

**Visualisierung der dieselmotorischen Verbrennung
in einer schnellen Kompressionsmaschine**

Sven-Michael Eisen

Lehrstuhl A für Thermodynamik der
Technischen Universität München

Visualisierung der dieselmotorischen Verbrennung in einer schnellen Kompressionsmaschine

Sven-Michael Eisen

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen
der

Technischen Universität München
zur Erlangung des akademischen Grades eines

DOKTOR - INGENIEURS

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Hans-Peter Kau

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing., Dr.-Ing. E.h. F. Mayinger,
emeritiert
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Günter P. Merker,
Universität Hannover
3. Univ.-Prof. Dr.-Ing., Dr.-Ing. habil. R. Schilling

Die Dissertation wurde am 20.01.2003
bei der Technischen Universität München eingereicht und durch
die Fakultät für Maschinenwesen am 29.04.2003 angenommen.

**„Die Kraft ist ein Kind stofflicher Bewegung
und ein Enkel der geistigen Bewegung“**

(Leonardo da Vinci, 1452-1519)

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand am Lehrstuhl für Thermodynamik der Technischen Universität München im Rahmen des Großprojekts der Bayerischen Forschungstiftung 177/96 „Potential neuartiger Einspritzverfahren zur Reduzierung von Ruß und NO_x bei der dieselmotorischen Verbrennung“.

Mein besonderer Dank gilt meinem sehr verehrten Lehrer, Herrn Professor Dr.-Ing., Dr.-Ing. E.h. F. Mayinger, der durch sein stetes Interesse und durch seine wertvollen Anregungen in richtungsweisenden Gesprächen entscheidend zum Gelingen meiner Arbeit beigetragen hat. Sein entgegengebrachtes Vertrauen ermöglichte mir darüber hinaus ein selbständiges Arbeiten an den mir übertragenen wissenschaftlichen Aufgaben.

Bei Herrn Professor Dr.-Ing. habil. Günter P. Merker sowie bei Herrn Professor Dr.-Ing., Dr.-Ing. habil. R. Schilling bedanke ich mich für die freundliche Übernahme des Koreferates und bei Herrn Professor Dr.-Ing. Hans-Peter Kau für den Vorsitz bei der mündlichen Prüfung.

Des Weiteren danke ich allen Kollegen und ehemaligen Hilfskräften für die gute Zusammenarbeit und für die intensiven und hilfreichen Diskussionen, sowie den Damen des Sekretariats und den Mitarbeitern der elektrischen und mechanischen Werkstätten, die mich im Verlauf der Arbeit tatkräftig unterstützt haben.

Mein Dank gilt auch der Bayerischen Forschungstiftung (BFS), die durch ihre finanzielle Förderung des Forschungsprojektes diese Dissertation erst ermöglicht hat.

Regensburg, 11. Juli 2003

Sven-Michael Eisen

Inhaltsverzeichnis

Symbole	v
1 Einführung	1
2 Dieselmotorische Verbrennung	4
2.1 Stand der Technik bei direkteinspritzenden Dieselmotoren	4
2.1.1 Hochdruck-Einspritzsysteme	4
2.1.2 Schadstoffentstehung und Möglichkeiten der Abgasnachbehandlung	21
3 Literatur zur motorischen Verbrennungsvisualisierung	26
4 Schnelle Kompressionsmaschine	37
4.1 Gesamtkonzept	37
4.1.1 Versuchsraum	39
4.1.2 Antrieb	41
4.2 Funktionsweise	41
4.3 Möglichkeiten der Anpassung an den Motor	45
4.3.1 Simulation der realen Luftbewegung im Versuchsraum	46
4.3.2 Anpassung der simulierten Drehzahl	50
4.3.3 Anpassung des Verdichtungsverhältnisses	53
4.3.4 Wärmeverluste am Einhub-Triebwerk	55
4.4 Zusammenfassender Vergleich der technischen Daten mit kommerziellen Systemen	57
5 Optische Meßtechnik	59
5.1 Hochgeschwindigkeits-Kinematographie mit dem Schattenriß- Verfahren	60
5.2 Chemilumineszenz zur quantitativen Bestimmung von NO_x	65

6	Versuchstechnische Peripherie	68
6.1	Einspritzkomponenten	68
6.1.1	Hochdruckpumpe	68
6.1.2	Injektor	69
6.1.3	Düsen	70
6.2	Meßsensoren am Einhub-Triebwerk	71
6.2.1	Kolbenhub	71
6.2.2	Düsennadelhub	73
6.2.3	Druckmessung im Versuchsraum	74
6.2.4	Raildruck	76
7	Ergebnisse	78
7.1	Untersuchte Betriebszustände	79
7.2	Visuelle Auswertung der Filmsequenzen	80
7.2.1	Spraybildung und Verdampfung	82
7.2.2	Verbrennung	84
7.2.3	Einfluß der Kompressionstemperatur	84
7.2.4	Einfluß des Kompressionsdruckes	89
7.2.5	Einfluß des Raildruckes	90
7.2.6	Einfluß der eingespritzten Kraftstoffmenge	92
7.2.7	Einfluß rotierender Luftbewegung (Drall)	93
7.2.8	Einfluß einer Voreinspritzung	100
7.2.9	Einfluß der Düsenlochzahl	108
7.2.10	Solenoid- und Piezo-Injektor im Vergleich	113
7.3	Quantitative Auswertung der Filmsequenzen	118
7.3.1	Mittlere Ausbreitungsgeschwindigkeit der Einspritzstrahlen in Abhängigkeit vom Raildruck: Piezo- und Solenoid-Injektor im Vergleich	118

7.3.2	Strahlverdampfung in Abhängigkeit vom Raildruck: Solenoid- und Piezo-Injektor im Vergleich	120
7.3.3	Strahlverdampfung in Abhängigkeit von der Düsenloch- zahl (Solenoid-Injektor)	123
7.3.4	Zündverzögerung in Abhängigkeit von Kompressions- temperatur und -druck	124
7.3.5	Flammenausbreitung im Brennraum bei verschiedenen Düsenlochzahlen	127
7.4	NO _x -Bildung	134
7.4.1	Einfluß einer Voreinspritzung bei verschiedenen Düsen- lochzahlen	137
7.4.2	Einfluß des Raildruckes	139
8	Zusammenfassung	141
A	Anhang	145
A.1	Druckverlaufsanalyse	145
A.2	Induktives Wegmeßsystem	148
A.3	Vollständige Bildsequenzen	149
A.4	3D-Ansicht des Einhub-Triebwerkes	153
	Literatur	155

Formelzeichen

Zeichen	Bezeichnung	Einheit
A	Austrittsfläche	[m^2]
a	Stoffkonstante	[-]
b	Stoffkonstante	[-]
d	Durchmesser	[mm]
d_{sp}	Spritzlochdurchmesser der Düse	[μm]
d_{Kolben}	Kolbendurchmesser	[mm]
E	Aktivierungsenergie	[J]
l_{Hub}	Hublänge	[mm]
m_B	ingespritzte Brennstoffmasse	[mg]
m_L	aktuelle Luftmasse im Zylinderraum	[mg]
\dot{m}	Kraftstoffmassenstrom	[$\frac{kg}{s}$]
n	Drehzahl	[$\frac{U}{min}$]
p	Zylinderdruck	[bar]
p_L	Luftdruck	[bar]
p_{Lad}	absoluter Luftdruck im Zylinder	[$mbar$]
p_{Rail}	Rail- bzw. Einspritzdruck	[bar]
p_{Saug}	Luftdruck im Saugrohr	[bar]
p_{OT}	Zylinderdruck im oberen Totpunkt	[bar]
p_{Zyl}	Zylinderdruck allg.	[bar]
Q_B	Verbrennungswärme	[J]
Q_W	Wärme der Zylinderwand	[J]
R	allg. Gaskonstante	[$\frac{J}{kg \cdot mol}$]
T_L	Lufttemperatur	[K]
T_0	Lufttemperatur vor Verdichtungsbeginn	[K]
T_{OT}	Kompressionslufttemperatur im OT	[K]
T_{Lad}	Ladelufttemperatur	[K]
T_{Mulde}	Muldenwandtemperatur	[K]
$T_{Zylinder}$	Zylinderwandtemperatur	[K]
V_C	Kompressionsvolumen im OT	[m^3]
V_H	Hubvolumen	[m^3]
W	Volumenänderungsarbeit	[J]
x_{OT}	Kolbenabstand vom Zylinderkopf im OT	[mm]
z_{sp}	Anzahl der Spritzlöcher in der Düse	[-]

ϵ	Verdichtungsverhältnis	[-]
μ	Ausflußzahl	[-]
ρ_B	Dichte des Brennstoffes	[$\frac{kg}{m^3}$]
ρ_{Luft}	Luftdichte	[$\frac{kg}{m^3}$]
τ	Zündverzug (chemischer Anteil)	[-]

Abkürzungen

<i>5L</i>	5-Lochdüse	[-]
<i>6L</i>	6-Lochdüse	[-]
<i>7L</i>	7-Lochdüse	[-]
<i>BZ</i>	Betriebszustand	[-]
<i>DNF</i>	Doppelte Nadelführung	[-]
<i>EET</i>	Einzylinder-Einhub-Triebwerk	[-]
<i>HD</i>	Hydraulischer Düsendurchfluß bei $\Delta p = 100bar$	[$\frac{cm^3}{30s}$]
<i>HE</i>	Haupteinspritzung	[-]
<i>HyR</i>	hydroerosive Rundung	[%]
<i>MSLD</i>	Minisacklochdüse	[-]
<i>OT</i>	oberer Totpunkt	[-]
<i>SB</i>	Spritzbeginn	[-]
<i>VE</i>	Voreinspritzung	[-]
<i>ZHI</i>	von BOSCH entwickelte Düsenadelgeometrie	[-]

1 Einführung

Die Entwicklung moderner Motoren wird heute in besonderem Maße von ökonomischen und ökologischen Aspekten beeinflusst. Der Ingenieur hat dabei das Problem zu bewältigen, einerseits der sich ständig verschärfenden Abgasgesetzgebung zu genügen und andererseits auch dem Kundenwunsch nach steigender Leistung bei gleichzeitiger Senkung des Verbrauchs zu entsprechen. Dies bedeutet sowohl für den Otto- als auch für den Dieselmotor einen enormen Wandlungsprozeß. Im Falle des Dieselmotors bestand diese Wandlung im Übergang des trägen Systems mit niedriger Leistungsdichte, hin zum schnellaufenden, leistungsstarken, mobilen System. Dabei rückte im Laufe der Jahrzehnte erst die Leistungssteigerung, dann die Emissionssenkung (akustischer wie abgastechnischer Art) in den Mittelpunkt des Interesses. Letzteres bescherte dem Pkw-Dieselmotor bis in die heutige Zeit entscheidende Wettbewerbsnachteile gegenüber dem Ottomotor. Die Wende kam mit der Entwicklung der Hochdruck-Einspritzsysteme, die dem Dieselmotor neuen Auftrieb gaben. Die mikroprozessor- und kennfeldgesteuerte Diesel-Direkteinspritzung mit bis zu 2000 bar brachte eine entscheidende Leistungssteigerung bei geringem Verbrauch. Zusammen mit dem Verbrauch sank auch der Abgasausstoß, dessen Schadstoffgehalt nach wie vor zu einem Großteil aus Stickoxid und Ruß besteht. Problematisch ist, daß die Methoden zur Reduzierung dieser Schadstoffe häufig eine gegenläufige Wirkung besitzen. So reduziert zwar eine Erhöhung Brennraumtemperatur den Rußausstoß, fördert jedoch die Stickoxidbildung, wohingegen eine niedrige Temperatur die Stickoxidbildung hemmt, aber im Gegenzug den Rußanteil erhöht. Dieses Phänomen wurde als sogenannte „Ruß-NO_x-Schere“ bekannt. Die Ansätze zur Absenkung dieser Emissionen sind vielfältig. Sie reichen von der Abgasrückführung im Zylinder bis hin zur Entwicklung spezieller Katalysator- und Filtertechniken im Abgasstrang. Die Katalysatortechnik zur NO_x-Reduzierung aus dem ottomotorischen Bereich kann am Dieselmotor, der mit weniger homogenem Gemisch ausschließlich bei Luftüberschuß arbeitet, nicht verwendet werden, da deren Funktionalität an Sauerstoffmangel (selten verwendet) oder an ein weitgehend stöchiometrisches Mischungsverhältnis gebunden ist. Große Fortschritte

wurden hingegen in der Entwicklung spezieller Filter zur Minderung von Feststoffemissionen (Ruß) gemacht, die eine wirksame Nachbehandlung des Abgases ermöglichen. Ein geringes Problem stellen beim Dieselmotor die unverbrannten Kohlenwasserstoffe (HC) dar, ein weiteres schädliches Emissionsprodukt, das jedoch, gasförmig oder am Ruß angelagert, durch Edelmetallkatalysatoren nachverbrannt werden kann. Bis heute stellt die Reduzierung des bei der dieselmotorischen Verbrennung entstehenden NO_x eine große Herausforderung an moderne Einspritztechniken dar.

Derzeit konzentrieren sich die Bemühungen auf die Weiterentwicklung eines bereits in den 60er Jahren bekannten Einspritzkonzeptes, das in Kombination mit modernster Mikroprozessortechnologie, maximale Flexibilität bei der dieselmotorischen Direkteinspritzung bietet - das Common-Rail-System.

Im Gegensatz zu den herkömmlichen Verfahren der Dieseldirekteinspritzung wie Verteiler- oder Reiheneinspritzpumpe, dem System Pumpe-Düse oder Pumpe-Leitung-Düse, arbeitet das Common-Rail-System mit einem zentralen Hochdruckspeicher (Rail), der mit einem frei wählbarem Einspritzdruck bis 1600 bar von einer Hochdruckpumpe kontinuierlich befüllt wird. Hochdruckleitungen verbinden das Rail mit den elektro-magnetisch oder zukünftig piezo-elektrisch gesteuerten Injektoren des Motors, die unabhängig von dessen Kurbel- oder Nockenwellenstellung aktiviert werden können. Der konstant an den Injektoren anliegende Raildruck ermöglicht erstmals eine weitgehend freie Formung der Einspritzung in zeitlicher und in eingeschränktem Maße auch in quantitativer Hinsicht. Genau diese Flexibilität mit zahlreichen Freiheitsgraden führt aber auch zu einem erheblichen Mehraufwand bei der Applikation an einen Serienmotor. Zahlreiche Betriebszustände führen trotz Abstimmung auf das Gesamtsystem oftmals zu keiner entscheidenden Emissionsverringerung. Durch die hohe Komplexität der innerhalb von wenigen Millisekunden ablaufenden Vorgänge der Einspritzung, Verdampfung, Zündung und Verbrennung sind die Gründe hierfür oft unklar. Da auch neueste numerische Simulationen dieser transienten Prozesse nur begrenzte Aussagekraft besitzen, werden in zunehmendem Maße optische bzw. laseroptische Untersuchungsmethoden in der Verbrennungsforschung verwendet, die trägheitsfrei und berührungslos arbeiten.

Problematisch sind in diesem Zusammenhang die aufwendigen Umbauten am Serienmotor zum sog. Transparentmotor, mit dem Ziel visuelle Untersuchungen im Brennraum durchführen zu können. Durch

diese Umbauten erhöht sich die Masse des Kolbens und damit auch die Belastung von Pleuel und Kurbelwelle im Betrieb. Der notwendige Einbau gewichtsoptimierter Glaseinsätze u.a. Kolbenelemente begrenzt letztlich nicht nur die Drehzahl auf 2000 bis 2500 U/min, sondern auch den maximalen Brennraumdruck auf etwa 100 bar. Die Anschaffung solcher, vielfach kommerziell angebotenen, Transparentmotoren ist also nicht nur mit erheblichem finanziellen Aufwand verbunden, sondern auch ihr Leistungsspektrum ist im Vergleich zum Serienmotor deutlich eingeschränkt. Die Überwindung dieser technischen Grenzen in einem vertretbaren finanziellen Rahmen war Motivation und zugleich Ziel der Suche nach alternativen Konzepten.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine schnelle Kompressionsmaschine (ein sog. „Einzyylinder-Einhub-Triebwerk“) entwickelt, welches die Simulation eines einzelnen dieselmotorischen Kompressions- und Expansionshubes in Drehzahlbereich 1500 bis 3000 U/min ermöglichte. Eine Druckfestigkeit bis 200 bar und ein einfacher und schneller Zugang zum Brennraum bieten vielfache Untersuchungsmöglichkeiten. In Kombination mit einem am Einhub-Triebwerk applizierten Common-Rail-System können rasch und bequem beliebige dieselmotor-typische Betriebszustände untersucht werden.

Neben der digitalen Erfassung der Kolbenhub-, Einspritz- und Brennraumdaten können durch das hohe Maß an optischer Zugänglichkeit die im Brennraum ablaufenden Vorgänge mittels Hochgeschwindigkeits-Kinematographie visuell erfaßt werden. Zur Anwendung kommt hierbei die Meßtechnik der Schatten-Kinematographie.

In ausgewählten Betriebszuständen werden zusätzlich quantitative Stickoxidmessungen mit der Chemilumineszenzmeßtechnik durchgeführt, um die Aussagen der visuellen Auswertungen zu verifizieren.

Die Schwerpunkte dieser Arbeit liegen in der Entwicklung und Konstruktion der Versuchsanlage und der Analyse der durchgeführten Untersuchungen mit dem Ziel, potentielle Ansätze für eine emissionsverbesserte Verbrennung in den betrachteten motor-typischen Betriebszuständen zu ermitteln.

2 Dieselmotorische Verbrennung

Die Verbrennung, d.h. die exotherme chemische Reaktion eines Stoffes (u.a. C, H, CH) mit Sauerstoff, wird heute noch überwiegend zur Erzeugung von Wärme für technische Prozesse verwendet. Dabei dient häufig die Umgebungsluft als Sauerstofflieferant zur Umsetzung der festen, flüssigen oder gasförmigen Brennstoffe. Durch den Verbrennungsprozeß entstehen auch unerwünschte Nebenprodukte wie Schwefeldioxid, Stickoxide, Ruß oder auch unverbrannte Kohlenwasserstoffe, deren Minimierung eines der Hauptziele künftiger Entwicklungen von Wärmekraftanlagen sein wird.

2.1 Stand der Technik bei direkteinspritzenden Dieselmotoren

Der heutzutage im Nutz- und Personenfahrzeug verwendete Dieselmotor wurde aus dem langsam laufenden, stationären Dieselmotor entwickelt. Dazu war es notwendig, dessen Gewicht und Abmessung zu reduzieren und die Drehzahlen zu erhöhen (~ 5000 U/min). Eine kompakte und einfache Gestaltung des Verbrennungsraumes war hierbei die Grundlage für die immer schneller werdenden Verbrennungsabläufe. Um einem steigenden Bedarf an Wirtschaftlichkeit zu genügen, wurde die Entwicklung auf Dieselmotoren mit direkter Einspritzung und einfachen Brennraumformen konzentriert.

2.1.1 Hochdruck-Einspritzsysteme

Mit Ausnahme des Common-Rail Systems sind die folgend beschriebenen Einspritzsysteme, wie Verteilerpumpe¹, System Pumpe-Düse bzw. Pumpe-Leitung-Düse,nockengesteuert und besitzen eine drehzahlabhängige Kraftstoffmodulation. Dies bedeutet, daß bei niedrigen Drehzahlen die Druckamplitude im Kraftstoff sinkt, was wiederum eine schlechtere Kraftstoffzerstäubung zur Folge hat. Nachteilig in diesem Betriebsbereich ist auch, daß die schwächere Energie der Luftströmung im niederen Drehzahlbereich die Bedingungen des Gemischbildungsprozesses nicht wesentlich verbessern kann.

¹Die ausschließlich im Traktoren-, Lkw-, Lokomotiv- und Schiffsmotorenbau verwendete Reiheneinspritzpumpe wird in dieser Arbeit nicht berücksichtigt.

Ein weiterer Schwachpunkt dieser Systeme ist eine mangelhafte Flexibilität bei der Wahl des Einspritzbeginns, die gerade bei Dieselmotoren mit hohen Drehzahlen zunehmend an Bedeutung gewinnt. Demgegenüber besitzt das Common-Rail System den Vorteil eines stets verfügbaren Kraftstoffdruckes von derzeit bis zu 1600 bar. Die damit verbundene hohe Leistungsaufnahme hat jedoch potentielle Nachteile hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit²

System mit Verteilereinspritzpumpe

Verteilerpumpen besitzen schon seit etwa 35 Jahren ein breites Anwendungsspektrum, das von Pkw-Dieselmotoren mit drei bis sechs Zylindern bis hin zu mittleren Nutzfahrzeugen mit max. 20 kW/Zylinder reicht. Verteilereinspritzpumpen werden in Axial- und Radialkolbenbauweise gefertigt und liefern drehzahlabhängige Einspritzdrücke von ca. 1300 bar an der Düse (950 bar am Pumpenelement) in der axialen Bauweise, bzw. 1550 bar an der Düse (1550 bar am Pumpenelement) bei radialer Bauweise (vgl. Abb. 2.1 u. 2.3).

Axialkolben-Verteilereinspritzpumpe Die Axialkolbenpumpe besitzt ein einziges Pumpenelement für die Versorgung aller Zylinder des Motors, welches durch gleichzeitige translatorische und rotatorische Bewegung sowohl eine Verdichtung als auch Verteilung des Kraftstoffes in die einzelnen Zylinder ermöglicht. Der hierfür benötigte Kraftstoff gelangt vom sog. „Saugraum“ über eine Bohrung (3 in Abb. 2.1 u. 2.2) in den Verteilerzylinder. Anschließend schiebt ein Pumpenelement (6 in Abb. 2.1 u. 2.2, „Verteilerkolben“) den Kraftstoff über die Druckbohrungen zum Druckventil (2 in Abb. 2.2 & 7 in Abb. 2.1). Der Saugraum selbst wird von einer Flügelzellenförderpumpe (1 in Abb. 2.1) gespeist, die sich auf der Antriebswelle der Pumpe befindet und aus der Kraftstoffzuleitung der Pumpe versorgt wird. Eine mit Nocken versehene Hubscheibe (8 in Abb. 2.1), die sich auf einem mit Rollen besetzten Ring abwälzt, führt die eigentliche Hubbewegung des Verteilerkolbens aus. Die Arbeitsweise des Verteilerkolbens verdeutlicht Bild 2.2: In „Position 1“ (UT des Verteilerkolbens) ist der Saughub bereits abgeschlossen und der Druckhub beginnt, d.h. die Verbindung der Längsnut mit der Saugbohrung wurde durch die Rotation des Verteilerkolbens getrennt und die Drucknut befindet sich unmittelbar

²Die zur Verdichtung des Kraftstoffes effektiv aufzuwendende Pumpenenergie wird im Falle eines Vierzylinder-Viertaktmotors bei 3000 U/min und einer geschätzten Einspritzdauer von 500 µs nur zu etwa 5 % auf das eingespritzte Medium Kraftstoff übertragen.

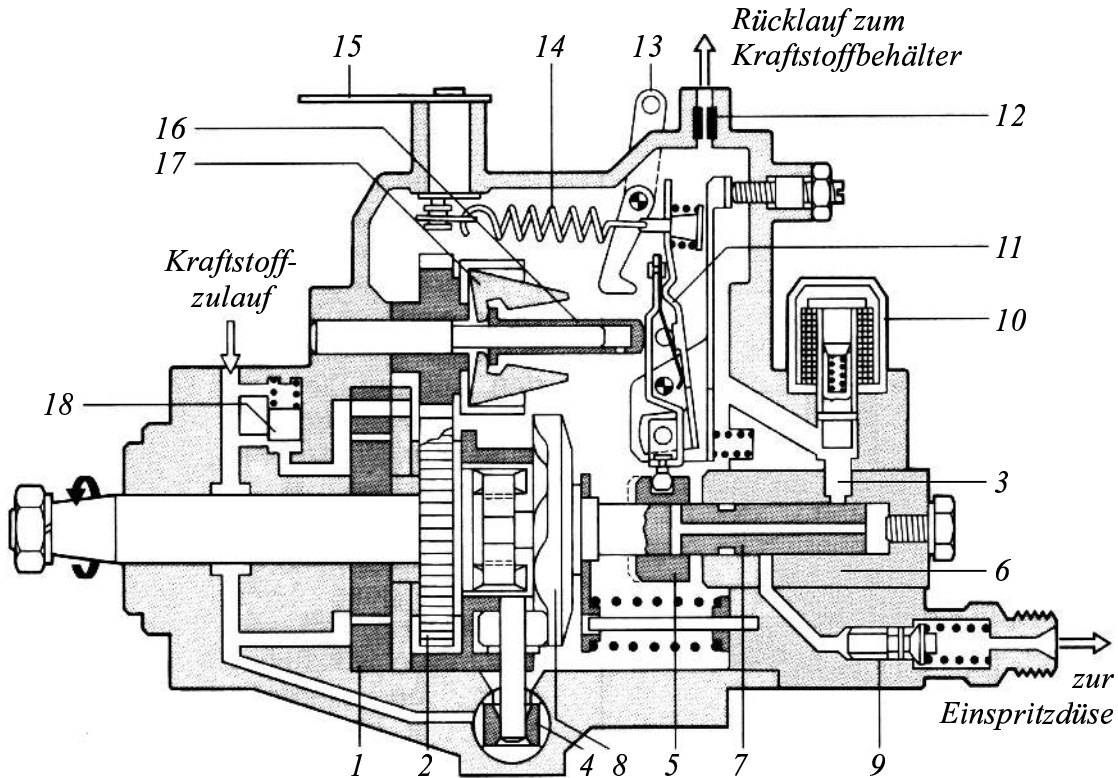


Abbildung 2.1: Axialkolben-Verteilereinspritzpumpe
(Modell VP37, Fa. BOSCH)

1. Flügelzellenförderpumpe, 2. Reglerantrieb, 3. Saugbohrung, 4. Spritzversteller, 5. Regelschieber, 6. Verteilerzylinder, 7. Verteilerkolben, 8. Hubscheibe, 9. Druckventil, 10. elektromagnetische Abstellovorrichtung, 11. Regelhebelgruppe, 12. Überströmdrossel, 13. mechanische Abstellovorrichtung, 14. Regelfeder, 15. Hebel zur Drehzahlverstellung, 16. Reglermuffe, 17. Fliehk Gewicht, 18. Druckregelventil

vor der Öffnung zur Druckbohrung (mit Leitung zum Einspritzventil).

„Position 2“ beschreibt den Ausschiebe- bzw. Einspritztakt, wobei der im Druckraum befindliche Kraftstoff über die Längsbohrung und die Drucknut aus dem Verteilerzylinder ausgeschoben wird.

In „Position 3“ ist der obere Totpunkt des Verteilerkolbens erreicht. Die Drucknut wird verschlossen und die Längsnut zum Saughub geöffnet. „Position 4“ beschreibt den Saughub, der Kraftstoff über die Saugbohrung und die Längsnut in den Druckraum einströmen läßt.

Für jedes Einspritzventil ist ein solcher Doppelhub des Verteilerkolbens notwendig, wobei die Anzahl der Längsnuten und Druckbohrungen der Zylinder im Motor entspricht (in diesem Fall vier). Der Hub des Verteilerkolbens ist konstant. Die Anpassung der Fördermenge erfolgt über einen Regelschieber, der, stellungsabhängig, das System durch Freigabe einer sog. „Absteuerbohrung“ auch druckentlasten kann. Dabei wird der

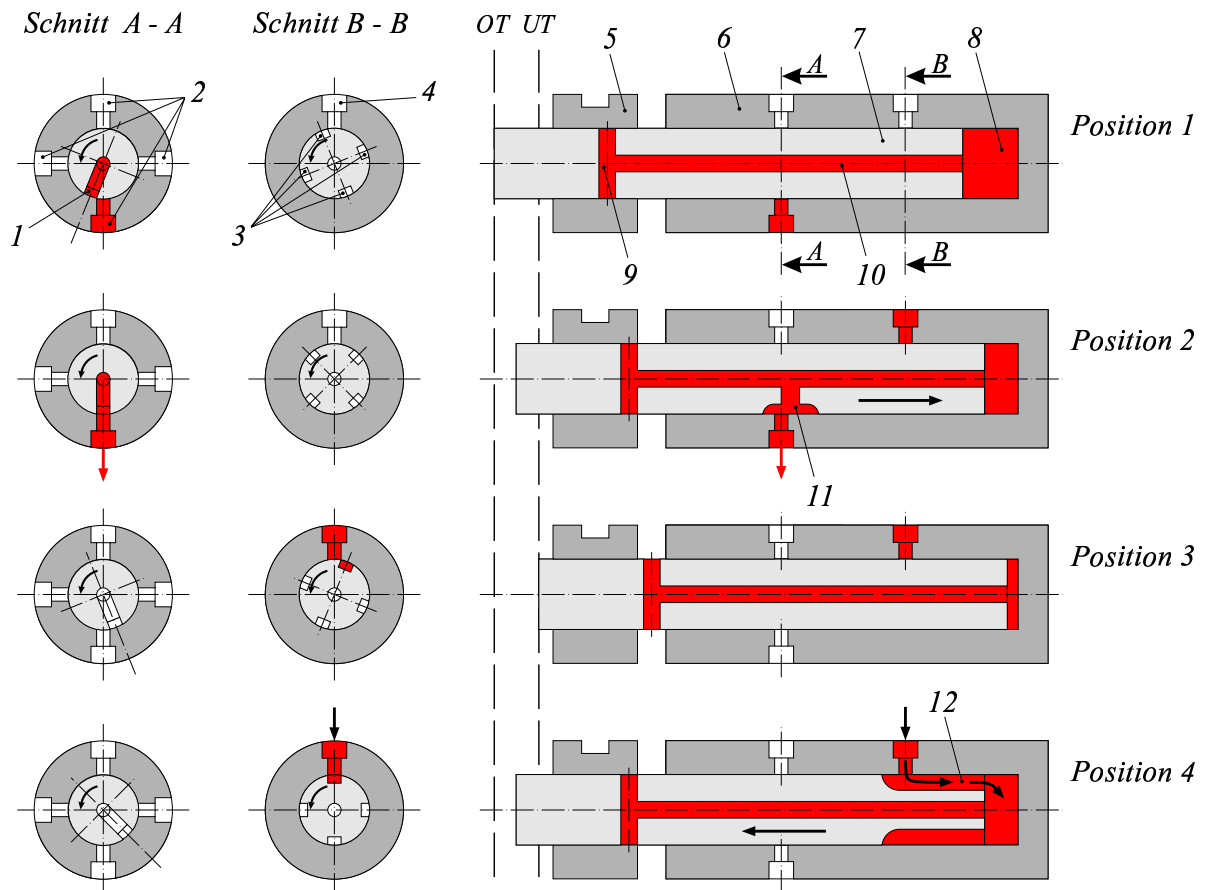


Abbildung 2.2: Funktionsprinzip des Verteilerkolbens (4-Zylinder-Motor)

1. Drucknut, 2. Druckbohrung, 3. Saugbohrung, 4. Längsnut, 5. Regelschieber, 6. Verteilerzylinder, 7. Verteilerkolben, 8. Druckraum, 9. Absteuerbohrung, 10. Längsbohrung, 11. Drucknut, 12. Längsnut

im Druckraum verbliebene Kraftstoff in den Saugraum zurückgepumpt. In Abhängigkeit von der Drehzahl steuert ein mechanisches System aus Hebeln, Federn und Gewichten die einzuspritzende Kraftstoffmenge (9, 12, 13, 14, 15 in Abb. 2.1). Hierbei können auch minimale und maximale Einspritzmengen für Leerlauf und Höchstdrehzahl festgelegt werden. Des Weiteren sorgt der sog. „Spritzversteller“ (4 in Abb. 2.1) für eine drehzahlabhängige Verstellung des Einspritzzeitpunktes. Dies geschieht über eine der Drehzahl entsprechende Verdrehung des bereits erwähnten Rollenringes, so daß eine Anhebung (Hub) der Hubscheibennocken wahlweise früher oder später erfolgt.

Radialkolben-Verteilereinspritzpumpe Eine wirkungsgradoptimierte Weiterentwicklung der Axialkolbenpumpe stellte die nach dem Radialkolbenprinzip arbeitende Hochdruckpumpe VP44 (BOSCH) dar (vgl. Abb. 2.3). Dabei ist das mechanische Stellsystem des Regelschie-

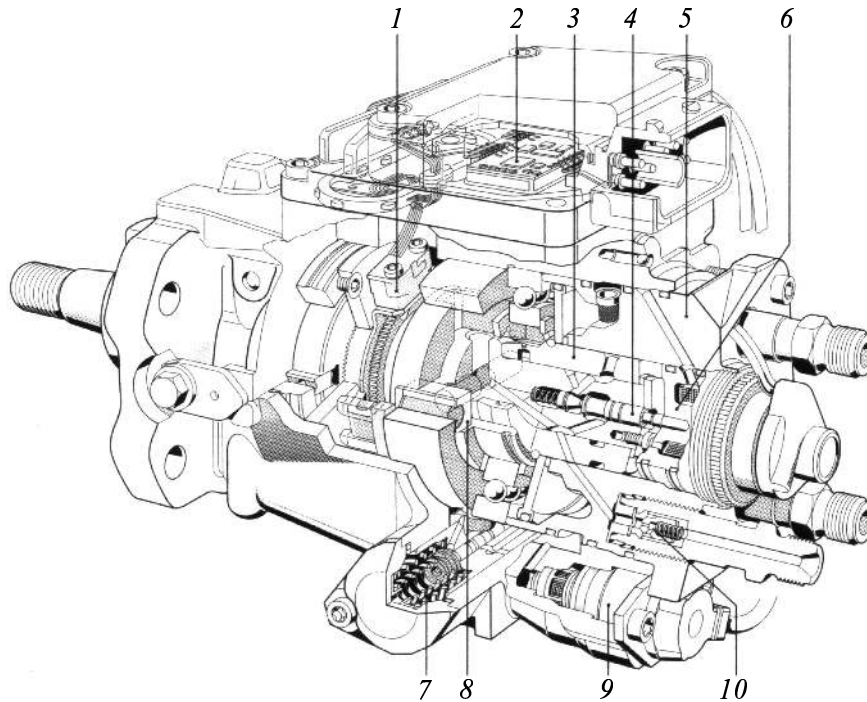


Abbildung 2.3: Radialkolben-Verteilereinspritzpumpe

1. Sensor (Winkel/Zeit), 2. elektronisches Steuergerät, 3. Verteilerwelle, 4. Magnetventilnadel, 5. Verteilerkörper, 6. Druckmagnet, 7. Spritzversteller, 8. Radialkolbenpumpe, 9. Spritzversteller-Taktventil, 10. Rückströmdrosselventil

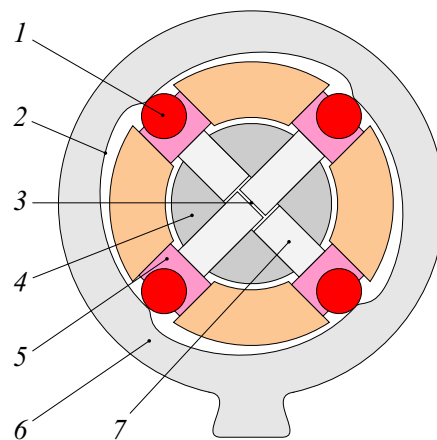
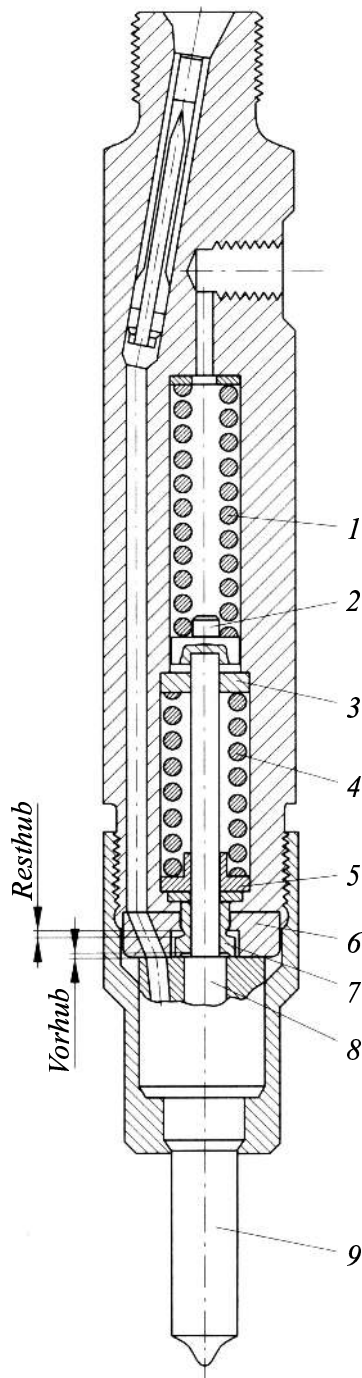


Abbildung 2.4: Das Radialkolbenprinzip

1. Rolle, 2. Nockenbahn, 3. Druckraum, 4. Verteilerwelle, 5. Rollenschuh, 6. Nockenring, 7. Radialkolben

bers, sowie der Regelschieber selbst serienmäßig durch ein schnellschaltendes Hochdruck-Magnetventil ersetzt, um eine höchstmögliche Mengendynamik und noch schnellere Absteuerung des Kraftstoffes zu erreichen. Der Einspritzdruck an der Düse kann auf etwa 1550 bar erhöht werden. Allgemein werden im radialen Pumpsystem (vgl. Abb. 2.4) nur wenige Bauteile hoch belastet, wodurch die Dauerhaltbarkeit steigt.



Analog zum axial arbeitenden System sorgt auch hier eine Flügelzellenförderpumpe für den nötigen Vordruck im Saugraum. Von dort gelangt der Kraftstoff über magnet-gesteuerte Zuleitungen in die Radialkolbenpumpe (vgl. Abb. 2.4). Angetrieben durch die rotierende Verteilerwelle wälzen sich Rollen auf der Nockenbahn eines feststehenden Nockenringes ab und erzeugen somit eine pulsierend radiale Kolbenbewegung (Radialkolben). Sowohl die Anzahl der Nocken im Nockenring als auch die Drehzahl der Verteilerwelle entsprechen der Anzahl der Einspritzventile im Motor. Ein elektronisches Steuergerät bestimmt die geförderte Kraftstoffmenge und den Spritzbeginn.

Als Resultat der Entwicklung dieses Pumpentyps konnte das maximale Motordrehmoment in einem Vierzylinder-DI-Dieselmotor bei gleicher Nennleistung um etwa 30 % gesteigert und gleichzeitig die Rußemission bei gleichbleibendem NO_x -Anteil um etwa 40 % gesenkt werden, wohingegen höhere CH-Werte in Kauf genommen werden mußten (+15 %).

Unabhängig von der Bauart der Pumpe gelangt der Kraftstoff schließlich über ein Ventil und die Kraftstoffleitung zum oberen Ende des Einspritzventils. Dieses besteht aus dem Düsenhalter, dem sog. „Injektor“ und der Düse (vgl. Abb. 2.5). Im Inneren des Injektors wird der Kraftstoff in die Druckkammer des

Abbildung 2.5: Schnittdarstellung eines Zweifederdüsenhalters mit Düse

1. obere Druckfeder, 2. Druckbolzen, 3. Führungsscheibe, 4. untere Druckfeder,
5. Federteller, 6. Zwischenscheibe, 7. Anschlaghülse, 8. Düsennadel, 9. Düsenkörper

Düsenkörpers geleitet und drückt dort auf eine schräge Flanke der Düsen-
 nadel, die sich entgegen der Federkraft für die kurze Zeitdauer der Ein-
 spritzung öffnet. Der Öffnungsdruck selbst kann durch die Vorspannung der
 Druckfedern eingestellt werden. Abbildung 2.5 zeigt den Halbschnitt eines
 Zweifederdüsenhalters der Fa. BOSCH. Durch eine geeignete Abstimmung
 der beiden Druckfedern läßt sich zusätzlich zur Haupteinspritzung eine Art
 Voreinspritzung realisieren, bei der die Düsennadel in einem ersten Schritt
 entgegen der Kraft der oberen Druckfeder bis zur Anschlaghülse (Vorhub)
 und diese in einem zweiten Schritt entgegen der Kraft der unteren Druck-
 feder bis zur Zwischenscheibe angehoben wird (Resthub). Daraus resultiert
 ein zweistufiger Hubverlauf der Düsennadel (vgl. Abb. 2.6), der zunächst

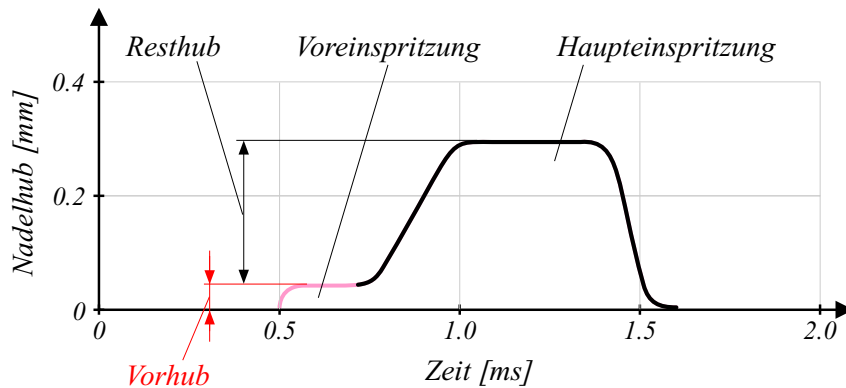


Abbildung 2.6: Hub des Zweifederdüsenhalters

eine Kleinmenge an Kraftstoff in den Brennraum einbringt, die schnell
 verdampft und zündet und somit die Zündbedingungen für die nachfol-
 gende Haupteinspritzung durch Erhöhung von Temperatur und Druck im
 Brennraum verbessert. Die Bauformen und Eigenschaften der Düsen selbst
 werden am Ende dieses Kapitels beschrieben.

System Pumpe-Düse bzw. Pumpe-Leitung-Düse

Das System Pumpe-Düse (vgl. Abb. 2.7) bzw. Pumpe-Leitung-Düse (vgl. Abb. 2.8) ist ein elektronisch gesteuertes und modular aufgebautes Einzelpumpen-Einspritzsystem. Jeder einzelne Motorzylinder wird von einer solchen Pumpe-Düse-Kombination versorgt und von einem sog. „Einspritznocken“ auf der Motornockenwelle angetrieben. Das System Pumpe-Leitung-Düse wird vorzugsweise im Bereich der Nfz-Motoren eingesetzt und unterscheidet sich vom System Pumpe-Düse lediglich durch eine räumliche Trennung von Pumpenelement und Einspritzventil, die über eine kurze Hochdruckleitung miteinander verbunden sind. Die kompakte Bauweise ermöglicht derzeit bei beiden Varianten Einspritzungen mit einem Kraftstoffdruck bis zu 2000 bar. Im Betrieb werden Spritzbeginn und -menge über ein integriertes, schnellschaltendes Magnetventil gemäß einem Kennfeld gesteuert.

System Pumpe-Düse Die Pumpe-Düse-Einheit (vgl. Abb. 2.7) wird über Spannpratzen direkt im Zylinderkopf montiert und von der Motornockenwelle über Kipphebel oder einer Kombination aus Stößel und Kipphebel angetrieben. Dem integrierten Magnetventil kommt dabei eine zentrale Bedeutung zu: Im unbestromten Zustand kann während des Saughubes der Kraftstoff in den Pumpenraum einfließen und während des Förderhubes wieder zurückströmen. Eine Einspritzung findet dann statt, wenn das Magnetventil während des Förderhubes bestromt und somit der Rücklauf gesperrt ist. Um Kraftstoff für den folgenden Förderhub ansaugen zu können, muß die Bestromung des Magnetventils wieder unterbrochen werden. Somit bestimmt der Schließvorgang des Magnetventils den Einspritzbeginn und die Bestromungsdauer die Einspritzmenge.

Dieses Funktionsprinzip gewährleistet eine maximale Betriebssicherheit im Falle eines Schadens am Magnetventil. Blockiert das Magnetventil aufgrund einer Fehlfunktion in einer Stellung, so kann sich entweder kein Druck im Pumpenraum aufbauen (offene Stellung) oder nach maximal einer Fehleinspritzung kein Kraftstoff mehr in den Pumpenraum angesaugt werden (geschlossene Stellung).

Neue Generationen von Pumpe-Düse-Einheiten bieten mit einem integrierten mechanischen Speicherventil die Möglichkeit einer Voreinspritzung. Dabei wird aus dem Hochdruckraum eine geringe Kraftstoffmenge entnommen und gleichzeitig die Federkraft bis zum Schließen der Düsennadel

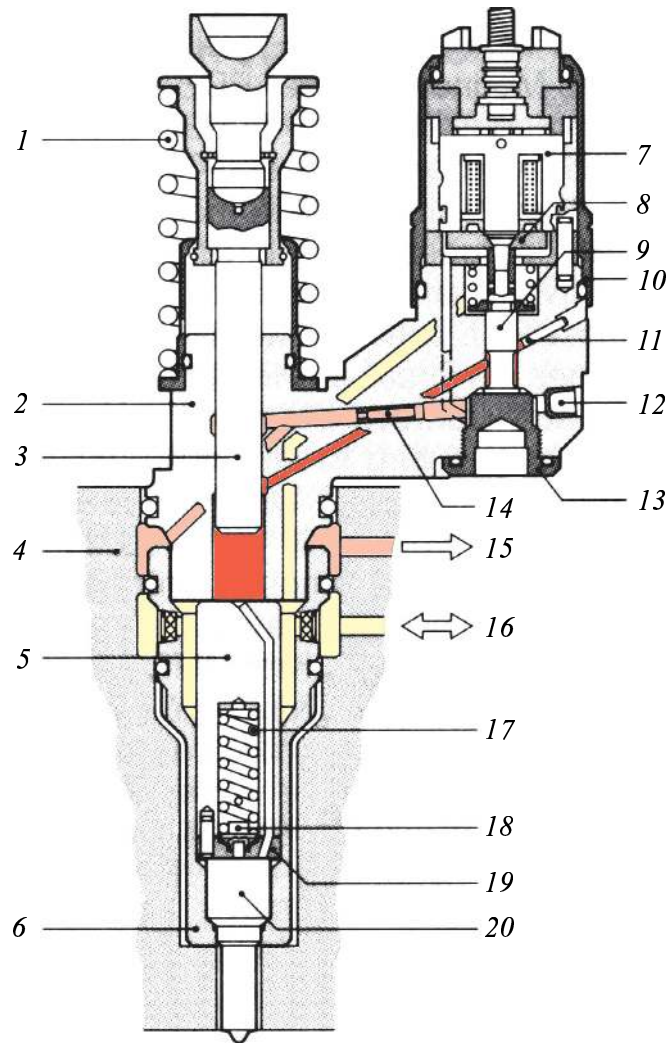


Abbildung 2.7: Pumpe-Düse-System

1. Rückstellfeder, 2. Pumpenkörper, 3. Pumpenkolben, 4. Zylinderkopf, 5. Federhalter, 6. Spannmutter, 7. Stator, 8. Ankerplatte, 9. Magnetventilnadel, 10. Magnetventilspannmutter, 11. Hochdruckstopfen, 12. Niederdruckstopfen, 13. MV-Hubanschlag, 14. Drossel, 15. Kraftstoffrücklauf, 16. Kraftstoffzulauf, 17. Düsenfeder, 18. Druckbolzen, 19. Zwischenscheibe, 20. Einspritzdüse

erhöht, bevor der steigende Kraftstoffdruck die Nadel ein zweites Mal zur Haupteinspritzung öffnet. Der Abstand von Voreinspritzung zur Haupteinspritzung kann bei entsprechender Abstimmung der einzelnen Komponenten in engen Grenzen variiert werden.

