawa, T., Matsui, K., Iwasaki, T., Kobayashi, T., Matsumoto, Y.: *Injection Characteristics and Spray Features of the Variable Orifice Nozzle (VON) for Direct Injection Diesel Engines*; SAE 980807, 1998
- /39/ Patterson, M. A., Kong, S.-C., Hampson, G. J., Reitz, R. D.: *Modelling the Effects of Fuel Injection Characteristics on Diesel Engine Soot and NOx Emissions*; SAE 940523, 1994
- /40/ Ueki, S., Miura, A.: *Effect of difference of high pressure fuel injection systems on exhaust emissions from HDDI diesel engine*; JSAE 9936850, 1999

- 
- /41/ Farrell, P. V., Chang, C. T., Su, T. F.: *High Pressure Multiple Injection Spray Characteristics*; SAE 960860, 1996
- /42/ Chaves, H., Knapp, M., Kubitzek, A.: *Experimental Study of Cavitation in the Nozzle Hole of Diesel Injectors Using Transparent Nozzles*; SAE 950290, 1995
- /43/ Badock, C., Wirth, R., Fath, A., Leipertz, A.: *Application of Laser Light Sheet Technique for the Investigation of Cavitation Phenomena in Real Size Diesel Injection Nozzles*; ILASS-Europe '98, Manchester, 1998
- /44/ Hung, C. C., Martin, J. K., Koo J.-Y.: *Injection Pressure Effects Upon Droplet Behavior in Transient Diesel Sprays*; SAE 970053, 1997
- /45/ Dürnholtz, M., Endres, H., Frisse, P.: *Preinjection A Measure to Optimize the Emission Behavior of DI-Diesel Engine*; SAE 940674, 1994
- /46/ Ishiwata, H., Li, X., Yoshikawa, H., Kitahara, N.: *Recent Progress in Rate Shaping Technology for Diesel In-Line Pumps*; SAE 940194, 1994
- /47/ Abthoff, J., Duvinage, F., Pischinger, S., Weber, S.: *The Potential of Small DI-Diesel Engines with 250 cm<sup>3</sup>/Cylinder for Passenger Car Drive Trains*; SAE 970838, 1997
- /48/ Su, T. F., Chang, C. T., Reitz, R. D., Farrell, P. V., Pierpont, A. D., Tow, T. C.: *Effects of Injection Pressure and Nozzle Geometry on Spray SMD and D.I. Emissions*; SAE 952360, 1995
- /49/ Arcoumanis, C., Gavaises, M., Nouri, J. M., Abdul-Wahab, E., Horrocks, R. W.: *Analysis of the Flow in the Nozzle of a Vertical Multi Hole Diesel Engine Injector*; SAE 980811, 1998

- /50/ Kampmann, S., Dittus, B., Mattes P., Kirner, M.: *The Influence of Hydro Grinding at VCO Nozzles on the Mixture Preparation in a DI Diesel Engine*; SAE 960867, 1996
- /51/ Pierpont, D. A., Reitz, R. D.: *Effects of Injection Pressure and Nozzle Geometry on D.I. Diesel Emissions and Performance*; SAE 950604, 1995
- /52/ Nehmer, D. A., Reitz, R. D.: *Measurement of the Effect of Injection Rate and Split Injections on Diesel Engine Soot and NOx Emissions*; SAE 940668, 1994
- /53/ Kato, T., Koyama, T., Sasaki, K., Mori, Ko., Mori, Kaz.: *Common Rail Fuel Injection System for Improvement of Engine Performance on Heavy Duty Diesel Engine*; SAE 980806, 1998
- /54/ Su, T. F., Farrell, P. V., Nagarajan, R. T.: *Nozzle Effect on High Pressure Diesel Injection*; SAE 950083, 1995
- /55/ Chikahisa, T., Murayama, T.: *Theory and Experiments on Air-Entrainment in Fuel Sprays and Their Application to Interpret Diesel Combustion Processes*; SAE 950447, 1995
- /56/ Pischinger, F., Dürnholz, M.: *Das dieselmotorische Brennverfahren – Stand der Technik und Potential aus Sicht der Fordschung*; FVV-Klausurtagung: „Dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung“, Frankfurt am Main, 1995
- /57/ Ghaffarpour, M., Baranescu, R.: *NOx Reduction Using Injection Rate Shaping and Intercooling in Diesel Engines*; SAE 960845, 1996

- 
- /58/ Schwarz, V., Binder, K., Dittrich, P., König, G., Renner, G.: *Pump-line-nozzle (PLN, unit-pump) / Common Rail-injection System. What is the system for the next development step?*; Innovations in the Commercial Vehicle Industry, Hannover, 8. September 1998
- /59/ Tullis, S., Greeves, G.: *Improving NO<sub>x</sub> Versus BSFC with EUI 200 Using EGR and Pilot Injection for Heavy-Duty Diesel Engines*; SAE 960843, 1996
- /60/ Pierpont, D. A., Montgomery, D. T., Reitz, R. D.: *Reducing Particulate and NO<sub>x</sub> Using Multiple Injections and EGR in a D.I. Diesel*; SAE 950217, 1995
- /61/ Schwarz, V.: *Theoretische und experimentelle Untersuchungen an unterschiedlich aufgebauten Common Rail-Einspritzsystemen*; TH Darmstadt, Fachbereich Maschinenbau, Dissertation, 1996
- /62/ Schmidt, B., Häfner, G.: *Berechnung komplexer dynamischer Systeme mit dem Simulationsprogramm DB-ISIS, erläutert am Beispiel einer hydraulischer Pumpendüse*; Automobil-Industrie, 1/86, S. 57-61, 1986
- /63/ Häfner, G., Schmidt, B.: *ISIS, ein Simulationssystem zur wirtschaftlichen Beurteilung komplexer Antriebssysteme*; VDI-Bericht, Nr. 537, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1984
- /64/ Constien, M.: *Bestimmung von Einspritz- und Brennverlauf eines direkteinspritzenden Dieselmotors*; TU München, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge, Dissertation, 1991
- /65/ Renner, G.: *Experimentelle und rechnerische Untersuchungen über die Struktur technischer Deseleinspritzstrahlen*; Universität Stuttgart, Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium, Dissertation, 1994