System Pumpe-Leitung-Düse Ebenfalls ein elektronisch gesteuertes und modular aufgebautes Einzelpumpen-Einspritzsystem ist das System Pumpe-Leitung-Düse (vgl. Abb. 2.8). Die meist im Motorblock integrierte Pumpen-Einheit gleichen Funktionsprinzips wie das System Pumpe-Düse,

ist abweichend davon über kurze Hochdruckleitungen mit dem Einspritzventil verbunden (vgl. Abb. 2.9). Die Verwendung dieser Systemvariante ist fast ausschließlich auf den Nfz-Bereich beschränkt.

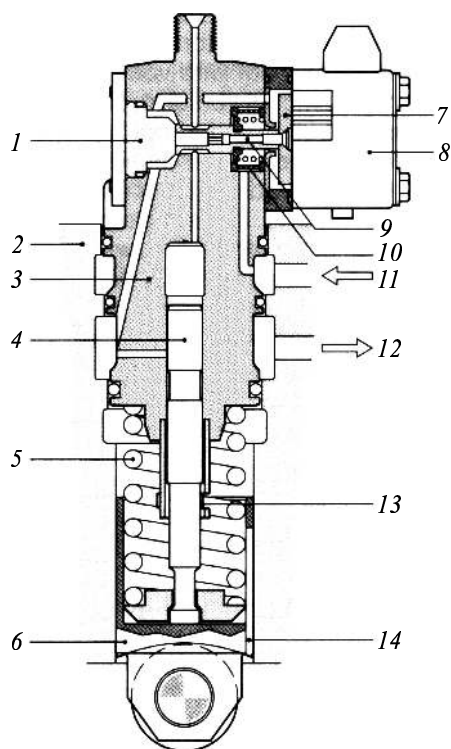


Abbildung 2.8: Hochdrucksteckpumpe aus dem System Pumpe-Leitung-Düse

1. Magnetventilnadel-Hubanschlag, 2. Motorblock, 3. Pumpenkörper, 4. Pumpenkolben, 5. Rückstellfeder, 6. Rollenstößel, 7. Ankerplatte, 8. Stator, 9. Magnetventilnadel, 10. Filter, 11. Kraftstoffzulauf, 12. Kraftstoffrücklauf, 13. Rückhalteeinrichtung, 14. Fixiernut

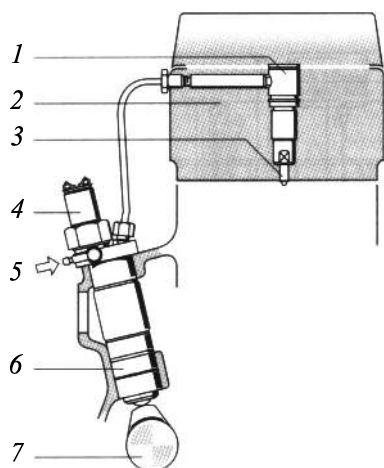


Abbildung 2.9: Gesamtsystem Pumpe-Leitung-Düse (PLD)

1. Düsenhalter, 2. Motor, 3. Düse, 4. Magnetventil, 5. Zulauf, 6. Hochdruckpumpe, 7. Nocken

Speichereinspritz- bzw. Common-Rail System

Das Common-Rail-System, bestehend aus Zahnradpumpe (Vordruck), Hochdruckpumpe, Hochdruckleitungen, Speichervolumen (Rail) und Einspritzventil, ist als jüngstes Serienprodukt für den Pkw- und Nfz-Bereich das Einspritzsystem mit den meisten Freiheitsgraden: Da der Kraftstoffdruck im Rail von der Motordrehzahl und der Einspritzmenge unabhängig ist, bieten sich im Zusammenspiel mit den frei steuerbaren Magnet- oder

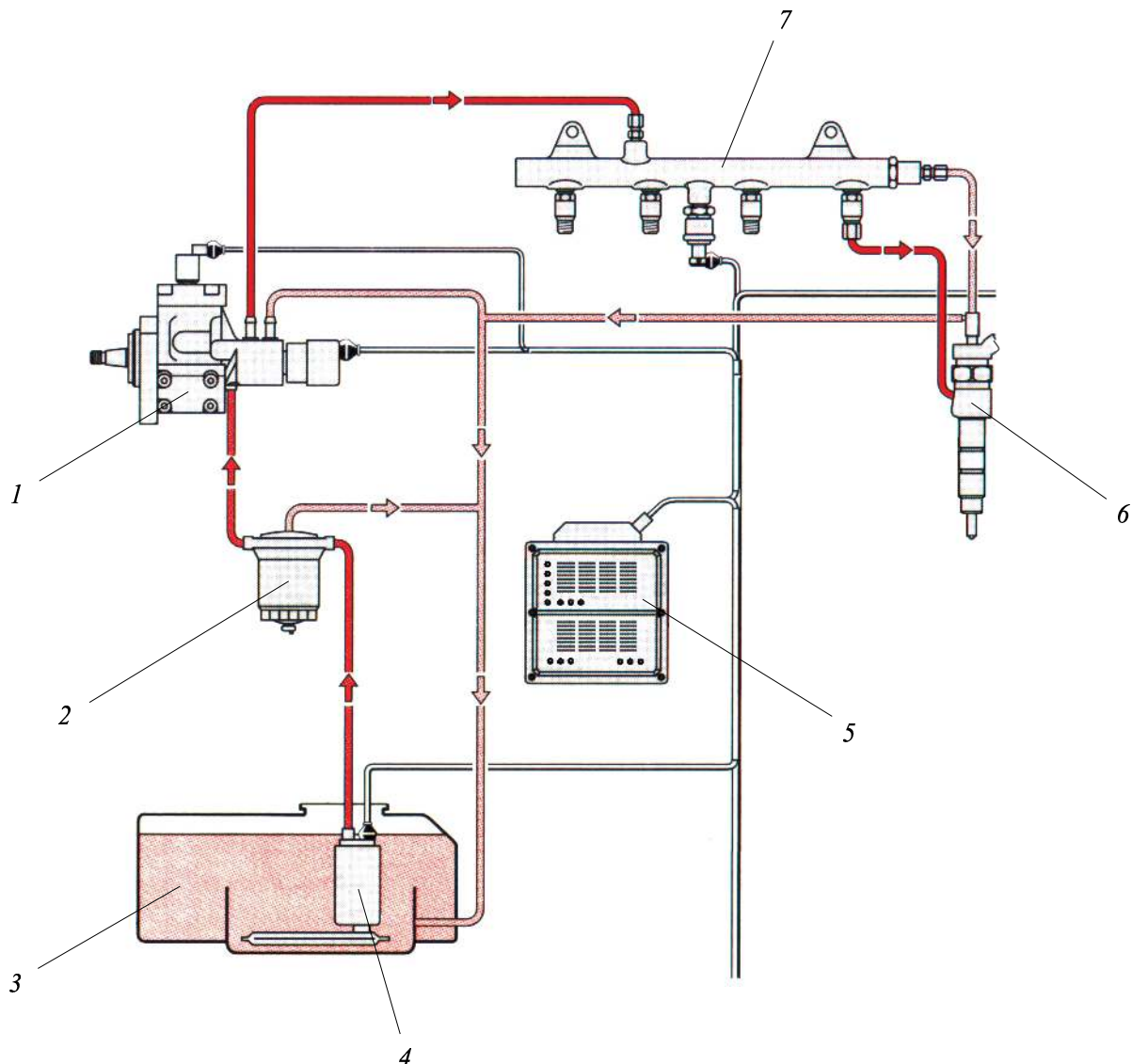


Abbildung 2.10: Common-Rail Einspritzsystem

1. Common-Rail Pumpe, 2. Kraftstofffilter, 3. Kraftstoffbehälter, 4. Vorförderpumpe (5 bar), 5. Frei programmierbares Steuergerät, 6. CR-Injektor mit Düse, 7. Rail (Hochdruckspeicher)

piezo-elektrischen Injektoren zahlreiche neue Möglichkeiten der Beeinflussung von Einspritzung und Gemischbildung im Brennraum. Abbildung 2.10 in Kapitel 6.1.1 zeigt schematisch den Aufbau des Gesamtsystems, dessen Komponenten Hochdruckpumpe, Injektor und Düse im Folgenden kurz beschrieben werden.

Hochdruckpumpe Im Pkw-Bereich wird zur Hochdruckerzeugung eine kraftstoffgeschmierte 3-Stempel-Radialkolbenpumpe (vgl. Abb. 2.11) verwendet, die meistens vom Motor mit Nockenwellendrehzahl angetrieben wird. Durch eine elektrische Vorförderpumpe gelangt der Kraftstoff vom Tank zur Hochdruckpumpe. Sicherheitsventile an jedem der drei Pumpeneinlässe sorgen für einen Kraftstoffdruck von ca. 0.5 bar. Bei entsprechender Ausstattung können zur Anpassung des Fördervolumens an den momen-

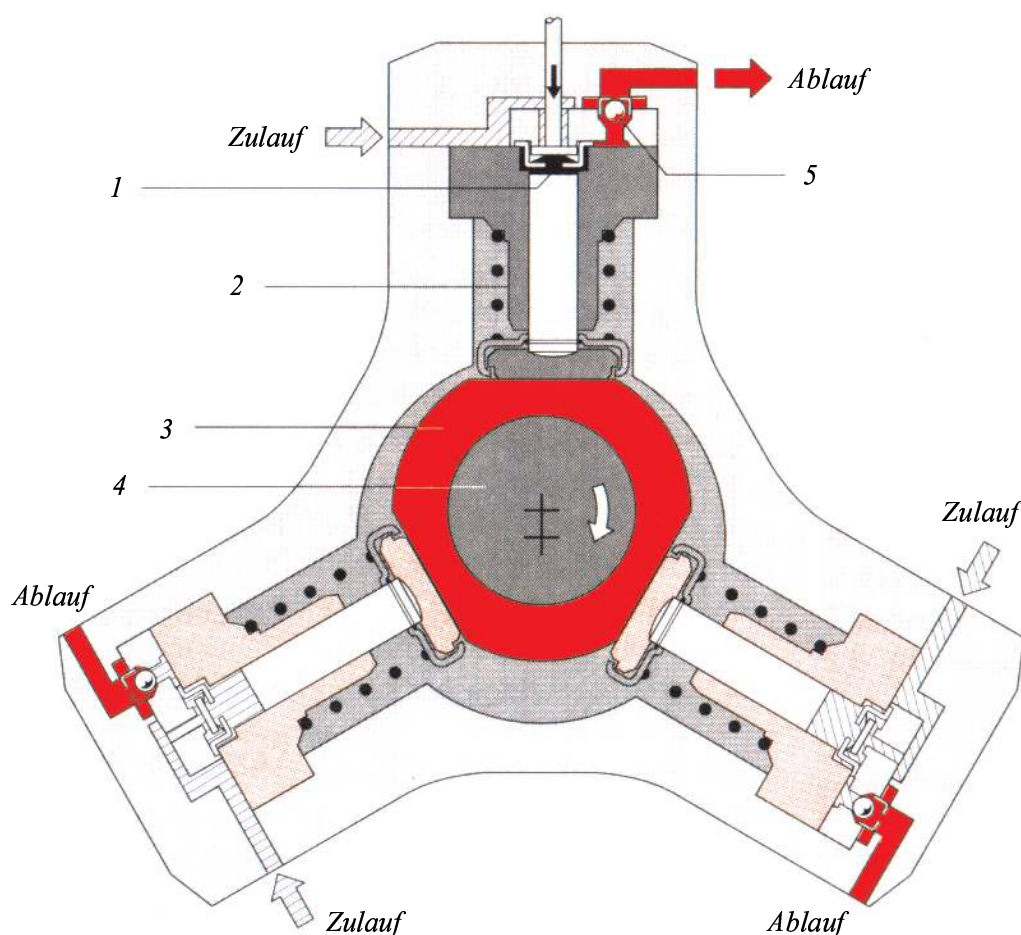


Abbildung 2.11: Common-Rail Hochdruckpumpe

1. Ansaugventil, 2. Pumpenelement mit Pumpenkolben, 3. Exzenternocken, 4. Antriebswelle, 5. Auslaßventil

tanen Bedarf einzelne Ventile über einen elektromagnetisch gesteuerten Bolzen in offener Stellung gehalten und somit deaktiviert werden. Über ein Auslaßventil gelangt der verdichtete Kraftstoff durch Hochdruckleitungen zu einem Speicher, dem sog. „Rail“. Von dort verlaufen kurze Kraftstoffleitungen jeweils gleicher Länge zu den einzelnen Einspritzventilen (bestehend aus Injektor und Einspritzdüse). Im Betrieb liegt am unbestromten Injektor ein kontinuierlicher Kraftstoffdruck von bis zu 1600 bar³ an, der die Düse in einer geschlossenen Position hält. Am laufenden Motor koordiniert eine zentrale Motorsteuerung (Kennfeld gesteuert) das Zusammenwirken der einzelnen Komponenten, wobei der Injektor selbst das zentrale Element dieses Systems darstellt.

Injektor Der elektromagnetisch angesteuerte Injektor (Solenoid-Injektor) (vgl. Abb. 2.12) verwendet zur Erzeugung einer schnellen Düsennadelbewegung den am Kraftstoffzulauf anliegenden Kraftstoffdruck. Im unbestromten Zustand ist die Düsennadel geschlossen (vgl. Abb. 2.12, linke Seite). Die Kraft des Speicherdruckes auf die Fläche (12) des Ventilsteuerkolbens (7) ist jetzt größer als die entgegengesetzte Kraft, die der Speicherdruck auf die konischen Flächen (11) der Düsennadel (10) ausübt. Eine Bestromung des Elektromagneten (2 in Abb. 2.12) hebt die Dichtwirkung der Ventilkugel (3 in Abb. 2.12) auf, wodurch sich der Druck auf die obere Fläche des Ventilsteuerkolbens abbaut. Durch den unveränderten Speicherdruck in der Düse wird die Düsennadel zusammen mit dem Ventilsteuerkolben angehoben - die Einspritzung beginnt (vgl. Abb. 2.12, rechte Seite). Wird die Bestromung unterbrochen und so die Ventilkugel wieder auf den Ventilsitz gepreßt, schließt der sich aufbauende Speicherdruck die Düsennadel über den Ventilsteuerkolben - die Einspritzung endet.

³Obwohl der Spritzendruck unterhalb dem der Systeme Verteilerpumpe und Pumpe-Düse liegt, besitzt das Common-Rail-System einen erhöhten mittleren Einspritzdruck.

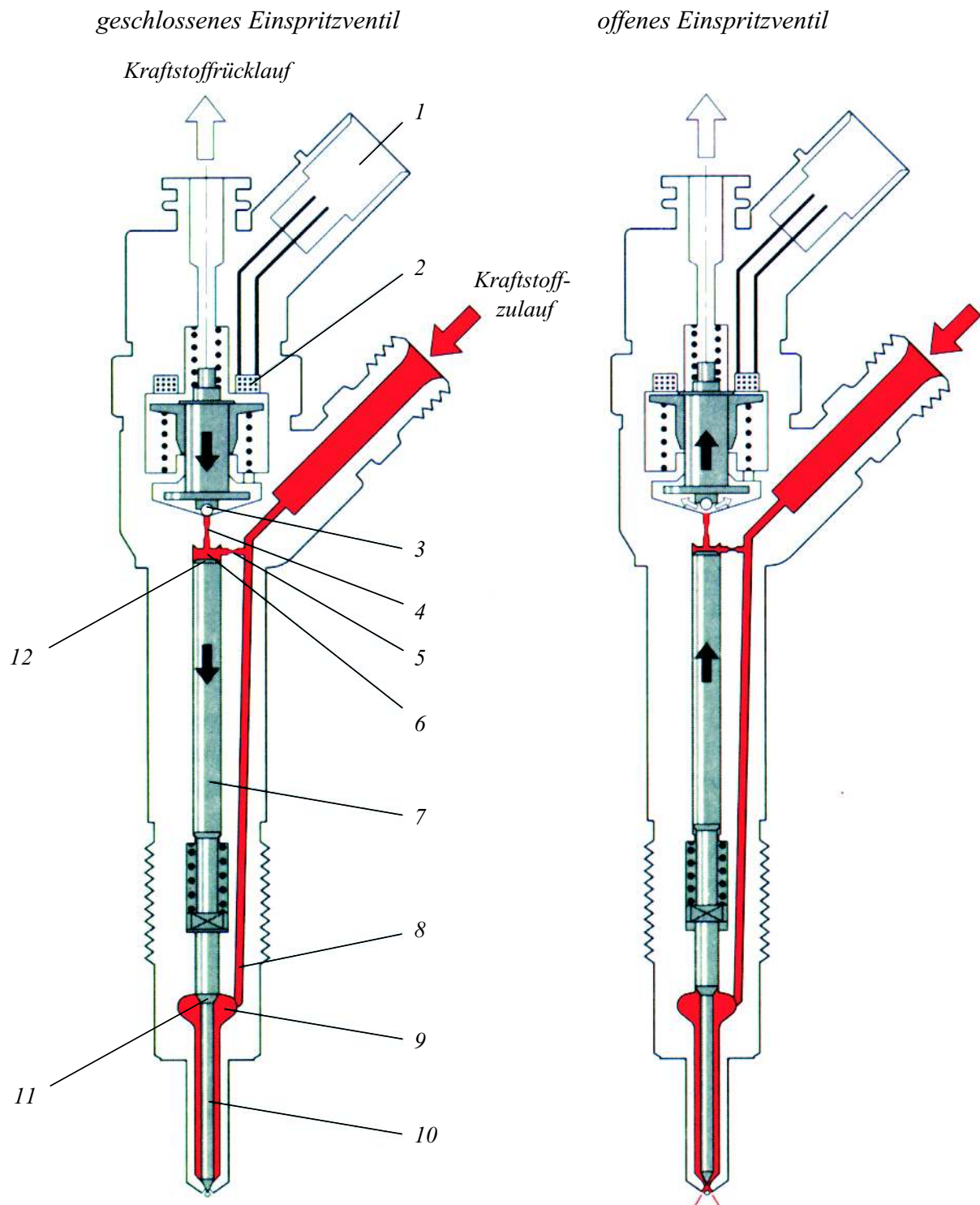
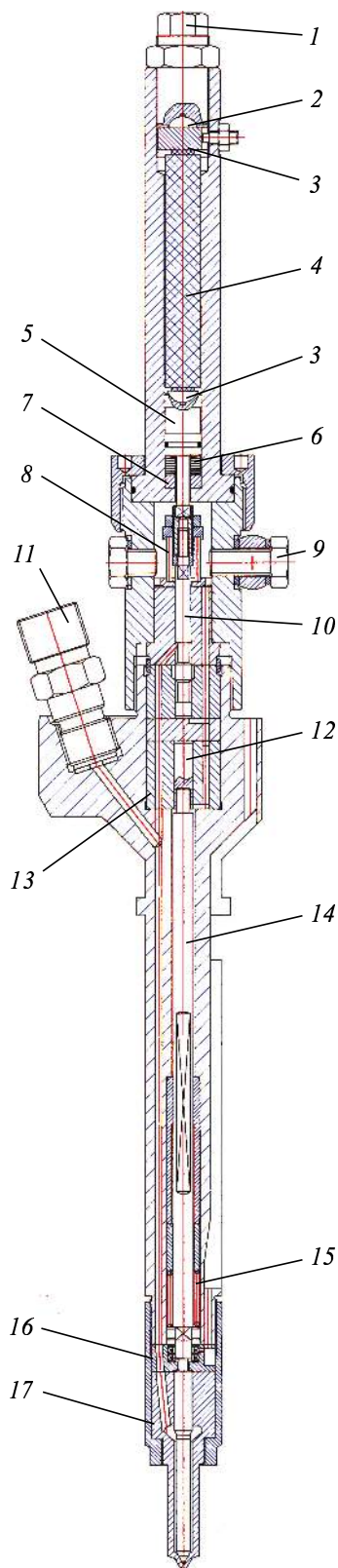


Abbildung 2.12: Bosch Solenoid-Injektor (CR-System)

1. elektrischer Anschluß, 2. Elektromagnet, 3. Ventilkugel, 4. Ablaufdrossel, 5. Zulaufdrossel, 6. Speicherdruck, 7. Ventilsteuerkolben, 8. Zulaufkanal zur Düse, 9. Speicherdruck, 10. Düsennadel, 11. konischer Flächenabsatz der Düsennadel, 12. Druckfläche des Steuerkolbens



Der piezo-elektrisch angesteuerte Injektor (vgl. Prototyp der Fa. IMH [50] in Abb. 2.13) verwendet ebenfalls den Kraftstoffdruck zum Öffnen und Schließen der Düsenadel. Die Drucksteuerung erfolgt hier über ein integriertes 3/2 Wege-Ventil am unteren Ende der Ventilsadel (10 in Abb. 2.13), das über ein Koppelungssystem mit dem Piezokristall verbunden ist. Die Aufgabe des Koppelungssystems besteht u.a. darin die auftretenden Wärmedehnungen auszugleichen.

Der Prototyp des dargestellten Injektors (vgl. Abb. 2.13) ist im bestromten Zustand geschlossen und deshalb aus Sicherheitsgründen für den Serieneinsatz nicht geeignet. Der Piezokristall selbst, dessen elektrische Eigenschaften denen eines Kondensators gleichen, wird während des Betriebes in kurzen Intervallen mit elektrischen Pulsen aufgeladen. Diese verursachen eine Streckung des Kristalls, die das integrierte 3/2 Wege-Ventil in der Stellung „Nadelschluß“ positioniert. Eine Entladung des Kristalls für die Dauer der Einspritzung bewirkt eine Verschiebung der Ventilsadel mit Verstellung des 3/2 Wege-Ventils auf Position „Nadelöffnung“, d.h. Kraftstoff strömt aus. Da eventuelle Störungen in der Stromzufuhr zum Injektor zu einer Dauereinspritzung führen können, ist der Betrieb dieser Injektorvariante im Motor kritisch und für den Serieneinsatz nicht geeignet.

Abbildung 2.13: Piezo-elektrischer Injektor (CR-System)

1. Einstellschraube, 2. Verdrehsicherung, 3. Kalottenlager mit Kugelsegment zum Ausgleich von axialem Versatz, 4. Piezoaktor, 5. Druckstößel, 6. Tellerfederpaket, 7. Ausgleichsring, 8. Ventilsfeder, 9. Nippel für Kraftstoffrücklauf, 10. Ventilsadel, 11. Hochdruckanschluß, 12. Aktuator Kolben, 13. Ventilbaugruppe, 14. Druckstange, 15. Düsenfeder, 16. Nadelhubgeber, 17. Düse

Einspritzdüse Die Einspritzdüse ist das Bindeglied zwischen Injektor und Brennraum. Durch die vom Injektor gesteuerte Bewegung der Düsennadel (1 in Abb. 2.14) wird das Zuströmen des Kraftstoffes zu den Düsenlöchern über den Nadelhub (Drosselverluste) sowohl qualitativ, als auch über die Hubdauer quantitativ reguliert. Im letzten Schritt strömt der Kraftstoff (3) bei geöffneter Düsennadel in den Brennraum ein und wird dabei fein zerstäubt und flächig verteilt (4). Bei Einspritzende wird

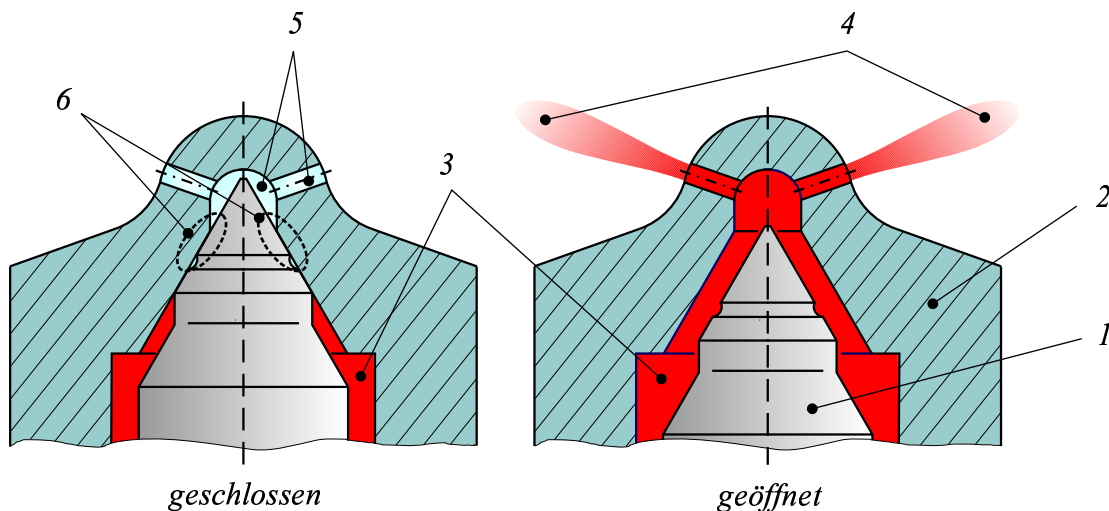


Abbildung 2.14: Aufbau der Einspritzdüse (CR-System)

1. Düsennadel, 2. Düsenkörper, 3. Kraftstoff (druckbeaufschlagt), 4. Zerstäubter Kraftstoff, 5. Brennraumseitiges Düsenvolumen, 6. Dichtsitz

die Düsennadel durch den Steuerkolben wieder auf den Dichtsitz (6) im Düsenkörper (2) gepreßt, wodurch der Kraftstofffluß unterbunden und der Brennraum nach Außen abgedichtet wird. Unabhängig von der Bauform der Düse ist das brennraumseitige Düsenvolumen (5) innerhalb des Düsenkörpers beim Verbrennungsprozeß von Bedeutung, da beim Schließvorgang der Düsennadel durch steigende Drosselverluste der Druck zum Spritzloch hin abfällt und infolge dessen der spät austretende Kraftstoff schlecht zerstäubt wird. Durch die anschließende Verbrennung entstehen hohe Brennraumtemperaturen, die zu einem Ausdampfen des Kraftstoffes aus dem Inneren des Düsenkörpers führen. Aus diesen Gründen sollte das brennraumseitige Düsenvolumen möglichst klein gehalten sein, um eine erhöhte Ruß und vor allem HC-Emission als Folge der oben beschriebenen Effekte zu vermeiden.

Unter den zahlreichen Düsenformen werden im Kfz- und Nfz-Bereich bevorzugt zwei Bauformen verwendet, Sitz- und Sacklochdüsen (vgl. Abb. 2.15).

Beide besitzen konstruktionsbedingte Vor- und Nachteile hinsichtlich der Verteilung des Kraftstoffes und der Gemischerzeugung im Brennraum:

- Die *Sacklochdüse* (vgl. Abb. 2.15 oben) verschließt mit dem konischen Nadelende den Zugang zu einem kleinen Verteilervolumen in das die Bohrungen aller Spritzlöcher münden.

Vorteil: Auftretende Nadeldesachsierungen wirken sich durch die druckausgleichende Wirkung des Verteilervolumens nicht sichtbar auf das Strahlbild aus.

Nachteil: Nach Einspritzende führt der fallende Einspritzdruck zu einem Auslaufen des Kraftstoffes aus dem Verteilervolumen. Dieser Kraftstoff gelangt schlecht zerstäubt in Form größerer Tröpfchen in den Brennraum und führt meist zu vermehrter Rußbildung und erhöhter HC-Emission.

- Die *Sitzlochdüse* (vgl. Abb. 2.15 unten) dichtet die einzelnen Spritzlöcher direkt mit dem konischen Ende der Düsennadel ab.

Vorteil: Das brennraumseitige Volumen im Düsenkörper ist auf die einzelnen Volumina der Düsenlöcher beschränkt. Somit wird bei Einspritzende der Kraftstofffluß durch die aufsetzende Düsennadel unmittelbar unterbunden.

Nachteil: Geringe Nadeldesachsierungen können beim Abheben oder Aufsetzen auf den Nadelsitz die Spritzlöcher einseitig blockieren. Die Folge ist ein nicht reproduzierbares unsymmetrisches Spritzbild mit ungleichmäßiger Kraftstoffverteilung, Zündung und Verbrennung. Auch die Verwendung verbesserter Sitzlochdüsen mit doppelter Nadelführung und ZHI-Geometrie⁴ konnte die mangelhafte Strahlsymmetrie nicht wesentlich beeinflussen.

Die Symmetrie der austretenden Kraftstoffstrahlen hängt bei beiden Düsenarten sehr stark von der Gleichheit der einzelnen Düsenlöcher, d.h. von deren Fertigungstoleranz und Oberflächenbeschaffenheit ab. Jedes Düsenloch erzeugt demnach einen Einspritzstrahl, der sich in qualitativer und quantitativer Hinsicht mehr oder weniger von den anderen unterscheidet. Diese Unterschiede sind jedoch bei jeder Einspritzung gleich (sofern die Randbedingungen identisch sind).

Derzeit werden für den kommerziellen Einsatz im Serienfahrzeug die

⁴Die ZHI-Geometrie ist eine von der Fa. Bosch entwickelte und in Serie gefertigte Spezialgeometrie in Form einer umlaufenden Ringnut an der konischen Düsennadelspitze, durch die der Kraftstoff innerhalb des Düsenkörpers besser verteilt wird.

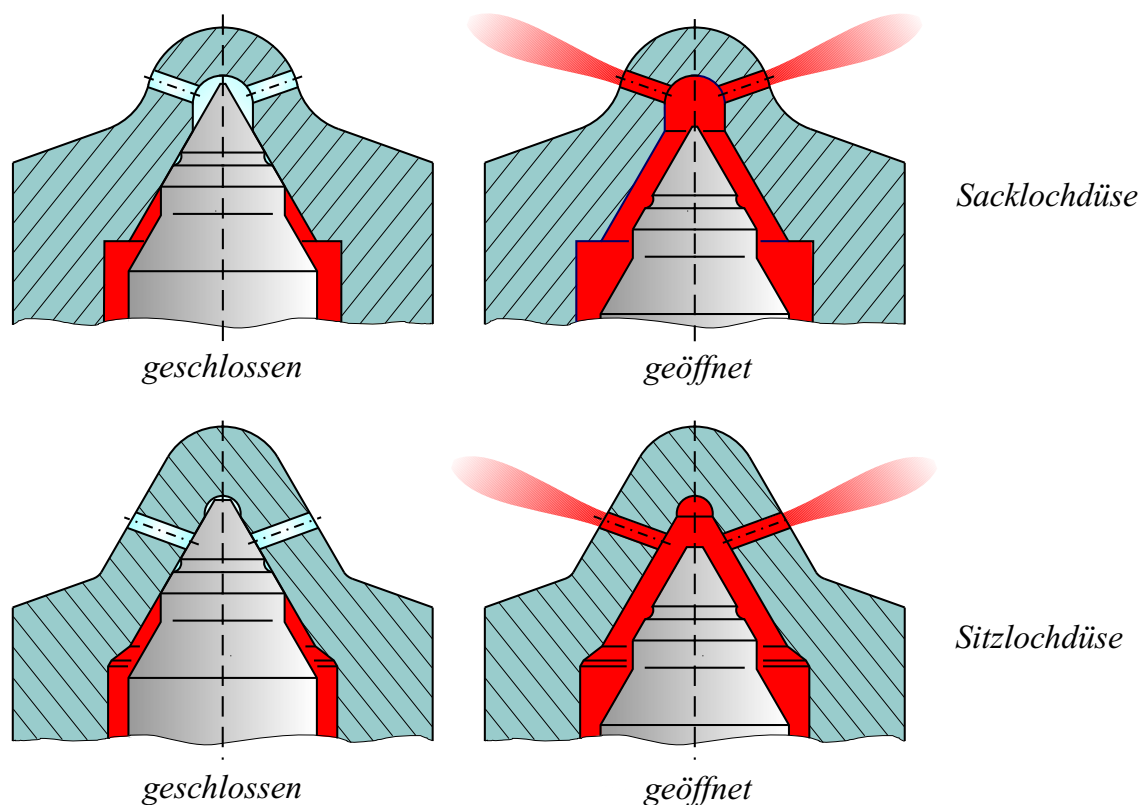


Abbildung 2.15: Düsenbauformen Sitz- und Sacklochdüse (CR-System)

sog. Minisacklochdüsen favorisiert, wobei durch eine Minimierung des Verteilervolumens bei den Sacklochdüsen die erhöhte HC-Emission auf ein vertretbares Maß gesenkt werden konnte.

2.1.2 Schadstoffentstehung und Möglichkeiten der Abgasnachbehandlung

Die für den dieselmotorischen Arbeitsprozeß benötigte Wärmeenergie wird durch die chemische Umsetzung der Hauptreaktionspartner Kohlenstoff, Wasserstoff und Sauerstoff gewonnen. Bei dieser Verbrennung können lokale Temperaturen von über 2000K entstehen. Hierbei kommt es in den heißen Flammenregionen zur Bildung freier Radikale, die im weiteren Verbrennungsverlauf die Reaktionen zur Entstehung von Schadstoffen ermöglichen [87].

Bildung von Stickoxid (NO_x , d.h. NO und NO_2)

Beim Verbrennungsprozeß von Kohlenwasserstoffen sind drei prinzipielle Entstehungs- bzw. Reaktionsmechanismen, die zu einer Stickoxidbildung führen, bekannt:

- *Zeldovich-Mechanismus [35] („Thermisches-NO“)*

Der Ablauf des thermischen NO-Bildungsmechanismus nach Zeldovich benötigt die Radikale O und OH, die nur bei Temperaturen oberhalb von 1800 K [92] in ausreichender Konzentration vorliegen. In Regionen bereits verbrannten Kraftstoffes ermöglichen die OH-Radikale eine Anlagerung von molekularem Sauerstoff an den molekularen Stickstoff der Umgebungsluft. Dabei laufen in Abhängigkeit von der lokal vorherrschenden Temperatur, dem lokalen Kraftstoff-Luft-Verhältnis und deren Wirkzeit folgende Teilreaktionen ab:



Das sog. „thermische-NO“ stellt mit 90 bis 95 % den Hauptanteil des sich bei der Verbrennung gesamt bildenden Stickoxides dar.

- *Mechanismus nach Fenimore [26] („Prompt-NO“)*

Der Mechanismus nach Fenimore resultiert in der Bildung von Stickstoff, der sich wiederum gemäß [2.2] oder [2.3] zu NO wandeln kann:



Auf den Fenimore-Mechanismus entfallen weitere 5 - 10 % des sich bei der Verbrennung gesamt bildenden Stickoxides.

- *Mechanismus oxidativer Auslösung im Kraftstoff enthaltenen Stickstoffes*

Der Mechanismus der oxidativen NO-Bildung, der während der Verbrennung im Kraftstoff enthaltenen Stickstoff über NH_3 und HCN zu NO und N_2 umwandelt, erzeugt weniger als 1 % des sich gesamt bildenden Stickoxides und kann somit vernachlässigt werden.

Bild 2.16 zeigt qualitativ den Verlauf der Stickoxidbildung/-oxidation während eines Arbeitstaktes nach [31].

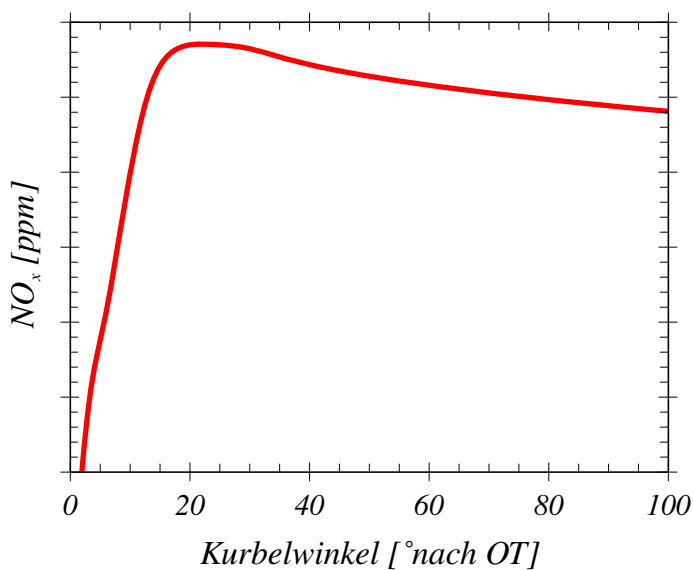


Abbildung 2.16: Qualitativer Verlauf der Stickoxidbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung (numerische Simulation eines einzelnen Verbrennungsvorganges nach [31])

Neben den bereits erwähnten NO-Bildungsreaktionen treten im weiteren Hubverlauf vereinzelt auch Oxidationsreaktionen von NO zu N_2O und NO_2 auf.

Bildung von Ruß

Beim Betrieb eines Dieselmotors wird flüssiger Dieselkraftstoff in eine heiße Brennraumatmosfera eingespritzt. Während der Verdampfung, Zündung und Verbrennung des Kraftstoffes kommt es vornehmlich im Inneren der einzelnen Einspritzstrahlen zu mangelhafter Vermischung mit der umgebenden Brennraumluft. Lokal führt dieser Sauerstoffmangel zu unvollständiger Verbrennung und zur Bildung von Ruß. Auch der Kontakt flüssiger Strahlanteile mit Brennraumoberflächen verhindert eine gute Gemischbildung (\leadsto Rußbildung). Dementsprechend können die lokalen Kraftstoffdampf- und Sauerstoffkonzentrationen in Verbindung mit der lo-

kalen Brennraumtemperatur als zur Rußbildung entscheidende Faktoren angesehen werden [35]. Die durch den Einspritz- und Verbrennungsvorgang entstehende Turbulenz verbessert im weiteren Verbrennungsverlauf den Lufteintrag in den Kraftstoffdampf, so daß der größte Teil des sich bildenden Rußes wieder oxidiert. Regulär verbleibt am Ende der Verbrennung nur ein sehr geringer Anteil der anfänglich entstandenen Rußmasse im Brennraum (vgl. Abb. 2.17).

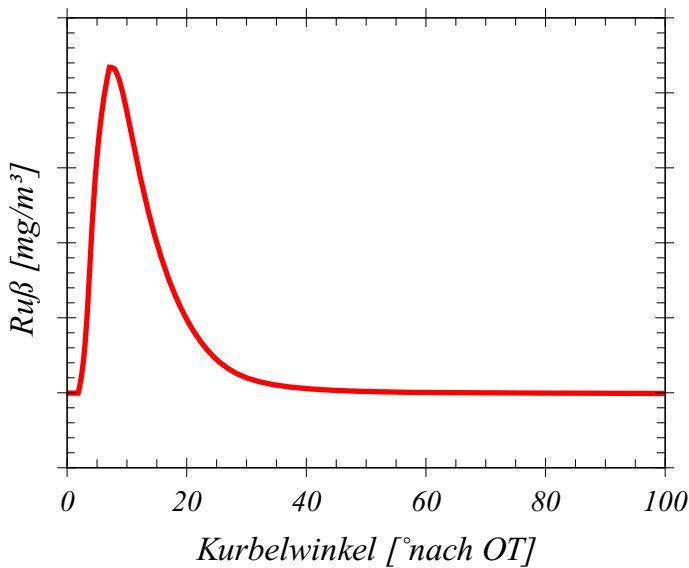


Abbildung 2.17: Qualitativer Verlauf der Rußbildung und -oxidation bei der dieselmotorischen Verbrennung (numerische Simulation eines einzelnen Verbrennungsvorganges nach [31])

Abbildung 2.18 verdeutlicht die einzelnen Schritte der Rußbildung und -oxidation [28]. Obwohl die Forschung nach detaillierten Ruß-

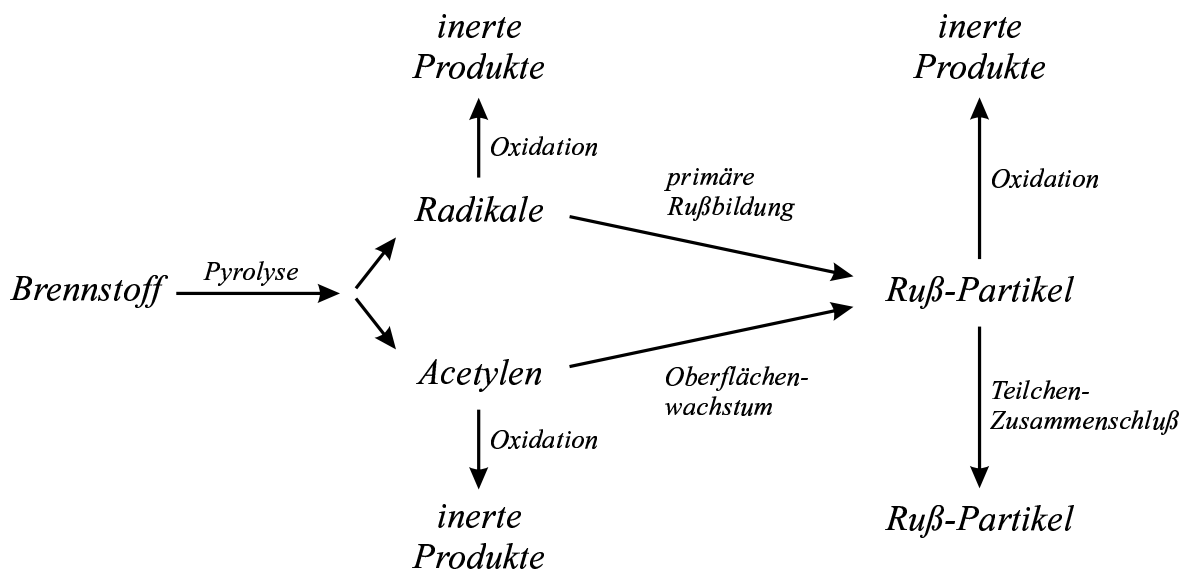


Abbildung 2.18: Mechanismus der Rußbildung [28]

Bildungsmechanismen vielfach sehr gute Modellierungsansätze hervorbrachte, so sind doch die komplexen Mechanismen zur Rußbildung bis heute nicht vollständig erfaßt.

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC)

Die Ursachen der Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe sind heutzutage sehr genau bekannt. Sie können durch konstruktive oder einspritztechnische Maßnahmen im Brennraum oder am Einspritzsystem gezielt beeinflußt werden. Ferner besteht die Möglichkeit einer effizienten katalytischen Nachbehandlung, so daß die Problematik der HC-Emissionen in der heutigen Dieselmotorenentwicklung von untergeordneter Bedeutung ist.

3 Literatur zur motorischen Verbrennungsvisualisierung

Laserbasierende Meßmethoden wie z.B. MIE (Streulicht), LIF (OH, NO), LII (Ruß), Schatten- bzw. Schlieren-Methode (Flüssigkeit, Dampf) und die Zwei-Farben-Methode zur Messung von Temperaturverteilungen ermöglichen eine berührungslose Erfassung physikalischer Phänomene, wie z.B. Kraftstoffverteilung, -verdampfung und -verbrennung, d.h. eine Untersuchung von Vorgängen, wie sie u.a. im Motor ablaufen. Dabei kommt zunehmend öfter die Kombination zweier Meßtechniken zum Einsatz, die auf der Basis parallelen Lichtes⁵ ein prinzipielles Verständnis dieser transienten Vorgänge ermöglichen:

- Hochgeschwindigkeits-Kinematographie⁶ in Kombination mit der
- Schlieren-/Schatten Methode.

Im Rahmen eines entsprechenden Versuchsaufbaus können so flüssige und gasförmige Kraftstoffbestandteile (Einspritzung, Verdampfung), sowie das Eigenleuchten von Verbrennungsvorgängen visualisiert werden.

Zwingend für jede Art der Visualisierung ist eine optische Zugänglichkeit zum betrachteten Meßvolumen. Dies geschieht üblicherweise durch den Einbau von Glasfenstern oder flexiblen Glasfasern (Endoskop).

Bild 3.1 zeigt eine Übersicht der Veröffentlichungen zur Verbrennungsvisualisierung in direkteinspritzenden Dieselmotoren (nach [82]). Dabei kamen unterschiedlichste Meßmethoden und Versuchsaggregate zum Einsatz⁷.

Eine der frühesten Veröffentlichungen zur Verbrennungsvisualisierung entstand im Jahre 1962, als J.F. Alcock [2] begann Vorgänge im Brennraum eines Motors über einen Glaseinsatz im Zylinderkopf zu beobachten. Die Modifikation des Zylinderkopfes ist, wegen des relativ geringen konstruktiven Aufwandes, meist die kostengünstigste Variante eines optischen Brenn-

⁵bevorzugt das eines Lasers, z.B. Argon-Ion-Laser

⁶Bereits 1969 wurden von W. Scott [77] die ersten Untersuchungen der dieselmotorischen Verbrennung mittels Hochgeschwindigkeitsaufnahmen durchgeführt.

⁷Veröffentlichungen über den realen Motor bzw. den Transparentmotor sind zusätzlich von Reihe eins bis drei nach der optischen Zugangsrichtung sortiert.

1960	1970	1975	1980	1985	1990	1995	2000
● Alcock (2)	● Nagao (61)	● Suzuki (85)	● Binder (15)	Aso (11) ● Bardsley (12) ●	● Nagakita (65) ● Zur Loye (103) ● Shoji (82) ● Arold (10) ● Hattori (31)	● Stoeckli (83) ● Shimazaki (78) ● Pinson (70) ● Nakakita (66) ● Kato (46) ● Shakal (76)	● Bruneaux (17)
Motorische Ansicht von oben	● Muraki (60) ● Hori (37) ● Kamimoto (41) ● Nakagawa (63)	● Suzuki (85)	● Falcus (24) ● ● French (26) ●	● Kanairo (44) ● Nozaki (67) ● Hiroyasu (35) ● Abata (1) ● Aoyama (5)	● Wakuri (93) ● Minami (57) ● Binder (16) ● Arnold (9) ● Aoyama (6) ● Minami (58) ● Arcoumanis (8) ● Hodges (36) ● Rao (72) ● Uhm (89) ● Espey (23) ● Kato (47)	● Hattori (32) ● Nakagawa (62) ● Zhang (100) ● Koyanagi (52) ● Arcoumanis (7) ● Zambare (98)	
Motorische Ansicht von unten							
		● Nakagawa (63)		● Hiroyasu (35) ● Zhu (101)	● Winklhofer (96) ● Shibata (77)		
Seitliche Ansicht							
Endoskop				● Werlberger (95) ● Nakajima (64) ● Karimi (45)	● Miura (59) ● Shiozaki ● (80) ● Kong (51) ● Ishii (39)		
	● Ogasawara (69) ● Rife (73) ● Zigan (102)		● Ikegami (38) ● Kobayashi (48)	● Wakuri (92)	● Takahashi (86) ● Ishiyama (40) ● Watanabe (94)	● Senda (75)	
Kompressions- maschinen	● Tsuda (87)				● Daisho (19) ● Matsuoka (55)		

Abbildung 3.1: Klassifizierung von Veröffentlichungen zur Verbrennungsvi-
sualisierung in direkteinspritzenden Dieselmotoren [82]

raumzuganges und wird daher zunehmend häufiger verwendet. Jedoch ist die Beobachtungsfläche durch Ventile und Injektor immer auf ein kleines Teilsegment des eigentlichen Kolbendurchmessers beschränkt.