- /66/ Hardenberg, H.: *Die geometrischen Strömungsquerschnitte von Lochdüsen für Direkteinspritzdieselmotoren*; MTZ (1984) 10, S. 427-429, 1984
- /67/ Afzal, H., Arcoumanis, C., Gavaises, M., Kampanis, N.: *Internal flow in diesel injector nozzles – modelling and experiments*; in *Fuel Injection Systems*, IMechE Seminar Publication 1999 – 17; S. 25-45, 1999
- /68/ Naber, D., Hoffmann, K.-H., Peters, A., Brüggemann, H.: *Die neuen Common-Rail-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung in der modellgepflegten E-Klasse*; MTZ (1999) 9, S. 578-588, 1999
- /69/ Walther, E.: *Technische Formeln für die Praxis*; 28. Auflage; Buch- und Zeitungsverlagsgesellschaft mbH, Köln, 1989
- /70/ Gieck, K. und R.: *Technische Formelsammlung*; 29. deutsche erweiterte Auflage; Gieck Verlag, Germering, 1989
- /71/ Beitz, W., Küttner, K.-H. (Hrsg.): *Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau*; 14. Auflage; Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 1981
- /72/ Laumen, H. J.: *Untersuchungen an einem piezoelektrisch betriebenen Pumpe-Düse-System*; TH Aachen, Fakultät für Maschinenwesen, Dissertation, 1991
- /73/ Brand, S., Laux, T.: *Dynamik-Untersuchungen an Multilayer-Piezo-Aktuatoren und Entwicklung geeigneter Steuereinrichtungen zur Beeinflussung des Führungsverhaltens*; Universität Hannover, Institut für Fertigungstechnik, Abschlußbericht zum Verbundprojekt, 1993
- /74/ Physik Instrumente (PI): *NanoPositionierung 1998*, Produktkatalog, 1998

- 
- /75/ Laux, T.: *Piezo-Aktuatoren mit großem Stellweg in aktiven Lagerungen*; Universität Hannover, Fakultät für Maschinenwesen, Dissertation, 1997
- /76/ Jendritza, J.: *Technischer Einsatz neuer Aktoren: Grundlagen, Werkstoffe, Designregeln und Anwendungsbeispiele*; Band 484, Expert Verlag, Renningen-Malmsheim, 1995
- /77/ Willand, J., Haag, J., Renner, G., Engel, U., Hoffmann, K. H.: *Der Piezo Aktuator als neues Steuerelement für zukünftige Common-Rail-Systeme am Pkw-Dieselmotor*; 19. Wiener Motorensymposium, 1998
- /78/ Bäcker, H., Hild, O., Lepperhoff, G.: *Investigation on Particle Size Distribution in the Cylinder of a Passenger Car DI Diesel Engine Using a Fast Gas Sampling Valve*; SAE 970875, 1997

## Lebenslauf

**Name:** Heinz Öing  
**Anschrift:** Marienstr. 8  
26892 Dörpen  
**geboren am:** 13. April 1970 in Sögel  
**Familienstand:** verheiratet

**Schulbildung:** 1976 - 1978 Grund- und Hauptschule Dörpen  
1978 - 1980 Grundschule Dersum  
1980 - 1982 Orientierungsstufe Dörpen  
1982 - 1989 Gymnasium Papenburg mit Abschluß  
der Allgemeinen Hochschulreife

**Wehrdienst:** 1989 - 1990 Instandsetzungssoldat im  
1./ Nachschubbataillon SW 120 in Werlte

**Studium:** 10/1990 - 04/1996  
Studium des Maschinenbaus an der Universität Hannover mit  
dem Schwerpunkt Entwicklungs- und Konstruktionstechnik  
09/1992 Vordiplom  
11/1995 - 04/1996  
Diplomarbeit bei der Daimler Benz AG, Abteilung FT1/TV  
„Inbetriebnahme einer Hochdruckkammer zur außer-  
motorischen Untersuchung des dieselmotorischen Ge-  
mischbildungsverhaltens“

**Berufstätigkeit:** 04/1996 - 08/1998  
Doktorand bei der Daimler Benz AG, Abteilung FT1/TV  
„Entwicklung eines neuen dieselmotorischen Injektorkon-  
zeptes für zukünftige Emissionsgrenzwerte“  
seit 09/1998 Wissenschaftlicher Mitarbeiter und Projektleiter für  
Piezoeinspritzsysteme bei der DaimlerChrysler AG,  
Abteilung FT1/MP

Dörpen, den 26. April 2000