Erst 1977 begann die weit aufwendigere Entwicklung von sog. Transparentmotoren mit optischer Zugänglichkeit durch den Kolbenboden, die erstmals eine entscheidend erweiterte Brennraumeinsicht ermöglichten. Dabei können theoretisch beliebig viele Zylinder eines Motors mit verlängertem Kolben⁸ und seitlicher Öffnung im Motorblock optisch zugänglich umgebaut werden. Mit aufkommender Kommerzialisierung der Transparentmotortechnik, Anfang der 90er Jahre, erfreuten sich diese Systeme steigender Beliebtheit und gehören mittlerweile zum Standard in der Motorenentwicklung. Trotz steter Verbesserungen sind diesen Systemen bis heute enge Leistungsgrenzen gesetzt. So führt u.a. die Umkonstruktion des Kolbens bisher immer zu einer Gewichtszunahme, so daß die Bauteilbelastungen mit der Drehzahl extrem ansteigen. Dies hat zur Konsequenz, daß selbst nach heutigen Maßstäben entwickelte Pkw-Transparentmotoren auf eine Drehzahl von 2500 U/min und einen maximalen Betriebsdruck von etwa 100 bar beschränkt sind.

Parallel zu den Transparentmotoren begann ab etwa 1970 vielerorts die Entwicklung individueller Kompressionsmaschinen. Ausgerüstet mit vielfacher optischer Zugänglichkeit, sollten die Nachteile der kostenintensiven Transparentsysteeme vermieden werden. Die Zahl der konstruktiven Konzepte solcher „schneller Kompressionsmaschinen“ ist vielfältig und ihre Verwendung erfreut sich steigender Beliebtheit.

Sowohl bei den Transparentmotoren, als auch bei den Kompressionsmaschinen wurden oft auch seitliche optische Zugänge verwendet, die in unmittelbarer Nähe zum oberen Totpunkt eine Beobachtung der Strömungsvorgänge oberhalb des Kolbens ermöglichen.

Seit den späten 80er Jahren können sog. Endoskope mit flexiblen Lichtleitern verwendet werden, die, mit geringem Aufwand montiert, Beobachtungen an schwer zugänglichen Stellen ermöglichen. Bei der Montage wird hierbei der hochflexible Lichtleiter, bündig mit dem Meßvolumen, in ein schmales Bohrloch eingeklebt. Nachteilig bei diesem Verfahren sind Bildverzerrungen, die nur in direkter Lichtleiterachse nicht auftreten (Fischaugenbild).

⁸Die Kolbenverlängerung um die Länge des Kolbenhubes und die damit verbundene Verkürzung des Pleuels ist Grundvoraussetzung für eine kontinuierliche optische Brennraumeinsicht während des Betriebes

Nachfolgend befindet sich zu den verschiedenen Typen von Versuchsaggregaten eine kurze Übersicht der wichtigsten Veröffentlichungen:

Untersuchungen in einer schnellen Kompressionsmaschine

- 1990 erschien eine Studie von M.L. Arold [10], der an einem selbstentwickelten Kurbeltriebmotor mit wahlweise rechteckiger oder runder Kolbenmulde unter Verwendung von Hochgeschwindigkeitsaufnahmen und LDA-Messungen (Laser Doppler Anemometrie mit LDV) Studien mit unterschiedlichen Drallstärken bei der dieselmotorischen Verbrennung durchführte. Die LDA-Messungen in der Kolbenmulde belegten den nahe OT als sog. „Festkörperdrall“ bekannt gewordenen Strömungszustand.

- John A. Pinson [71] stellte 1994 eine Studie zur Untersuchung der Rußentwicklung bei unterschiedlichen Ladelufttemperaturen vor. Dabei kamen die Meßtechniken der laser-induzierten Inkandeszenz⁹ sowie der Hochgeschwindigkeits-Kinematographie zum Einsatz.

Die Untersuchungen ergaben, daß die in einer selbstentwickelten Kompressionsmaschine gemessene Rußkonzentration mit steigendem vorgemischtem Flammenanteil rasch abfiel. Der Grund hierfür lag nach Pinson in der Absenkung der Ladelufttemperatur. Dies verlängerte den Zündverzug, was wiederum eine homogenere Gemischbildung förderte. Je kürzer der Zündverzug bei steigender Ladelufttemperatur, desto länger war die diffusive Strahl-Flammen-Interaktionszeit, die eine Rußbildung förderte.

Auf den durchgeführten Hochgeschwindigkeitsaufnahmen ist erstmals deutlich zu erkennen, daß sich bei Verbrennungen mit Drall die Zündorte auf der Lee-Seite der einzelnen Stahlen befinden.

Die Messungen mittels der laser-induzierten Inkandeszenz zeigten zu Beginn des Verbrennungsprozesses eine stark ansteigende Rußentwicklung¹⁰ verbunden mit der Entstehung großer Partikel um $\sim 65 \mu\text{m}$, deren Größe sich im weiteren Verbrennungsverlauf nur geringfügig reduzierte.

⁹Lasermeßverfahren zur ein-/zweidimensionalen Bestimmung der Rußvolumenkonzentration

¹⁰Im Kurbelwinkelbereich von 0 bis 30° nach OT stieg der Partikel-Ø von ~ 30 auf $\sim 65 \mu\text{m}$.

Untersuchungen in Einzylindermotoren

- Kiyomi Nakakita [67] veröffentlichte 1994 einen Artikel mit dem Titel „Optimization of Pilot Injection Pattern and Its Effect on Diesel Combustion with High-Pressure Injection“. Es handelt sich um eine bemerkenswerte Studie über den Einsatz einer Voreinspritzung an einem Einzylindermotor. Dabei kamen 4- und 5-Lochdüsen mit einem Raildruck von 950 bar zum Einsatz. Im Ergebnis wurde die Notwendigkeit einer genauen zeitlichen und quantitativen Abstimmung von Vor- und Haupteinspritzung deutlich. In allen Versuchen führte ein Wandkontakt der Flammen zur Abkühlung und infolge dessen zu einer vermehrten Rußbildung. Bei Experimenten mit der 4-Lochdüse (Düsenloch- \varnothing 0.26 μm), bewirkte der Einsatz einer starken rotatorischen Luftbewegung einen Winkelversatz der Voreinspritzflamme in der Größenordnung des Winkels zwischen zwei Düsenlöchern. Die nachfolgende Haupteinspritzung erfolgte in das sauerstoffabgereicherte Gebiet der Voreinspritzflamme (Rußentwicklung wird gefördert). Zusätzlich wurde bei den meisten Versuchen eine zu große Voreinspritzmenge (8.6 % der Gesamtkraftstoffmenge, hier: 3mm^3) gewählt, was insgesamt zu einem Anstieg der Ruß- und Stickoxidemission führte. Auch eine schlechte Zerstäubung des Kraftstoffes, wie sie z.B. bei den extrem kleinen Nadelhüben¹¹ der Voreinspritzung auftritt, begünstigte die Rußentstehung zusätzlich. Befriedigende Ergebnisse hinsichtlich der Ruß- und Stickoxidemission konnten bei Verwendung einer 5-Lochdüse mit reduziertem Düsenlochdurchmesser (\varnothing 0.18 μm) erzielt werden, die auch bei kleinen Nadelhüben eine hinreichende Zerstäubungsqualität gewährleistete. Eine Verschiebung des Einspritzzeitpunktes der Haupteinspritzung auf 10° nach OT verursachte zwar geringere Spitzentemperaturen während der Verbrennung bei geringerer NO_x -Bildung, andererseits aber auch einen steigenden vorgemischten Flammenanteil verbunden mit höherer NO_x -Bildung, so daß insgesamt die NO_x -Emission unverändert blieb. Die niedrigere Durchschnittstemperatur bei der Verbrennung verbunden mit einer verkürzten Oxidationszeit bewirkte jedoch einen Anstieg der Rußentwicklung. Durch den Einsatz einer Voreinspritzung konnte der vorgemischte Flammenanteil reduziert werden, so daß die NO_x -Emissionen

¹¹Drosselleffekte erzeugen einen starken Druckabfall in Richtung des Düsenloches.

noch weiter sanken, im Gegenzug aber die Ruß-Emissionen erheblich anstiegen. Bei einer Drehzahl von 1800 U/min. erwies sich ein zeitlicher Abstand von 480 μ s von Voreinspritzung zu Haupteinspritzung als bester Kompromiß zwischen Ruß- und NO_x -Emission.

- T. Shiozaki [82] beschrieb die Auswirkungen kleinster Voreinspritzmengen (1.8 % der Gesamtkraftstoffmenge, hier: 2mm^3) auf das Emissionsverhalten in seinem 1998 veröffentlichten Artikel „The Visualization and Its Analysis of Combustion Flame in a DI Diesel Engine“. Mit Hilfe der Hochgeschwindigkeits-Kinematographie und der Zwei-Farben-Methode¹² wurden einzelne Verbrennungsvorgänge mit Common-Rail-Einspritzung in einem Einzylinderaggregat¹³ analysiert. Auch hier senkte die Verwendung einer Voreinspritzung die mittlere Flammentemperatur (etwa um 10 K) und infolgedessen den NO_x -Ausstoß zwischen 8 und 13 %.
- Im Jahr 1999 wurde von V.V. Zambare [102] eine Studie mit dem Titel „Image Processing Applied to High-Speed Combustion Photographs in a DI Diesel Engine“ veröffentlicht. Unter motorähnlichen Betriebsbedingungen wurden Hochgeschwindigkeitsaufnahmen unter Verwendung eines gläsernen Kolbenmuldenbodes angefertigt. Kombiniert wurden diese Aufnahmen mit der temperaturbestimmenden Zwei-Farben-Methode. Die Hauptkomponenten des verwendeten Einspritzsystems bestanden aus einer Bosch Hochdruckpumpe vom Typ VE37 in Kombination mit ein- bzw. zweistufigen Injektoren, die mit 5-Loch-Sitzlochdüsen ausgerüstet waren. Die Sitzlochdüsen erzeugten auch hier stochastisch verteilte Asymmetrien im Spritzbild, die zu einer ebenso ungleichmäßigen Entflammung und Brennraumerfassung führten. Die qualitativ hochwertigen Filmsequenzen lassen eine starke Rußentwicklung in der unmittelbaren Umgebung der unbeheizten Muldenwand erkennen, was auf hohe Wandwärmeverluste schließen läßt. Da die Kompressionstemperaturen bei Einspritzbeginn vergleichsweise niedrig waren, verbrannten Großteile der eingespritzten Brennstoffmasse vorgemischt. Bei steigendem Kompressionsdruck wurden höhere Flammentemperaturen und

¹²Optisches Meßverfahren zur zweidimensionalen Bestimmung der Temperaturverteilung im Brennraum. Durch den Einsatz spezieller Filter, die eine frequenzspezifische Aufteilung des emittierten Flammenlichtes ermöglichen, lassen sich durch direkten Vergleich der digitalen Bildinformationen einer CCD-Kamera die örtlichen Temperaturen ermitteln.

¹³Bohrungsdurchmesser: 135 mm, Hub: 150 mm, Verdichtungsverhältnis: 16.5, Drehzahl: 1000 U/min.

eine gestiegene Rußemission nachgewiesen, vermutlich bedingt durch einen sinkenden vorgemischten Flammenanteil.

- Eine 1999 von M. Lapuerta veröffentlichte Untersuchung mit dem Titel „Effect of Injection Parameters of a Common Rail Injection System on Diesel Combustion through Thermodynamic Diagnosis“ beschäftigte sich mit der NO_x - und Rußentstehung im Brennraum eines Einzylindermotors¹⁴. Beobachtet wurde das Verhalten der Emissionen bei Variation des Einspritzbeginns, des Kraftstoffdruckes sowie des Düsenlochdurchmessers.

Ein steigender Raildruck bzw. ein kleinerer Düsenlochdurchmesser führte zu einer schnelleren Verbrennung mit wachsendem vorgemischtem Flammenanteil, wobei im Verlauf der Verbrennung eine höhere Spitztemperatur und ein steigender maximaler Verbrennungsdruck früher erreicht wurden (durch schnellere Verdampfung der kleineren Tröpfchen). Infolge dessen stiegen die NO -Emissionen. Die Rußbildung wurde differenziert betrachtet: Generell führt eine Temperatur- und Druckerhöhung sowohl zu einer Beschleunigung der Rußbildung, als auch der Rußoxidation, so daß letztendlich der Verbrennungsverlauf über die verbleibende Rußmenge entscheidet. Beispielsweise lieferte nach Verbrennungsende eine stark vorgemischte Verbrennung (zunächst extrem rußarm), bei der der gesamte Kraftstoff in sehr kurzer Zeit umgesetzt wurde, eine hohe Rußemission als Folge geringer Temperaturen im späten Verbrennungsstadium, bei der der entstandene Ruß nicht mehr aufoxidiert wurde. Die beste Gesamtemission wurde hier mit einer Düse mittleren Lochdurchmessers (0.23 mm) erreicht, die als bester Kompromiß aus Strahlimpuls und Tröpfchengröße angesehen wurde.

- 1999 erschien eine Arbeit von G. Bruneaux mit dem Titel „High Pressure Diesel Spray and Combustion Visualization in Transparent Model Diesel Engines“. Sie entstand auf der Grundlage von Untersuchungen in einem selbstentwickelten Einzylindermotor¹⁵, dessen flacher Kolben im OT die Brennraumluft in eine rechteckige und visuell zugängliche Aussparung im Zylinderkopf komprimierte. Schwerpunkte der Unter-

¹⁴Bohrungsdurchmesser: 90 mm, Hub: 90 mm, Verdichtungsverhältnis: 17, Drehzahl: 2250 U/min, verw. Raildruck: 300-1200 bar, 5-Lochdüse mit Lochdurchmesser: 0.19 mm, 0.23 mm, 0.27 mm.

¹⁵Bohrungsdurchmesser: 86 mm, Hub: 82 mm, Verdichtungsverhältnis: 12.6, Drehzahlen: 600/1200/1800 U/min, verw. Raildruck [bar]/Düsenlochdurchmesser [mm]: 460/0.2, 900/0.175, 1500/0.15, $T_{OT}=940$ K, $p_{OT}=68$ bar, 1-Lochdüse senkrecht zur Zylinderachse spritzend.

suchung waren die Visualisierung des Eindringverhaltens der flüssigen und dampfförmigen Phase des eingespritzten Kraftstoffes mittels der Exiplex-LIF-Meßtechnik (LIEF)¹⁶ Weiterhin wurden unter Verwendung der LII-Meßtechnik die lokalen Rußkonzentrationen im Brennraum visualisiert. Variiert wurden dabei der Spritzbeginn, die Abgasrückführungsrate, die Motordrehzahl und vor allem der Kraftstoffdruck, wobei der Düsenlochdurchmesser der verwendeten 1-Lochdüse (senkrecht zur Zylinderachse spritzend) entsprechend angepaßt wurde, um die Einspritzrate konstant zu halten. Dies bedeutete für einen Kraftstoffdruck von 460 bar einen Düsenlochdurchmesser von 0.2 mm, für 900 bar 0.175 mm und für 1500 bar 0.15 mm.

Eine Erhöhung der Abgasrückführungsrate senkte zwar die maximale, lokale Rußkonzentration, hatte aber einen Anstieg der Gesamtrußemission zufolge, da die niedrigeren Brennraumtemperaturen eine hinreichende Nachoxidation verhinderten.

Die Erhöhung des Raildruckes (d.h. auch Verkleinerung des Düsenlochdurchmessers) erzeugte unmittelbar nach Spritzbeginn durch erhöhte Turbulenz ein vergrößertes, besser verteiltes Dampfphasengebiet des Kraftstoffes. Die Eindringtiefe der flüssigen Strahlbestandteile stieg an. Die verbesserte Gemischbildung (vergrößertes Dampfphasengebiet) führte bei Zündbeginn zu einem höheren vorgemischtem Flammenanteil. Die folglich hohen Brennraumtemperaturen erzeugten steigende NO_x -Emissionen bei fallendem Rußausstoß.

Eine Verlegung des Spritzbeginns nach „Spät“ senkte die Brenngeschwindigkeit und die NO_x - und Rußemission, steigerte aber den Zündverzug, der das Gemisch zunehmend entfernt von der Düse zünden ließ.

Steigende Drehzahlen erhöhten die Turbulenz und beschleunigten die Gemischbildung. Demzufolge sank auch der Zündverzug und der Zündort rückte wieder näher in Richtung Brennraummitte. Eine steigende Rußbildung war die Folge sinkender Oxidationszeiten bei hohen Drehzahlen.

¹⁶Die Meßtechnik der Exiplex-Fluoreszenz (LIEF) ermöglicht eine klare Unterscheidung zwischen flüssiger und gasförmiger Phase und eignet sich daher besonders zur Untersuchung verdampfender Kraftstoffstrahlen. Dabei wird dem flüssigen Kraftstoff ein fluoreszierendes Monomer inklusive der passenden Bindungsmoleküle beigemischt, die unter Einwirkung von Laserlicht eine feste Bindung bilden. Diese Bindung existiert und befindet solange im angeregten Zustand, bis der Kraftstoff vom flüssigen in den gasförmigen Zustand übergeht. Der Einsatz entsprechender Filter erlaubt eine Separation des rot-verschobenen Lichtes aus dem angeregten Zustand von der Lichtemission des fluoreszierenden Monomers.

Untersuchungen im Transparentmotor

- C. Arcoumanis [7] beschrieb 1995 in seinem Artikel „Spray and Combustion Visualisation in Direct-Injection Diesel Engines“ den visualisierten Verbrennungsprozeß in einem zum Transparentmotor umgebauten Vier-Zylinder Motor (1.9 l) der Fa. Volkswagen. Bei einer Drehzahl von 1000 bzw. 2000 U/min. wurden mit einer Verteilereinspritzpumpe kleine Teillastmengen von 5 und 8 mg über eine 5-Lochdüse eingespritzt. Bei dem verwendeten Kraftstoffdruck von 215 bar konnte keine Beeinflussung der flüssigen Strahlanteile durch die vorherrschende rotatorische Luftbewegung im Brennraum festgestellt werden. Ein Anstieg des Strahlkegelwinkels bei steigendem Kompressionsdruck senkte die Strahleindringtiefe.
- Im Rahmen einer Studie von A. Leipertz [55], die sich mit dem Wandeinfluß auf die Gemischbildung beschäftigte, wurde ermittelt, daß ein steigender Raildruck bzw. ein sinkender Düsenlochdurchmesser rußmindernd wirkt. Beides führt zu einer verbesserten Kraftstoffaufbereitung infolge feinerer Kraftstoffzerstäubung und der Generierung höherer Turbulenz.
Eine Vergrößerung des Muldendurchmessers senkte ebenfalls den Rußausstoß. Als Ursache¹⁷ dafür wird der mit wachsendem Muldendurchmesser größer werdende Abstand zwischen den Strahlauffreffpunkten an der Muldenwand genannt, der eine Überlappung benachbarter Strahlen nach dem Wandkontakt verhindert.
- Die wohl interessanteste Arbeit über Verbrennungsvorgänge, die im Zusammenhang mit der Common-Rail-Technologie steht, wurde 1999 von der Fa. DaimlerChrysler [53] veröffentlicht und trägt den Titel „Optimizing Common Rail-Injection by Optical Diagnostics in a Transparent Production Type Diesel Engine“. Die Studie deckt ein breites Spektrum von untersuchten Einflußgrößen im Transparentmotor und in der Kammer ab. Dabei wurden sowohl magnetgesteuerte als auch piezo-elektrische Common-Rail-Injektoren untersucht. Reproduzierbarkeit der Einspritzmengen, Strahlsymmetrie, Düsengeometrie

¹⁷Als weitere nicht in dieser Studie genannte Möglichkeit könnte aber auch eine geringere Wandfilmbildung des flüssigen Kraftstoffes an der Muldenwand angesehen werden, wobei bis zum späteren Erreichen der Muldenwand mehr Kraftstoff verdampft und nicht mehr zur Filmbildung beiträgt. Erst im Laufe der Verbrennung dampft dieser Kraftstofffilm von der Wand ab. Dabei findet keine hinreichende Vermischung mit der Brennraumluft statt - es kommt zur Rußbildung.

und Einspritzraten standen ebenso im Zentrum der Betrachtung wie die Auswirkungen einer Voreinspritzung und Dralleinflüsse auf die Verbrennung.

In den am Transparentmotor¹⁸ durchgeführten Untersuchungen kam eine doppelt geführte Sitzlochdüse mit ZHI-Geometrie zum Einsatz. Diese lieferte im Vergleich zur einfach geführten Variante das deutlich symmetrischere Strahlbild.

Ebenso wurde festgestellt, daß der piezo-elektrische Injektor gegenüber dem Magnet-Injektor Vorteile hinsichtlich einer schnelleren Nadelöffnung besitzt. Die reduzierten Düsen-Drosselverluste eines schnelleren Nadelhubes ermöglichten höhere Einspritzraten und bewirkten im Betrieb am Motor durch verbesserte Gemischbildung eine verminderte Rußentwicklung bei deutlich „härterer“ Verbrennung (d.h. starker Druckanstieg im Zylinder \Rightarrow Klopfen).

Ein Wechsel zu größerer Düsenlochzahl (bei gleichem HD-Wert¹⁹) ergab einen sinkenden Strahlimpuls bei geringerer Gesamteindringtiefe des Strahles in den Brennraum und förderte die Entstehung kleinerer Tropfendurchmesser. Die Emissionswerte von NO und Ruß verschlechterten sich. Die kleinen Tröpfchen erweiterten den vorgemischten Flammenanteil vor Brennbeginn und führten insgesamt zu einem schnelleren Verbrennungsablauf, verbunden mit hohen Temperaturen und vermehrter NO_x-Entstehung. Der vergleichsweise schwache Strahlimpuls verschlechterte zudem die Gemischbildung (\leadsto vermehrte Rußbildung) und verlagerte die Hauptverbrennung geringfügig zum Zentrum der Mulde.

Ein Variation der Spritzlochlänge ließ eindeutig einen steigenden Kegelwinkel bei kürzer werdender Spritzlochlänge erkennen.

Versuche mit Voreinspritzung ergaben, daß diese zu einer Verkürzung des Zündverzuges der Haupteinspritzung beiträgt. Die hierbei gemessene Rußemission zeigte sich zwar tendentiell steigend, ließ sich jedoch durch eine Verkleinerung der Voreinspritzmenge wieder auf das Ausgangsmaß senken.

Beschrieben wurden ebenfalls die Auswirkungen eines Dralls auf den aus der Düse austretenden Kraftstoff bzw. dessen Gemisch. Während

¹⁸Bohrungsdurchmesser: 88 mm, Hub: 88.4 mm, Verdichtungsverhältnis: 18.5, Drehzahl: 1000-2000 U/min, verw. Raildruck: 550-1350 bar, Düsenlochzahlen: 6, 8.

¹⁹HD = hydraulischer Durchfluß. Er ist definiert als dasjenige Kraftstoffvolumen, welches bei 100 bar Kraftstoffdruck und voll geöffneter Düsennadel in 30 Sekunden durch die Düse fließt (Gegendruck = Umgebungsdruck).

größere Tröpfchen keine Beeinflussung durch die Luftrotation erfahren, wurden am Rande der Strahlen kleinere Tröpfchen bzw. entstandenes Kraftstoffdampf-Luft Gemisch auf die der Dralluft abgewandte Seite des Strahles getragen. Dort erfolgte die erste Entflammung. Ferner verkürzte ein sehr starker Drall die Gesamtbrenndauer durch eine verbesserte Gemischbildung, was im Gegenzug die Entstehung hoher Temperaturen im Brennraum zur Folge hatte.

4 Schnelle Kompressionsmaschine

Im Bereich der Motorenentwicklung ist die Visualisierung innermotorischer Vorgänge sowohl zur qualitativen Beurteilung als auch quantitativen Bestimmung physikalischer Phänomene und selektiver chemischer Verbindungen zum unentbehrlichen Werkzeug geworden. Voraussetzung für diese Untersuchungsmethode ist die optische Zugänglichkeit der betrachteten Phänomene. Bei motorischen Untersuchungen wird dies u.a. durch Umkonstruktion eines oder mehrerer Zylinder bzw. Kolben eines Serienmotors zum sog. Transparentmotor gewährleistet. Die Anschaffung solcher modifizierten Motoren, die vielfach auch kommerziell angeboten werden, ist jedoch mit hohen Kosten verbunden und der Betrieb äußerst zeitaufwendig. In der Anwendung erweisen sich solche Systeme, bedingt durch die geringe Standzeit einzelner Bauteile, oft als problematisch. Um vergleichbare Untersuchungen in einem kosten- und zeitgünstigeren Rahmen zu ermöglichen, wurde für diese Arbeit eine schnelle Kompressionsmaschine, das sog. „Einzyylinder-Einhub-Triebwerk“ entwickelt, dessen Antriebskonzept bereits von P. Prechtl [72] und F. Dorer [21] in einer früheren Anlage mit ähnlichem Bauprinzip für langsam laufende Motoren verwirklicht wurde.

4.1 Gesamtkonzept

Das Einzyylinder-Einhub-Triebwerk ermöglicht eine realitätsnahe Simulation eines einzelnen dieselmotorischen Kompressions- und eines teilweisen Expansionshubes im Drehzahlbereich 1500 - 3000 U/min. Dabei können über zahlreiche optische Zugänge die im Versuchsraum ablaufenden Vorgänge beobachtet werden. Abbildung 4.1 zeigt dazu den Halbschnitt des Triebwerkes mit seinen wesentlichen Komponenten.

Ein Kernstück dieser Anlage ist der pneumatische Antrieb, der zugleich die Funktion eines Massenausgleichs besitzt und während der Versuchsdurchführung einen ruhigen Stand der Maschine gewährleistet. Dies ist besonders für die angewandte optische Meßtechnik von Vorteil, da somit eine Dejustage der im Meßaufbau verwendeten Spiegel und Linsen vermieden werden kann.

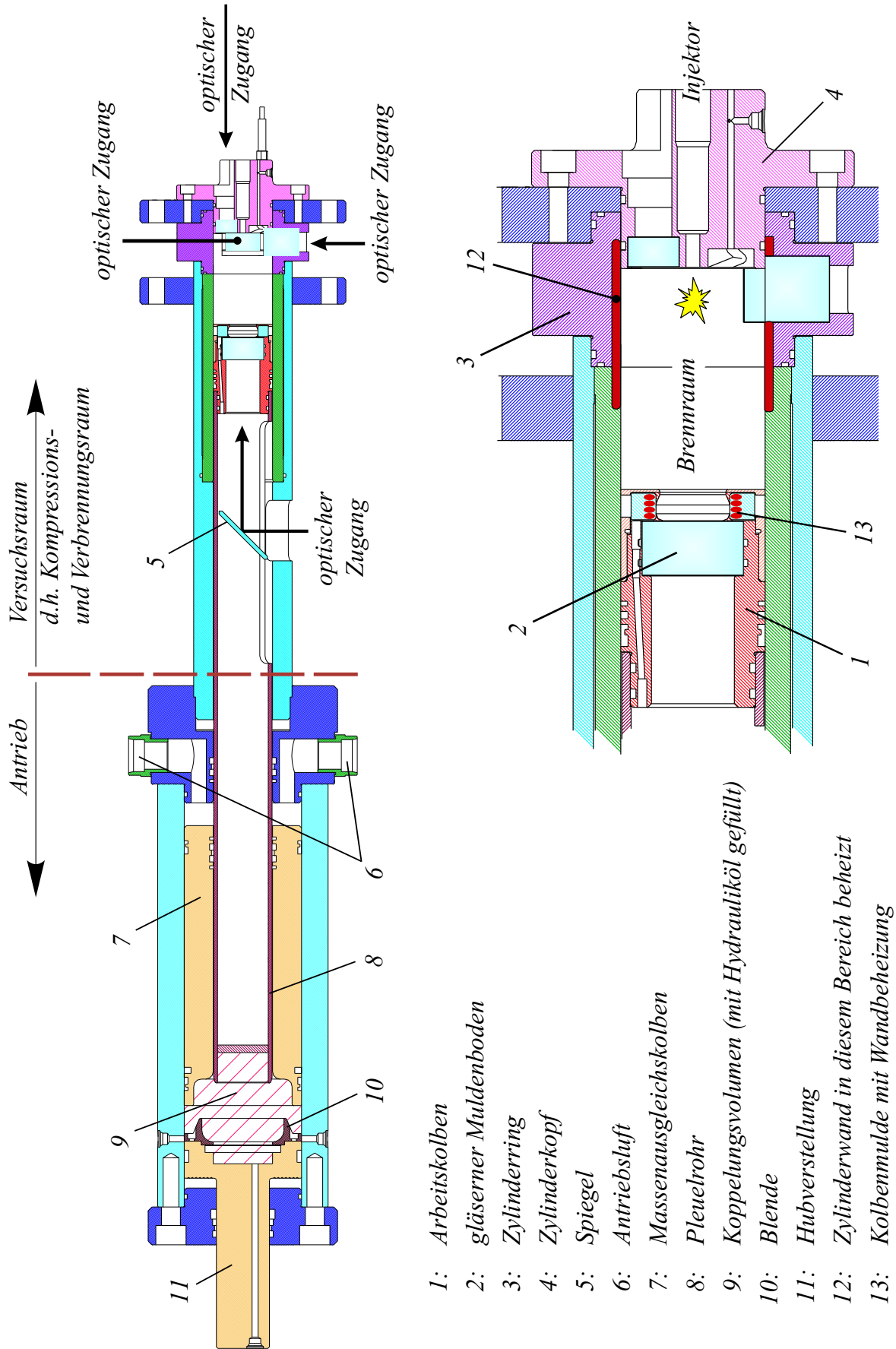


Abbildung 4.1: Einzylinder-Einhub-Triebwerk

Das Einzylinder-Einhub-Triebwerk besteht aus zwei voneinander funktionell unterschiedlichen Baugruppen „Versuchsraum“ (d.h. Kompressions- und Verbrennungsraum) und „Antrieb“ (vgl. Abb. 4.1).

4.1.1 Versuchsraum

Der Versuchsraum beinhaltet das eigentliche Kompressionsvolumen und wird begrenzt von den Bauelementen Arbeitskolben, Zylinderkopf und Zylinderwand. Um einen vollständigen Zugang von Außen zu ermöglichen, wurde die Zylinderwand zweigeteilt, in eine feste Laubuchse und einen leicht austauschbaren sog. Zylinderring (3 in Abb. 4.1). Buchse und Ring werden im montierten Zustand fest aneinander gepreßt und bilden gemeinsam die Zylinderwand des Einhub-Triebwerkes, deren Länge einen maximalen Kolbenhub von 240 mm ermöglicht.

Wesentlichste Anforderung bei der Gestaltung der oben erwähnten Bauelemente war die Schaffung maximaler optischer Zugänglichkeit. Um diese optische Zugänglichkeit der Anlage auch während dem Versuchsbetrieb zu erhalten, ist eine regelmäßige Reinigung der Gläser zwingend erforderlich, da nach jedem Versuch geringste Verbrennungsrückstände deren Lichtdurchlässigkeit beeinträchtigen. Das dafür notwendige Öffnen und Schließen des Versuchsraumes wird durch eine hydraulische Schnellspannvorrichtung unterstützt, so daß hohe Versuchsraten möglich sind.

Arbeitskolben

Die Verbrennungsvisualisierung als zentrales Thema dieser Arbeit geschieht über ein Quarzglas (2 in Abb. 4.1), das sich im Arbeitskolben (1) des Einhub-Triebwerkes befindet. Die Blickrichtung verläuft, umgelenkt durch einen Spiegel (5), parallel zur Bewegungsrichtung des Arbeitskolbens.

Abbildung 4.2 zeigt den Aufbau des Arbeitskolbens mit Kolbenmulde. In „Sandwich“-Bauweise werden Bodenglas (2), unterer Muldenradius (4), beheizbarer Muldenring (3) und oberer Muldenradius (4) gemeinsam mit einem Kolbendeckel (1) am Kolbengrundkörper (8) verschraubt. Dieser modulare Kolbenmuldenaufbau ermöglicht den einfachen Austausch einzelner Elemente, die schnell wieder zu einer neuen Kolben- bzw. Muldengeometrie zusammengestellt werden können. Für die Untersuchungen zu der vorliegenden Arbeit wurde zeitweise der untere Muldenradius (4) entfernt, um den Einfluß einer Wandberührung des Kraftstoffstrahles beobachten

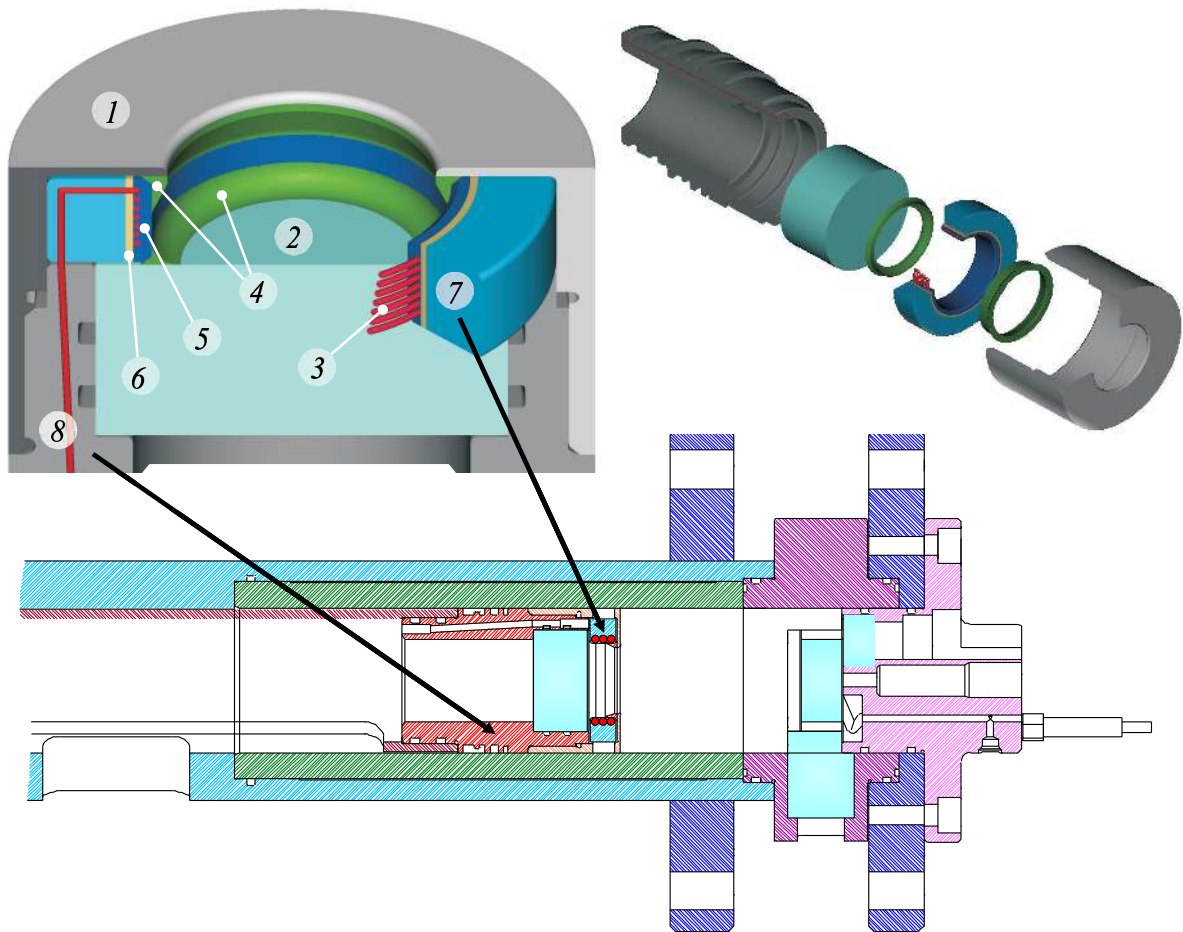


Abbildung 4.2: Modularer Aufbau der Kolbenmulde im Arbeitskolben

1. Kolbendeckel, 2. Quarzglas als Muldenboden, 3. Muldenbeheizung,
4. Muldengeometrie, 5. Kupferring mit Heizwendeln, 6. Isolierung,
7. Zentrierring, 8. Kolbengrundkörper

zu können, d.h. der maximale Muldendurchmesser von 40 mm konnte für die Beobachtungen voll genutzt werden.

Die Möglichkeit einer Beheizung (3) von Mulde und Zylinderwand sind in Kapitel 4.3.4 beschrieben.

Zylinderring und Zylinderkopf

Der Zylinderring (3 in Abb. 4.1) ist auf Höhe des oberen Totpunktes mit drei 90° zueinander versetzten Quarzgläsern²⁰ bestückt, die eine radiale Beobachtung bzw. (laser-)optische Untersuchungen der im Versuchsraum ablaufenden Vorgänge ermöglichen. Im Versuchsbetrieb befindet sich der

²⁰Die lichte Weite eines einzelnen Glaseinsatzes beträgt 30 mm x 50 mm, d.h. eine Beobachtung im Versuchsraum ist bis zu einer Distanz von 30 mm vom oberen Totpunkt entfernt möglich.

Zylinderring auch im geöffneten Zustand der Anlage in festem Verbund mit dem Zylinderkopf (4 in Abb. 4.1). Eine alternative Variante des Zylinderringes, die zur Erzeugung einer Drallströmung im Versuchsraum verwendet wurde, wird in Kapitel 4.3.1 vorgestellt.

Im Zylinderkopf befindet sich eine zentrale Bohrung zur Aufnahme des CR-Injektors, sowie zwei Hochdruckanschlüsse, die einen Luftaustausch mit dem Versuchsraum ermöglichen. Diese dienen nicht nur zum Betrieb der Anlage, sondern können auch zur Drallerzeugung im Versuchsraum verwendet werden (vgl. Kapitel 4.3.1). Des Weiteren befindet sich im Zylinderkopf ein Schauglases (\varnothing 20 mm), das eine teilweise Einsicht in den Versuchsraum von „Oben“ ermöglicht.

4.1.2 Antrieb

Das Antriebskonzept des Einhub-Triebwerkes basiert auf einer zeitgleichen und entgegengesetzten Bewegung zweier Massen, die hydraulisch miteinander gekoppelt sind. Diese beiden Massen, bestehend aus

- Massenausgleichs- oder Antriebskolben (7) und
- Pleuelrohr (8) mit aufgestecktem Arbeitskolben (1)

bilden das „bewegte System“ im Einhub-Triebwerk, dessen Funktionsweise im folgenden Kapitel im Detail beschrieben ist.

Durch ein weiteres Element im Antrieb, den sog. „Blendenring“, kann die Hubcharakteristik verändert und somit ein weitgehender Angleich an einen Motorhub erreicht werden.

4.2 Funktionsweise

Vor Kompressionsbeginn befindet sich das Einhub-Triebwerk in der „AUSGANGSPOSITION“ (vgl. Abb. 4.3):

Der Antriebskolben wird über die Lufteinlässe (6 in Abb. 4.1) mit einem Antriebsdruck zwischen 15 und 50 bar beaufschlagt und drückt diesen in Richtung der Blende (10 in Abb. 4.1). Das Pleuelrohr taucht in eine zylindrische Aussparung (1 in Abb. 4.3), die über einen radialen Dichtring (2 in Abb. 4.3) verfügt und so ein Überströmen von druckbeaufschlagtem Öl aus dem Außenbereich verhindert. Der auf das Pleuelrohr aufgesteckte Arbeitskolben befindet sich jetzt im untersten Totpunkt des Versuchsraumes.

Das Einhub-Triebwerk ist betriebsbereit.

Ein magnetventil-gesteuerter Bypaß (6 in Abb. 4.3) verbindet den ölgefüllten und druckbeaufschlagten Außenbereich des Pleuelrohres mit dem Innenbereich der zylindrischen Aussparung. Unmittelbar nach Freigabe dieses Bypasses²¹ beginnt das Öl über die Bypaßleitung in den Innenbereich zu strömen und das Pleuelrohr langsam aus der Aussparung zu schieben. Der schnelle Kompressionsvorgang beginnt, sobald das Ende des Pleuelrohres den radialen Dichtring der Aussparung überfährt und damit das Öl ungehindert in den Innenraum gelangen kann. Das Pleuelrohr wird jetzt zusammen mit dem Arbeitskolben in Richtung des Zylinderkopfes beschleunigt, wobei der Antriebskolben kontinuierlich Öl vom Außenbereich in den Innenbereich verdrängt und so das Pleuelrohr weiter in Richtung OT bewegt. Der eigentliche Kompressionshub hat begonnen.

Da das ballistische System Kolben-Pleuelrohr-Antriebskolben keine mechanische Beschränkung des Hubes, wie beispielsweise der Kolben eines Kurbeltriebes besitzt, muß die kinetische Energie dem bewegten System anderweitig entzogen werden, um ein „Auffahren“ des Kolbens auf den Zylinderkopf (4 in Abb. 4.1) zu vermeiden. Dies geschieht zum Teil durch den sich während des Hubes aufbauenden Kompressionsdruck im Versuchsraum. Bei Simulation von Drehzahlen >1500 U/min, d.h. bei Verwendung von höheren Antriebsdrücken, ist jedoch eine Abbremsung des bewegten Gesamtsystems durch den Kompressionsdruck allein nicht mehr möglich. Daher wird gegen Ende des Kompressionshubes der Antriebskolben, und damit das gesamte System, zusätzlich durch eine Öl-Blendenströmung abgebremst, deren Entstehung im Folgenden genauer betrachtet wird:

Wie im unteren Teil der Abbildung 4.4 („Blendenströmung“) bzw. in Abb. 4.5 zu erkennen, besitzt der Antriebskolben ölseitig eine spezielle Form, die gegen Ende des Kompressionshubes auf einen Blendenring (10 in Abb. 4.1) fährt. Diese Blende ist so konzipiert, daß sich der Spalt zwischen Ring und Antriebskolben mit zunehmender Annäherung der beiden Elemente verjüngt. In Folge dessen kommt es in diesem Bereich zu einer Drosselung der Blendenströmung, die den Antrieb verringert (vgl. auch Kapitel 4.3.2). Abbremsend wirkt während des gesamten Hubverlaufs auch der sich aufbauende Kompressionsdruck, dessen Wirkung zwar zu Beginn des Kompressionshubes vernachlässigbar klein ist, aber im späten Hubverlauf

²¹Die lichte Weite dieser Bypaßleitung beträgt 3 mm im Durchmesser. Dementsprechend hoch sind die Drosselverluste der Ölströmung beim Ausschiebevorgang des Pleuelrohres, was zu einer Ausschiebege-
schwindigkeit von etwa 10 mm/s führt.

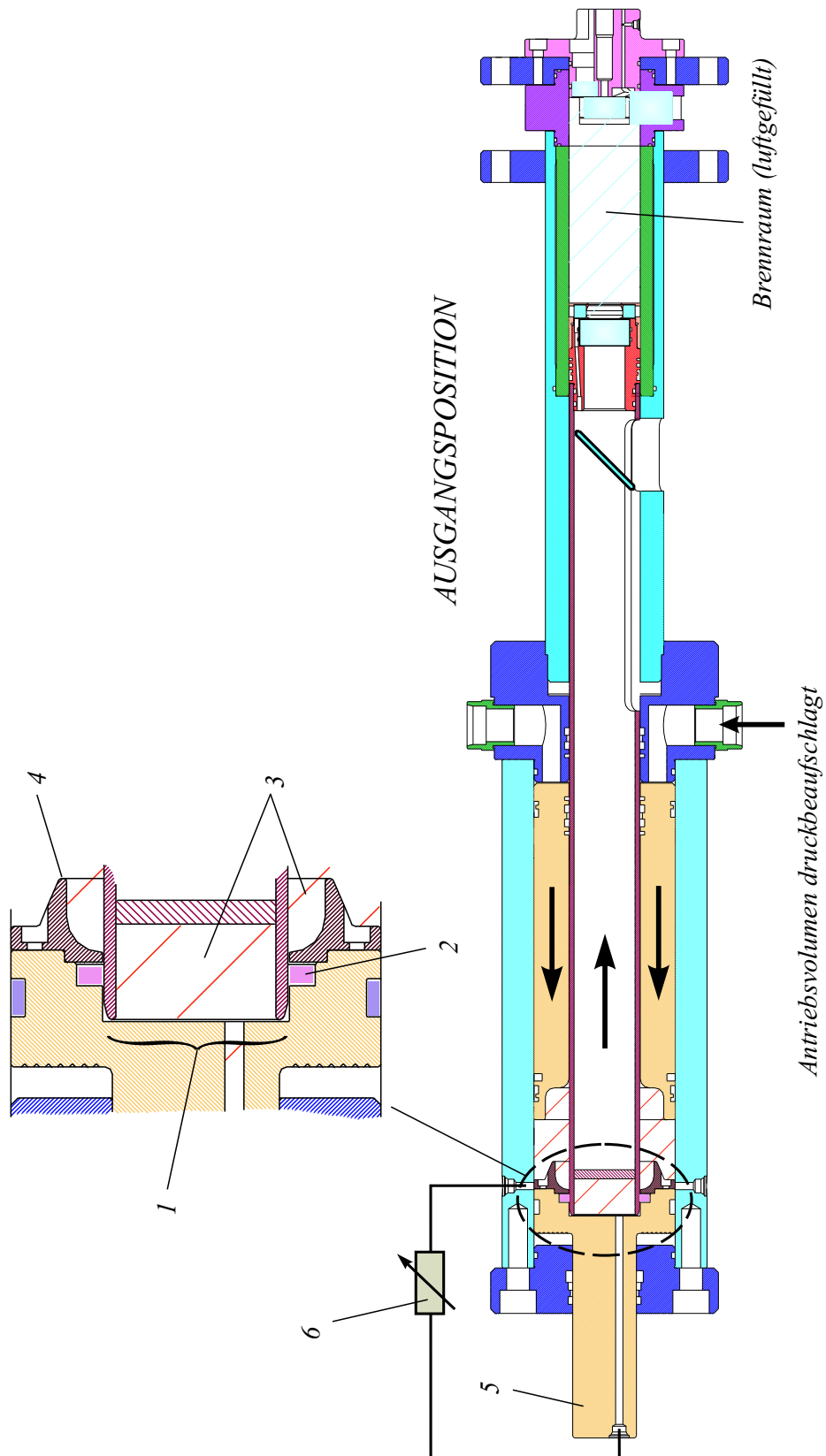


Abbildung 4.3: Bewegung von Kolben und Massenausgleich im EET

1. Aussparung in der Hubverstellung, 2. radialer Dichtring, 3. Hydrauliköl, 4. Blende, 5. Hubverstellung, 6. elektromagnetisches Bypassventil

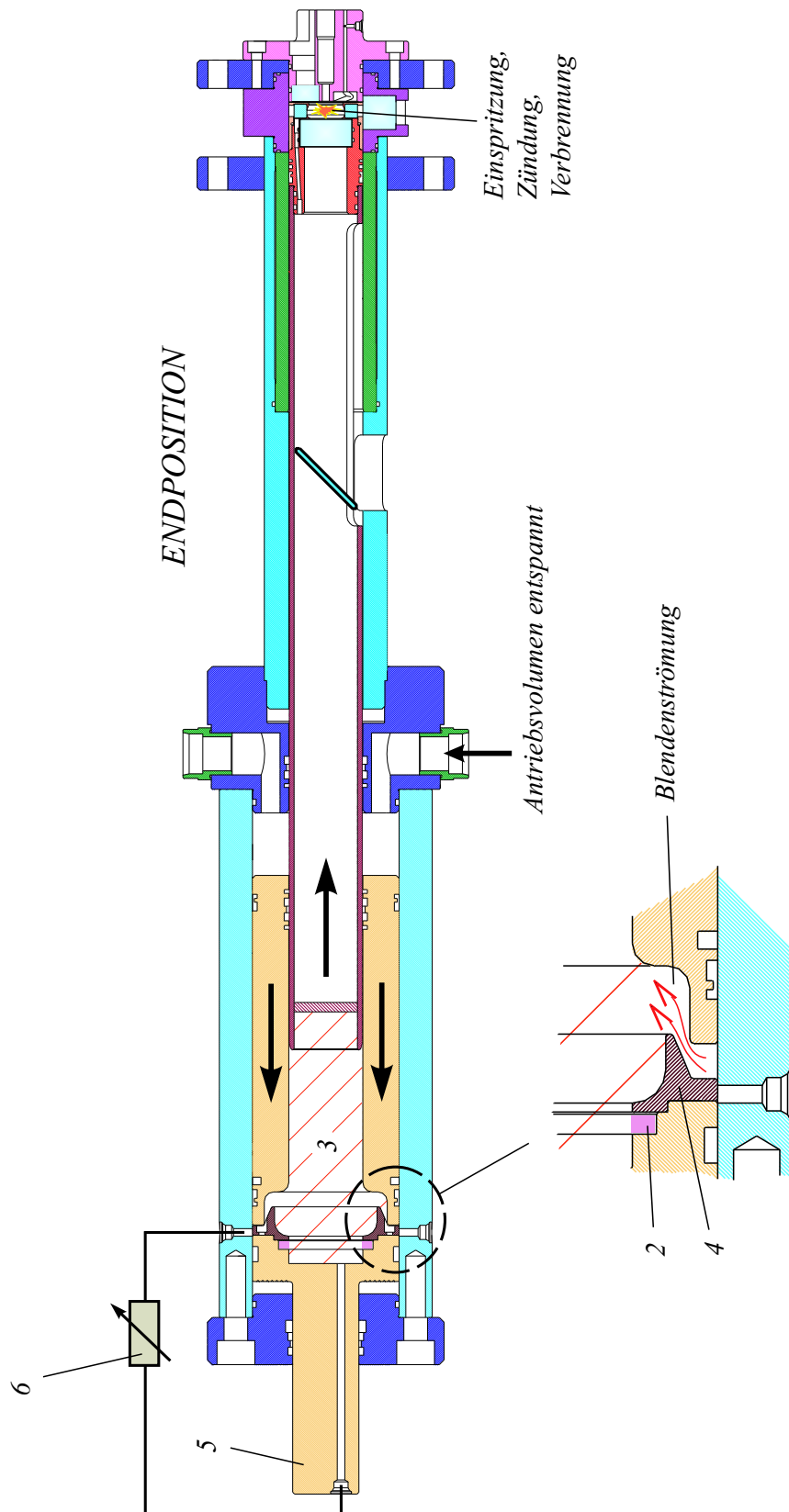


Abbildung 4.4: Bewegung von Kolben und Massenausgleich im EET

2. radialer Dichtring, 3. Hydrauliköl, 4. Blende, 5. Hubverstellung,
6. elektromagnetisches Bypaßventil

gegenüber der der Drosselströmung überwiegt. Kurz vor Ende des Antriebskolbenhubes, etwa zwei Millimeter vor dem mechanischen „Stop“, reduziert sich der Blendenspalt auf weniger als 0.1 mm, so daß nahezu kein Öl mehr durch den Spalt strömt. Der Antriebskolben fährt auf das verbleibende Ölpolster und kommt zum Stillstand (vgl. Abb. 4.5). Bei genau

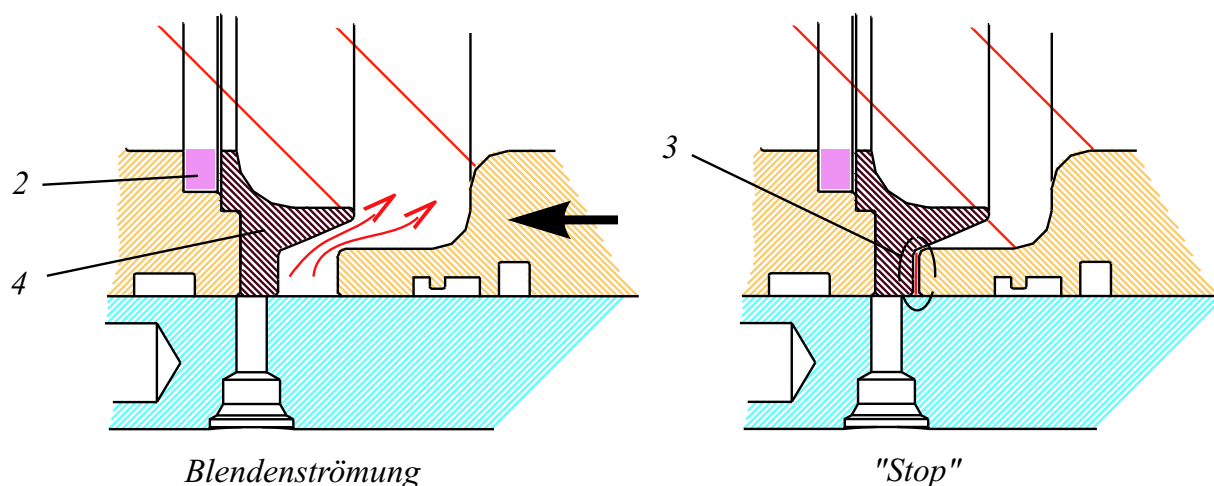


Abbildung 4.5: Abbau kinetischer Energie durch Drosselung von Öl im EET

2. radialer Dichtring, 3. Hydraulikölpolster, 4. Blende

abgestimmter Befüllung des Koppelungsvolumens (3) befindet sich jetzt der Arbeitskolben exakt im oberen Totpunkt (vgl. „ENDPOSITION“ in Abb. 4.4).

Nach erfolgter Einspritzung und Verbrennung bewegt sich, durch den Versuchsraumdruck beschleunigt, das System zurück und schwingt noch einige Male um eine kraftneutrale Stellung, wobei der obere Totpunkt nicht mehr erreicht wird. Mit Druckluft im Versuchsraum wird das Aggregat wieder in die Ausgangsposition gefahren.

4.3 Möglichkeiten der Anpassung an den Motor

Das Einhub-Triebwerk ist als Simulationsaggregat mit einigen konstruktiven Zusatzeinrichtungen ausgestattet, die eine weitgehende Anpassung an den realen dieselmotorischen Kompressionshub ermöglichen. Dazu gehört nicht nur die Simulation einer rotatorischen Luftbewegung, wie sie beim Ansaugtakt eines Dieselmotors entsteht, sondern auch die Möglichkeit eine Vergrößerung des Volumens im Versuchsraum, entstanden durch

Meßleitungen u.a. konstruktiven Änderungen, durch eine Verlängerung des Hubweges auszugleichen (d.h. Anpassung des Verdichtungsverhältnisses bzw. der Kompressionstemperatur). Trotz einer sich ergebenden größeren Luftmasse im Versuchsraum ist die Vergleichbarkeit zum Motor gegeben, da Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung sich fast ausschließlich auf den Muldenraum beschränken. Dieser besitzt nicht nur gleiches Volumen, sondern auch vergleichbare thermodynamische Zustände wie Druck, Temperatur und Strömung, d.h. das lokale Kraftstoff-Luft-Verhältnis ist identisch.

Da sich bei der Durchführung der Versuche die einzustellenden Parameter Antriebsdruck, Ladedruck, u.s.w. gegenseitig in unterschiedlichem Maße beeinflussen, müssen diese zum Erreichen eines definierten Betriebszustandes vorher experimentell bestimmt werden. Im Betrieb erzeugt dann eine geeignete Kombination aus Antriebs- und Ladedruck eine ballistische Bewegung des Gesamtsystems (vgl. dazu Kapitel 4.2) wobei der Arbeitskolben am Ende des Kompressionshubes den obersten Totpunkt exakt erreicht.

4.3.1 Simulation der realen Luftbewegung im Versuchsraum

Im Versuchsbetrieb werden die unterschiedlichen Kompressionsenddrücke der simulierten Betriebszustände ähnlich wie im realen Motor durch unterschiedliche Aufladungen des Versuchsraumes erzeugt, d.h. eine exakt definierte Luftmenge wird vor Beginn des Kompressionshubes über zwei tangential in den Versuchsraum mündende Kanäle eingeblasen. Dabei entscheidet der Zeitpunkt der Einblasung, d.h. das Zeitintervall zwischen Einblasung und Versuchsbeginn darüber, ob im Versuch eine rotatorische Luftströmung vorliegt oder der Versuch ohne einen sog. „Drall“ durchgeführt wird. Denn mit jeder Aufladung des Versuchsraumes wird im Einhub-Triebwerk auch eine rotatorische Luftbewegung (Drall) induziert. Erfolgt diese Aufladung unmittelbar vor Beginn des Kompressionshubes, so bleibt die Rotation der Luft während des folgenden Kompressionsvorganges erhalten bzw. wird beschleunigt²². Andernfalls ist nach etwa 15 s diese Luftrotation im Versuchsraum vollständig abgeklungen, so daß Versuche nach Ablauf dieser Zeit keinen Drall mehr besitzen.

²²Die Beschleunigung beim Kompressionsvorgang durch Umlenkung axialer Geschwindigkeitskomponenten wird in Abbildung 7.8 verdeutlicht.

Am Einhub-Triebwerk gibt es die Möglichkeit, mit zwei unterschiedlichen Hardware-Konfigurationen eine Drallerzeugung im Versuchsraum zu erzeugen:

a) Bei seitlicher Einsicht in den Versuchsraum werden zur Drallerzeugung die im Zylinderkopf befindlichen Zuleitungen verwendet (Konfiguration A in Abb. 4.6). Diese enden brennraumseitig jeweils in einer zylindrischen Aussparung, die mit einem Metalleinsatz mit schräger Bohrung bestückt ist und mit dem Zylinderkopf bündig abschließt. Ein Verdrehen der Einsätze ermöglicht eine beliebige Veränderung der Einblasrichtung in den Versuchsraum. Da die Einsätze und deren Zuleitungen während dem gesamten Kompressionshub mit dem Versuchsraum in Kontakt stehen, strömt beim Rückhub des Arbeitskolbens die durch den Kompressionsvorgang verdichtete Luft aus den Zuleitungen und verstärkt so geringfügig den durch die Einblasung erzeugten Drall. Um diesen oft unerwünschten Effekt zu vermeiden, wurden die Versuche zu dieser Arbeit bevorzugt in folgender Konfiguration am Einhub-Triebwerk durchgeführt:

b) Eine alternative Variante des Zylinderringes besitzt an Stelle der Glaseinsätze zwei schräge, tangential in den Versuchsraum mündende Bohrungen, über die gleichermaßen eine realitätsnahe Drallerzeugung möglich ist (4 in Abb. 4.6, Konfiguration B). Die Verwendung dieser Variante bietet den Vorteil, daß während des Kompressionshubes, ca. 45 mm vor OT, der Arbeitskolben die Drallkanäle „überfährt“ bzw. abdeckt und die Drallbohrungen und -zuleitungen vom sich aufbauenden Kompressionsdruck fast vollständig entkoppelt. Dadurch können beim Rückhub des Kolbens, d.h. im Verlauf des Einspritz- und Verbrennungsvorganges, störende Strömungseinflüsse durch die Expansion komprimierter Luft in den Leitungen verhindert werden. Diese Art der Drallerzeugung (Konfiguration B in Abb. 4.6) wird vorzugsweise dann verwendet, wenn eine radiale Einsicht in den Versuchsraum über den Zylinderring nicht benötigt wird (Standardfall für die Beobachtung durch den Kolbenboden).

Durch Abstimmung des Ladedruckes bzw. des Ladevolumens (7) mit der Öffnungszeit der Einlaßventile (6) kann sowohl die Aufladung des Versuchsraumes als auch die Intensität des Dralls im Versuchsraum wie folgt verändert und angepaßt werden:

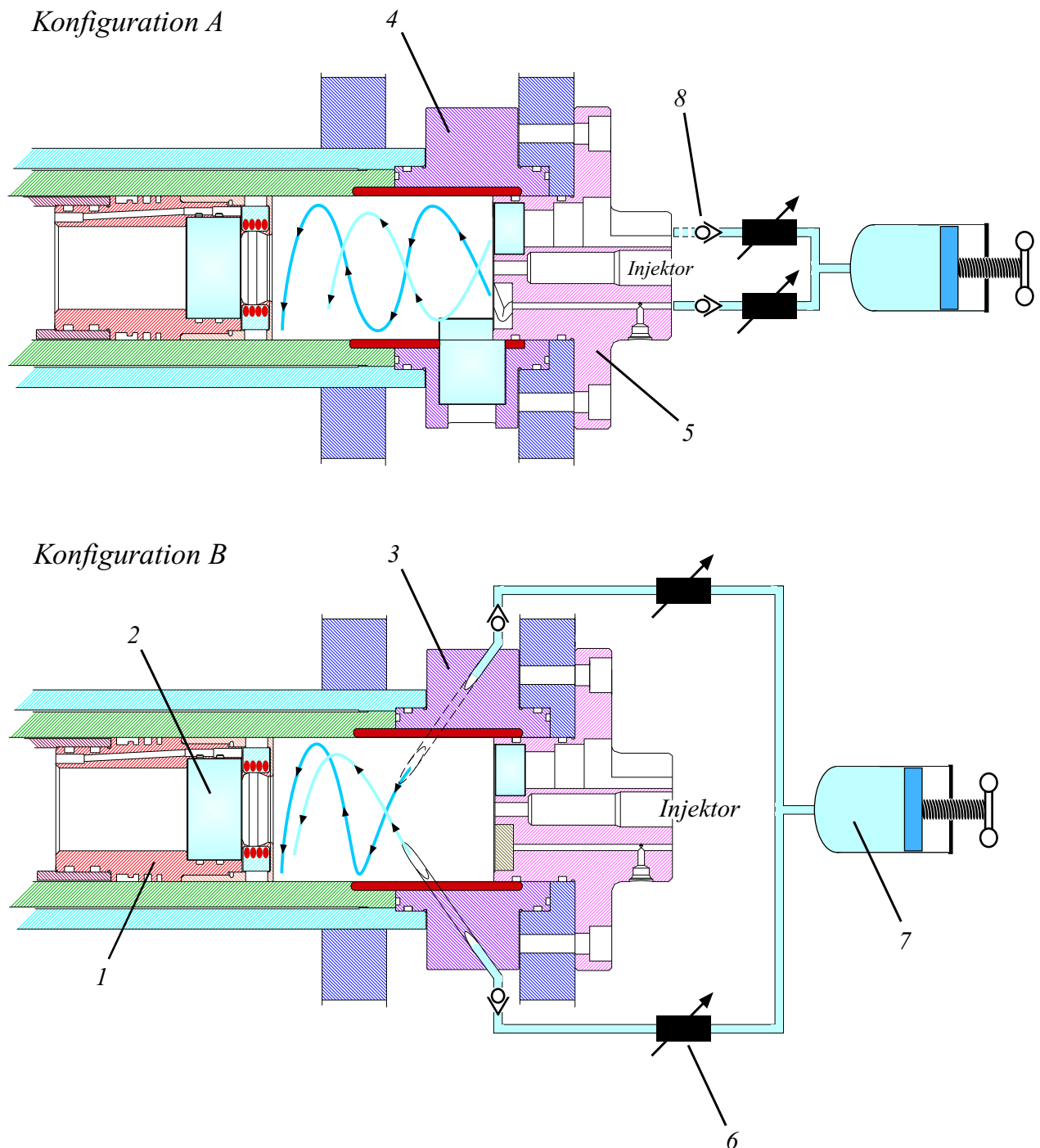


Abbildung 4.6: Drallerzeugung am Einhub-Triebwerk

1. Arbeitskolben, 2. Quarzglas, 3. Zylinderring mit Bohrungen, die tangential in den Versuchsraum münden, 4. Zylinderring mit Glaseinsätzen zur radialen Beobachtung des Versuchsraums, 5. Zylinderkopf, 6. schnellschaltendes Magnetventil, 7. Luftdruckspeicher mit variablem Volumen, 8. Rückschlagventil

Vor dem Versuch wird zunächst ein externer Hochdruckbehälter (7, Behältervolumen variabel: 10-100 cm³) mit einem bestimmten²³ Luftdruck befüllt. Bei Beginn des Kompressionshubes werden dann die schnellschaltenden Magnetventile (6) geöffnet, so daß sich der Überdruck im Behälter über die Luftkanäle (tangential) symmetrisch in den Versuchsraum entspannt. Rückschlagventile (8) verhindern ein Zurückströmen der eingeblasenen Drallluft, so daß die Einlaßventile bei Bedarf zeitlich über den Kompressionsbeginn hinaus geöffnet bleiben können. In diesem Fall verschließt der sich aufbauende Zylinderdruck automatisch die Rückschlagventile und somit den Versuchsraum.

Während dieses gesamten Vorganges besitzt der Ladedruck den größten Einfluß auf die Drallgeschwindigkeit, während das Ladevolumen im Wesentlichen die Gesamtaufladung des Versuchsraumes bestimmt, d.h. bei der Drallerzeugung bewirkt ein kleines Ladungsvolumen mit hohem Ladungsdruck tendenziell eine geringe Gesamtaufladung des Versuchsraumes bei gleichzeitig hoher Drallgeschwindigkeit und umgekehrt.

Ferner besitzt der Drall durch die tangentiale Einblasung im Außenbereich anfänglich eine höhere Rotationsgeschwindigkeit als im Zentrum. Mit der Zeit bewirken Scherkräfte in der Strömung eine Übertragung der Luftrotation nach Innen, d.h. zum Zentrum des Versuchsraumes, während nahe der Zylinderwand die Rotationsgeschwindigkeit abnimmt. Im Verlauf dieses Vorganges gibt es einen Zeitpunkt, an dem sich die Winkelgeschwindigkeiten der Strömung im Innen- und Außenbereich des Versuchsraumes bzw. der Kolbenmulde (im OT) kurzzeitig gleichen. Für alle Untersuchungen am Einhub-Triebwerk wurde das System zur Drallerzeugung auf diesen Zeitpunkt abgestimmt, so daß bei Erreichen des oberen Totpunktes ein sog. „Festkörperdrall“ simuliert wurde (motorähnlicher Zustand). Dabei wird die zeitliche Übereinstimmung der beiden Ereignisse „Erreichen des oberen Totpunktes“ und „Erreichen des Festkörperdralls“ durch eine geeignete Wahl des Öffnungszeitpunktes der Magnetventile (6) erzielt.

Zur Messung dieses Drallzustandes wurden bei Testversuchen unmittelbar vor Kompressionsbeginn Titandioxidpartikel über die Drallkanäle in den Versuchsraum eingeblasen. Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Partikelwolken ermöglichen eine Visualisierung der Strömungsgeschwindigkeiten über dem gesamten Querschnitt der Kolbenmulde und damit eine entsprechenden Abstimmung der Versuchsparameter.

²³Die für eine bestimmte Drallstärke/Aufladung benötigte Luftmasse $m_L=f(V,p,T)$ bzw. benötigtes Luftvolumen wird zuvor experimentell ermittelt.

4.3.2 Anpassung der simulierten Drehzahl

Die Simulation der Drehzahlen 1500 bis etwa 3000 U/min wird durch eine bestimmte Kombination aus Antriebsdruck, Antriebsvolumen und der bereits in Kapitel 4.2 beschriebenen Drosselwirkung der Blende (4 in Abb. 4.4) erzielt. Die Intensität dieser Drosselwirkung kann durch eine Veränderung der Ölfüllmenge im Koppelungsvolumen (9 in Abb. 4.1) verändert werden. Zum Zeitpunkt an dem der Arbeitskolben den obersten Totpunkt erreicht, sind unterschiedliche Füllmengen mit unterschiedlichen Endstellungen des Massenausgleichkolbens gleichzusetzen. So muß beispielsweise für einer Erhöhung der simulierten Drehzahl die Ölmenge im Koppelungsvolumen reduziert und gleichzeitig die Antriebsenergie, d.h. der Luftdruck im Antrieb erhöht werden, was sich wie folgt erklären läßt: Wird die Ölmenge reduziert, so muß der Antriebskolben weiter auf die Blende fahren, um den Arbeitskolben an den oberen Totpunkt zu schieben und damit die gleiche Menge an Öl zu verdrängen wie zuvor. Da dies mit einer steigenden Drosselwirkung der Blende verbunden ist, muß zum Erreichen des oberen Totpunktes mehr Energie aufgewendet werden, d.h. der Antriebsdruck muß entsprechend angepaßt, hier also gesteigert werden. Ein erhöhter Antriebsdruck beschleunigt auch gleichzeitig den gesamten Kompressionsablauf und erhöht somit auch die gesamt simulierte Drehzahl.

So erfordert die Simulation der Drehzahl 1500 U/min einen vergleichsweise niedrigen Antriebsdruck ($\sim 13-18$ bar) bei großem Antriebsvolumen (~ 5 l), das bedeutet eine geringere, aber zeitlich länger anhaltende Beschleunigung des Gesamtsystems (vgl. Abb. 4.7 und Abb. 4.8 oben). Die daraus resultierende niedrigere kinetische Energie der bewegten Elemente erfordert nur eine schwache Drosselwirkung der Blende, um am oberen Totpunkt einen Stillstand des Systems zu erreichen, d.h. der Überströmquerschnitt in Abbildung 4.7 (oben) ist auch nahe dem OT vergleichsweise groß. Dies wird durch eine entsprechend große Menge an Öl im Koppelungsvolumen (9 in Abb. 4.1) erreicht. Da die Drehzahl 1500 U/min. die niedrigste simulierbare Drehzahl darstellt, wird hier während des Kompressionsvorganges die Bewegung des Systems nahezu allein durch den sich aufbauenden Kompressionsdruck verzögert (d.h. schwache Drosselwirkung der Blende), wobei der obere Totpunkt bei genauer Druckbefüllung des Antriebsraumes exakt erreicht werden kann.

Bei Simulation der Drehzahl 3000 U/min. ist das Antriebsvolumen hinge-

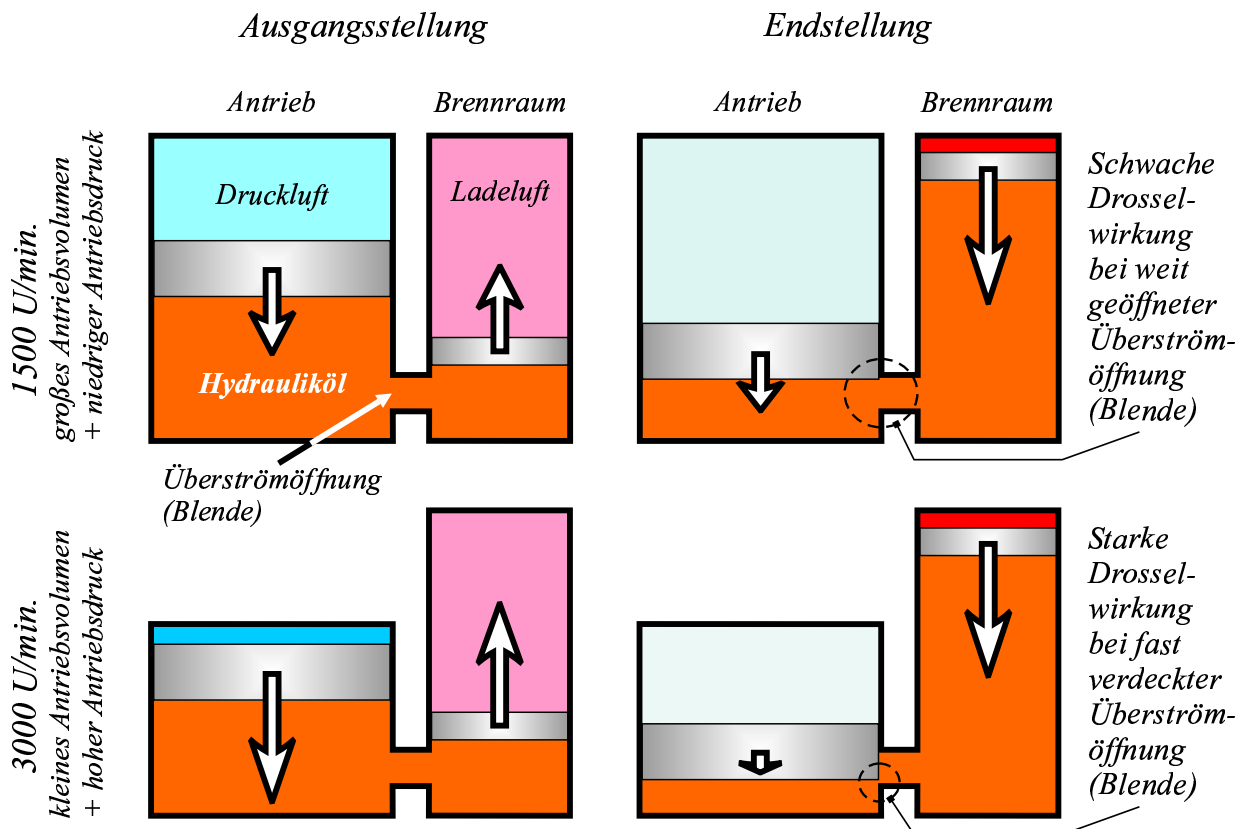


Abbildung 4.7: Schematische Darstellung der Drehzahlsimulation an einem vereinfachten Ersatzmodell des Einhub-Triebwerks (weiße Pfeile symbolisieren wirkende Kräfte)

gen deutlich kleiner (< 0.5 l) und der Antriebsdruck vergleichsweise hoch ($\sim 35-40$ bar), d.h. die Beschleunigung ist am Anfang des Hubes sehr groß und fällt im weiteren Hubverlauf schneller ab. Somit sinkt der Antriebsdruck nach kürzerer Hubstrecke unter den (steigenden) Druck im Versuchsraum (vgl. höchste bei den Versuchen simulierte Drehzahl 2000 U/min. in Abb. 4.8 unten). Die hohe kinetische Energie des bewegten Systems muß jetzt zusätzlich durch die bereits erwähnte Blendenströmung gezielt reduziert werden, damit der Kolben genau am oberen Totpunkt zum Stillstand kommt. Dies wird durch eine geringere Ölmenge im Koppelungsvolumen erreicht, so daß der Antriebskolben gegen Ende des Hubes weiter auf die Blende fährt, wobei sich der Antrieb durch die intensivere Drosselwirkung stark verringert. Deutlich wird diese starke Drosselwirkung in Abbildung 4.7 (unten), wobei der Antriebskolben die Überströmöffnung fast vollständig verschließt.

Durch eine spezielle Formgebung der ringförmigen Blende (4 in Abb. 4.3) ist neben der bereits erwähnten Abbremsung des Gesamtsystems auch eine

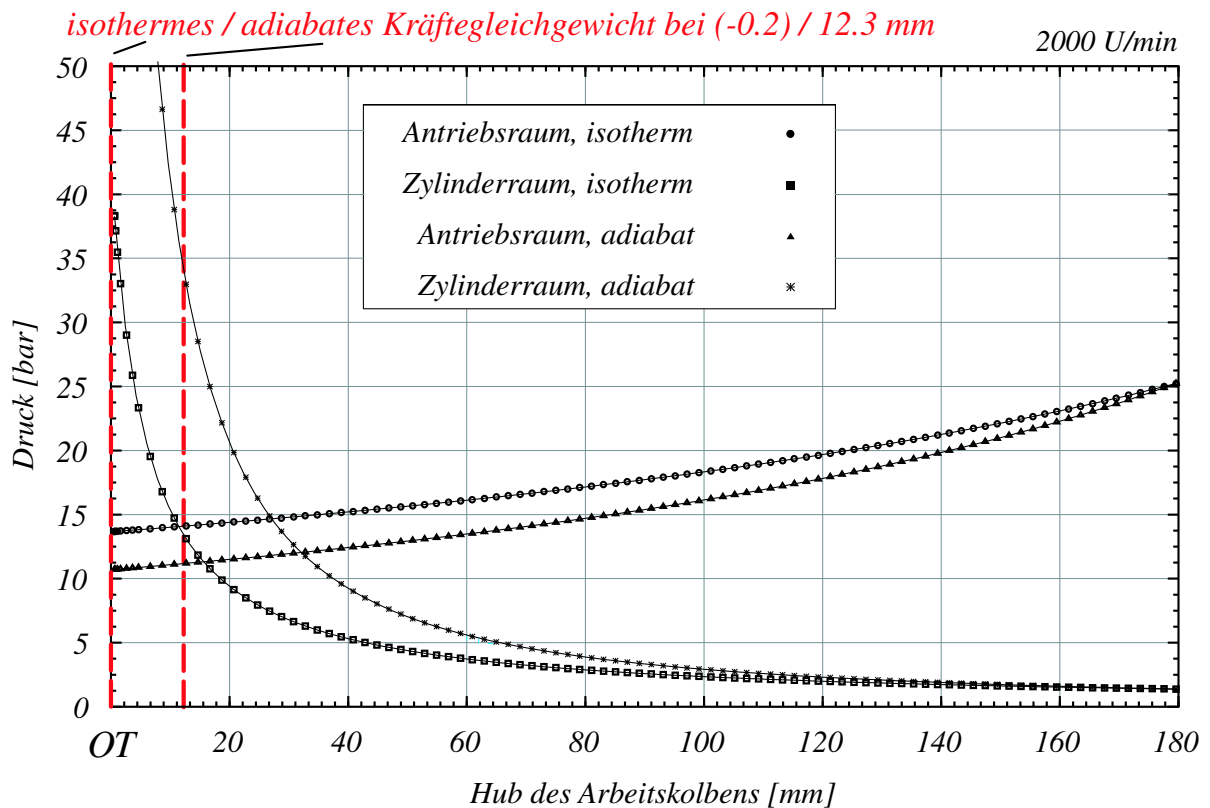
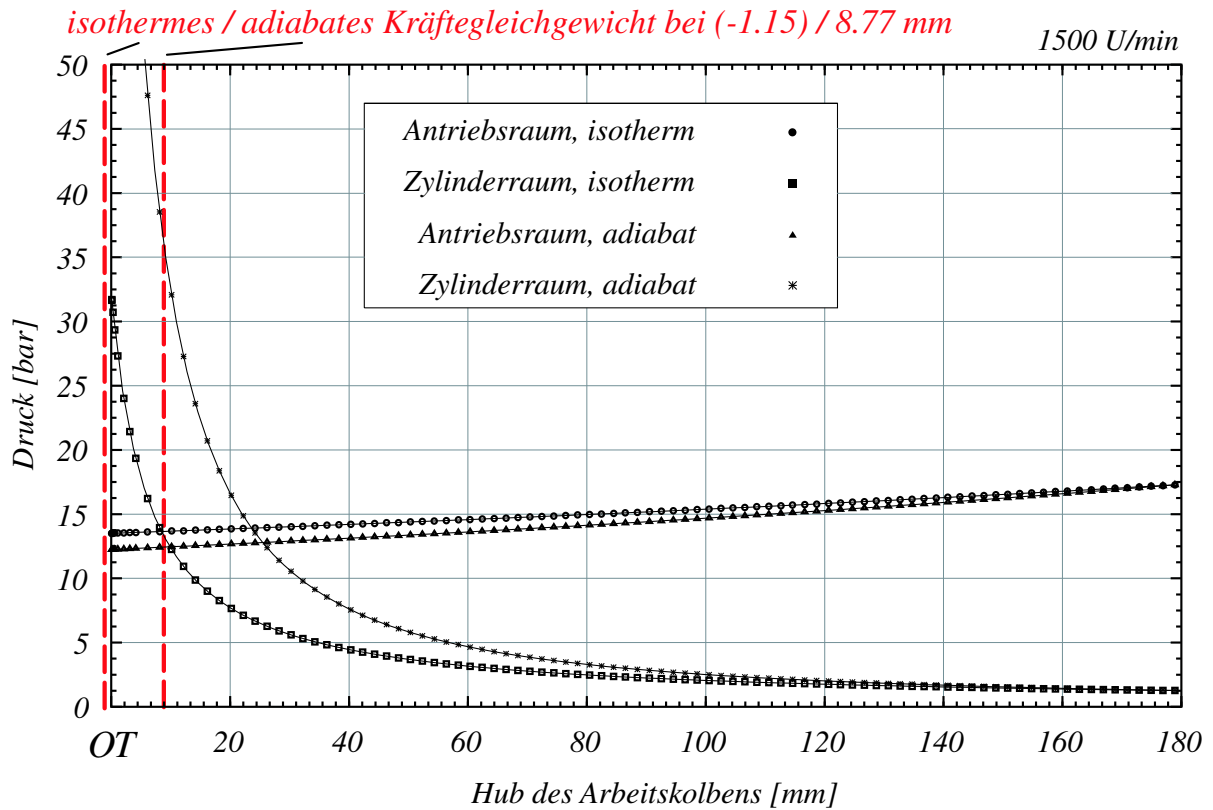


Abbildung 4.8: Lage der Kräftegleichgewichte bei Drehzahlsimulation 1500 U/min ($p_{\text{Antrieb}}=17$ bar, $p_{\text{Lad}}=55$ mbar) und 2000 U/min ($p_{\text{Antrieb}}=25$ bar, $p_{\text{Lad}}=280$ mbar).

Formung des Hubverlaufs im Sinne eines Feinangleichs an den realen Kurbeltrieb möglich. Der beispielhafte Vergleich eines aufgezeichneten Hubverlaufs am Einhub-Triebwerk mit dem Hubverlauf des Audi 2.5l TDI in Abbildung 4.9 weist eine befriedigende Deckung im Kurbelwinkelbereich von $\pm 40^\circ$ KW um den oberen Totpunkt auf. Dieser Bereich ist für die Zündung und Verbrennung wesentlich.

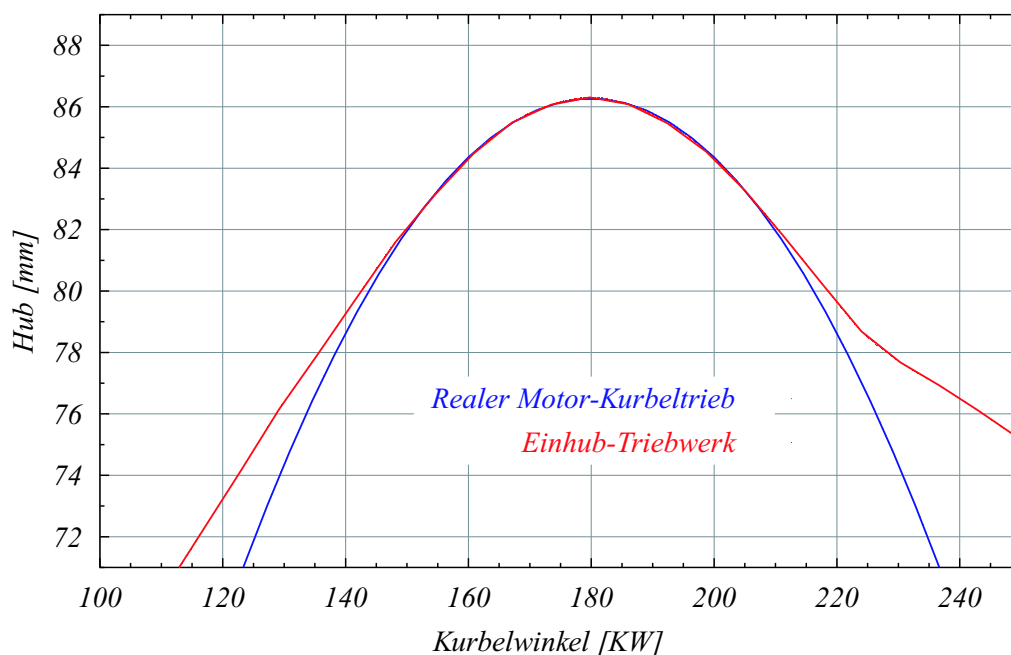


Abbildung 4.9: Vergleich des Kolbenhubes zwischen realer Motor-Kurbeltrieb und Einhub-Triebwerk

4.3.3 Anpassung des Verdichtungsverhältnisses

Zur Anpassung des Verdichtungsverhältnisses ϵ kann der Kompressionshub im Bereich von 50 bis 240 mm stufenlos variiert werden. Eine hydraulische Justage der Hubverstellung (11 in Abb. 4.1) ermöglicht die Veränderung der Startposition des Pleuelrohres bzw. die Endposition des Antriebskolbens, so daß am Einhub-Triebwerk mit der in Kapitel 4.1.1 beschriebenen Kolbenkonfiguration ein frei wählbares Verdichtungsverhältnis zwischen 5 und 25 erreicht werden kann. Nach jeder Änderung des Verdichtungsverhältnisses bzw. des Arbeitskolbenhubes muß die Ölmenge im Koppelungsvolumen erneut angepaßt werden, um eine gleichbleibende Blendenwirkung, d.h. simulierte Drehzahl, zu gewährleisten. Dies erklärt sich wie folgt:

Einer sich ändernden Blendenwirkung muß stets eine Anpassung des Antriebsdruckes folgen, damit der Arbeitskolben den OT wieder exakt erreicht. Mit dem Antriebsdruck ist aber gleichzeitig auch die simulierte Drehzahl festgelegt. Da die Drehzahl bei den meisten Untersuchungen nicht variabel, sondern fest vorgegeben ist, muß demnach eine geeignete Kombination aus Antriebsdruck und Ölmenge im Koppelungsvolumen der geforderten Drehzahl genügen. Die genaue Bestimmung dieser Größen ist in Vorversuchen am Einhub-Triebwerk experimentell zu ermitteln und während des Versuchsbetriebes konstant zu halten, solange der Hub des Arbeitskolbens, d.h. das Verdichtungsverhältnis, nicht verändert wird. In besonderem Maße gilt dies für die verwendete Ölmenge, denn auftretende Leckageverluste an Antriebskolben und Pleuelrohr führen mit der Zeit zu einer Verstärkung des Drosseleffektes und können bei unverändertem Antriebsdruck ein Erreichen des obersten Totpunktes unmittelbar am Zylinderkopf verhindern.

Grundvoraussetzung für eine Bestimmung des Verdichtungsverhältnisses ist die exakte Kenntnis des Kompressionsvolumens (=Totvolumen) im Versuchsraum. Im realen Motor kann dies aus den geometrischen Daten des Versuchsraumes genau berechnet werden. Im Einhub-Triebwerk erwies sich eine reine geometrische Bestimmung²⁴ des Kompressionsvolumens als unzureichend, da zahlreiche flexible Ringdichtungen im Betrieb eine kompressionsdruckabhängige Verformung erfahren. Diesbezüglich lieferte eine an das Einhub-Triebwerk angepaßte Druckverlaufsanalyse auf Basis von Versuchsdaten aus dem Einhub-Triebwerk befriedigende Ergebnisse: Hierbei wird das tatsächliche Kompressionsvolumen in Abhängigkeit vom untersuchten Betriebszustand vor Versuchsbeginn berechnet, wobei Details zu dieser Druck- bzw. Brennverlaufsanalyse sowie zur Vorgehensweise der Ermittlung des Kompressionsvolumens in Kapitel 4.3.4 bzw. im Anhang A zu finden sind.

²⁴Komplexe Geometrien der brennraumseitigen Bauelemente des Kolbens und des Zylinderkopfes wie Gewindepaarungen (Volumen schwer bestimmbar) und lange schmale Spalten beinhalten im Betrieb hohe Druckgradienten, so daß sich deren effektives Kompressionsvolumen nur sehr ungenau bestimmen läßt.

4.3.4 Wärmeverluste am Einhub-Triebwerk

Die Kenntnis über den Temperaturverlauf im Arbeitsgas ist entscheidend für die Interpretation der Verbrennungsabläufe, die während der Kompressions- und Expansionsbewegung des Arbeitskolbens stattfinden. Da dieser Verlauf im Versuchsraum durch die hohe Geschwindigkeit der Verbrennungsreaktionen nicht exakt gemessen werden kann, wird er mit der in Anhang A beschriebenen Druck- oder Brennverlaufsanalyse berechnet. Diese Analyse stellt demnach das Bindeglied zwischen den experimentellen Meßgrößen am Einhub-Triebwerk und der Kreisprozeßrechnung dar. Auf der Grundlage experimenteller Meßdaten, wie Versuchsraumdruck, Kolbenhub, Verdichtungsverhältnis und eingespritzter Brennstoffmasse wird der Verlauf²⁵

- des Wärmeverlustes an die Umgebung
- der inneren Energie des Arbeitsgases
- der Wärmezufuhr durch die Verbrennung der eingespritzten Brennstoffmasse²⁶
- der Kompressionstemperatur

berechnet. Primäres Anwendungsziel dieser numerischen Analyse ist es, anhand der oben genannten Daten die reale Kompressionstemperatur im OT zu ermitteln. Als Datenbasis für diese Berechnung dienen am Einhub-Triebwerk durchgeführte Vorversuche ohne Kraftstoffeinspritzung. Zusammen mit dem bereits ermittelten Kompressionsvolumen (vgl. Kapitel 4.3.3) kann dann der reale Temperaturverlauf berechnet werden.

Wärmeverluste spielen für das Erreichen der maximalen Kompressions- und Verbrennungstemperatur eine entscheidende Rolle: Bedingt durch den intermittierenden Versuchsbetrieb am Einhub-Triebwerk werden die Oberflächen des Versuchsraumes während der Untersuchungen nur unwesentlich über die im Labor vorliegende Umgebungstemperatur erwärmt. Dadurch sind die Wärmeverluste des komprimierten Arbeitsgases während der Kompression bzw. der Verbrennungsgase während der Expansion im Vergleich zum realen Motor hoch. Anhand von aufgezeichneten Zylinderdruck- und

²⁵nur die wesentlichsten Größen werden genannt

²⁶gemäß einer Sin-Funktion an den realen Einspritzprozeß angenähert

Kolbenhubverläufen wurde mittels der oben erwähnten Druckverlaufsanalyse [34] am unbeheizten Einhub-Triebwerk eine tatsächlich erreichte Kompressionstemperatur von $\simeq 800$ K ermittelt. Um Wärmeverluste zu reduzieren, die die Kompressionstemperatur erniedrigen, wurden am Einhub-Triebwerk unterschiedliche Beheizungsmöglichkeiten realisiert.

Dazu gehören eine

- Kolbenmuldenbeheizung (max. 470 K) und eine
- Zylinderwandbeheizung (max. 370 K) verbunden mit einer Vorheizung der Ladeluft (~ 320 K)²⁷.

Je nach Beheizungskombination ergeben sich bei einem verwendetem Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 19.8$ folgende berechnete Kompressionstemperaturen:

- ohne Beheizung: $T_{OT} \simeq 800$ K
- nur Kolbenmulde beheizt (460 K): $T_{OT} \simeq 880$ K
- Kolbenmulde (460 K) und Zylinder (370 K)/Ladeluft (~ 320 K): $T_{OT} \simeq 990$ K²⁸

Abbildung 4.10 zeigt den Verlauf der Temperatur im Versuchsraum als Funktion des Kolbenhubes, der mittels gemessenen Zylinderdrucks bzw. Kolbenhub berechnet wurde. Das Einhub-Triebwerk wurde hierbei mit beheizter Kolbenmulde (460 K) und beheizter Zylinderwand (375 K) betrieben.

Trotz dieser Maßnahmen sind die Wandwärmeverluste aufgrund der vergleichsweise großen Oberfläche des Versuchsraumes (Spalten, Dichtungsnuten etc.) höher als im Motor. Dies geht aus Abbildung 4.10 hervor, wonach der Abstand zwischen Maximaldruck und Maximalhub für alle durchgeführten Versuche etwa 1.2° KW beträgt und damit über dem eines Serienmotors liegt (ca. 0.5° KW). Verantwortlich dafür ist die Kombination aus extrem ansteigenden Wandwärmeverlusten und langsamer Kompressionsbewegung des Arbeitskolbens nahe dem oberen Totpunkt. Dort verhindert trotz weiterer Kompressionsbewegung des Arbeitskolbens der rasche Temperaturabfall im Arbeitsgas einen weiteren Anstieg des Druckes im Versuchsraum.

²⁷Eine Beheizung der Zylinderwand auf 370 K ist durch die integrierten tangentialen Drallkanäle immer mit einer Vorheizung der verwendeten Ladeluft (hier: $p_{Lad}=1520$ mbar) auf ~ 320 K verbunden (vgl. auch Kapitel 7.3.4).

²⁸Diese Kompressionstemperatur entspricht in etwa der eines AUDI 2.5 l TDI

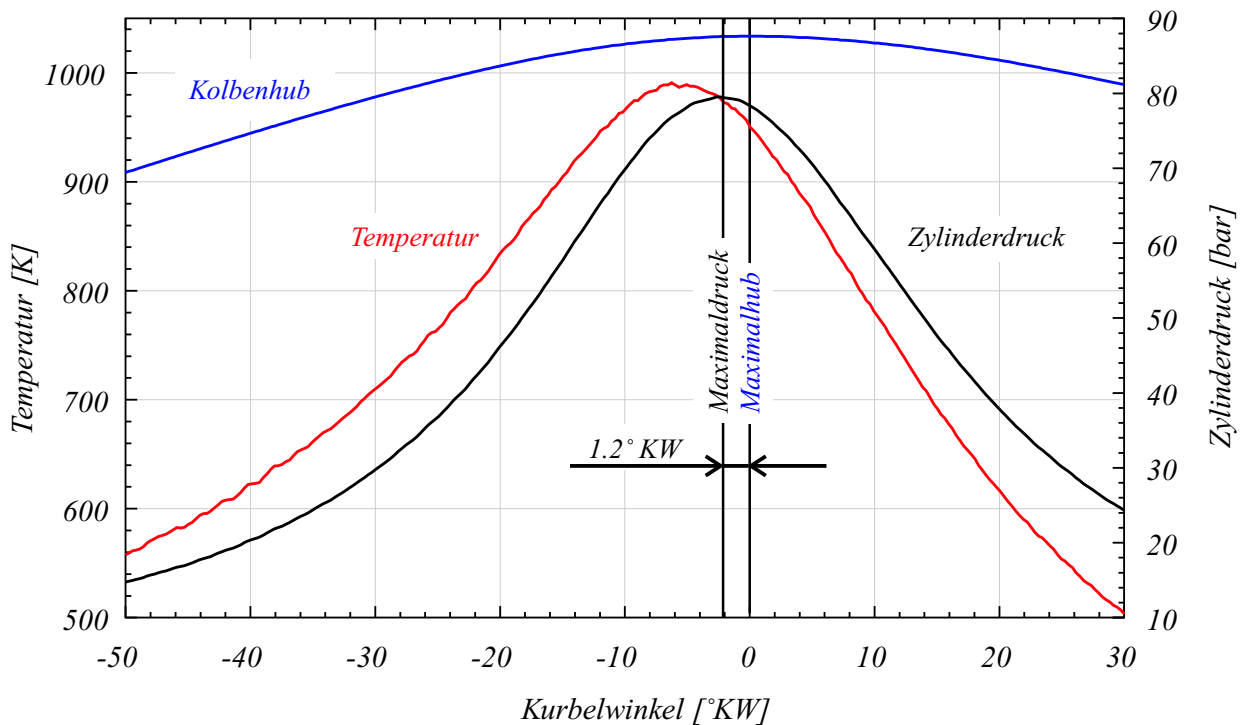


Abbildung 4.10: Berechnete Kompressionstemperatur eines Kompressionshubes ohne Einspritzung (Kolbenmulde und Zylinderwand des Einhub-Triebwerks beheizt)

4.4 Zusammenfassender Vergleich der technischen Daten mit kommerziellen Systemen

Das Einzylinder-Einhub-Triebwerk (EET) wurde entwickelt, um als effektives, hoch flexibles und kostengünstiges Werkzeug Einblicke in das Geschehen der Kraftstoffaufbereitung und der Verbrennung zu erhalten, wie sie in kommerziellen Systemen (z.B. Transparentmotor) bisher unerreicht sind.

Das hohe Maß an optischer Zugänglichkeit wird gewährleistet durch

- einen gläsernen Kolbenboden (max. \varnothing 45 mm),
- drei seitlich um den oberen Totpunkt verteilte Gläser (50x30 mm) und
- ein exzentrisch im Zylinderkopf befindliches Glas (\varnothing 20 mm).

Der pneumatische Antrieb mit Massenausgleich ermöglicht einen vibrationsarmen, kostengünstigen und vor allem schadstoffarmen Versuchsbetrieb, bei dem die aufwendige Peripherie eines herkömmlichen

Motorprüfstandes, wie z.B. Abgasabsaugung, Wirbelstrombremse, Elektromotor für Schlepptrieb, entfällt.

Für numerische Auswertungen und die Interpretation der einzelnen Versuche erwies sich die exakte Meßbarkeit des Versuchsraumdruckes vor Kompressionsbeginn als überaus vorteilhaft. Im Gegensatz dazu ist beim realen Motor oder einem Transparentmotor eine meist ungenaue Luftmengenbestimmung mittels Berechnung des sog. Liefergrades nötig. Auch Blow-By-Effekte werden durch eine spezielle Teflondichtung am Arbeitskolben auf einen Bruchteil der motorüblichen Luftmassenverluste reduziert und müssen in der Massenbilanz nicht berücksichtigt werden.

Im Vergleich	Einhub-Triebwerk	Pkw-Transparentmotor
Verdichtungsverh. ϵ	5-25 (stufenlos wählbar)	fest vorgegeben
Druckfestigkeit p_{max}	200 bar	100 bar
(simul.) Drehzahlen	1500 - 3000 U/min	0 - 2500 U/min
Luftdrall	frei wählbar 0 - 1800 rad/s	drehzahlabhängig z.B. 2000 U/min \Rightarrow 580 rad/s
Versuchsrate (inkl. Reinigung der Gläser)	12/h	2/h
Kolbenmulde	beheizbar (20°C-190°C)	Kühlwasser-/Ölkreislauf beheizbar (ca. 100°C)
Zylinderwand	beheizbar (20°C-100°C)	Kühlwasser-/Ölkreislauf beheizbar (ca. 100°C)

5 Optische Meßtechnik

Untersuchungen innermotorischer Prozesse wie Kraftstoffeinspritzung, Gemischbildung und Verbrennung stellen höchste Ansprüche an die einzusetzende Meßtechnik. Die Herausforderungen liegen zum einen in der Schnelligkeit der zu messenden Vorgänge, die im Bereich von wenigen Millisekunden ablaufen und mit mechanischer Sensortechnik nicht hinreichend erfaßt werden können und zum anderen in der Notwendigkeit, die Vorgänge und Phänomene durch die Meßtechnik selbst so wenig wie möglich zu beeinflussen. Dies gilt besonders für die komplexen Strömungszustände im Inneren eines Motors oder dem hier verwendeten Kompressionsaggregat. Daher eignet sich besonders in diesem Bereich der Einsatz optischer Meßtechniken, mit denen berührungslos und frei von der Trägheit mechanischer Elemente diese hochtransienten Vorgänge mit hoher zeitlicher und optischer Auflösung erfaßt werden können.

Die moderne Lasertechnologie eröffnet zahlreiche Untersuchungsmöglichkeiten unter Verwendung unterschiedlicher Verfahren. So werden zur Visualisierung optisch durchlässiger Medien häufig das *Schlieren-/Schattenrißverfahren* oder die *Mie-Streulichttechnik* eingesetzt. Diese liefern 2-dimensionale Bildinformationen zum Prozeß der Strahlausbreitung und Gemischbildung im Brennraum. Für detaillierte Untersuchungen der Verdampfung und des Kraftstoff-Luft-Verhältnisses können spektrographische Meßmethoden wie *Rayleigh- oder Ramanstreuung* eingesetzt werden. Diese Verfahren benötigen allerdings außerordentlich hohe Lichtleistungen, die nur durch Fokussierung des Laserlichtes auf eine punkt- oder linienförmige Region im Brennraum erreicht werden, die erhaltene Information ist somit nur 1-dimensional. Eine 2-dimensionale Information hingegen liefert ein weiteres Verfahren, die *laserinduzierte Fluoreszenz (LIF)*, die meist zur örtlichen und quantitativen Bestimmung von Emissionsprodukten verwendet wird.

Die Wahl der anzuwendenden Meßtechnik fiel auf das Schattenrißverfahren und ist somit eng an das Anforderungsprofil dieser Arbeit geknüpft, eine qualitative Beurteilung der Gemischbildungs- und Verbrennungsabläufe

unter Variation zahlreicher Parameter wie beispielsweise Kompressionsdruck, Raildruck, Einspritzmenge und Düsenlochzahl. Dabei ermöglicht nur das Schattenrißverfahren hohe Versuchsraten bei gleichzeitiger Erfassung der gesamten Brennraumfläche mit dem Ziel einen umfassenden Eindruck der im Versuchsraum ablaufenden Vorgänge zu erhalten.

5.1 Hochgeschwindigkeits-Kinematographie mit dem Schattenriß-Verfahren

Der konzeptionelle Aufbau des verwendeten Schattenrißverfahrens gleicht bis auf einige wenige Modifikationen, die im Verlauf dieses Kapitels noch beschrieben werden, dem aus der Literatur [76, 90] bekannten Schlieren-Verfahren, dessen Funktion und wichtigste Komponenten im Folgenden kurz erläutert sind.

Schlieren-Verfahren

Das klassische Schlieren-Verfahren dient zur Visualisierung lichtdurchlässiger gasförmiger Stoffe mit veränderten Lichtbrechungseigenschaften²⁹, hervorgerufen durch unterschiedliche Dichte oder eine andere Stoffart. In

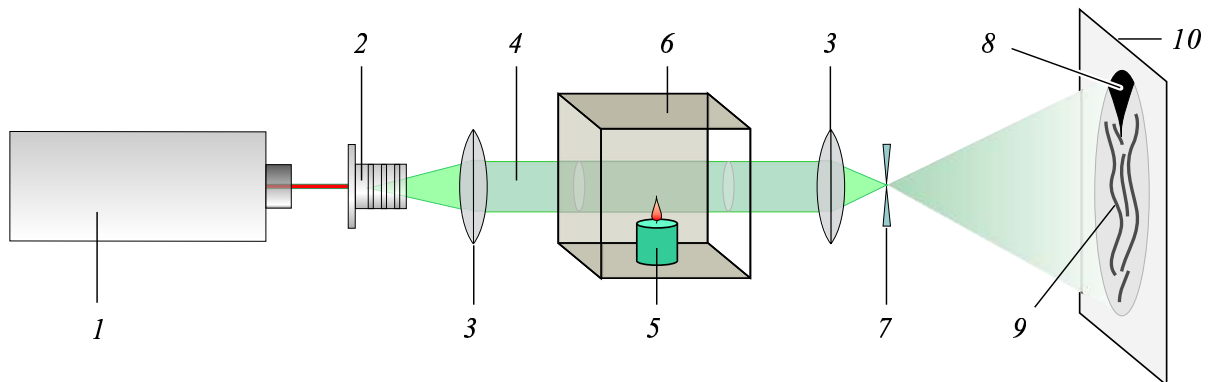


Abbildung 5.1: Meßaufbau des klassischen Schlieren-Verfahrens

1. Argon-Ion-Laser, 2. Strahlaufweitung mit Blende, 3. bikonvexe Linse, 4. paralleler Lichtstrahl, 5. brennende Kerze, 6. Probenvolumen, 7. Schlierenblende 8. Flamme, 9. Schlieren aus Dichteunterschieden, 10. Bildschirm

Abb. 5.1 ist der Meßaufbau schematisch dargestellt. Ein paralleler Lichtstrahl passiert das Probenvolumen und wird infolge lokal unterschiedlicher

²⁹Konzentrations-, Druck- und Temperaturunterschiede verändern die Dichte und demnach den Brechungsindex eines Stoffes \Rightarrow $Dichte \rho = f(T, p, Konzentration)$.

Lichtbrechungseigenschaften³⁰ abgelenkt. Bei einer Projektion des Probenvolumens auf einen Bildschirm werden diese örtlichen Änderungen des Brechungsindex als dunkle Regionen, sog. *Schlieren*, darstellt. Wesentliches Element in diesem Aufbau ist die Schlierenblende, die auf dem Weg vom Probenvolumen zum Bildschirm von der fokussierten Bildprojektion passiert wird. Die Blende besteht aus zwei Metallklingen, deren Abstand zueinander einen parallelen, in der Weite einstellbaren, Spalt erzeugt. Dieser bestimmt die Detektionsempfindlichkeit des Aufbaus, mit dem bei Bedarf auch geringste Temperaturunterschiede sichtbar gemacht werden können.

Schattenrißverfahren am Einhub-Triebwerk

Am Einhub-Triebwerk wurde ein ähnlicher Meßaufbau wie in Abbildung 5.1 verwendet, wobei auf die Verwendung einer Schlierenblende verzichtet wurde (vgl. Abb. 5.3). Denn durch die Erwärmung der Luft während der Kompressionsphase ändert sich der Brechungsindex im gesamten Sichtbereich so stark, daß eine Visualisierung der Vorgänge im Versuchsraum mit der hohen Empfindlichkeit eines Schlierenaufbaus nicht möglich ist (d.h. vollständige Schwärzung der Bildfläche). Auch die schrittweise Vergrößerung des Schlierenkantenabstandes (Reduktion der Meßempfindlichkeit) führte zu keinem befriedigendem Resultat. Ein einwandfreies Ergebnis wird erst mit einem Schlierenaufbau ohne Blende, d.h. mit einem Schattenrißaufbau erzielt:

Durch eine leichte Schrägstellung der Beleuchtungsachse sowie der Beobachtungsrichtung der Hochgeschwindigkeits-Kamera³¹ kann der in Abb. 5.3 gezeigte Meßaufbau gegenüber dem mit halbdurchlässigem Spiegel (Abb. 5.2) verbessert werden. Ohne die lichtschwächende Wirkung des halbdurchlässigen Spiegels reduziert sich die benötigte Belichtungszeit von 60 μs auf 15 μs . Die Bewegungsunschärfe auf den digitalen Hochgeschwindigkeitsbildern kann somit minimiert werden, was insgesamt zu einer verbesserten Unterscheidbarkeit verschiedener Gemischdichten im Einspritzstrahl und zu scharfen Strahlumrissen führt (rechtes Bild in Abb. 5.4). Im Vergleich dazu befindet sich im linken Bild in Abb. 5.4 eine Aufnahme aus dem Meßaufbau mit Schlierenblende: Es sind keine Konturen in den Einspritzstrahlen selbst erkennbar und die Umrisse der Einzelstrahlen erscheinen unscharf.

³⁰Hier: Lufterwärmung durch eine Kerzenflamme.

³¹3,5° gegen die senkrechte Blickachse gerichtet

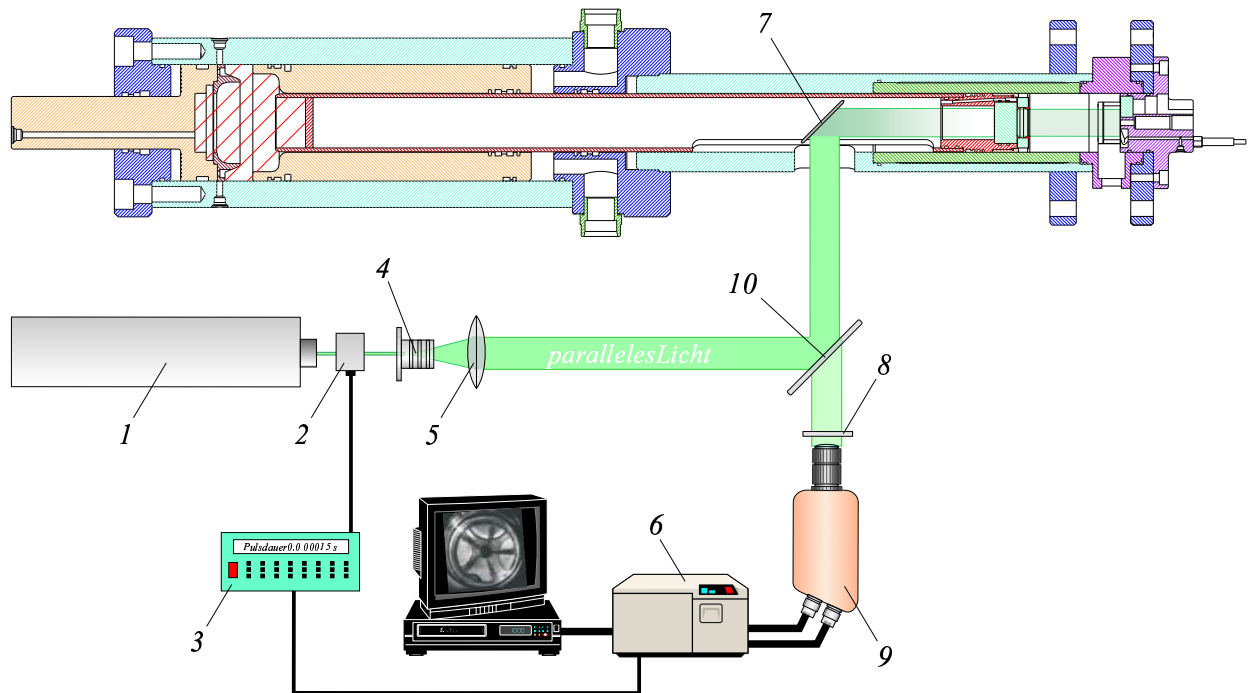


Abbildung 5.2: Anfänglich verwendeter Meßaufbau der Schattenriß-Kinematographie unter Verwendung eines halbdurchlässigen Spiegels (10)

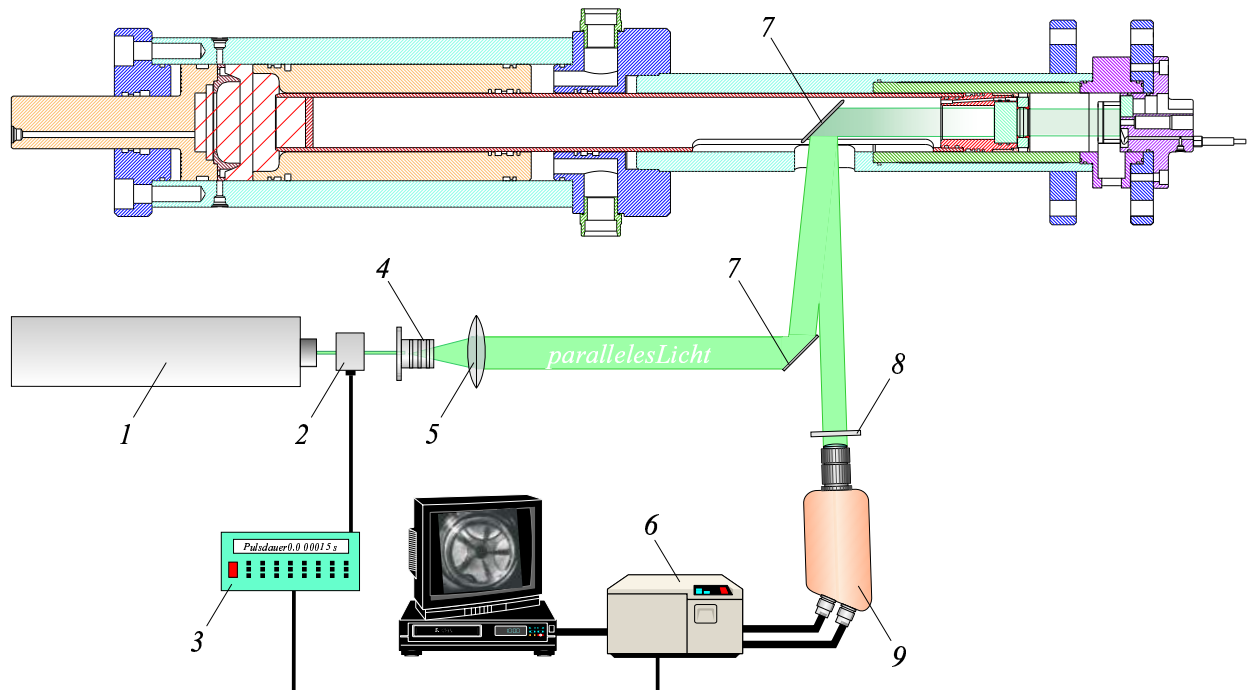


Abbildung 5.3: Verbesserteter Meßaufbau der Schattenriß-Kinematographie mit leichter Schrägstellung des Lichtweges

1. Argon-Ion-Laser, 2. akkusto-optischer Modulator (AOM), 3. Triggereinheit, 4. Strahlauflerung mit Blende, 5. bikonvexe Linse (Strahlparallelisierung), 6. Steuereinheit, 7. Oberflächenspiegel, 8. Filter, 9. Hochgeschwindigkeits-CCD-Kamera (Bildrate bis zu 40.5 kHz), 10. halbdurchlässiger Spiegel

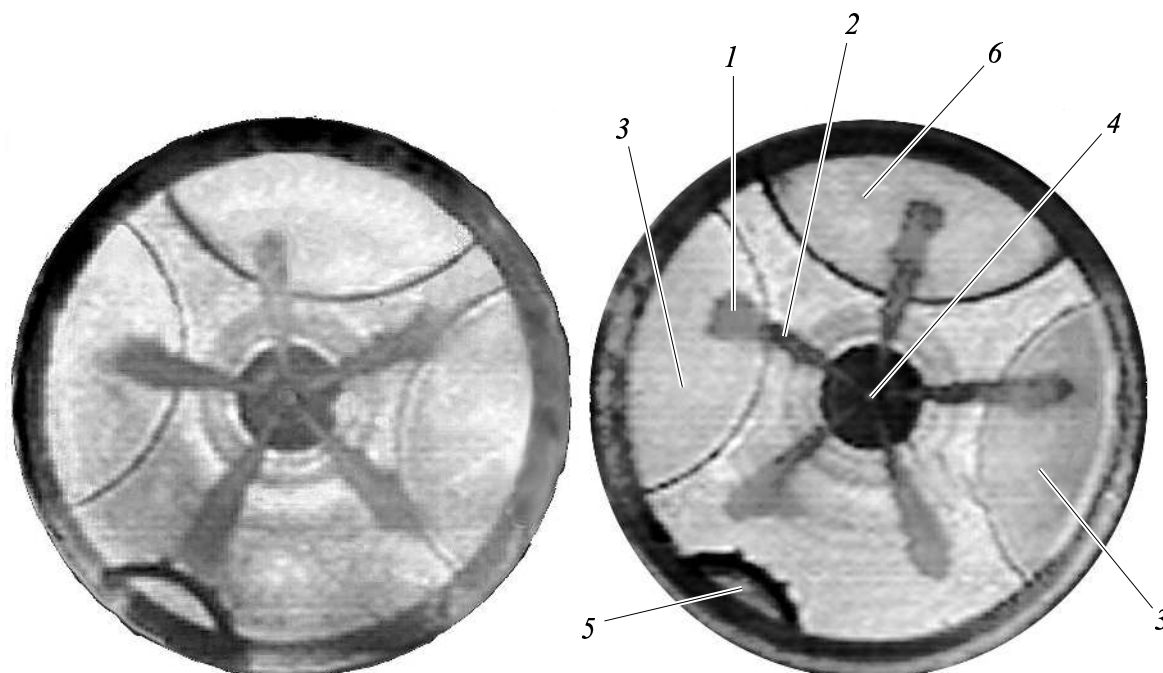


Abbildung 5.4: *Einspritzstrahlen in der Kolbenmulde aus der Schattenriß-Kinematographie (Belichtungszeit $74 \mu\text{s}$, bzw. Bildfrequenz 13.5 kHz). Unterschiedliche Spraydichten können unterschieden werden.*

1. Gebiet mit überwiegend Kraftstoffdampf und geringer Tropfendichte, 2. Gebiet hoher Tropfendichte mit wenig Kraftstoffdampf, 3. Lufteinlässe, 4. Einspritzdüse, 5. Piezo-elektrischer Drucksensor, 6. Schauglas (vgl. Abbildung 4.1)

Die kürzere Belichtungszeit der einzelnen Bilder im verbesserten Meßaufbau besitzt jedoch noch einen weiteren Vorteil: Während der Strahl in den Brennraum eindringt und verdampft, entsteht ein zunehmend lichtdurchlässiges Kraftstoffdampf-Luft-Gemisch (1 in Abb. 5.4), das unmittelbar nach vollständiger Verdampfung als reiner Kraftstoffdampf anhand von Schlieren³² erkennbar bleibt.

Funktion des Schattenrißaufbaus am Einhub-Triebwerk

Abbildung 5.3 zeigt, wie bereits erwähnt, den am Einhub-Triebwerk verwendeten Aufbau des Schattenriß-Verfahrens in Kombination mit der Hochgeschwindigkeits-Kinematographie, deren Funktionsweise wie folgt beschrieben werden kann:

³²Durch den langen Detektionsweg vom Zylinderkopf bis zur Kamera von über einem Meter ist die Empfindlichkeit des Aufbaus ohne Schlierenblende ausreichend, um neben flüssigen Kraftstofftröpfchen auch höhere Kraftstoffdampfkonzentrationen wie „Schlieren“ zu erkennen.

Der „gechoppte“³³ (2) und parallelisierte (3) Lichtstrahl des Argon-Ion-Lasers³⁴ (1) wird über ein Spiegelsystem (7) in den Brennraum eingelenkt. Das am Zylinderkopf reflektierte Licht wird von einer Hochgeschwindigkeits-CCD-Kamera (9) mit vorgeschaltetem Filter (8, zur Intensitätsreduktion heller Flammenanteile) detektiert und kann mit einer Bildrate bis zu 40500 Bilder/s aufgezeichnet werden. Da bei steigender Kamerafrequenz die Auflösung der digitalen Einzelbilder sinkt, erwies sich eine Aufnahmefrequenz von 13500 Bilder/s (entspricht einem Bildabstand von 74 μ s) mit einer Bildauflösung von 128 x 128 Pixel/Bild als bester Kompromiß.

³³Zur Verkürzung der Belichtungszeit wird durch intervallweise Bestromung eines lichtdurchlässigen Quarzkristalls dessen Brechungsindex verändert, so daß der Laserstrahl zur Belichtung jedes einzelnen Bildes (Bildrate 13500/s) für ein frei wählbares Zeitintervall in den Versuchsraum eingelenkt wird.

³⁴Der Strahl des verwendeten Argon-Ion-Lasers bestand aus einer Kombinationsfrequenz aus 476.5 nm, 488 nm und 514.5 nm.

5.2 Chemilumineszenz zur quantitativen Bestimmung von NO_x

Die Meßtechnik der Chemilumineszenz ist ein photoelektrisches Meßverfahren, das eine quantitative Bestimmung chemischer Verbindungen wie NO und NO_x ermöglicht. Da mit diesem Verfahren auch kleine Volumina an Probengas quantitativ exakt und schnell analysiert werden können, ist diese Meßtechnik für Untersuchungen am Einhub-Triebwerk besonders gut geeignet. Denn durch den intermittierten Versuchsbetrieb entsteht genau die Abgasmenge, die nach Ablauf eines einzelnen Kompressionshubes mit Verbrennung im Versuchsraum verbleibt ($\varnothing 78.3 \times 176 \text{ mm} \simeq 850 \text{ cm}^3$).

Versuchsablauf

Diese Abgasmenge wird unmittelbar nach dem Experiment über beheizte Leitungen in einen beheizten Abgas-Speicher ausgeschoben (vgl. Abbildung 5.5), um eine Kondensation des bei der Verbrennung entstehenden Was-

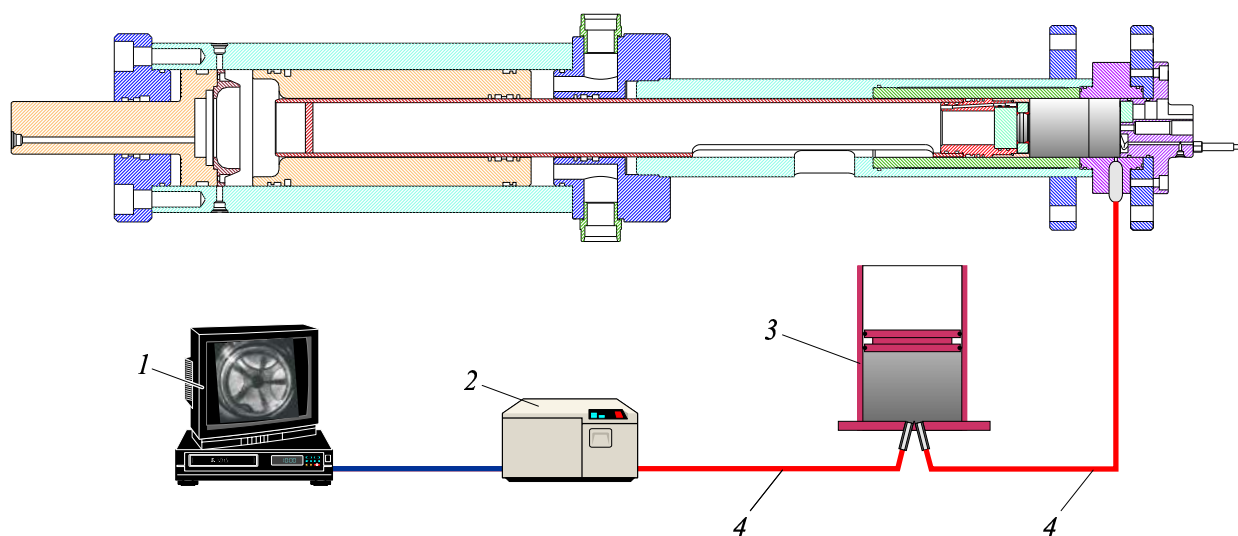


Abbildung 5.5: Schematische Darstellung der Applikation der Chemilumineszenzmeßtechnik an das Einhub-Triebwerk

1. Meßrechner, 2. NO_x -Meßeinheit (Chemilumineszenz-Verfahren), 3. beheizter Abgasspeicher, 4. beheizte Abgasleitungen

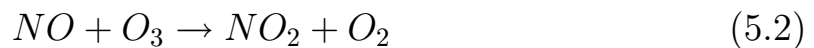
sers und somit eine Beeinträchtigung³⁵ des Meßergebnisses zu vermeiden. Dabei sind Abgas-Speicher und Meßleitungen auf über 100°C erhitzt.

³⁵Z.B. Anlagerung von NO an Wasser \leadsto salpetrige Säure HNO_2

Die Notwendigkeit dieses Speichers ist durch den angeschlossenen Chemilumineszenzanalysator bedingt: Dieser besitzt eine interne Pumpeneinheit, die im Speicher befindliches Probengas kontinuierlich ansaugt und auf die Meßkanäle innerhalb des Analysators verteilt. Besonders wichtig für eine präzise Messung sind dabei vor allem konstante Druckverhältnisse kleiner 2 bar (absolut). Diese Voraussetzung ist beim Ausschleiben des Abgasvolumens aus dem Versuchsraum des Einhub-Triebwerkes nur dann gewährleistet, wenn ein Speicher mit veränderlichem Volumen den Abgasdruck nahezu konstant hält.

Analyseprozeß

Während der Analyse wird im Meßgerät erzeugtes Ozon (O_3) dem Probengas aus dem Abgas-Speicher zugesetzt, wobei folgende zwei Reaktionen ablaufen:



Bei 20 % der Reaktionen entsteht dabei elektronisch angeregtes NO_2^* (Teilreaktion [1]). NO_2^* geht unter Emission von elektromagnetischer Strahlung in den Grundzustand über:



Die Strahlungsemission liegt im Wellenlängenbereich von 600 - 3000 nm, mit einem Intensitätsmaximum bei ca. 1200 nm. Diese Chemilumineszenz wird photoelektrisch detektiert. Bei großem O_3 -Überschuß ist sie proportional zur NO-Konzentration im Probengas. Der weitaus größte Teil des NO_2^* wird jedoch strahlungslos über Stöße mit anderen Molekülen (M) deaktiviert:



Um eine hohe Lichtausbeute zu erhalten, muß die Reaktion deshalb bei niedrigem Druck ablaufen (Die Wahrscheinlichkeit, daß ein NO_2^* -Molekül seine Energie strahlungslos an einen Stoßpartner M abgibt, steigt proportional mit dem Absolutdruck.). Das Ausmaß dieses als Quenching bezeichneten Effektes hängt außerdem von der Art des Stoßpartners ab; z.B. quen-

chen H_2O und CO_2 die Chemilumineszenz effektiver als Stickstoff und Sauerstoff. Zur quantitativen Messung von NO_x muß in der Probenluft vorhandenes NO_2 vor der Messung mit einem Konverter³⁶ bei Temperaturen um 415°C zu NO reduziert werden, damit anschließend, gemäß obigem Prinzip, die Summe $[\text{NO}] + [\text{NO}_2] = [\text{NO}_x]$ bestimmt werden kann. Eine größtmögliche Präzision der Messung wird erreicht, wenn beide Teilvorgänge, die NO - und die NO_x -Messung, parallel ablaufen. Dies wird im verwendeten Chemilumineszenzanalysator dadurch gewährleistet, daß die Probenluft in zwei gleiche Ströme aufgeteilt wird (vgl. Abbildung 5.6): Ein Gasstrom gelangt

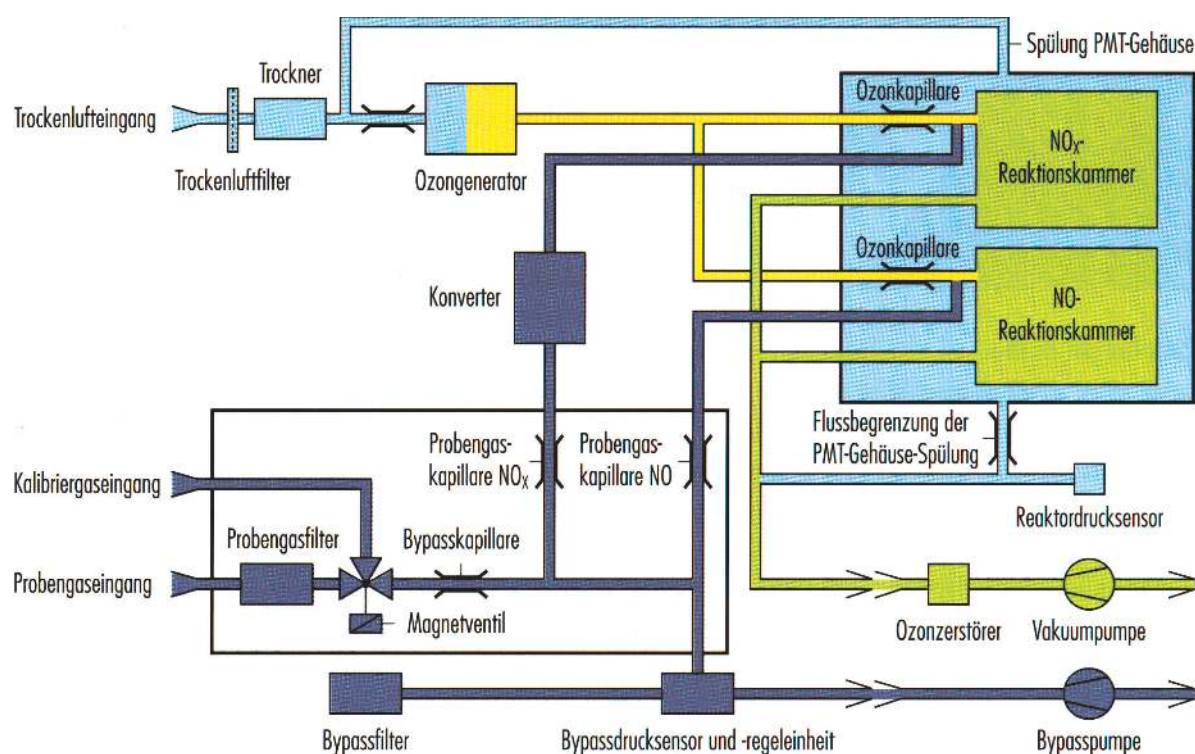


Abbildung 5.6: Flußdiagramm des Chemilumineszenzanalysators CLD 700
EL ht. (Fa. ECO Physics)

über den Konverter in die NO_x -Meßkammer (NO_x -Meßkanal), ein zweiter Gasstrom fließt direkt in die NO -Meßkammer (NO -Meßkanal). Durch anschließende Differenzbildung der gemessenen $[\text{NO}]$ - und $[\text{NO}_x]$ -Werte kann zusätzlich auch der $[\text{NO}_2]$ -Gehalt bestimmt werden. Im Versuchsbetrieb werden die gemessenen Konzentrationsverläufe von NO , NO_2 und NO_x mit einem Personalcomputer parallel aufgezeichnet und anschließend ausgewertet.

³⁶Das Konvertermaterial ist, wie hier angenommen, Kohle oder neuerdings auch ein metallisches, unter anderem katalytisch wirkendes Material mit großer spezifischer Oberfläche.

6 Versuchstechnische Peripherie

Zur Durchführung und Aufzeichnung der Versuche sind, neben dem Einhub-Triebwerk selbst, umfangreiche Sensorik und auch externe Aggregate notwendig:

- Hydraulik-Aggregat³⁷ zur Hubverstellung, zur Einstellung der Blendenwirkung und zum Ausgleich von betriebsbedingten Leckageverlusten (Maximaldruck bis 100 bar)
- Pneumatische Hochdruckversorgung³⁷ zur Durchführung des Kompressionsvorganges (Maximaldruck bis 100 bar)
- Common-Rail Einspritzsystem
- Meßtechnik bestehend aus Argon-Ion-Laser, akkusto-optischem Modulator und optischen Komponenten (Linsen, Spiegel, Blenden)
- Kodak-CCD-Hochgeschwindigkeitskamera zur visuellen Aufzeichnung der Versuche
- Meßwerterfassung

6.1 Einspritzkomponenten

Für alle Untersuchungen kam ein Serien-Common-Rail-System der Firma BOSCH, bestehend aus den folgenden Komponenten, zum Einsatz:

6.1.1 Hochdruckpumpe

Der Einspritzdruck von bis zu 1350 bar wurde von einer BOSCH-Hochdruckpumpe CR-CP153 (1 in Abb. 2.10) erzeugt, die von einem Elektromotor (380 V) extern angetrieben wurde. Der hochkomprimierte Dieselmotorkraftstoff gelangte über eine Hochdruck-Kraftstoffleitung in das am Zylinderkopf des Einhub-Triebwerks befindliche Vier-Zylinder-Serienrail (7). Rail und Injektor (6) wurden mit der originalen, am Motor verwendeten, Hochdruckleitung verbunden und die verbleibenden freien Anschlüsse des Rails mit Blindstopfen verschlossen.

³⁷Dieses Aggregat ist zum Betrieb des Einhub-Triebwerkes unbedingt erforderlich.

Die Ansteuerung der Injektoren übernahm ein kommerzielles Laborsteuergerät (5), das hinsichtlich der Bestromungsart und -dauer frei programmierbar war.

6.1.2 Injektor

In den Untersuchungen wurden sowohl Solenoid-Injektoren (vgl. Abb. 2.12, Fa. Bosch) als auch ein piezo-elektrisch gesteuerter Prototyp eines Injektors (vgl. Abb. 2.13, Fa. IMH, Institut für Motorenbau Prof. Huber in München) eingesetzt.

Jeder Bautyp benötigte zur Ansteuerung eine injektor-spezifische Spannungsversorgung.

Solenoid-Injektor

Der Solenoid-Injektor, der im unbestromten Zustand geschlossen ist, wurde im Betrieb mit einem Anzugsstrom von 20 A für eine Dauer von 300 μ s und einem anschließenden Haltestrom von 12 A für den Rest der Einspritzdauer versorgt. Für den Anzugs- und den Haltestrom wurden zwei getrennte Stromversorgungen verwendet, die im Betrieb von einer zentralen Steuerungseinheit koordiniert wurden.

Piezo-elektrischer Injektor

Der piezo-elektrische Injektor hingegen wurde mit der niederfrequent gepulsten Spannung eines Piezo-Steuernetzteils betrieben. Im geschlossenen Zustand des Injektors erfährt dessen Aktuator eine kontinuierliche Aufladung, um den gestreckten Zustand des Piezokristalls zu erhalten, der infolge den Kraftstofffluß verhindert. Im Falle einer Einspritzung wird der Aktuator kurzzeitig entladen. Dies bewirkt eine Kontraktion des Piezokristalls, d.h. eine Öffnung der Düsennadel - ein erneutes Aufladen schließt die Düse wieder.

Vergleichende Untersuchungen der beiden Injektortypen ergaben, daß der wesentlichste Unterschied in der Öffnungszeit der Düsennadel besteht. Dies ist hauptsächlich darauf zurückzuführen, daß die Zulaufdrossel (5 in Abb. 2.12) zum Zwecke einer Geschwindigkeitsoptimierung beim Piezo-Injektor entfernt wurde. Daher öffnete die Nadel im Betrieb etwa 1/3

schneller als die des Bosch Solenoid-Injektors (vgl. Abbildung 6.1). Gleiche Kraftstoffmengen können somit in kürzerer Zeit eingespritzt werden. Dies ermöglicht nicht nur eine zeitlich gezieltere Kraftstoffeinbringung, sondern auch Mehrfacheinspritzungen. Durch die schnellere Düsenadelbewe-

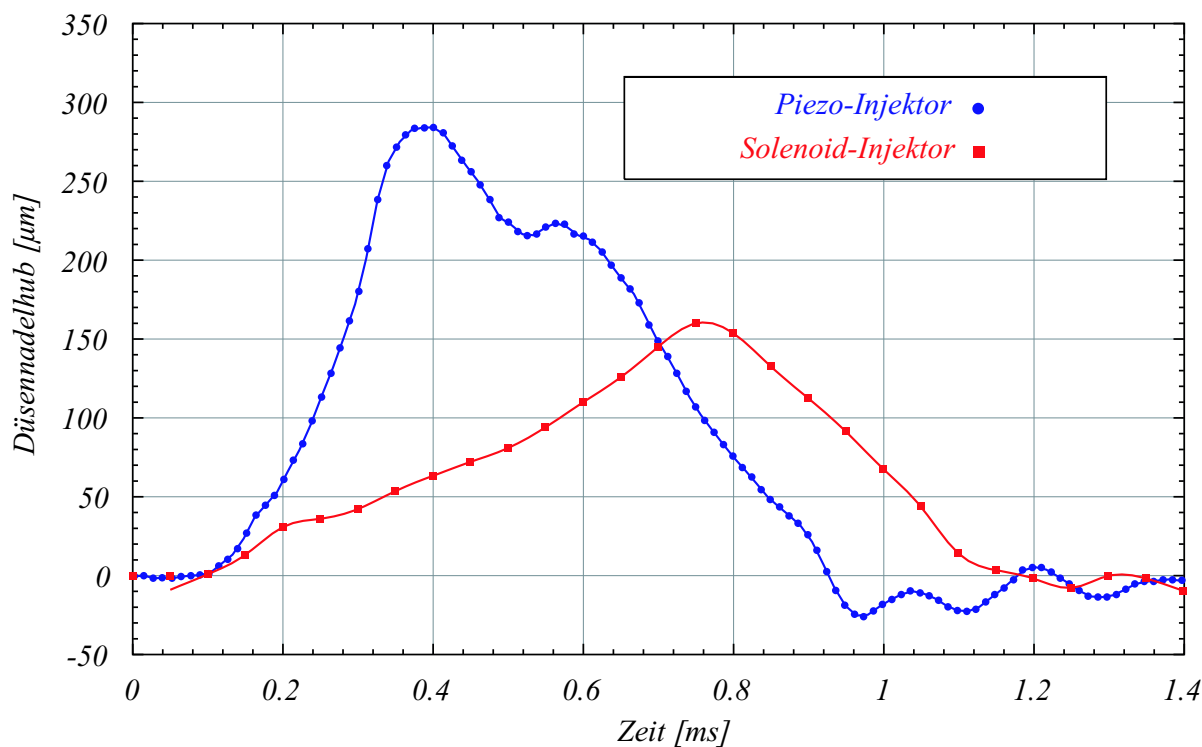


Abbildung 6.1: Vergleich des Nadelhubes zwischen Piezo- und Solenoid-Injektor

gung kann der Bereich intensiver Kraftstoffdrosselung³⁸ beim Öffnungs- und Schließvorgang schneller durchlaufen werden. Im weiteren Einspritzverlauf führt der raschere Anstieg des Raildruckes am Düsenloch zu höheren Strahlaustrittsgeschwindigkeiten [69] und, wie die Versuchsergebnisse des folgenden Kapitels dokumentieren, zu größeren Eindringtiefen des Kraftstoffes in den Brennraum. Insgesamt führt dies zu einer verbesserten Durchmischung mit der Brennraumluft.

6.1.3 Düsen

Für die Untersuchungen wurden eine Reihe von Düsen verschiedener Bauformen und Düsenlochzahlen sowohl aus dem Pkw- als auch aus dem Nfz-Bereich verwendet. Nachdem sich, wie gegen Ende von Kapitel 2.1.1

³⁸Fehlender Kraftstoffdruck am Düsenloch führt hierbei zu geringem Impuls des Einspritzstrahles und folglich zu schlechter Zerstäubung und Durchmischung mit der Brennraumluft.

bereits erwähnt, die Strahlsymmetrie der getesteten Sitzlochdüsen als unbefriedigend erwies, kamen für alle im Rahmen dieser Arbeit vorgestellten Messungen die sog. Minisacklochdüsen zur Anwendung. Für die Pkw-Untersuchungen standen Minisacklochdüsen mit 5, 6 und 7 Löchern mit jeweils dem gleichen HD-Wert von 365 zur Verfügung. Die Nfz-Untersuchungen beschränkten sich auf die Verwendung einer 7-Loch Minisacklochdüse mit einem HD-Wert von 560. Alle Düsen besaßen ferner eine hydroerosive Rundung³⁹ der Spritzlöcher, die Kavitationserscheinungen und Turbulenzen im Spritzloch vermindert und damit die mittlere Düsenaustrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffes erhöht [73][44].

6.2 Meßsensoren am Einhub-Triebwerk

Die Simulation eines bestimmten dieselmotorischen Betriebszustandes⁴⁰ erfordert neben einer einwandfreien Funktionalität des Versuchsaggregates, einer extrem schnellen und zuverlässigen Meßdatenerfassung auch Meßsensoren, die, bezogen auf das Meßsignal, eine extrem kurze Ansprechzeit im Bereich weniger μ -Sekunden besitzen und in den folgenden Kapiteln im Detail beschrieben werden.

6.2.1 Kolbenhub

Die Bestimmung der Kolbenposition mit hoher zeitlicher Auflösung wurde mit einem induktiven Wegmeßsystem (PMK-02-25, Fa. AMO in Anhang B) erreicht, das aus den Elementen Sensor, Maßstab und einer elektronischen Zählereinheit bestand. Abbildung 6.2 zeigt eine schematische Darstellung des am Einhub-Triebwerk montierten Wegmeßsystems: Sensor (2) und Halterung (3) sind fest mit dem sog. Führungsrohr (4) verschraubt. Ebenso ist der Metallmaßstab (1) axial im Inneren des Pleuelrohres (5, mit aufgestecktem Arbeitskolben) befestigt. Im Betrieb bewegt sich der Metallmaßstab (1) im Abstand von ca. 0.1 mm an der Detektionsfläche des Sensors (2) vorbei und erzeugt das induktive Wegmeßsignal. Der Sensor liefert pro 0.04 mm zurückgelegtem Hubweg zwei 90°-phasenversetzte 4V-TTL-Signale, deren Vergleich eine Erkennung der Bewegungsrichtung ermöglicht (vgl. Abb. 6.2 unten). Unter

³⁹Die Fertigungstoleranzen der gebohrten Düsenlöcher liegen im Bereich von 3.5 % und können durch eine gezielte Verrundung der Spritzlocheinlaufkanten (hydroerosives Runden) auf etwa 2 % gesenkt werden.

⁴⁰Ein bestimmter Betriebszustand bedarf der Einhaltung zahlreicher Parameter wie Simulationsdrehzahl, Ladedruck, Kompressionsdruck, Kompressionstemperatur, Einspritzzeitpunkt und -menge.

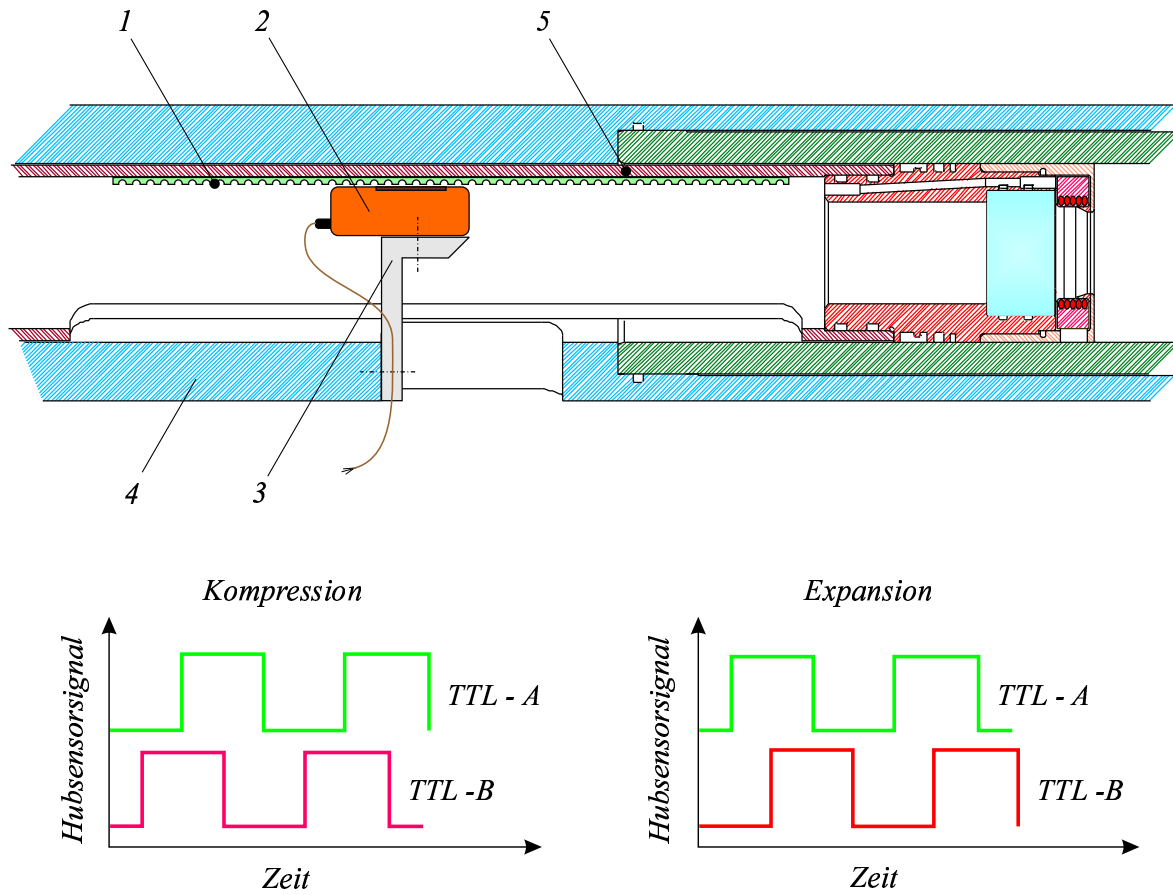


Abbildung 6.2: Anordnung und Signal des digitalen Weggebers im EET

1. Maßstab, 2. induktiver Sensor, 3. Halterung für Sensor u. Spiegel, 4. Führungsrohr, 5. Pleuelrohr

Berücksichtigung einer maximal zu erwartenden Kolbengeschwindigkeit von ~ 21 m/s (bei 3000 U/min), resultiert eine maximale Datenrate von 525 kHz. Entsprechend dieser Anforderung wurde die oben erwähnte Zählereinheit entwickelt, die in Abhängigkeit von der Bewegungsrichtung des Kolbens die einzelnen TTL-Pulse des induktiven Sensors bei Kompression addiert bzw. bei Expansion subtrahiert (relative Positionsbestimmung) und den Zählerstand, d.h. die aktuelle Position des Kolbens in ein analog auslesbares Spannungssignal von 0 - 10 V konvertiert⁴¹. Diese Spannung wurde während der Versuche von einer zentralen Meßwertfassung zusammen mit dem Brennraumdruck, Nadelhub etc. aufgezeichnet.

Die exakte Erfassung des Kolbenhubes war für eine einwandfreie Durchführung der Versuche von zentraler Bedeutung, da während des

⁴¹Es war nur eine analoge Meßwertfassung im Meßrechner möglich.

Kompressionsvorganges zu festgelegten Zeitpunkten, d.h. bei unterschiedlichen Kolbenpositionen, sowohl die Meßdatenerfassung im Meßrechner als auch die Hochgeschwindigkeitskamera, die Ventilsteuerung zur Drallerzeugung und auch die Einspritzsteuerung aktiviert wurde.

Bei den Untersuchungen am Einhub-Triebwerk war, bedingt durch den parallelen Einsatz zahlreicher elektrischer Geräte, bei denen z.T. hohe Ströme flossen (Injektoransteuerung), eine Anhebung des Rauschpegels im analogen Spannungssignal des Kolbenhubes unvermeidlich. Dies verursachte von Versuch zu Versuch geringe statistisch verteilte Schwankungen im Einspritzzeitpunkt sowie im Öffnungszeitpunkt der Ventile zur Drallerzeugung, so daß es nicht möglich war, den Kolbenhub mit der theoretisch maximalen Genauigkeit von ± 0.02 mm (= Meßtoleranz des induktiven Hubsensors) auszulesen. Infolge dessen erhöhte sich die Meßtoleranz um etwa Faktor 4 auf ± 0.8 mm ($\equiv \pm 2$ Pulse des Sensors), was bei einem Verdichtungsdruck von 90 bar einer Schwankung von etwa ± 1 bar entspricht.

6.2.2 Düsennadelhub

Der Nadelhub wurde mit einem berührungslosen Wegmeßsystem der Fa. MICRO-EPSILON⁴² mit einer Abtastfrequenz von 40 kHz aufgezeichnet. Der auf Wirbelstrombasis arbeitende Sensor wurde seitlich in den Injektor eingeschraubt und in einem Abstand von 0.5 mm zum konischen Teilabschnitt des Ventilsteuerkolbens justiert. Abbildung 6.3 zeigt den typischen Nadelhubverlauf eines Solenoid-Injektors bei einer Teillasteinspritzmenge von 10 mg (~ 50 mg \equiv Vollast). Unterhalb von ~ 30 mg wird der maximale Nadelhub von 250 μ m nicht erreicht, so daß sich die Düsenadel während des gesamten Einspritzvorganges im ballistischen Bereich bewegt. Die Eigenelastizität der Nadel hat zur Folge, daß trotz ansteigender Nadelhubflanke der Kraftstoff erst ab einem „typischen Knick“ im Hubverlauf auszuströmen beginnt (vgl. 0 ms in Abb. 6.3). Da der Wegmeßsensor den Abstand zu einer konischen Fläche an einem oberen, düsenfernen Teilabschnitt des Ventilsteuerkolbens mißt, werden fälschlicherweise nicht nur Elastizitäten, sondern auch radiale Schwingungen des Steuerkolbens als Hubbewegung interpretiert. Diese Tatsache wird vor allem nach Nadelschluß im Hubverlauf an periodisch auftretenden, scheinbaren Kleinsthuben der Düsennadel erkennbar (vgl. 1-4 ms in Abb. 6.3). Hochgeschwindigkeitsaufnahmen bestätigten jedoch, daß nach Nadelschuß (vgl.

⁴²Sensor: U05.36, Verstärker: multiNCDDT 321-SM Einkanal-Elektronik

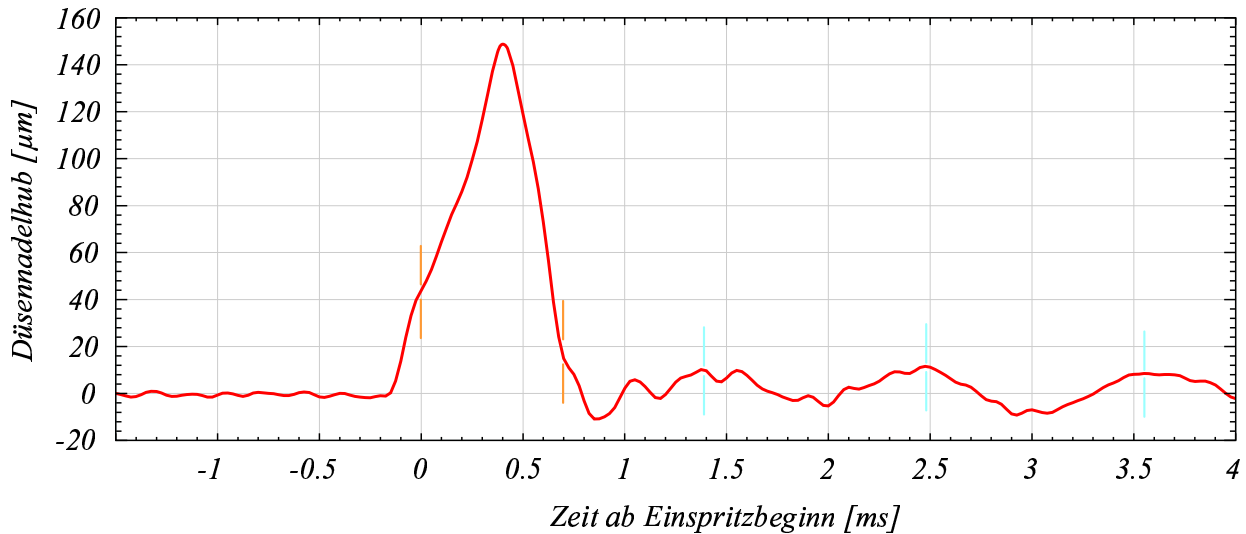


Abbildung 6.3: *Typischer Nadelhubverlauf am Beispiel eines Solenoid-Injektors mit einer Teillastmengeneinspritzung von 10 mg bei 700 bar Raildruck*

(~ 0.7 ms in Abb. 6.3) kein weiterer Kraftstoffaustritt aus den Düsenlöchern stattfindet.

6.2.3 Druckmessung im Versuchsraum

Der Druck im Versuchsraum wurde mit einem im Zylinderkopf befindlichen Quarz-Hochdrucksensor (Typ 7061B, Fa. Kistler) gemessen. Der piezo-elektrische Quarz des Sensors ermöglicht mit seiner hohen Empfindlichkeit eine außerordentlich präzise und durch die kurze Ansprechdauer von wenigen Nanosekunden vor allem eine zeitlich hochauflösende Meßwertabtastung. Dabei handelt es sich um eine relative Messung, bei der die druckinduzierte Ladung des Quarzes gemäß der in Abb. 6.4 dargestellten hyperbolischen Funktion mit der Zeit abfällt. Da der Ladungsverlust erst ab etwa 100 ms zu einem nennenswerten Meßfehler führt und die am Einhub-Triebwerk durchgeführten Experimente (Kompressions- und teilweiser Expansionshub) eine gesamte Versuchsdauer von 60 ms nicht überschreiten, mußten die gemessenen Druckverläufe nicht korrigiert werden. Zur Aufzeichnung des induzierten Ladungssignales wird dieses mittels eines Ladungsverstärkers (Typ 5011, Fa. Kistler) in eine analoge Spannung zwischen 0 und 10 V gewandelt.

Zur Vermeidung von Druckschwingungen in Meßleitungen wurde der Sensor bündig mit dem oberen Totpunkt des Kolbens im Zylinderkopf montiert. Um das Meßergebnis des Sensors nicht zu beeinflussen mußte während

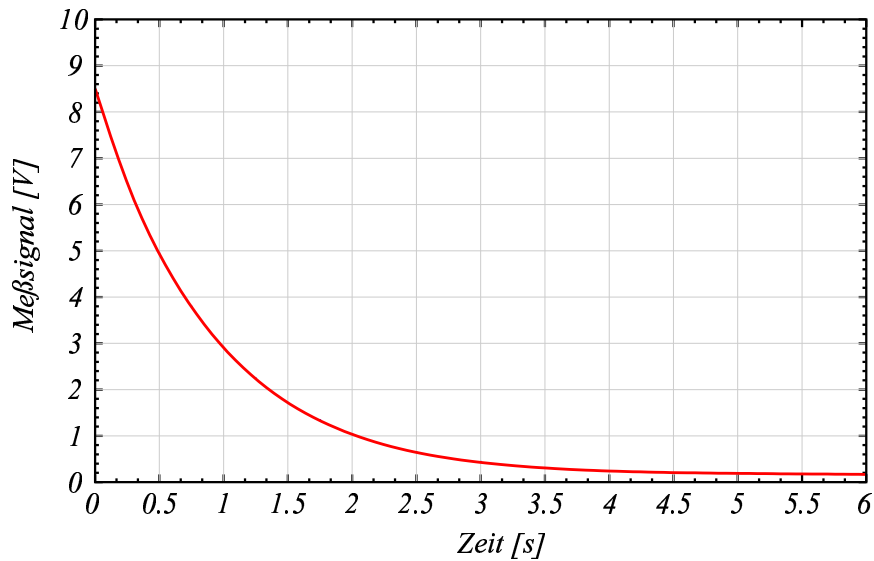


Abbildung 6.4: Spannungsabfall des Kistler-Ladungsverstärkers bei 100 bar Prüfdruck ($10\text{V} \equiv 120\text{ bar}$)

der Versuche darauf geachtet werden, eine Berührung des Kolbens mit dem Zylinderkopf zu vermeiden. Meßtoleranzen bei der Bestimmung des betriebsspezifischen Antriebs- und Ladedruckes resultierten bei jedem Ver-

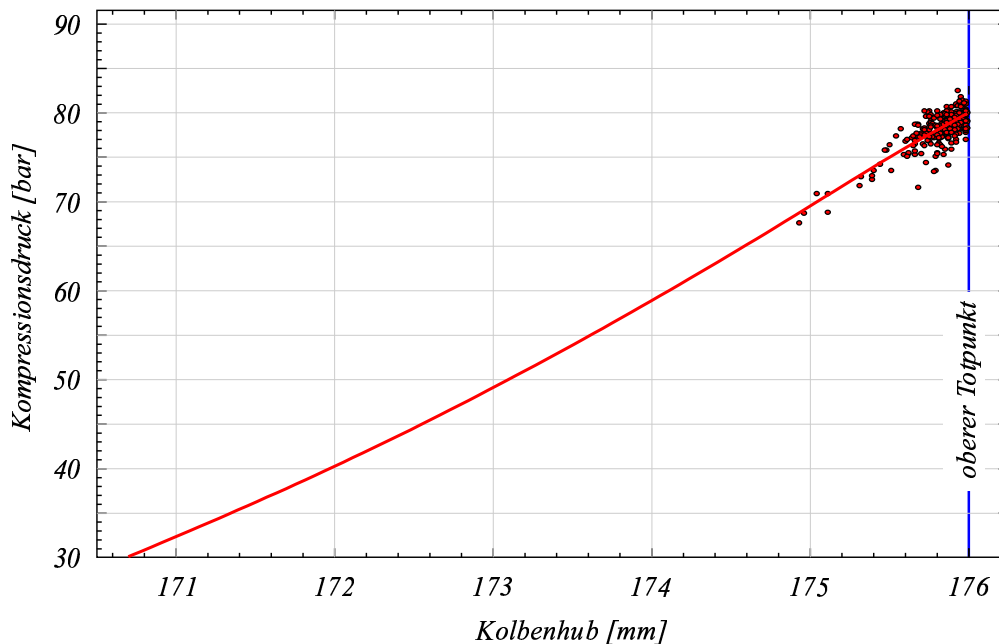


Abbildung 6.5: Erreichter Kompressionsdruck bei unterschiedlichen Kolbenhüben (300 Einzelversuche) mit konstantem Antriebsdruck

such in einer geringfügig unterschiedlichen Endstellung des Arbeitskolbens und folglich des Kompressionsdruckes. Als weitere Ursache dieser Streu-

ung kam ein Rauschen im Hubsignal hinzu, das zu Schwankungen des Öffnungszeitpunktes der Drallventile und damit, in geringem Maße, zu unterschiedlicher Aufladung des Versuchsraumes führte. In Abbildung 6.5 wurde der tatsächlich erreichte Kompressionsdruck aus 300 gleichen Einzelversuchen⁴³ als Funktion des Kolbenhubes dargestellt. Der eingestellte Kompressionsdruck konnte mit einer Genauigkeit von $\pm 3\%$ des angestrebten Wertes von $p_{OT} = 78$ bar erreicht werden.

Für alle Untersuchungen ohne Luftrotation (Drall) wurde der Versuchsraum vor Versuchsbeginn statisch mit dem jeweiligen Ladedruck befüllt, der über einen hochpräzisen Absolutdrucksensor⁴⁴ mit einer Genauigkeit von ± 5 mbar eingestellt werden konnte.

6.2.4 Raildruck

Für die Steuerung des Raildruckes im Kfz besitzt das verwendete Serienrail einen integrierten Kraftstoffdruck-Sensor. Dieser Sensor wurde auch zur Bestimmung des Raildruckes für die überwiegende Zahl der Untersuchungen im Einhub-Triebwerk verwendet. Der gemessene Kraftstoffdruck wurde während jedes Versuches zusammen mit den restlichen Daten aufgezeichnet.

Im Betrieb kommt es während jeder Einspritzung durch die ausströmende Brennstoffmasse zu einer mehr oder weniger starken Absenkung des realen Raildruckes im Injektor bzw. vor den Spritzlöchern der Düse selbst. Des Weiteren rufen Öffnungs- und Schließvorgänge der Düsennadel hochfrequente Schwingungen in den Kraftstoffleitungen hervor, was letztlich zu einer Schwankung des düsennahen Kraftstoffdruckes führt und sich wesentlich auf das Einspritz- und Zerstäubungsverhalten auswirken kann. Um während einer Einspritzung den real am Injektor anliegenden Raildruck bestimmen zu können, wurde für ausgewählte Messungen der Kraftstoffdruck mit einem piezo-elektrischen Quarz-Hochdrucksensor⁴⁵ unmittelbar an der Kraftstoffzuleitung des Injektors gemessen.

Abbildung 6.6 zeigt einen solchen Druckverlauf am Injektor (Solenoid) bei Einspritzung einer Kraftstoffmenge von ~ 65 mg bei 1000 bar Raildruck. Die Abtastfrequenz des Raildruckes betrug dabei 40 kHz.

Deutlich zu erkennen: unmittelbar nach Öffnung der Düsennadel sinkt

⁴³Beispiel: Simulation eines Teillastbetriebszustandes: $L_{Hub}=176$ mm, $m_B=15$ mg, $p_{Rail}=800$ bar, mit Drall ~ 580 rad/s

⁴⁴Typenreihe 8201 Bauart H, Fa. Burster: Meßbereich 0 - 30 bar

⁴⁵Quarz-Hochdrucksensor, Typ 6229A, Fa. Kistler

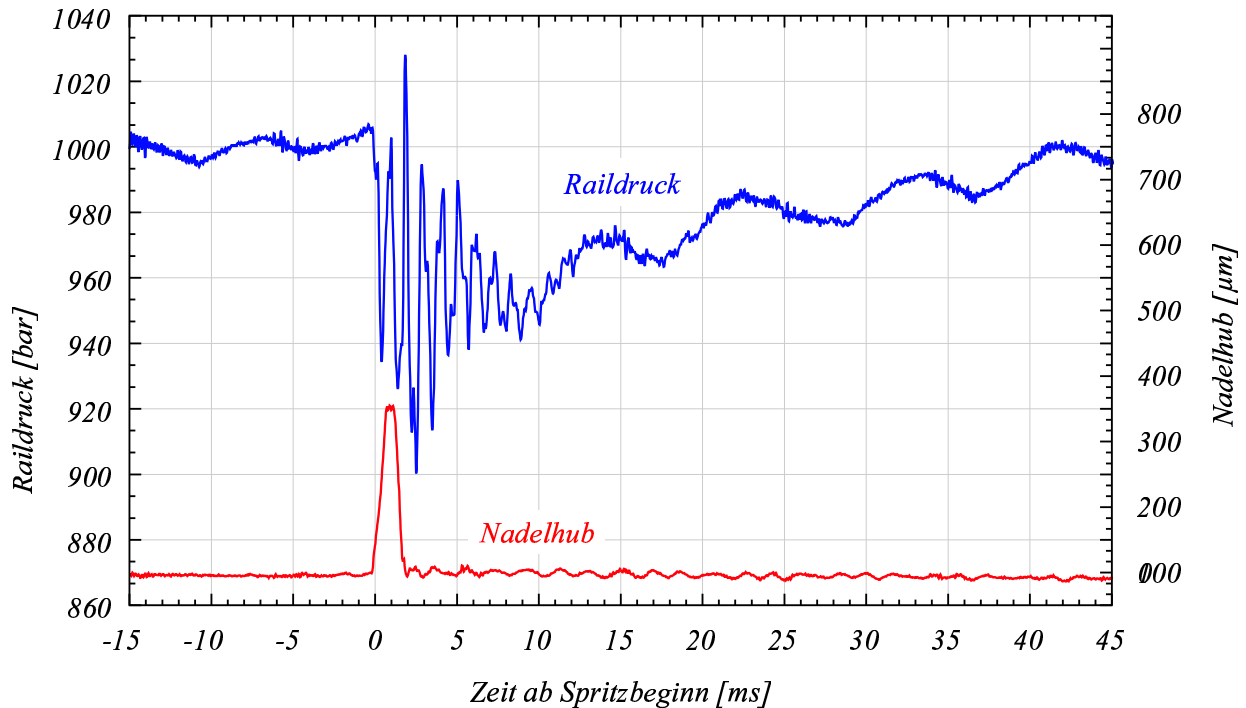


Abbildung 6.6: Gemessener Verlauf (Quarz-Hochdrucksensor Typ 6229A, Fa. Kistler) des Raildruckes bei Einspritzung von 65 mg Dieselmotorkraftstoff mit einem Solenoid-Injektor

der Kraftstoffdruck schlagartig ab. In Abhängigkeit von der Öffnungsgeschwindigkeit der Nadel und der Bestromungszeit des Injektors kann sich so der Raildruck kurzzeitig um über 100 bar reduzieren.

Das Rail selbst besitzt im Vergleich zum Injektor und dessen Zuleitung ein relativ großes Kraftstoffvolumen, welches Druckschwankungen dieser Größenordnung vollständig „puffert“, so daß diese mit dem integrierten Drucksensor nicht nachgewiesen werden konnten.

7 Ergebnisse

Die dieselmotorische Verbrennung beinhaltet eine Reihe von physikalischen und chemischen Prozessen, die angefangen von der Kraftstoffeinspritzung, dem Strahlzerfall, der Strahlverdampfung bis hin zur Zündung und Verbrennung des eingespritzten Kraftstoffes reichen.

Die einzelnen Prozesse werden wiederum von einer Vielzahl von Effekten beeinflusst. Von wesentlicher Bedeutung ist dabei der zeitliche Verlauf

- von Kompressionstemperatur und -druck
- der Einspritzung (bzw. der Zeitpunkt des Spritzbeginns)
- des Kraftstoffmassenstroms⁴⁶ aus der Düse
- der Spraybildung und Verdampfung⁴⁶ u.a. beeinflusst durch die Bohrungsqualität (Oberflächenstruktur) der einzelnen Düsenlöcher⁴⁷
- der Luftströmung im Zylinderraum

Der zeitgleiche Ablauf der genannten Teilprozesse geschieht unter starker gegenseitiger Beeinflussung, wobei sich von Versuch zu Versuch Zylinderdruck bzw. -temperatur geringfügig voneinander unterscheiden können. Diese nicht vermeidbaren Unterschiede sind im Motor unter dem Begriff *Zyklusschwankungen* bekannt. Trotz dieser Abweichungen erlaubt die Beobachtung sich häufig wiederholender Phänomene nicht nur deren exakte Beschreibung, sondern auch die Formulierung allgemeiner Erkenntnisse zur Kraftstoffeinspritzung, Gemischaufbereitung und Verbrennung.

⁴⁶Wiederum abhängig vom Raildruck, Nadelhub und von der Düsenlochzahl bzw. dem Bohrungsdurchmesser der Düsenlöcher

⁴⁷Während des Einspritzvorganges kommt es in der Düse zu Kavitationserscheinungen, die den Zerfallsprozeß des Strahles wesentlich beeinflussen[69].

Bei der Durchführung der Versuche wurden einige wesentliche Parameter gezielt verändert, um über deren Einfluß qualitative Aussagen treffen zu können. Unter Verwendung unterschiedlicher Injektor- und Düsenbauarten stand speziell der Einfluß

- der Düsenlochzahl
- der Kompressionstemperatur
- des Kompressionsdruckes
- des Raildruckes
- einer rotierenden Luftbewegung (Drall) und
- einer geteilten Einspritzung (Voreinspritzung)

im Zentrum der Beobachtung.

7.1 Untersuchte Betriebszustände

Im Folgenden sind die am Einhub-Triebwerk gegebenen Maße und verwendeten Einstellungen zu den durchgeführten Messungen tabellarisch zusammengestellt:

Kolbendurchmesser ⁴⁸	d_{Kolben}	=	78.3 mm
Hublänge	l_{Hub}	=	176 mm
Verdichtungsverhältnis	ϵ	=	19.8
Kolbenabstand vom Zylinderkopf im OT	x_{OT}	=	0.6 mm
Zylinderwandtemperatur	$T_{Zylinder}$	=	375 K
Kolbenmuldentemperatur	T_{Mulde}	=	460 K
Ladelufttemperatur	T_{Lad}	=	320 K
gerechn. Kompressionstemp.	T_{OT}	=	990 K

Die Kolbengeometrie (\varnothing 78.3 mm, Mulde \varnothing 40 mm) glich brennraumseitig der eines AUDI 2.5l TDI.

Um Wandeinflüsse der Einspritzstrahlen und der Flammen in der Kolbenmulde beobachten zu können, wurde der untere Muldenring (vgl. 4 in Abb. 4.2) zeitweise entfernt.

7.2 Visuelle Auswertung der Filmsequenzen

Zur Visualisierung der hochtransienten Gemischbildungs- und Verbrennungsvorgänge im Einhub-Triebwerk wurde das Schattenriß-Verfahren verwendet. Der kombinierte Einsatz von Hochgeschwindigkeitskamera und kontinuierlicher Laserbeleuchtung ermöglichte eine gleichzeitige Aufzeichnung der flüssigen und dampfförmigen Phase von Dieselkraftstoff, der mit Einspritzdrücken bis zu 1400 bar in die heiße und hochkomprimierte Atmosphäre des Brennraumes eingespritzt wurde. Es wurde sowohl die Ausbreitung, Zerstäubung und Verdampfung des flüssigen Einspritzstrahles, als auch das in unmittelbarer Strahlumgebung entstehende Kraftstoffdampf-Luft-Gemisch aufgezeichnet. Orte mit hoher Kraftstoffkonzentration werden auf den bewegten Bildsequenzen als sog. Schlieren sichtbar (Aufnahmen zur Kraftstoffverdampfung finden sich im folgenden Kapitel 7.2.1 in Abb. 7.3).

Weiterhin wurde auch der Zündungs-, Entflammungs- und Verbrennungsprozeß visualisiert. Dabei handelt es sich um das Eigenleuchten bzw. Rußleuchten der hauptsächlich diffusiven, weiß-gelben Flamme (vgl. Abb. 7.1). Abbildung 7.2 zeigt das aufgezeichnete Emissionsspektrum des Rußleuchtens im sichtbaren Lichtbereich von 400 bis 700 nm und darüber hinaus. Homogene Verbrennungsreaktionen, die mit ausschließ-

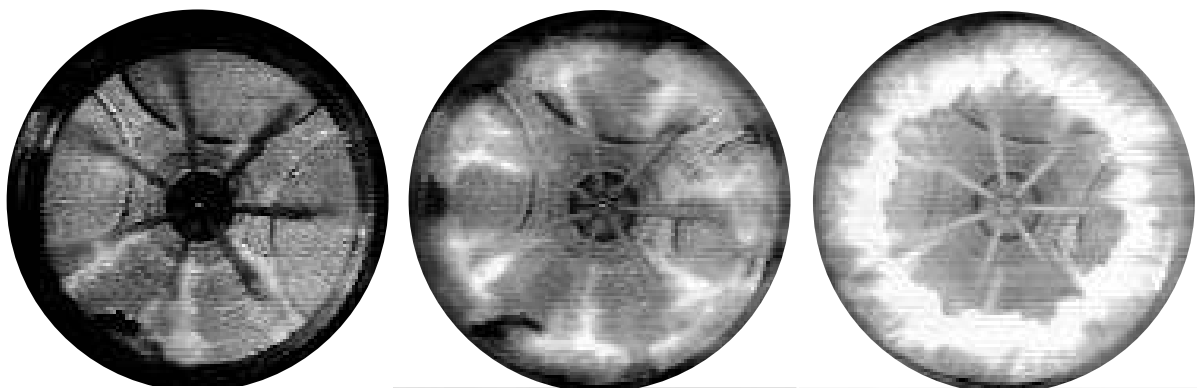


Abbildung 7.1: Einzelbilder einer Verbrennungssequenz zeigen die Flammenentwicklung von der Zündung bis zur Entflammung der gesamten Strahlkegel. Helle Regionen kennzeichnen das charakteristische Rußleuchten einer diffusiven Verbrennung.

lich blauer Flamme (geringe Leuchtintensität) hauptsächlich im violetten und ultravioletten Bereich Licht emittieren, können noch anhand von Schlierenbildung durch Temperaturgradienten auf der bewegten Bildse-

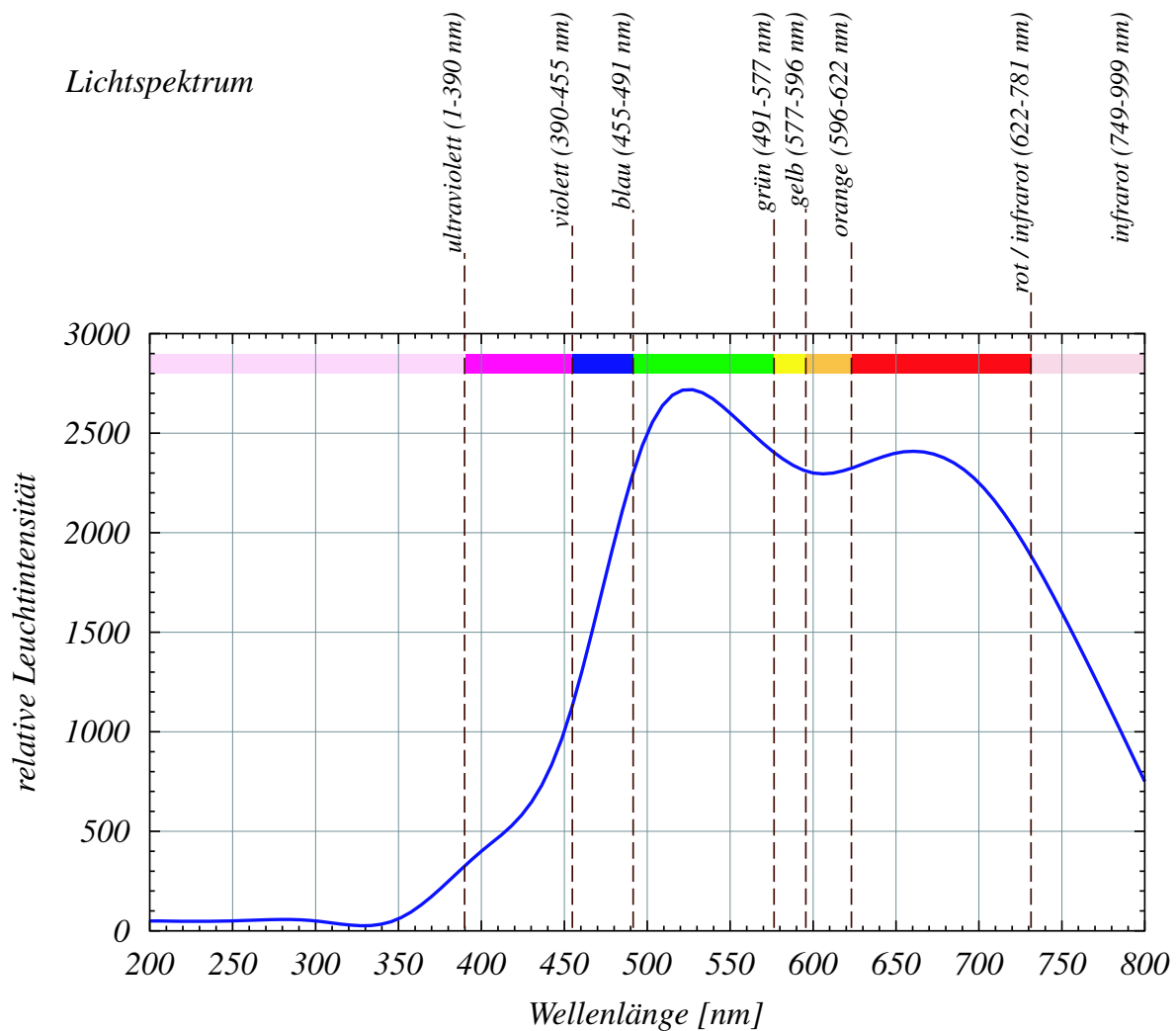


Abbildung 7.2: Spektralanalyse einer Diffusionsflamme: Ein breitbandiges Rußleuchten mit hoher Intensität wurde zur Aufzeichnung der Flammsequenzen verwendet

quenz erkannt werden. Dagegen sind die chemischen Vorreaktionen der Verbrennung, die sog. „Cool Flame“-Reaktionen, auf den Filmsequenzen nicht sichtbar.

Unter Berücksichtigung der betriebszustands-spezifischen, zeitlich und örtlich variierenden Verdampfung und Verbrennung kann der prinzipielle Ablauf einer Einspritzung bei Kompressionstemperaturen oberhalb von 950 K allgemein wie folgt beschrieben werden.

7.2.1 Spraybildung und Verdampfung

Abbildung 7.3 zeigt exemplarisch zwei zeitparallele Bildsequenzen⁴⁹ eines Einspritzvorganges in die kompressionserhitzte Atmosphäre der Kolbenmulde ($\varnothing 40$ mm, $T_{OT} \simeq 990$ K) im Einhub-Triebwerk. Jede Sequenz zeigt den vergrößerten Bildausschnitt ein und desselben Einspritzstrahles einer 5-Loch Minisacklochdüse aufgenommen bei jeweils gleichen Versuchsrandbedingungen hinsichtlich Kraftstoffdruck, Kraftstoffmenge, Kompressionsdruck und -temperatur⁵⁰. In der linken Spalte wurde der Zylinderraum vor Versuchsbeginn mit Stickstoff gefüllt, um eine Entflammung des verdampfenden Kraftstoffes zu verhindern und selektiv das Eindringen (evtl. Wandwechselwirkung) und die Verdampfung des Strahles beobachten zu können. Im Vergleich dazu zeigt die rechte Spalte den vollständigen Prozeß der Einspritzung mit Verdampfung (0.259-0.333 ms), Zündung (0.407 ms) und Verbrennung im luftgefüllten Zylinderraum. Die Zeitzählung beginnt bei dieser und allen folgenden Bildsequenzen mit dem ersten sichtbaren Austritt des Kraftstoffes aus dem Düsenloch - hier definiert als *Spritzbeginn*.

Deutlich zu erkennen ist auf den ersten zwei Bildern beider Sequenzen der unverdampfte Anteil des kegelig in den Zylinderraum eindringenden Einspritzstrahles. Tendenziell erzeugen höhere Einspritz- und Zylinderdrücke größere Kegelwinkel, niedrigere Drücke kleinere Winkel (vgl. auch [69] und [7]). Der Vergleich vieler Einspritzungen bei identischen Randbedingungen läßt während des Einspritzprozesses Schwankungen sowohl in der Eindringtiefe als auch in der Verdampfung des Strahles erkennen (linke Spalte in Abb. 7.3). Bedingt durch Druckschwingungen im Injektor und in dessen Zuleitung kommt es in unregelmäßigen Zeitabständen zur Bildung verschieden welliger Strahlprofile (vgl. 0.481 ms, linke Spalte von Abb. 7.3) und zu pulsartiger Verdampfung der Strahlspitze. Trotz des Auftretens von solchen Schwankungen ist im Einhub-Triebwerk die Reproduzierbarkeit der simulierten Betriebszustände voll ausreichend, um die erhaltenen Messungen aufgrund ihrer typischen Verdampfungs- und Verbrennungsschematas eindeutig ihren jeweiligen Randbedingungen bzw. den eingestellten Versuchsparametern zuordnen zu können.

⁴⁹ Aufgenommen mit einer Bildrate von 27000 Bilder/s (Bildabstand: 37 μ s)

⁵⁰ Betriebszustand: $p_{OT}=78$ bar, $p_{Rail}=800$ bar, $m_B=15$ mg, $T_{OT} \simeq 990$ K

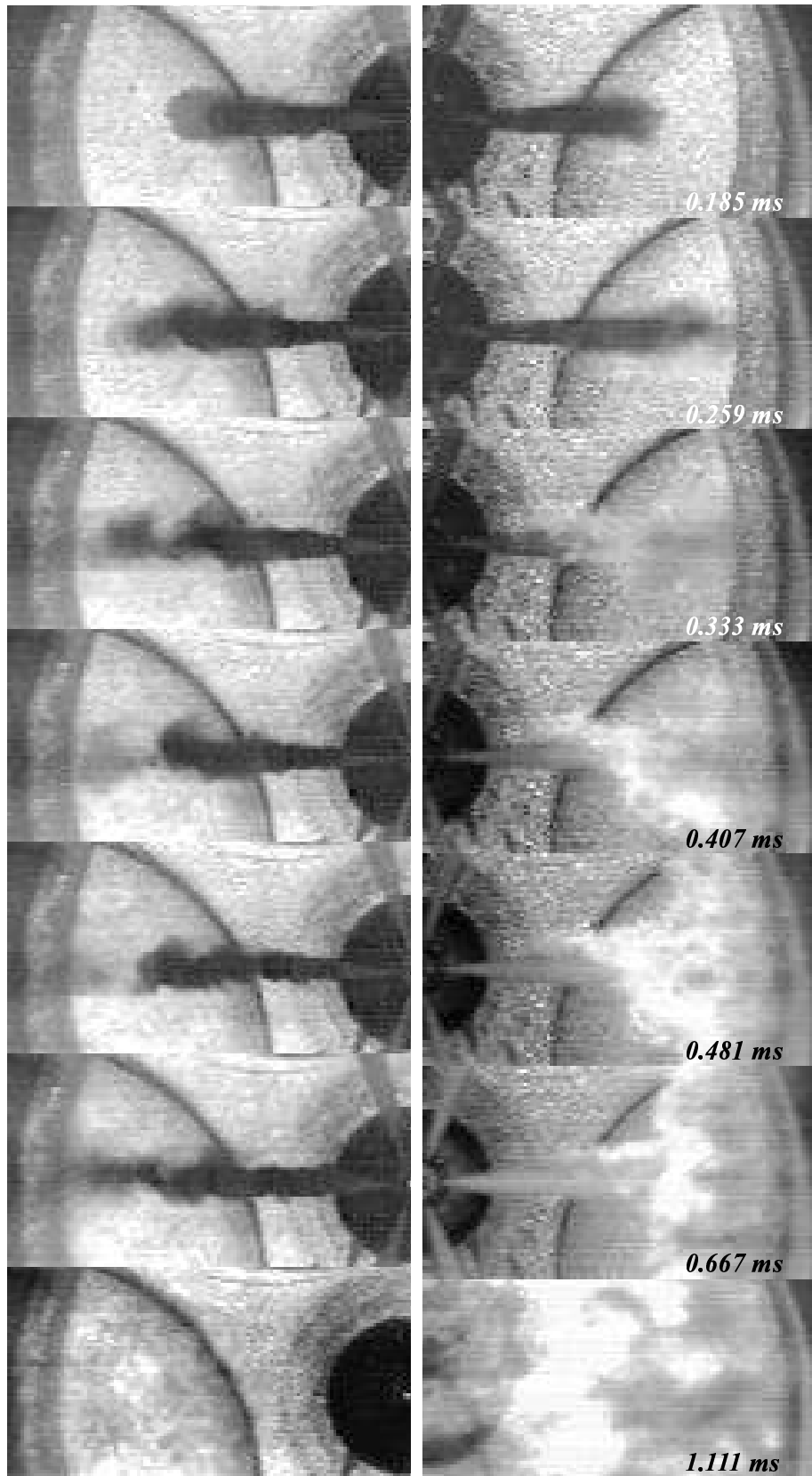


Abbildung 7.3: Verdampfung/Verbrennung am Einzelstrahl einer 5-Loch Minisacklochdüse. Linke Spalte: Zylinderraum mit Stickstoff gefüllt, rechte Spalte: Zylinderraum mit Luft gefüllt

7.2.2 Verbrennung

Grundvoraussetzung für eine Verbrennung ist neben dem Erreichen der Zündtemperatur eine vollständige Verdampfung des Kraftstoffes verbunden mit der Erreichung der Zündfähigkeit durch hinreichende Vermischung mit der Brennraumluft. Im so entstandenen Kraftstoffluftgemisch beginnen bei Umgebungstemperaturen oberhalb von 450°C chemische Zerfallsprozesse, die sog. *Crack-Reaktionen*, abzulaufen. Dabei bestimmt die Umgebungstemperatur im Wesentlichen die Dauer dieser Prozesse, die als Vorreaktionen der Verbrennung eine kurze zeitliche Verzögerung des eigentlichen Brennbeginns hervorrufen. Diese Verzögerung wird allgemein auch *Zündverzögerung* genannt.

Abbildung 7.3 (rechte Spalte) zeigt den Brennbeginn eines solchen Kraftstoffluftgemisches (vgl. 0.333 ms). Der anhaltende Kraftstofffluß der geöffneten Düse transportiert die sich ausbreitenden Flammen in die unterschiedlichen Regionen des Brennraumes (vgl. 0.407 ms - 1.111 ms).

7.2.3 Einfluß der Kompressionstemperatur

Jeder Versuch im Einhub-Triebwerk beginnt mit einem schnellen Kompressionsvorgang der die im Zylinderraum befindliche Luftmenge stark erhitzt (vgl. Seiligerprozeß in Abb. 7.4, rechtes Diagramm, Schritt 1-2). Eine Aufheizung von Luft verursacht deren Ausdehnung und im Falle einer festen Brennraumbegrenzung eine Erhöhung des Druckes. Je geringer dabei der Wärmeverlust an die Umgebung ist, desto höher ist auch die erreichbare Kompressionstemperatur und der erreichbare Kompressionsdruck. Um die Kompressionstemperatur im Einhub-Triebwerk an diejenige im realen Motor anzugleichen, war es notwendig, die vergleichsweise hohen Wärmeverluste im Einhub-Triebwerk durch Vorheizung der „kalten“ Oberflächen im Zylinderraum zu reduzieren. Wie bereits in Kapitel 4.1 ausführlich erläutert, wurde dies durch eine gezielte Kolben- und Zylinderwandbeheizung realisiert. Somit war es möglich, den Einfluß der Kompressionstemperatur auf die Einspritzung, Verdampfung und Verbrennung zu untersuchen. Als Grundlage dienten die ermittelten⁵¹ Kompressionsendtemperaturen $T_{OT} \simeq 800\text{ K}$, 880 K und 990 K (vgl. Kapitel 4.3.4), die durch Veränderung des gesamten Beheizungszustandes, d.h. der Kombination aus

⁵¹Die Berechnung der Kompressionsendtemperaturen erfolgte über die in Kapitel 4.3.4 beschriebene Druckverlaufsanalyse.

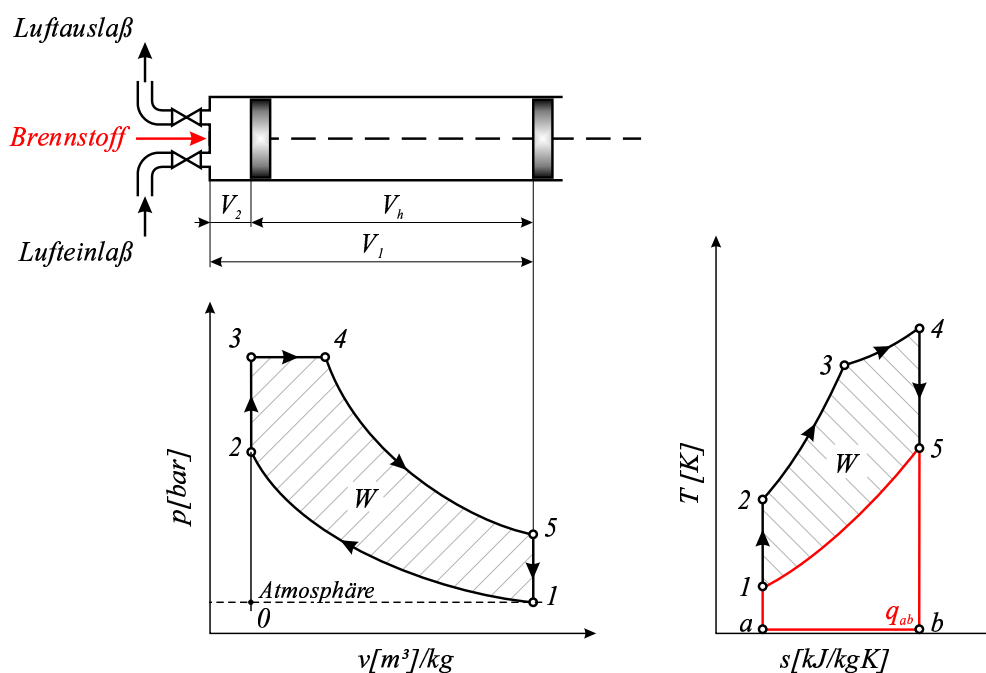


Abbildung 7.4: Seiligerprozess im p,v und T,s -Diagramm;

- 1-2: isentrope Verdichtung, 2-3: isochore Wärmezufuhr
 3-4: isobare Wärmezufuhr, 4-5: isentrope Ausdehnung
 5-1: isochore Wärmeabfuhr

Zylinderwandbeheizung (375 K) und Kolbenmuldenbeheizung (460 K) erreicht wurden:

- ohne Beheizung: $T_{OT} \simeq 800$ K
- nur Kolbenmuldenbeheizung: $T_{OT} \simeq 880$ K
- Kolbenmuldenbeheizung + Zylinderwandbeheizung: $T_{OT} \simeq 990$ K
 (= motorischer Temperaturzustand)

Unter Verwendung des Solenoid-Injektors wurden am Beispiel einer Teillast-Einspritzmenge⁵² von 10 mg Dieselkraftstoff die Einspritz-, Verdampfungs- und Verbrennungsabläufe bei den oben genannten Kompressionstemperaturen mittels der Hochgeschwindigkeitskamera visualisiert (Bildfrequenz: 13500 Bilder/s).

Die Variation der Kompressionstemperatur ergab bei sonst identischen Versuchsbedingungen die in den Abbildungen 7.5 und 7.6 vergleichend dargestellten Meß-⁵³ und Bilddaten:

⁵²Betriebszustand: $p_{OT}=58$ bar, $p_{Rail}=700$ bar, $m_B=10$ mg, Drall 0 rad/s

⁵³Die korrespondierenden Bildsequenzen zu Abbildung 7.5 befinden sich in Abbildung 7.6.

$T_{OT} \simeq 800 \text{ K}$: Der Druckverlauf zu 800 K in Abbildung 7.5 besitzt einen langen Zündverzug, hervorgerufen durch die vergleichsweise niedrige Kompressionstemperatur. Die Folge ist ein sichtbar verzögerter

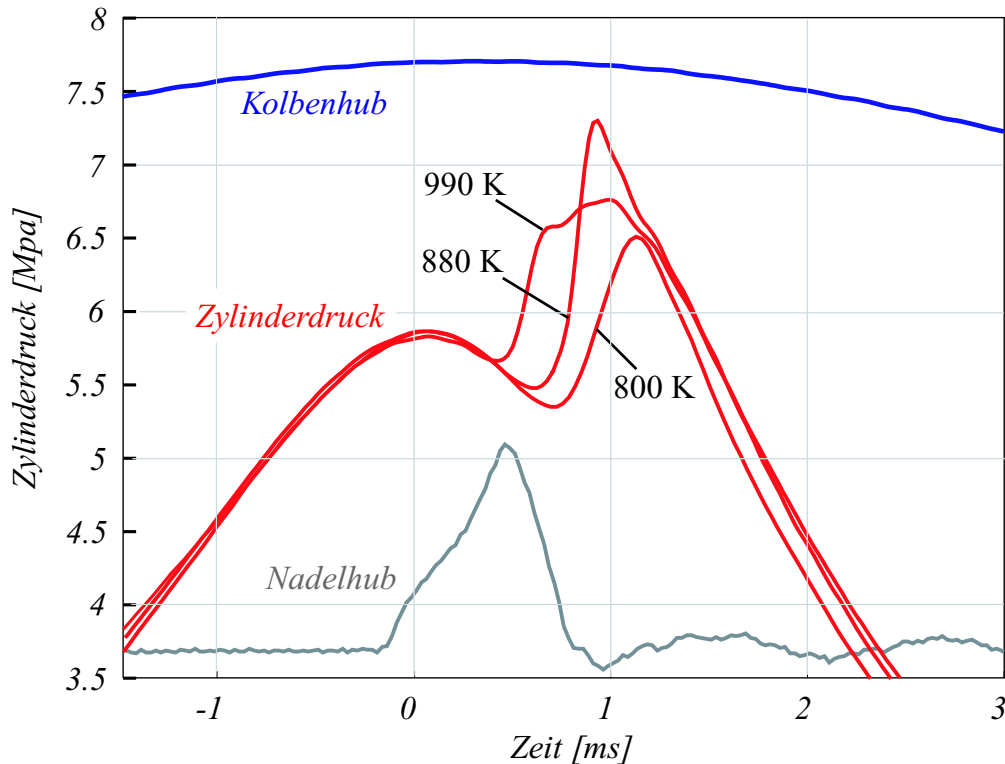


Abbildung 7.5: Vergleich des Zylinderdruckverlaufes bei variierender Kompressionstemperatur durch unterschiedliche Beheizung im Einhub-Triebwerk

Brennbeginn (vgl. „Zündbeginn“ in Abb. 7.6). Der kleinere integrale Wert des dargestellten Druckverlaufes wird durch eine unvollständige Verbrennung verursacht, die Reste flüssigen Kraftstoffes⁵⁴ in der Kolbenmulde hinterläßt. Nur ein Teil der eingespritzten Brennstoffmasse von 10 mg wird umgesetzt, da die unbeheizte Kolbenmulde während der ausschließlich vorgemischten Verbrennung (vgl. helle Verbrennungsflamme bei 889/963 μs) kein vollständiges Abdampfen des Kraftstoffes von der Oberfläche der Kolbenmulde ermöglicht. Bestätigt wird dies auch durch Filmaufnahmen dieser Versuche, die deutlich einen Wandkontakt des Einspritzstrahles (hier bei 519/593 μs) erkennen lassen.

⁵⁴Der unverbrennte flüssige Kraftstoff wurde nach Versuchsende durch Öffnung des Zylinderraumes in der Kolbenmulde nachgewiesen.

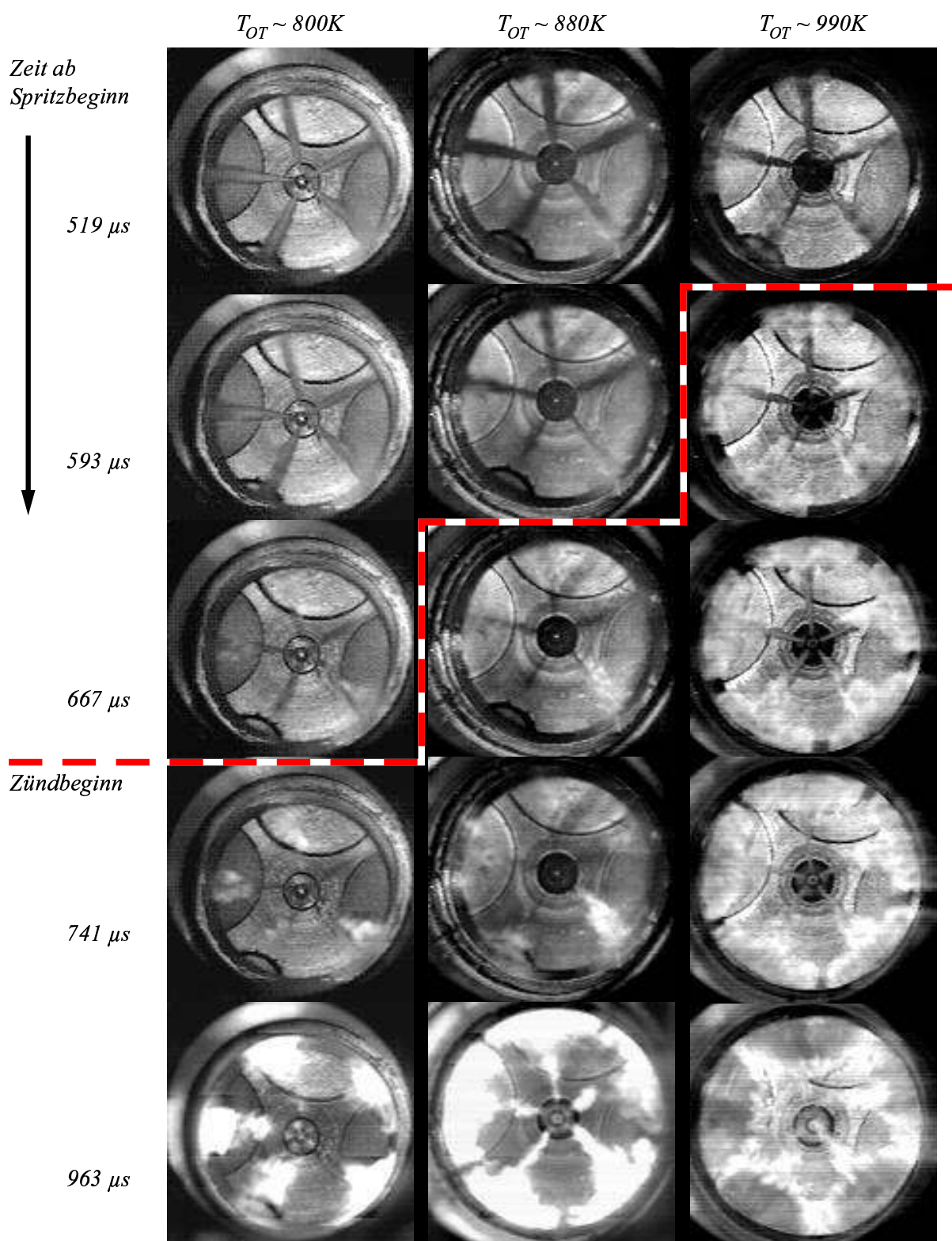


Abbildung 7.6: Einfluß der Kompressionstemperatur auf Zündung und Flammenausbreitung

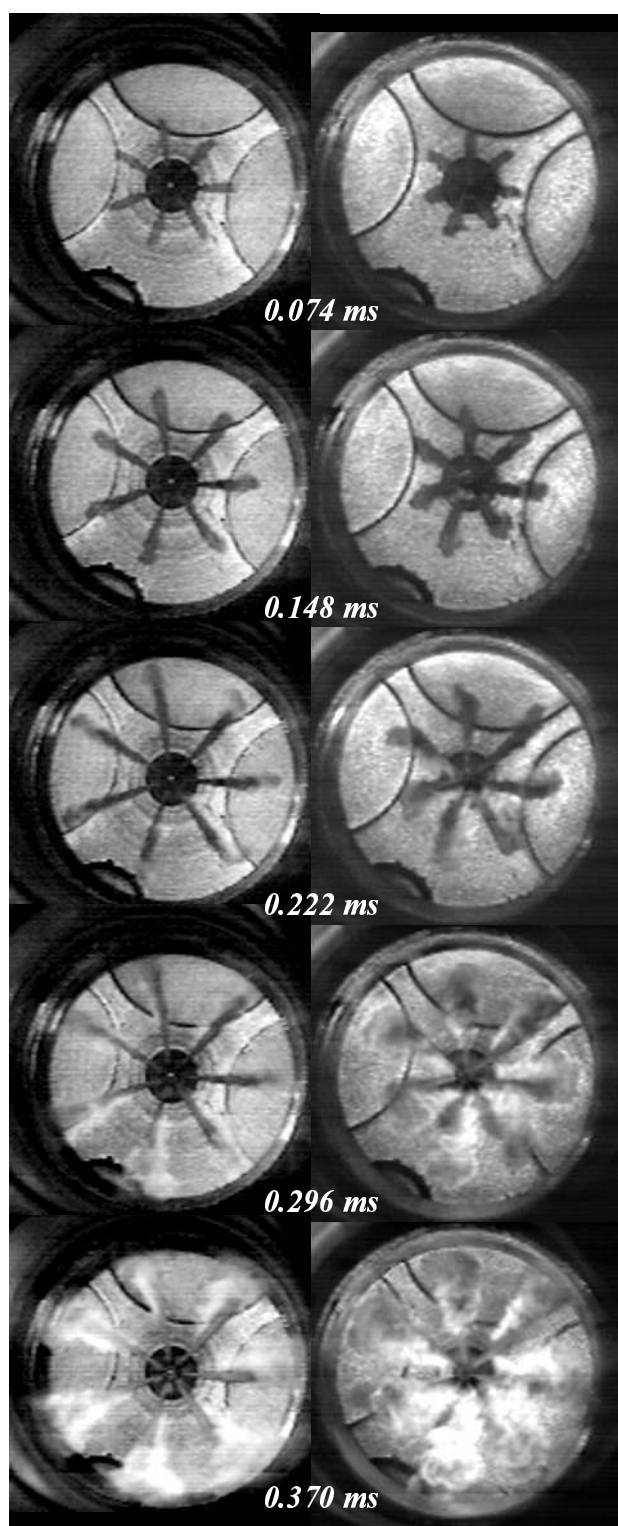
$T_{OT} \simeq 880 \text{ K}$: Der gemessene Verlauf zu 880 K besitzt einen kürzeren Zündverzug ($\tau=550 \mu\text{s}$, vgl. Abb. 7.5) mit deutlich höherem integralem Druckverlauf, bei der nahezu keine Brennstoffreste in der Mulde zurückbleiben⁵⁴. Der Entflammung folgt eine ausgeprägte vorgemischte Verbrennung (vgl. Abb. 7.6, 815-963 μs). Trotz der Erhöhung der Kompressionstemperatur um 80 K kommt es im Verlauf der Verbrennung noch zu keiner ausgeprägten Diffusionsflamme, wobei der eingespritzte Kraftstoff kontinuierlich eingespritzt, verdampft und verbrannt wird. Die spontane Umsetzung des Kraftstoffes führt zu hohen Gradienten im Druckverlauf, die einen steigenden Spitzendruck im Zylinder zur Folge haben (hier: 73 bar). Diese Art der Verbrennung gleicht dem bekannten „Nageln“ beim Kaltstart eines Dieselmotors.

Auf der begleitenden Filmsequenz in Abbildung 7.6 ist bei 519 μs der Wandkontakt des Einspritzstrahles zu erkennen, dessen entflammendes Gemisch (667 μs) nach 815 μs als hell leuchtende Flamme mit ebenfalls intensivem Wandkontakt hauptsächlich vorgemischt verbrennt (Nadelschluß bei 750 μs).

$T_{OT} \simeq 990 \text{ K}$: Der Verbrennungsverlauf in Abbildung 7.5 gleicht nun dem eines realen Motors; der vorgemischte Flammenanteil ist auf eine kleine, steil ansteigende Flanke reduziert, gefolgt von einer diffusiven Verbrennung (Vermeidung von Druckspitzen \leadsto moderater Druckverlauf), bei der der Kraftstoff kontinuierlich eingespritzt, verdampft und verbrannt wird. Gut zu erkennen ist die zündverzugverkürzende Wirkung der höheren Kompressionstemperatur, wodurch der Verbrennungsdruck früher ansteigt ($\tau \simeq 500 \mu\text{s}$). Bei genauer Betrachtung der Filmsequenzen in Abb. 7.6 kann ab 815 μs eine Schwärzung der wandnahen Flammenregionen erkannt werden. Dort erreichen die Flammen erstmals den Glaseinsatz des Muldenbodens. An der kalten Glasfläche kommt es, wie auch an der Muldenwand selbst, zum Verlöschen der Flamme und zu vermehrter Rußbildung, so daß trotz starker Verbrennungsaktivität die Leuchtkraft reduziert erscheint.

Allgemein führen steigende Kompressionstemperaturen zu einer Verringerung der Eindringtiefe flüssiger Strahlbestandteile. In Abhängigkeit von Druckschwingungen in der Zuleitung zum Injektor oder im Rail schwankt diese Eindringtiefe um ein betriebszustandabhängiges Maß.

7.2.4 Einfluß des Kompressionsdruckes



Der Kompressionsdruck, d.h. die im Zylinderraum vorherrschende Umgebungsdichte, beeinflusst den Einspritzvorgang ebenso wie die Folgeprozesse Verdampfung, Zündung und Verbrennung. In Abbildung 7.7 ist exemplarisch ein Vergleich einer Einspritzung bei 80 bar⁵⁵ (linke Spalte) bzw. 120 bar⁵⁶ Kompressionsdruck (rechte Spalte) gezeigt. Ein steigender Kompressionsdruck, d.h. eine höhere Umgebungsdichte, führt infolge wachsenden Impulsaustausches des Kraftstoffstrahls bzw. der einzelnen Tropfen des Strahles mit der umgebenden Luft zu einem Anstieg des Strahlkegelwinkels [69]. Dadurch kommt es insgesamt, in Abhängigkeit von Kompressionstemperatur, Luftdichte und Raildruck, zu einem zeitlich verzögerten Eindringen des Strahles in den Zylinderraum (vgl. Abb. 7.7). Ferner begünstigen wachsende Scherkräfte am Strahl die Bildung kleinerer Tröpfchen [69], die von der Umgebung schneller abgebremst (Impulsaustausch) und verdampft werden. Beides hat zur Folge, daß sich zündfähiges

Abbildung 7.7: Einspritzbeginn bei unterschiedlichem Kompressionsdruck (80 bar linke Spalte, 120 bar rechte Spalte)

⁵⁵Betriebszustand: 7-Loch Minisacklochdüse (HD 365), $p_{OT}=80$ bar, $p_{Rail}=800$ bar, Drall $\simeq 580$ rad/s

⁵⁶Betriebszustand: 7-Loch MSLD (HD 560), $p_{OT}=120$ bar, $p_{Rail}=1086$ bar, Drall $\simeq 500$ rad/s

Gemisch lokal näher am Spritzloch bildet und sich somit auch der Zündort der Einzelstrahlen tendenziell in Richtung Brennraummitte verlagert (0.295 ms).

Des Weiteren besitzt eine Erhöhung des Kompressionsdruckes auch großen Einfluß auf die Wirksamkeit einer rotatorischen Luftbewegung, des sog. Dralls, im Brennraum. Dabei bewirkt eine steigende Luftdichte einen erhöhten Impulsaustausch mit der Umgebungsluft und führt so zu einer höheren Dralleffizienz (vgl. Abb. 7.7). Auf dem Weg vom Düsenaustritt bis zum Erreichen der Muldenwand werden die einzelnen Einspritzstrahlen bei einem Kompressionsdruck von $p_{OT} = 120$ bar bereits 200 μ s nach Spritzbeginn deutlich sichtbar deformiert (0.222 - 0.296 ms), wohingegen bei $p_{OT} = 80$ bar diese noch nahezu unbeeinflusst bleiben.

Durch den Einspritzvorgang wird im Brennraum eine der Bewegungsrichtung der Tropfen gleichgerichtete radiale Strömung induziert, die im Verlauf der Einspritzung gegenüber einer Drallströmung, gleich welcher Intensität, energetisch überwiegt. Diese strömungsbedingte Dominanz der Kraftstoffstrahlen herrscht jedoch unmittelbar nach Spritzbeginn⁵⁷, d.h. beim ersten Austritt des Kraftstoffes aus der Düse, noch nicht vor (vgl. Abb. 7.7, 0.074 ms). Daher kommt es während des ersten Eindringens der Einspritzstrahlen in den Brennraum zu einer intensiven und daher sichtbaren Strahlbeeinflussung durch den Drall, d.h. nur solange, bis der erste Kraftstoff bzw. Kraftstoffdampf die Muldenwand erreicht hat. Ab diesem Zeitpunkt ist die Düsennadel so weit geöffnet⁵⁸, daß auf den Hochgeschwindigkeitsaufnahmen keine Drallbeeinflussung der Strahlen mehr erkennbar ist.

7.2.5 Einfluß des Raildruckes

Der Einfluß des Raildruckes in der Wirkkette Einspritzung - Verdampfung - Zündung - Verbrennung beginnt mit der Veränderung bzw. Festlegung des Öffnungs- und Schließverhaltens der Düsennadel durch den am Injektor anliegenden Kraftstoffdruck. Unter der Annahme konstanter Drosselverhältnisse⁵⁹ im Injektor selbst bewirkt eine Veränderung des Raildruckes

⁵⁷Die Düsennadel befindet sich hier noch im Öffnungsvorgang, der, wie bereits erwähnt, eine Drosselung der Kraftstoffzufuhr zur Folge hat und mit einer deutlichen Absenkung der Kraftstoffaustrittsgeschwindigkeit verbunden ist.

⁵⁸Drosselverluste in der Düse sinken mit zunehmendem Nadelhub

⁵⁹Gemeint sind Zu- und Ablaufdrossel zur Steuerung des Ventilsteuerkolbens (vgl. Abb. 2.12, 4/5/7).

primär eine Änderung der am Steuerkolben (vgl. Abb. 2.12, 7.) bzw. an der Düsenadel (vgl. Abb. 2.12, 10) angreifenden Kräfte. Im Falle einer Bewegung des Systems werden die Kräfte in entsprechende Beschleunigungen und letztlich Geschwindigkeiten umgesetzt. Demzufolge steigen bei einer Raildruckerhöhung sowohl die Kräfte als auch die Beschleunigungen und damit die Öffnungs- und Schließgeschwindigkeiten sowohl des Steuerkolbens als auch der Düsenadel an. Eine schnellere Nadelbewegung führt insbesondere beim Öffnungsvorgang, d.h. beim Abheben der Düsenadel vom Nadelsitz, zu reduzierten Drosselverlusten und damit zu einem zeitlich schnelleren Kraftstoffaustritt aus der Düse. Im weiteren Verlauf der Einspritzung wird auch der maximale Volumenstrom

$$m_{max} = \mu \cdot A \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_B \cdot (p_{Rail} - p_{OT})} \quad (7.1)$$

früher erreicht. Dadurch steigt der Gesamtimpuls des eingespritzten Kraftstoffes und damit auch dessen Eindringtiefe in den Brennraum (und das auch in kürzerer Zeit).

Bei genauer Betrachtung resultiert die tatsächliche Eindringtiefe der flüssigen Strahlanteile allgemein aus einer Kombination von Raildruck und Verdampfungsgeschwindigkeit⁶⁰ der Sprayspitze in Folge von Lufttemperatur und -dichte⁶¹ im Brennraum. Höhere Raildrücke erzeugen zwar eine höhere kinetische Energie des Strahles am Düsenloch (Tendenz zu größerer Eindringtiefe), bewirken jedoch auch ein stärkeres Aufplatzen des Kraftstoffstrahles, dem die Bildung kleinerer Tröpfchen folgt, die von der umgebenden Luft schneller abgebremst und verdampft werden (Tendenz zu geringerer Eindringtiefe) [69]. Diese zwei gegenläufigen Effekte der einerseits höheren kinetischen Energie des Kraftstoffes am Düsenloch und der andererseits kürzeren Verdampfungszeit des entstehenden Sprays führten bei den Versuchen dazu, daß, insgesamt gesehen, bei Kompressionstemperaturen von 990 K die Eindringtiefe der Einspritzstrahlen trotz Raildruckerhöhung keine nennenswerte Änderung erfuhr. Diese Beobachtungen beinhalten ebenfalls den Effekt, daß durch die Verdampfungsenthalpie dem Brennraum Wärme entzogen wird und es besonders in unmittelbarer Strahlumgebung zu einer Abkühlung der umgebenden Atmosphäre kommt. Generell legt der Raildruck den Volumenstrom fest, d.h. die Kraftstoffmasse, die pro Zeiteinheit in den Brennraum einströmt. Ein höherer Raildruck, d.h. eine höhere Strömungsgeschwindigkeit im Düsenloch verkürzt

⁶⁰Im wesentlichen abhängig von der Temperaturdifferenz des Kraftstofftropfens zur Umgebung, der Kraftstoffoberfläche und dem Stoffaustausch durch Strömung

⁶¹D.h. Impulsaustausch

zum einen die Einspritzdauer für eine bestimmte Kraftstoffmenge, zum anderen wird der Kraftstoff besser zerstäubt (Scherkräfte) [69] und verdampft schneller (Impulsaustausch, erhöhte Turbulenz). Als Konsequenz steigt der vorgemischte Flammenanteil bei Zündbeginn, da bis zum Ablauf der Zündverzugszeit⁶² mehr Kraftstoff verdampft und sich somit eine größere Menge zündfähigen Gemisches im Brennraum befindet. Die Folge ist eine verkürzte Gesamtbrenndauer, die in Kombination mit dem vergrößerten Anteil an vorgemischter Verbrennung in der Regel zu einer höheren Verbrennungstemperatur führt. Dies begünstigt in besonderer Weise die Bildung von Stickoxid (vgl. auch Kapitel 7.4.1).

7.2.6 Einfluß der eingespritzten Kraftstoffmenge

Vor der Verbrennung muß, wie eingangs bereits erwähnt, der in den Zylinder Raum eingespritzte Kraftstoff zumindest teilweise verdampfen (Diffusionsflamme), wobei die dazu notwendige Energie der heißen Brennraumatmosfera entzogen wird. Ein Energieverlust in Form der Verdampfungsenthalpie senkt in Abhängigkeit von der eingespritzten Kraftstoffmenge und den im Brennraum herrschenden Bedingungen⁶³ die lokale Temperatur und somit den Brennraumdruck. Demzufolge können sich Zeitpunkt und Ort der Zündung, aber auch der gesamte Verbrennungsverlauf ändern.

Die Strömung, die durch die kinetische Energie der Kraftstofftröpfchen erzeugt wird, verändert mit steigender eingespritzter Kraftstoffmenge bzw. -masse zunehmend den Strömungszustand im Brennraum (vgl. Abb. 7.14 u. 7.13 in Kapitel 7.2.7). Beispielsweise war bei Untersuchungen mit Drall durch den Prozeß der Einspritzung eine signifikante Verlangsamung der Luftrotation zu beobachten; genauer gesagt betrug bei einer Einspritzmenge von 15 mg die Reduktion der Drallgeschwindigkeit etwa 25 - 30 %. Die verbleibende Luftrotation bestimmt sich demnach aus den Anfangsbedingungen Drallstärke, Brennraumdruck, Raildruck und eingespritzter Kraftstoffmenge (d.h. dem Gesamtimpuls der Kraftstofftröpfchen).

Hochgeschwindigkeitsaufnahmen lassen erkennen, daß bei geöffneter Düsennadel, d.h. während des Einspritzvorganges, und bei Verwendung eines Raildruckes oberhalb von 600 bar in unmittelbarer Strahlumgebung die radiale Einspritzströmung gegenüber dem Drall eindeutig dominiert.

⁶²Ein Einfluß des Raildruckes auf den Zündverzug konnte im Rahmen der Meßgenauigkeit von 74 µs nicht festgestellt werden.

⁶³Brennraumtemperatur, -druck, -volumen, -strömung etc.

Dadurch wird der Drall in seiner Intensität abgeschwächt⁶⁴. Erst nach Nadel-schluß und nach vollständiger Verdampfung des eingespritzten Kraftstoffes setzt sich die verbleibende Drallströmung wieder sichtbar als durchmischende Kraft durch.

7.2.7 Einfluß rotierender Luftbewegung (Drall)

Während des Ansaugtaktes entsteht im realen Motor eine rotatorische Luftbewegung (Drall) im Zylinderraum, bei der Frischluft über die geöffneten Ventile in den Zylinderraum strömt (vgl. Abb. 7.8). Die Charakteristik dieser Strömung gleicht in etwa einem Festkörperdrall, dessen Winkelgeschwindigkeit im Innen- wie im Außenbereich des Zylinders nahezu identisch ist. Diese 3-dimensionale Rotationsbewegung der Luft erfährt während des Kompressionshubes auf zweifache Weise eine Beschleunigung (vgl. Abb. 7.8, 1):

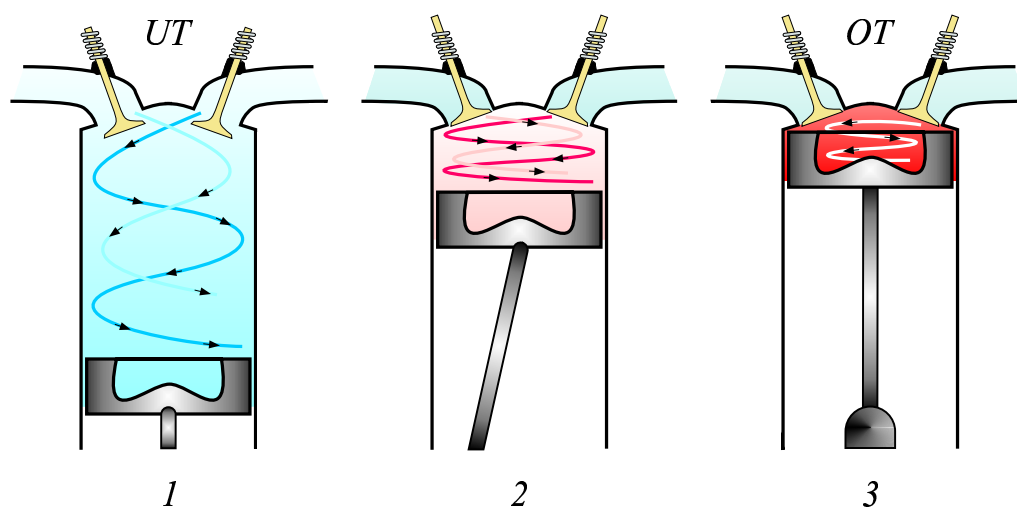


Abbildung 7.8: *Drallentstehung und -beschleunigung beim Ansaug- und Kompressionstakt (Vierventilmotor)*

1. Stellung nach beendetem Ansaugtakt (Drallentstehung) 2. Kompressionsbewegung (Drallbeschleunigung) 3. Stellung nach beendetem Kompressionstakt (maximale Drallgeschwindigkeit)

- Durch Umlenkung der axialen Geschwindigkeitskomponenten des Festkörperdralls während der Bewegung des Pleuellagers von UT nach OT (vgl. Abb. 7.8, 2)

⁶⁴Die radiale Einspritzströmung steht dabei im 90°-Winkel zur Drallströmung.

- Durch Verkleinerung des Rotationsdurchmessers im OT von Kolbendurchmesser (hier: 78.3 mm) auf Muldendurchmesser⁶⁵ (hier: 40 mm, vgl. Abb. 7.8, 3)

Die Kombination beider Effekte erhöht die Rotationsgeschwindigkeit der angesaugten Drallluft um etwa Faktor 2.5 (gemäß einer Simulationsstudie, AUDI AG).

Zur Simulation dieser entstehenden 3-dimensionalen Luftströmung im Einhub-Triebwerk wird durch eine elektromagnetische Ansteuerung eines kleinen, externen Hochdruckspeichers ein kurzer Luftpuls generiert, der tangential in den Zylinderraum eingeblasen wird (vgl. Kapitel 4.3.1). Bei entsprechender Abstimmung von Ladungsmenge und Einblaszeitpunkt kann dadurch auch eine motorreale Aufladung⁶⁶ im Zylinderraum erzeugt werden.

Bei den Untersuchungen zu dieser Arbeit wurden die Drehzahlen 1500 U/min und 2000 U/min simuliert. Dabei wurden in der Kolbenmulde realitätsnahe Rotationsgeschwindigkeiten erzeugt, die zuvor in einer numerischen Studie der AUDI AG in einem 2.5 l TDI-Motor wie folgt ermittelt wurden:

- 580 rad/s bei 2000 U/min. und
- 435 rad/s bei 1500 U/min.

Die Auswertung der Versuche im Einhub-Triebwerk ergab, daß bei allen verwendeten Kompressionsdrücken (p_{OT}) zwischen 50 und 80 bar und Einspritzdrücken (p_{Rail}) zwischen 400 und 1400 bar die flüssigen Bestandteile der Einspritzstrahlen durch die Rotation der Brennraumluft nicht oder nur geringfügig beeinflusst wurden. Im Gegensatz dazu folgt das hauptsächlich am Umfang⁶⁷ der Strahlen durch Verdampfungsprozesse entstehende, gasförmige Kraftstoff-Luft-Gemisch der radial gerichteten Drallströmung (vgl. Abb. 7.9). In Folge von Luftwirbelbildung kommt es auf der Lee-Seite⁶⁸ des Einspritzstrahles zur Ablösung des Dralls von der Strömung der Einspritzung und zu einer Ansammlung des abgetragenen

⁶⁵Der hierbei zusätzlich entstehende *Tumble* bleibt hier unberücksichtigt

⁶⁶Durch vorherige Evakuierung des Zylinderraumes kann auch mit Drallerzeugung eine Aufladung über 1 bar (absolut) vermieden werden.

⁶⁷Die Tropfendichte und -größe nimmt vom Strahlkern nach Außen hin ab [69], so daß sich am Rande der Einspritzstrahlen vornehmlich kleine Tropfen befinden, die von der heißen umgebenden Luft rasch abgebremst und verdampft werden [69].

⁶⁸Drall-abgewandte Seite

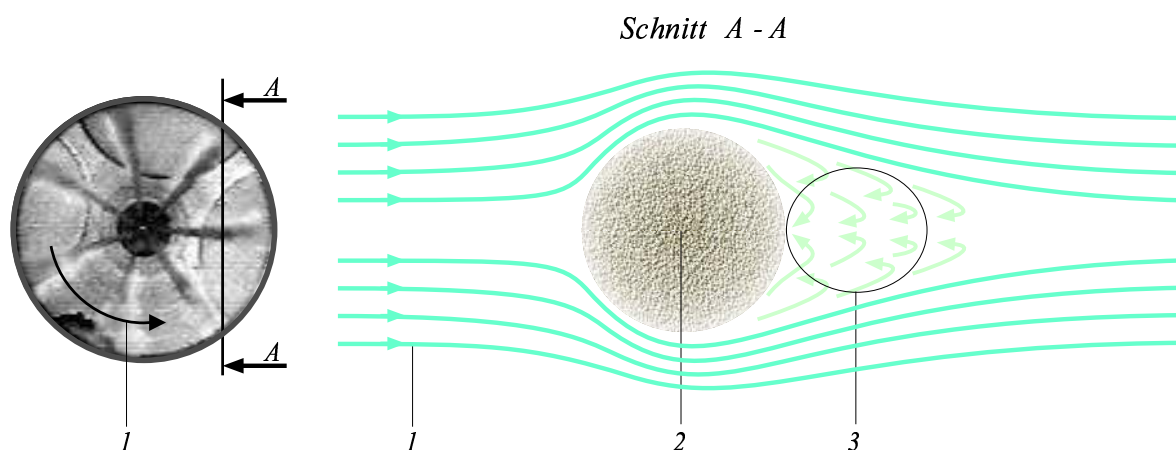


Abbildung 7.9: Modell zur Entstehung erhöhter Kraftstoffkonzentrationen auf der Lee-Seite eines Einspritzstrahles bei Verwendung von Drall

1. Rotationsrichtung der Brennraumluft
2. Kraftstoffstrahl (senkrechter Schnitt)
3. Region erhöhter Konzentration an Kraftstoffdampf

Gemisches im „Windschatten“ des Strahles (vgl. Abb. 7.9, 3). Dies ist auch der Ort der ersten Zündung, da hier eine brennfähige Konzentration an Kraftstoffdampf zeitlich früher erreicht wird (vgl. HG-Bild in Abb. 7.9 bzw. Abb. 7.11, 0.593 ms, Reihe unten; gleicher Effekt auch bei [71]).

Auch war zu beobachten, daß die Drallströmung selbst in Abhängigkeit von der eingespritzten Brennstoffmasse insgesamt abgebremst wird. Durch die senkrecht zum Drall gerichtete Einspritzung konnte eine Abnahme der Rotationsgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der eingespritzten Brennstoffmasse und des Kompressionsdruckes eindeutig festgestellt werden. Beispielsweise bewirkte eine Einspritzung vom $m_B=15$ mg Kraftstoff ($p_{Rail}=800$ bar, $p_{OT}=78$ bar) eine Abnahme der Drallgeschwindigkeit um etwa ~ 25 %.

Bei der verwendeten Kompressionstemperatur (der eines AUDI 2.5 l TDI) von 990 K ist der Zündeffekt des auf der Lee-Seite der Einspritzstrahlen befindlichen Kraftstoffgemisches schwer zu visualisieren, da sich die fortschreitende Entflammung des gesamten Strahlkegels fast zeitgleich ereignet (vgl. Abbildung 7.10, $T_{OT} \simeq 990$ K mit Drall 580 rad/s). Daher wurden ergänzende Versuche mit reduzierter Kompressionstemperatur durchgeführt. Die Abbildung 7.11 zeigt dazu die Zündung und beginnende

Entflammung am Beispiel einer 7-Loch Minisacklochdüse⁶⁹ ohne bzw. mit Drall bei einer Kompressionstemperatur von $T_{OT} \simeq 880$ K.

Beim Vergleich der Bildreihen ist zu erkennen, daß der Drall nicht nur den eigentlichen Zündvorgang (0.519 ms) um etwa 80 μ s verkürzt, sondern auch die lokale und zeitliche Gleichmäßigkeit der Zündung verbessert (0.593 ms). Rückblickend auf Abbildung 7.10 ist bei einer Kompressi-

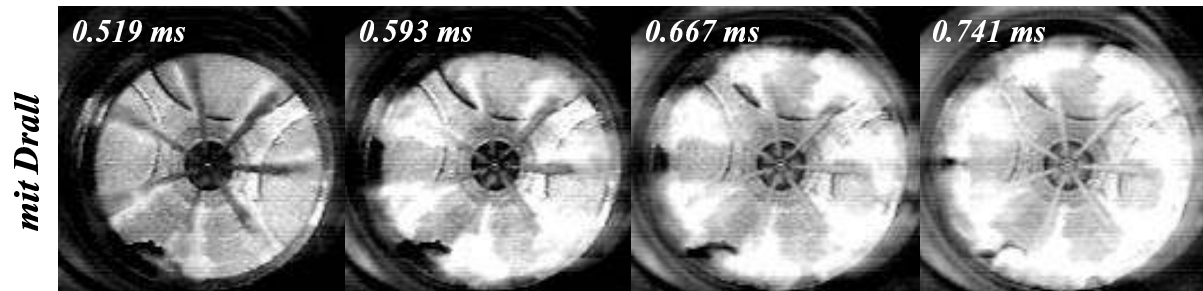


Abbildung 7.10: Zündvorgang mit Luftdrall (entgegen dem Uhrzeigersinn) bei einer Kompressionstemperatur von 990 K; Zeitzählung ab Spritzbeginn

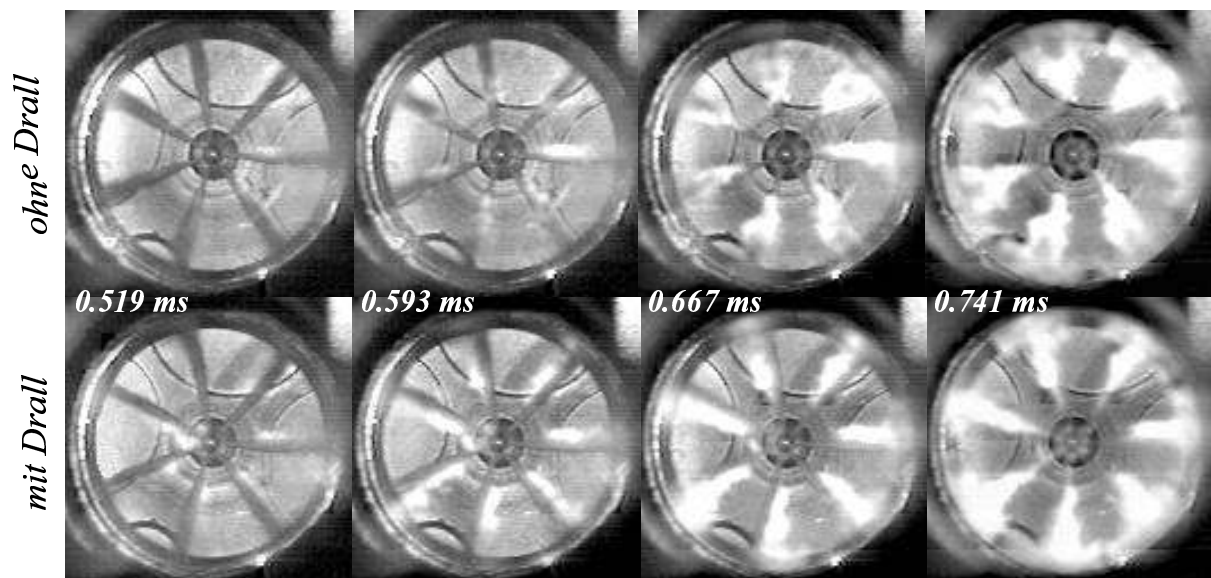


Abbildung 7.11: Vergleich des Zündvorganges ohne und mit Luftdrall (Drall: $\simeq 580$ rad/s entgegen dem Uhrzeigersinn) bei einer Kompressionstemperatur von 880 K; Zeitzählung ab Spritzbeginn

onstemperatur von 990 K zum einen der Zündverzug um weitere 150 μ s verkürzt und zum anderen die Gemischentflammung beschleunigt. Letzteres bewirkt, daß die brennenden Strahlkegelflächen (0.593 ms bei 990 K)

⁶⁹Betriebszustand: $p_{OT}=69$ bar, $p_{Rail}=600$ bar, $m_B=8$ mg

dem Entflammungszustand zwischen 0.667 und 0.741 ms der drallosen Einspritzung bei 880 K entsprechen. Bei 990 K ist die Entflammung auf der Lee-Seite des Strahls durch die höhere Ausbreitungsgeschwindigkeit nur kurzzeitig zu beobachten (0.519 ms), wohingegen sie bei 880 K während der gesamten Sequenz erkennbar bleibt.

Unter motornahen Strömungsbedingungen kommt es während des Einspritzprozesses zu einer Überlagerung zweier Strömungszustände:

- der rotatorischen Luftströmung des Dralls und
- der radial gerichteten Einspritzströmung (Kraftstoff-Luft-Gemisch).

Die Einspritzströmung, bestehend aus unverdampftem Kraftstofftröpfchen, Kraftstoffdampf und Brennraumluft, ist besonders in der Nähe der Strahlachse um ein Vielfaches intensiver als der Drall, so daß unabhängig vom Raildruck die düsennahen, flüssigen Bestandteile des Strahles durch ihre hohe kinetische Energie nahezu unbeeinflusst bleiben (solange $p_{OT} < 100$ bar, vgl. Kap. 7.2.4). Durch den hohen Impuls der Einspritzstrahlen kommt es zu einer intensiven Wechselwirkung mit der Muldenwand, wobei sich durch den fast senkrechten Aufprall des Strahles auch Teile brennenden Gemisches kurzzeitig entgegen der Drallrichtung⁷⁰ bewegen (vgl. Abbildung 7.12, 3). In Abhängigkeit von Einspritzzeitpunkt und -menge können

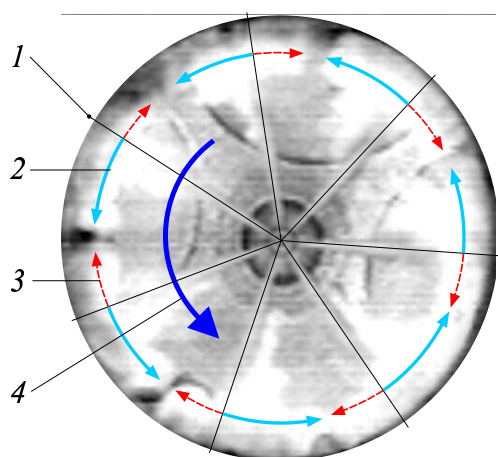


Abbildung 7.12: Flammenausbreitung bei Wechselwirkung von Einspritzstrahl und Muldenwand

1. Strahlachse 2. Flammenausbreitung in Drallrichtung 3. Flammenausbreitung entgegen der Drallrichtung 4. Drallrichtung

sich vor allem bei größeren Kraftstoffmengen (z.B. Vollast 50 mg) die einzelnen Strömungen sowohl der Einspritzung als auch des Dralls zu einer ausgeprägten Gesamtströmung „vektoriell“ addieren. Abbildung 7.13 versucht diese kombinierte Gesamtströmung in der Kolbenmulde während ei-

⁷⁰Hier immer entgegen dem Uhrzeigersinn drehend

ner solchen Einspritzung zu verdeutlichen. Durch die Wechselwirkung mit der Muldengeometrie wird die radiale Strömung der Einspritzung teilweise in Richtung des Muldenbodens umgelenkt. Auf diese Weise bildet sich lotrecht zur Drallströmung (tangentielle Vektoren) eine zweite, vertikale „Drallströmung“ aus, ein sog. „Tumble“ (radiale Vektoren). Die Überlagerung der zwei ebenen Strömungszustände, des Tumble und des Dralls, kann als dreidimensionaler Gesamtströmungszustand (weiße Vektoren) erscheinen, dessen wendelartiger Verlauf der Form eines Torus ähnelt. Notwendig für die Visualisierung dieses Zustandes ist, wie bereits erwähnt,

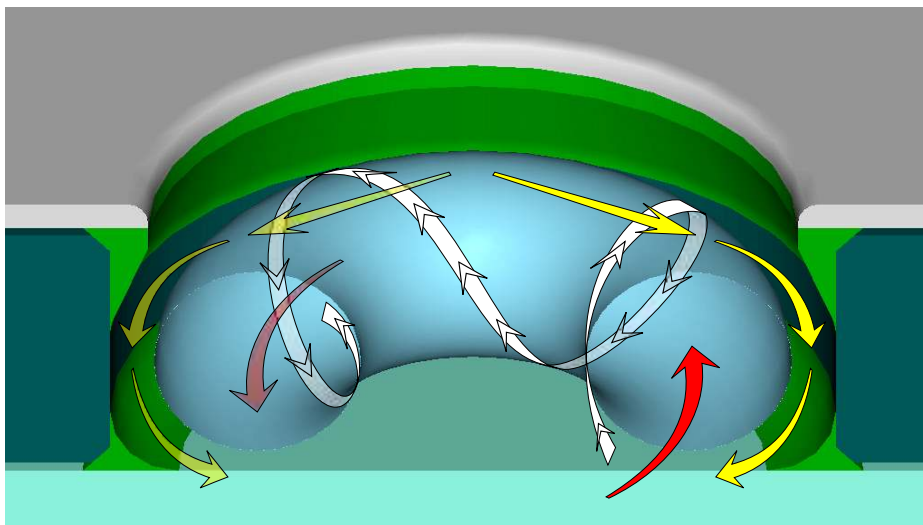


Abbildung 7.13: Strömungszustände in der Kolbenmulde

eine hinreichend große Einspritzmenge von ca. 60 mm^3 , wie sie z.B. im Volllastbereich eines Pkws bzw. ab dem Teillastbereich eines Nfz gegeben ist, sowie ein Einspritzzeitpunkt nahe OT (vgl. Abb. 7.14)⁷¹.

Simulationsrechnungen zum Einhub-Triebwerk, die u.a. von der Fa. BMW durchgeführt wurden, zeigten, daß sich bei Verwendung von Drall selbst ohne Einspritzung von Kraftstoff diese Art der Strömung ausbildet (vgl. Abbildung 7.15). Grund dafür ist eine vertikale Luftströmung (Tumble), die nahe dem oberen Totpunkt durch Verdrängung des Luftvolumens oberhalb des Pleuellens am sog. *Quetschspalt* entsteht.

Der Einfluß einer Drallströmung bei Verbrennungsprozessen mit Voreinspritzung wird am Ende von Kapitel 7.2.8 noch ausführlich diskutiert.

⁷¹Betriebszustand: 7-Loch Minisacklochdüse (HD 560), $p_{OT}=95 \text{ bar}$, $p_{Rail}=1018 \text{ bar}$, Drall $\simeq 500 \text{ rad/s}$

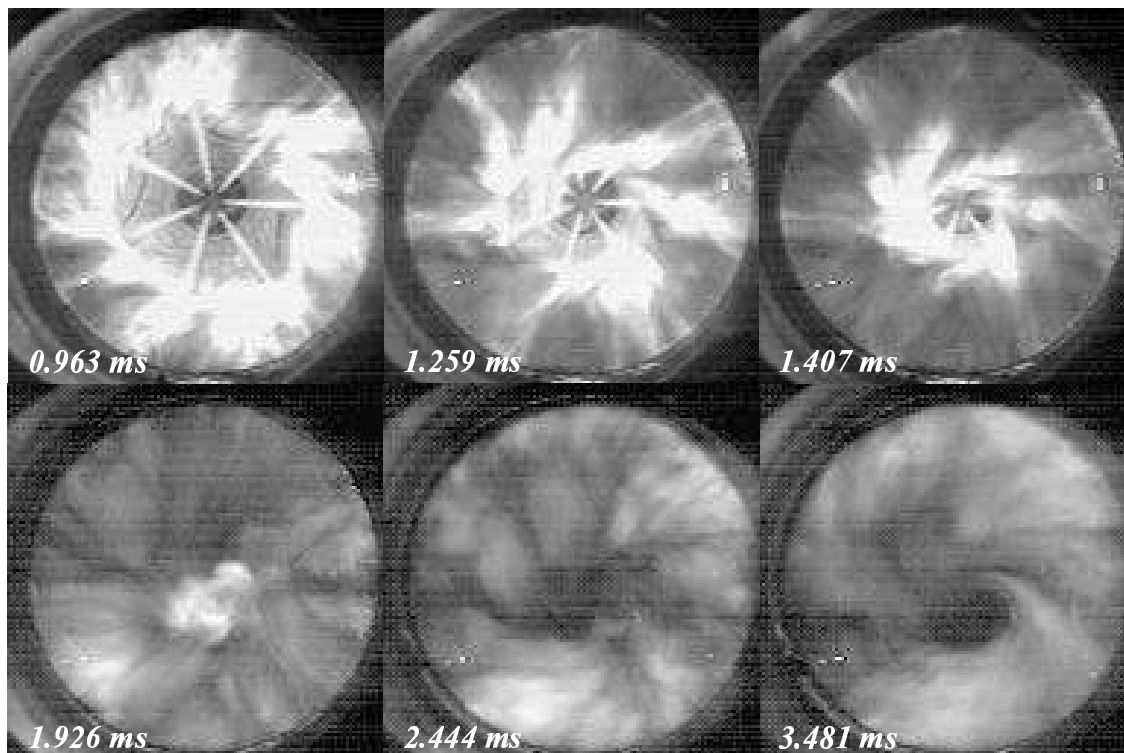


Abbildung 7.14: Entwicklung eines Gesamtströmungszustandes aus Drall und Einspritzung (Nfz-Teillast)

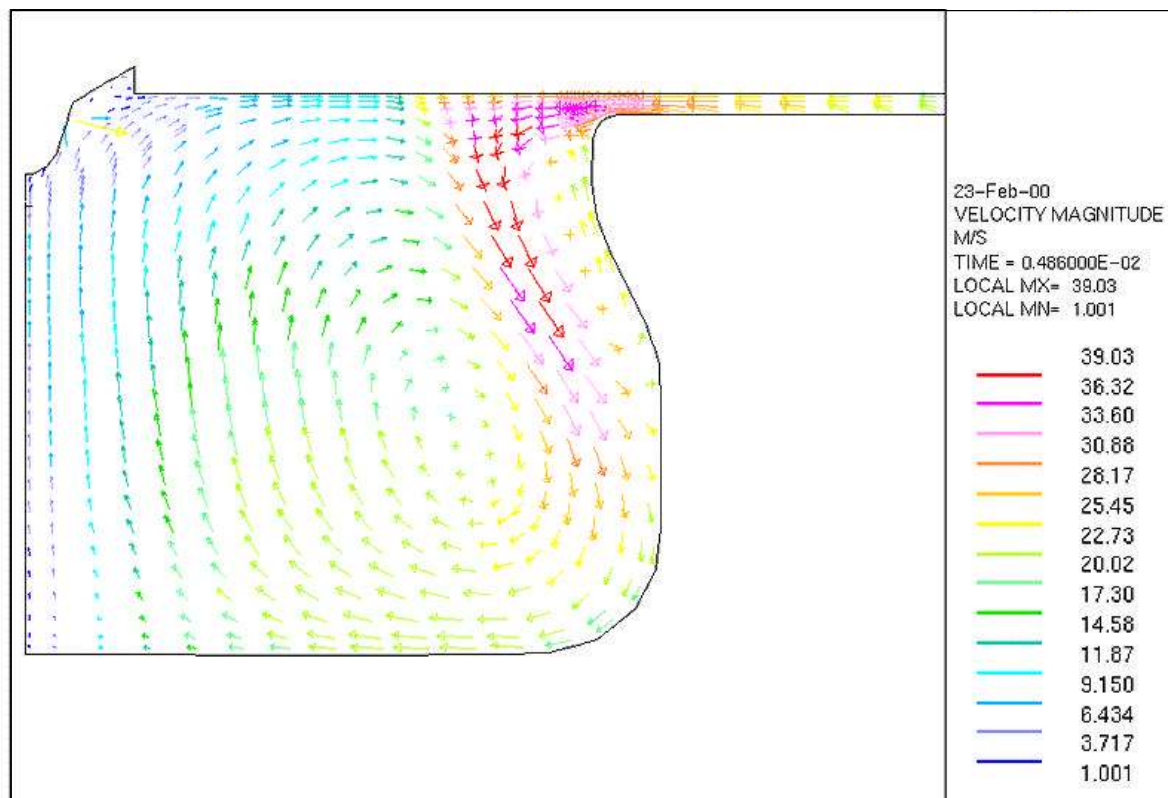


Abbildung 7.15: Simuliertes Strömungsfeld in der Kolbenmulde des Einhub-Triebwerks (CFD-Simulation der Fa. BMW [22])

7.2.8 Einfluß einer Voreinspritzung

Der Einsatz einer Voreinspritzung im Motor verfolgt im Wesentlichen das Ziel, den Zündverzug der nachfolgenden Haupteinspritzung zu verkürzen, um so den gesamten Brennverlauf „weicher“ zu gestalten und zugleich die Stickoxid- und Rußemissionen zu reduzieren. Dabei führt die Flamme der Voreinspritzung lokal zu einer Erhöhung der Temperatur und zu einer leichten Erhöhung des Brennraumdruckes. Dies hat entscheidenden Einfluß auf die Entflammung der folgenden (Haupt-)Einspritzung, da der Zündverzug im Wesentlichen von der Brennraumtemperatur T und dem Brennraumdruck p bestimmt wird (empirische Abhängigkeit des Zündverzuges $\tau = a \cdot e^{\frac{b}{T}} \cdot p^{-n}$).

Im Folgenden wird die verbrennungsbeeinflussende Wirkung geringer Voreinspritzmengen jeweils am Beispiel einer 5-Loch⁷², 6-Loch⁷³ und 7-Loch⁷⁴ Minisacklochdüse unter Verwendung eines Solenoid-Injektors untersucht. Die Abbildungen 7.16, 7.17 und 7.18 zeigen ausgewählte Einzelbilder der dazugehörigen Filmsequenzen von Einspritzung und Verbrennung. Jeder Haupteinspritzung (HE) von 7, 9 oder 14 mg vorgelagert ist eine Voreinspritzung (VE) von 1 mg, gefolgt von einer Spritzpause von 500 μ s zur Haupteinspritzung. Der bei den Untersuchungen verwendete Drall ist wie immer entgegen dem Uhrzeigersinn gerichtet.

Der zeitliche Ablauf gestaltet sich bei den genannten Filmsequenzen wie folgt:

0.074 ms	Beginn der Voreinspritzung (Öffnung der Düsennadel)
0.222 ms	Ende der VE (Nadelschluß)
0.296 ms	vollständige Verdampfung der VE
0.370 ms	Zündung und einsetzende Verbrennung der VE
0.593 ms	Beginn der Haupteinspritzung (Öffnung der Düsennadel)
1.037 ms	Ende der HE (Nadelschluß)
ab 1.111 ms	vollständige Entflammung und Verbrennung der HE

⁷²BZ: 5-Loch MSLD (HD 365), $p_{OT}=58$ bar, $p_{Rail}=700$ bar, 1500 U/min \Rightarrow Drall \simeq 435 rad/s

⁷³BZ: 6-Loch MSLD (HD 365), $p_{OT}=78$ bar, $p_{Rail}=800$ bar, 2000 U/min \Rightarrow Drall \simeq 580 rad/s

⁷⁴BZ: 7-Loch MSLD (HD 365), $p_{OT}=69$ bar, $p_{Rail}=600$ bar, 2000 U/min \Rightarrow Drall \simeq 580 rad/s

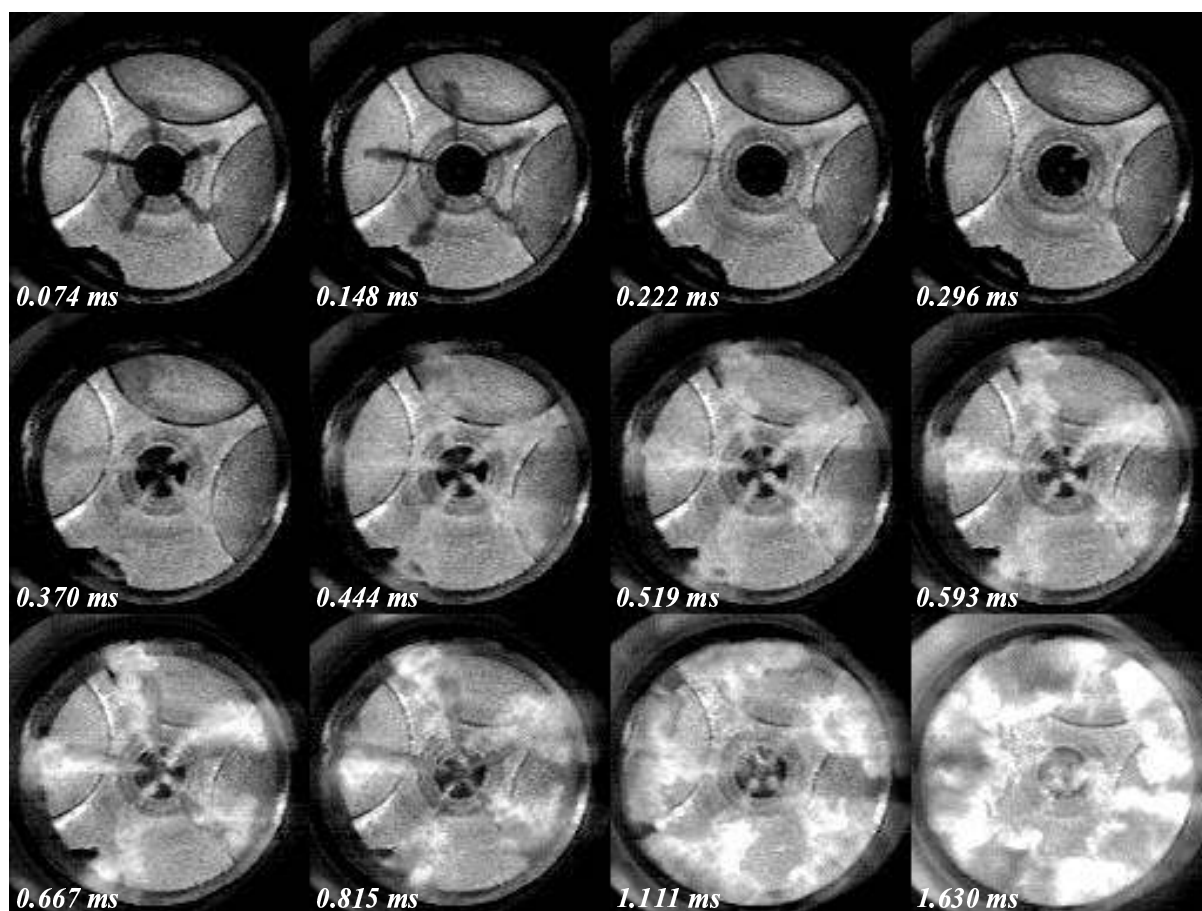


Abbildung 7.16: Solenoid-Injektor mit 5L-Minisacklochdüse (HD365):
 $p_{OT}=58 \text{ bar}$, $m_B=1\text{mg}/9\text{mg}$, $p_{Rail}=700\text{bar}$, $Drall \simeq 435 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

Bei Versuchen mit Voreinspritzung⁷⁵ entsteht bei $T_{OT} \simeq 990 \text{ K}$ nach einer Zündverzugszeit von 300 - 500 μs , je nach Kompressionsdruck, aus dem verdampften Kraftstoff der Voreinspritzung eine hell leuchtende Verbrennungsflamme, wobei die Zündverzugszeit in etwa der Verdampfungszeit entspricht. Diese Zündverzugszeit wird durch die Anzahl der Düsenlöcher nur unmerklich beeinflusst. Nach deren Ablauf zünden bei allen Düsen die Strahlen der VE in etwa zum gleichen Zeitpunkt (vgl. 0.296/0.370 ms in Abb. 7.16, 7.17 und 7.18). Das brennende Kraftstoffdampf-Luft-Gemisch der VE erreicht unter dem Einfluß der Einspritzströmung⁷⁶ meist noch vor Beginn der Haupteinspritzung die Muldenwand.

Im Falle einer Drallstärke zwischen 400 und 600 rad/s wird die Flamme der VE von der Drallströmung gerade soweit aus den Einspritzachsen gedreht, daß die nachfolgende HE die VE-Flamme tangential berührt.

⁷⁵ $m_{B,VE} \simeq 1 \text{ mg}$, Spritzpause zur HE = 500 μs

⁷⁶ Entstanden durch den Einspritzprozeß der VE-Menge von $\simeq 1 \text{ mg}$ Kraftstoff

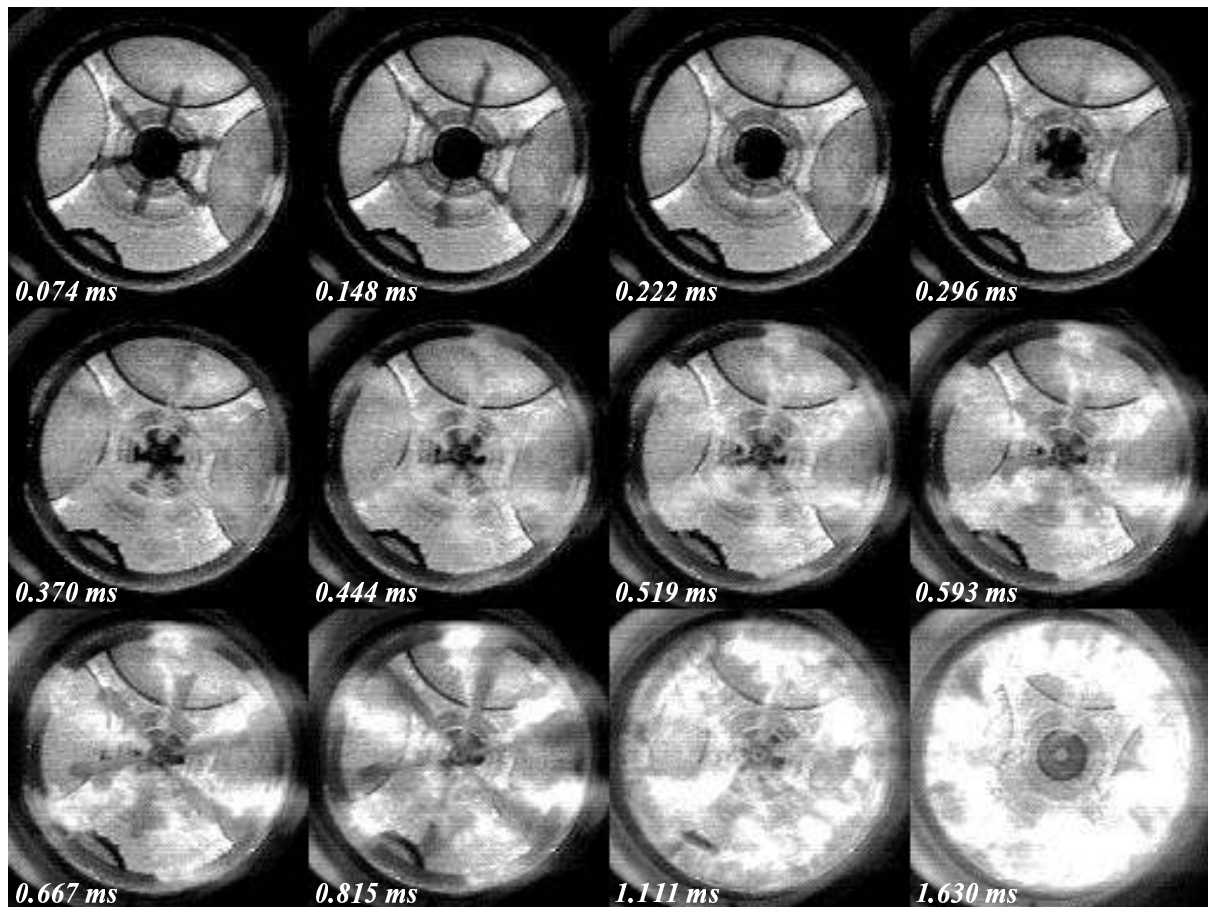


Abbildung 7.17: Solenoid-Injektor mit 6L-Minisacklochdüse (HD365):
 $p_{OT}=78 \text{ bar}$, $m_B=1\text{mg}/14\text{mg}$, $p_{Rail}=800\text{bar}$, $Drall \simeq 580 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

Die VE-Flamme befindet sich zu diesem Zeitpunkt auf der Lee-Seite des HE-Strahles (vgl. 0.741 - 0.889 ms in Abbildung 7.16, 7.17 und 7.18), dessen Gemisch durch die Drallströmung ebenfalls lee-seitig an die Flamme der VE bewegt wird. Somit wird der Zündverzug verkürzt und die Entflammung der HE ideal und unmittelbar gefördert.

Bereits im vorangegangenen Kapitel wurde erläutert, daß bei Verwendung von Drall eine Zündung auch ohne Voreinspritzung leeseitig zur HE stattfindet (vgl. Abb. 7.9). Die VE bietet, wie hier gezeigt, die zusätzliche Möglichkeit eine gleichmäßige Entflammung der HE in kürzerer Zeit zu erreichen.

Als weiterer positiver Effekt kommt das Gemisch der HE in der sauerstoffangereicherten Umgebung der VE-Flamme zur Zündung, wodurch der Anteil an vorgemischter, spontaner Verbrennung der HE reduziert wird. Infolge der niedrigeren Prozeßtemperatur ist auch eine geringere NO_x -Emission sowie eine stärkere Rußbildung zu erwarten (vgl. Kapitel 7.4.1).

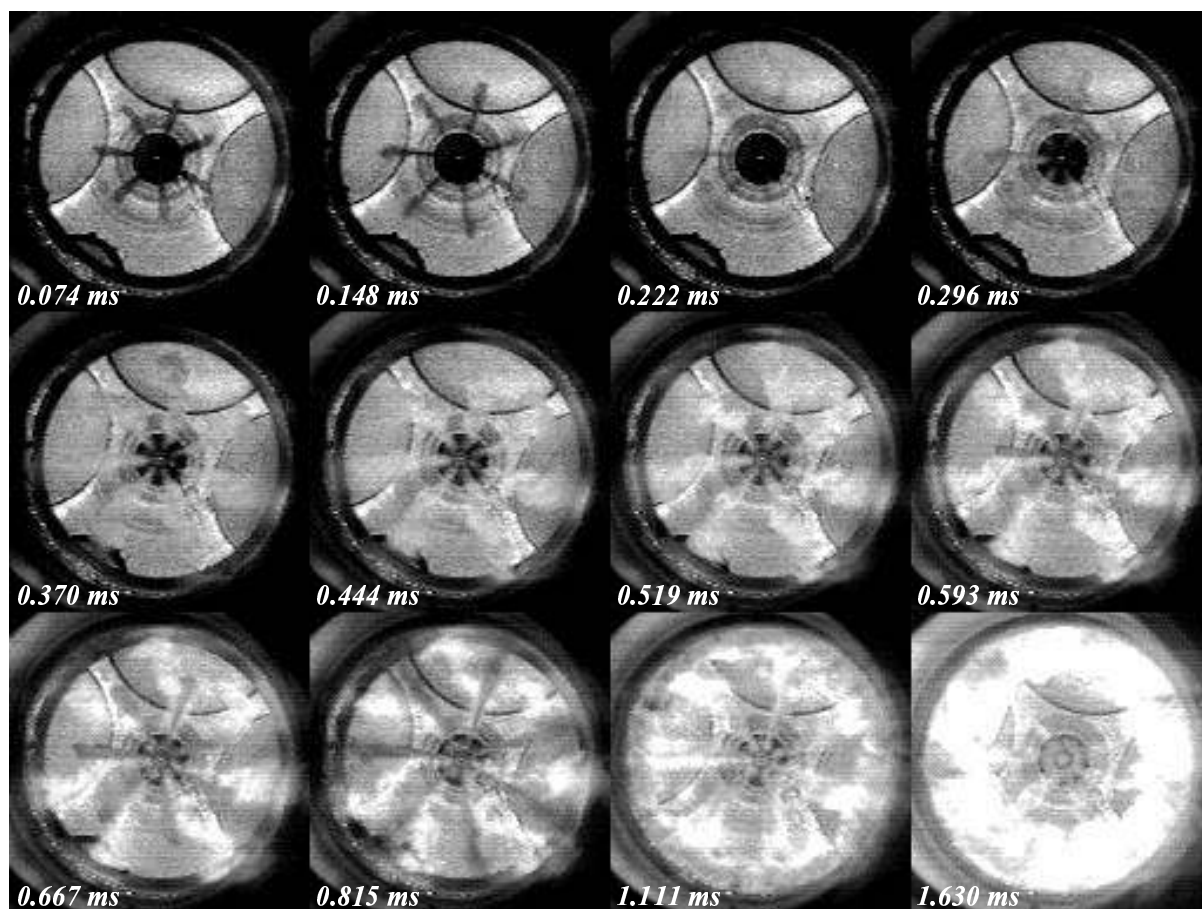


Abbildung 7.18: Solenoid-Injektor mit 7L-Minisacklochdüse (HD365):
 $p_{OT}=69 \text{ bar}$, $m_B=1\text{mg}/7\text{mg}$, $p_{Rail}=600\text{bar}$, $Drall \simeq 580 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

Die Haupteinspritzmengen in den Abbildungen 7.16, 7.17 und 7.18 entsprechen Teillastbetriebszuständen bei denen der Gesamtimpuls der eingespritzten Kraftstoffmasse nicht ausreicht, um brennendes Gemisch über die Muldengeometrie wieder zur Brennraummitte zurückzutransportieren. So kommt es zu einer Verbrennung, die sich vornehmlich im Außenbereich der Brennraummulde konzentriert. Wie die Versuche zeigten, vermag auch der Drall unmittelbar an der Muldenwand angelagertes Kraftstoffdampf-Luft-Gemisch nicht in hinreichend kurzer Zeit von der Wand abzulösen. Die Konzentration brennfähigen Gemisches nahe der Wand, bei der stets eine schlechte Durchmischung mit der Brennraumluft entsteht, bewirkt eine Verbrennung, deren Flammen in unmittelbarer Wandnähe abkühlen und durch zusätzlich auftretenden Sauerstoffmangel teilweise verlöschen. Eine vermehrte Rußbildung infolge unvollständiger Verbrennung ist dann unvermeidbar.

Abweichend von dieser typischen Entflammung der VE und HE mit Solenoid-Injektor stellt sich der Verbrennungsverlauf beim piezoelektrischen Injektor dar. Abbildung 7.19 zeigt auszugsweise den Verbrennungsablauf einer VE-HE-Kombination⁷⁷ unter Verwendung der 5-Lochdüse aus Abbildung 7.16. Wie bereits aus vorangegangenen Kapiteln bekannt, zeichnet sich die Piezo-Injektor-Einspritzung gegenüber der herkömmlichen Einspritzung mit Solenoid-Injektor bei gleicher eingespritzter Kraftstoffmenge durch einen höheren Strahlimpuls⁷⁸ aus. Bereits

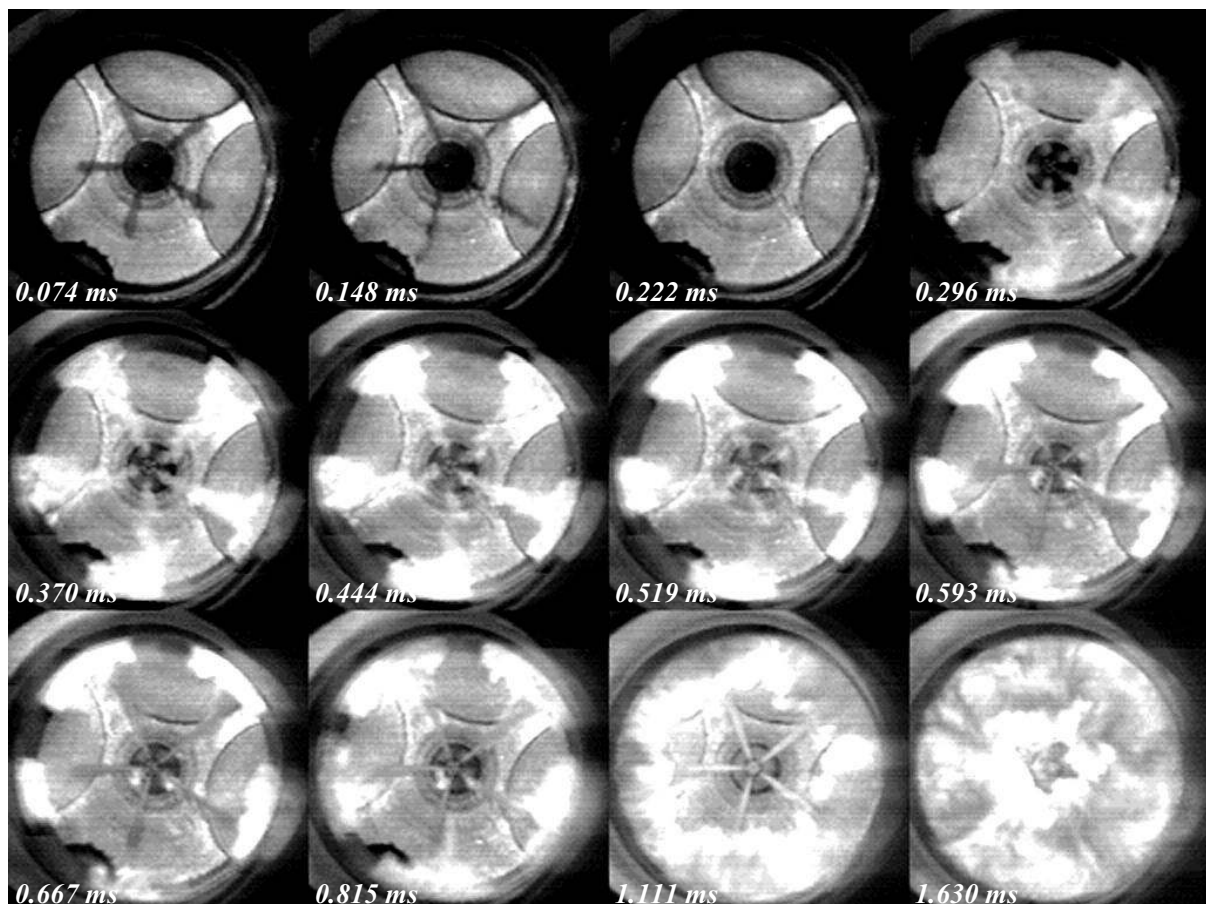


Abbildung 7.19: Piezo-Injektor mit 5L-Minisacklochdüse (HD365):

$$p_{OT}=78 \text{ bar}, m_B=1\text{mg}/14 \text{ mg}, p_{Rail}=800\text{bar}, \text{Drall} \simeq 580 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

bei kleinen Voreinspritzmengen ($\sim 1 \text{ mg}$) bewirkt der höhere Strahlimpuls ein deutlich tieferes Eindringen in den Zylinderraum (vgl. 0.148 ms in Abbildung 7.19), was zu einer vermehrten Ansammlung und Verbrennung des entstehenden Gemisches in Wandnähe führt (0.519 ms/0.593 ms).

⁷⁷BZ: 5-Loch MSLD (HD 365), $p_{OT}=78 \text{ bar}$, $p_{Rail}=800 \text{ bar}$, $2000 \text{ U/min} \Rightarrow \text{Drall} \simeq 580 \text{ rad/s}$

⁷⁸Der schnellere Düsennadelhub verursacht reduzierte Drosselverluste am Sacklocheinlauf beim Öffnungs- und Schließvorgang der Düse \Rightarrow der volle Raildruck liegt früher am Spritzloch an \Rightarrow höherer Einspritzimpuls.

Da der Drall⁷⁹ in Wandnähe durch auftretende Scherkräfte rasch an Intensität und Wirksamkeit verliert, erfährt die VE-Flamme nur einen geringfügigen Winkelversatz. Die folgende HE wird direkt in das sauerstoff-abereicherte Gebiet der VE-Flamme eingespritzt (\leadsto Rußentstehung) und verstärkt zunächst die wandnahe Verbrennung. Wiederum findet unmittelbar an der Wand eine Abkühlung und ein Verlöschen von Flammen statt - die Rußbildung wird gefördert.

Der hohe Impuls der Einspritzung, verbunden mit hoher Turbulenz, verbessert jedoch den Lufteintrag in den Kraftstoffstrahl und wirkt daher rußmindernd. Die vergleichsweise starke Strömung vermag auch kleinere Teillasteinspritzmengen nach der Umlenkung durch die Muldengeometrie weiter zur Brennraummitte zurückzutragen und insgesamt besser mit der Brennraumluft zu vermischen (rußmindernd), obgleich noch immer ein Großteil der Verbrennung im schlechter durchmischten Wandbereich stattfindet (rußfördernd).

Durch den schnelleren Nadelhub des verwendeten Piezo-Injektors reduziert sich zeitlich die kritische Phase starker Kraftstoffdrosselung bei geringem Nadelhub. Dies führt zu im Durchschnitt zu höheren Strömungsgeschwindigkeiten im Spritzloch der Düse. Gleiche Kraftstoffmengen werden so in kürzerer Zeit eingespritzt (\leadsto Anstieg des Strahlimpulses), verdampft und verbrannt, so daß die Gesamtbrenndauer insgesamt abnimmt. Durch die beschleunigte Kraftstoffumsetzung steigt jedoch auch das Temperaturniveau der Verbrennung, so daß sich der Stickoxidanteil im Abgas erhöht [51].

Wie im Kapitel 7.4.1 noch ausführlich beschrieben wird, konnte bei Untersuchungen mit dem Solenoid-Injektor die Stickoxidemission durch den Einsatz einer Voreinspritzung positiv, d.h. im Sinne einer NO_x -Reduktion, beeinflußt werden.

⁷⁹hier ~ 580 rad/s

Dralleinfluß bei Verwendung einer Voreinspritzung

In einigen Versuchsreihen wurde unter Beibehaltung aller Parameter aus Abbildung 7.16 nur die Drallstärke variiert. Die Auswertung der durchgeführten Messungen verdeutlicht, daß nur eine exakte zeitliche und quantitative Abstimmung von VE zu HE zu der oben beschriebenen optimalen Entflammung führt. Für den Motor, dessen Drall mit der Drehzahl gekoppelt ist, bedeutet dies, daß die genannten Abstimmungen im gesamten Betriebsbereich stets einer betriebszustand-spezifischen Anpassung bedürfen, um ein Minimum an Emission zu gewährleisten.

Im Gegenzug führt eine ungenaue Abstimmung von VE zu HE zu einer negativen Beeinflussung des Verbrennungsablaufes:

- Die Verwendung von Drall $\ll 400$ rad/s bewirkte einen Winkelversatz der VE-Flamme, der nicht ausreichte, um diese innerhalb der eingestellten Zeitspanne von 500 μ s von VE zu HE vollständig aus der Strahlachse der nachfolgenden HE zu drehen. Demzufolge durchdringt der Einspritzstrahl der HE die VE-Flamme. Es kommt zu einer lokalen Abkühlung des brennenden Gemisches und infolge dessen zu einer zeitweisen Reduktion der Leuchtintensität. In diesem Gebiet ist auch eine vermehrte Rußbildung zu beobachten, da Teile der HE in der sauerstoffabgereicherten Umgebung der VE-Flamme zur Zündung kommen. In Abbildung 7.20 ist ein extremer Fall eines solchen Entflammungsvorgangs⁸⁰ mit sehr geringem Drall dargestellt. Erst nach

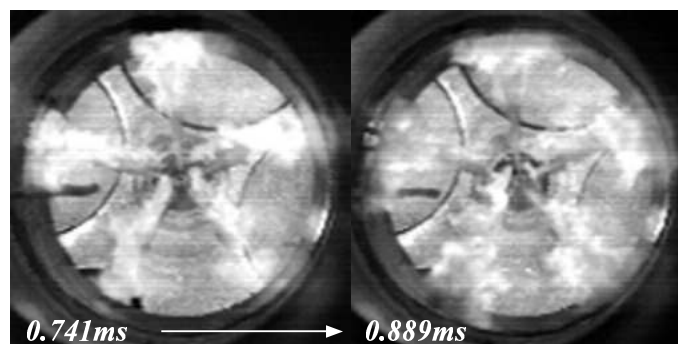


Abbildung 7.20: *Reduktion der Leuchtintensität einer VE-Flamme bei sehr geringem Drall, hervorgerufen durch „Löscheffekte“ der Haupteinspritzung*

⁸⁰5L-MSLD (HD365): $p_{OT}=58$ bar, $m_B=1\text{mg}/9\text{mg}$, $p_{Rail}=700\text{bar}$, Drall $\ll 400$ rad/s

intensiver Wandwechselwirkung (erhöhte Turbulenz) der HE verbesserte sich im weiteren Verbrennungsverlauf der Lufteintrag in das Gemisch und bewirkte eine vollständige Entflammung und Verbrennung der HE. In Fällen mangelnder Drallgeschwindigkeit kann auch eine Verlängerung des zeitlichen Abstandes von VE zu HE den Verbrennungsablauf günstig beeinflussen.

- Im Gegensatz dazu führten Drallstärken $\gg 600$ rad/s bei derselben Einspritzkonfiguration zu einem übergroßen Winkelversatz der VE-Flamme. Zum Zeitpunkt des Spritzbeginns der HE befand sich die VE dann entweder
 - zwischen den HE-Achsen (vgl. linkes Bild in Abb. 7.21⁸¹) oder bereits
 - in der HE-Achse des folgenden Spritzloches.

Im ersten Fall verfehlte die HE die Flamme der VE und zündete, wie auch ohne VE üblich, auf der Lee-Seite des Strahles, jedoch lokal getrennt von der Flamme der VE (vgl. rechtes Bild in Abb. 7.21). Im zweiten Fall glich der Entflammungsvorgang dem mit niedrigem Drallniveau (vgl. Abb. 7.20).

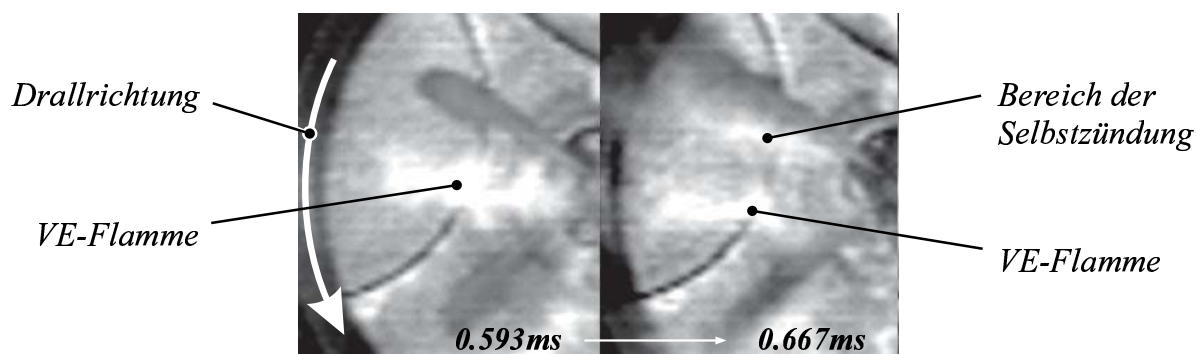


Abbildung 7.21: Räumliche Koexistenz von VE-Flamme und HE-Flamme bei Einsatz von starkem Drall $\simeq 900 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$

Auch hier bestätigte sich, daß auch bei kleinen Voreinspritzmengen die flüssigen Bestandteile der Einspritzstrahlen, unabhängig vom Raildruck und von der Düsenlochzahl, bei Kompressionsdrücken kleiner 100 bar (vgl. Kapitel 7.2.4) nicht oder nur unmerklich durch die Drallströmung beeinflußt werden konnten.

⁸¹5L-MSLD (HD365): $p_{OT}=78$ bar, $m_B=1\text{mg}/14\text{mg}$, $p_{Rail}=800\text{bar}$, Drall $\simeq 900$ rad/s

7.2.9 Einfluß der Düsenlochzahl

Aufbauend auf dem Kapitel 6, in dem auf die technischen Daten der untersuchten Pkw-Mini-Sacklochdüsen mit 5, 6 und 7 Spritzlöchern eingegangen wurde, werden im Folgenden einige einspritz- und verbrennungstechnische Besonderheiten, die auf der unterschiedlichen Lochzahl der Düsen beruhen, vorgestellt. Zur Einspritzung wurde hierbei ausschließlich der serienmäßig eingesetzte Bosch Solenoid-Injektor verwendet.

Die verwendeten Mini-Sacklochdüsen hatten alle denselben hydraulischen Durchfluß⁸², d.h. daß aus jeder Düse unabhängig vom Einspritzdruck pro Zeiteinheit dieselbe Kraftstoffmenge strömt. Bei einer höheren Lochzahl ist demzufolge der Düsenlochdurchmesser reduziert - genauer gesagt betrug der Düsenlochdurchmesser der 5-Lochdüse 0.172 mm, der 6-Lochdüse 0.153 mm und 0.145 mm bei der 7-Lochdüse. Bei gleicher Einspritzmenge besitzt die 5-Lochdüse demnach die größte Einspritzmasse pro Strahl und damit den größten Strahlimpuls. Um diesen Einfluß besser beurteilen zu können, wurde für die Untersuchung im Einhub-Triebwerk auf die Verwendung eines der simulierten Drehzahl adäquaten Dralls verzichtet (eigentlich 435 rad/s bei 1500 U/min). Die Ergebnisse der Einspritz- und Verbrennungsvorgänge⁸³ sind in den Abbildungen 7.22 (5-Loch), 7.23 (6-Loch) und 7.24 (7-Loch) dargestellt:

Ein Vergleich der Aufnahmen von 5- und 7-Lochdüse läßt klar erkennen, daß durch den höheren Impuls der 5-Lochdüse der flüssige Kraftstoff weiter in den Brennraum eindringt (0.296 ms). Bei der Vermischung des Kraftstoffes mit der Brennraumluft entsteht durch den Impuls der verdampfenden Tröpfchen im entstehenden Gemisch ein Strömungszustand, der der Bewegungsrichtung der flüssigen Bestandteile gleichgerichtet ist. Je höher der Strahlimpuls ist, desto stärker ist auch die Intensität dieser induzierten Strömung und desto weiter verschiebt sich der Schwerpunkt der Kraftstoffverdampfung in Richtung Muldenwand. Des weiteren wird die Wechselwirkung zwischen Kraftstoffdampf-Luft-Gemisch und Wand zunehmend intensiver.

⁸²Der Wert des hydraulischen Düsendurchflusses (HD-Wert) ist dasjenige Kraftstoffvolumen [cm³], das bei 100 bar Raildruck in 30s aus der Düse strömt.

⁸³Betriebszustand: $p_{OT}=58$ bar, $p_{Rail}=700$ bar, $m_B=10$ mg, Drall 0 rad/s, $T_{OT} \simeq 990$ K

Die 6-Lochdüse mit HD 365 stellt in Bezug auf die bei der Verbrennung aufgetretenen Phänomene ausnahmslos eine Kombination aus 5- und 7-Lochdüse dar. Daher werden im Folgenden die Effekte, die sich aus unterschiedlicher Düsenlochzahl ergaben, vorzugsweise am Vergleich von 5- und 7-Lochdüse erläutert.

Die 5-Lochdüse (vgl. Abb. 7.22) besitzt unter den getesteten Düsen den bereits erwähnten größten Strahlimpuls und demnach die wandnächste Verdampfung mit der intensivsten Wandwechselwirkung (ab 0.370 ms).

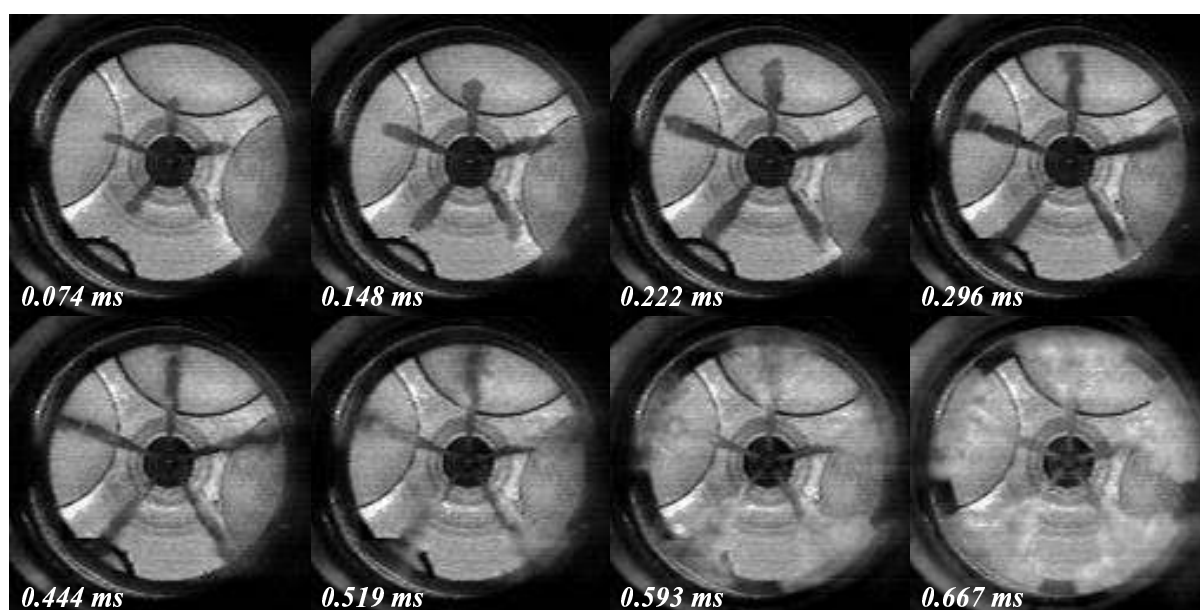


Abbildung 7.22: 5L-Minisacklochdüse: $p_{OT}=58\text{bar}$, $p_{Rail}=700\text{bar}$, $m_B=10\text{mg}$

Die Auswertung einer Vielzahl von Aufnahmen⁸⁴ mit gleichen Betriebsbedingungen zeigt, daß, unabhängig von Düse und Betriebszustand, bei einer Brennraumtemperatur von $\sim 990\text{K}$ (fast) immer die gesamte eingespritzte Brennstoffmasse vor Erreichen der Muldenwand verdampft und keine oder nur geringste Anteile flüssigen Kraftstoffes die Muldenwand erreichen. Bei dieser Temperatur liegen die Zündorte allgemein in der äußeren Muldenhälfte gleichmäßig auf den Strahlachsen verteilt. Dabei fällt der Zündzeitpunkt in etwa mit dem Erstkontakt des Kraftstoffdampf-Luft-Gemisches mit der Muldenwand zusammen (0.444 ms). Bei Beginn der Entflammung wird sichtbar, daß die Einspritzstrahlen durch intensiven Wandkontakt verformt werden (0.519/0.593 ms). Während des Einspritz-

⁸⁴Zum Teil auch mit stickstoffgefülltem Zylinderraum

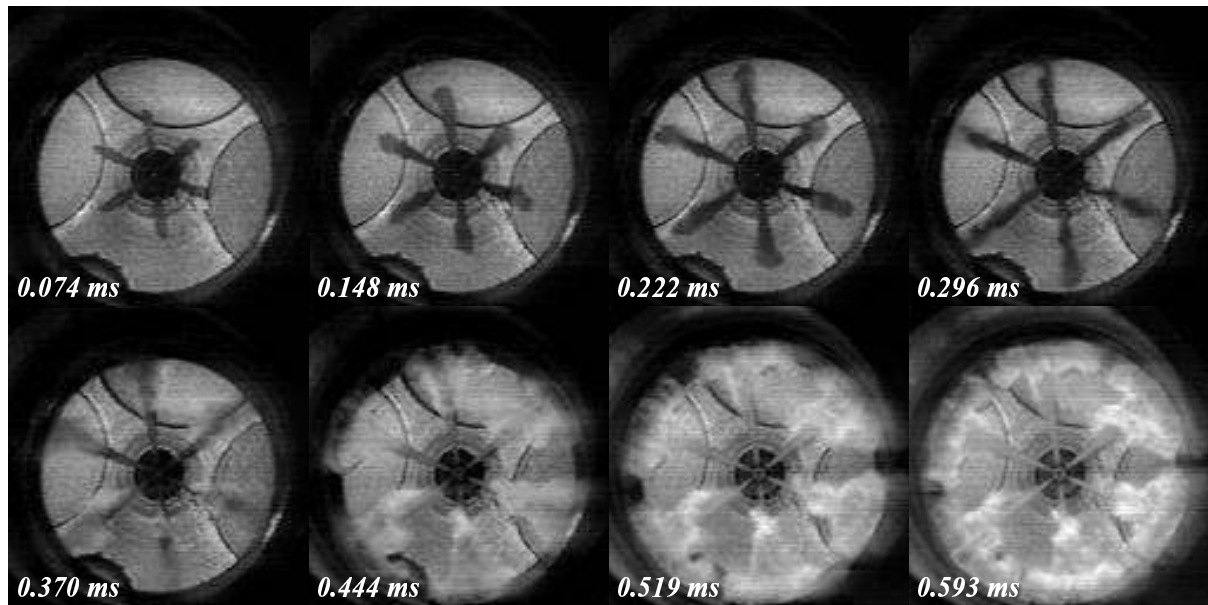


Abbildung 7.23: 6L-Minisacklochdüse: $p_{OT}=58\text{bar}$, $p_{Rail}=700\text{bar}$, $m_B=10\text{mg}$

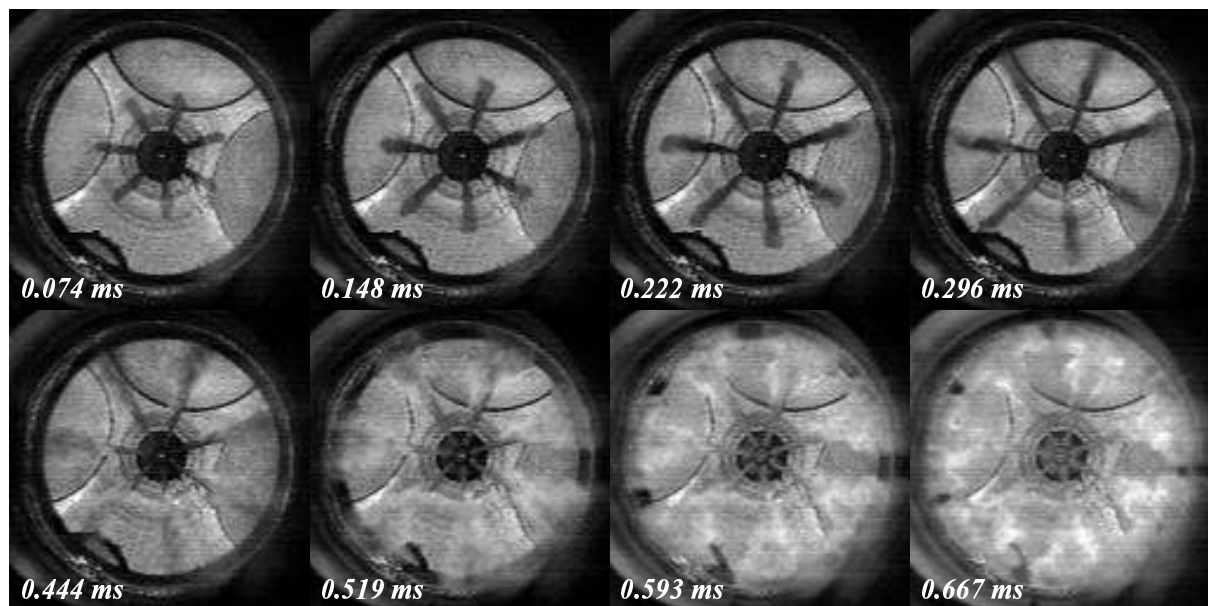


Abbildung 7.24: 7L-Minisacklochdüse: $p_{OT}=58\text{bar}$, $p_{Rail}=700\text{bar}$, $m_B=10\text{mg}$

vorganges verhindert der Strahlimpuls bzw. die umgebende Luftströmung den Flammenfortschritt zum Düsenloch, so daß erst nach Nadelschluß die Flamme die Nähe des Spritzloches erreicht.

Im Vergleich zur 5-Lochdüse bietet die 7-Lochdüse⁸⁵ veränderte Bedingungen hinsichtlich Strahlentwicklung, Verdampfung und Verbrennung (vgl. Abb. 7.24):

- Bedingt durch die Verkleinerung des Düsenlochdurchmessers ist der Impuls der Einzelstrahlen durch die geringere Einspritzmenge pro Düsenloch sichtbar schwächer.
- Eine größere Lochzahl am Düsenumfang verteilt den Kraftstoff gleichmäßiger im Brennraum (\leadsto Oberflächenvergrößerung), die Verdampfungszeit verkürzt sich, d.h. die Verdampfungsrate steigt an

Beide Faktoren waren dafür verantwortlich, daß es während der Einspritzung (bei gleichzeitiger Verdampfung) zu keinem Kontakt mehr zwischen den flüssigen Strahlanteilen und der Muldenwand kam ($T_{OT} \sim 990$ K).

Ein Einfluß der Düsenlochzahl auf die Zündung bzw. den Zündverzug konnte nicht nachgewiesen werden. Obwohl ab einer Kompressionstemperatur oberhalb von 950 K, unabhängig von der Einspritzmenge, bei allen Düsen eine zeitgleiche Zündung (nicht lokal gleichmäßig !) aller Strahlen zu beobachten war, unterlag bei der 5-Lochdüse die vollständige Entflammung aller Einzelstrahlen vergleichsweise großen Zyklusschwankungen. Im Gegensatz dazu ließ die 7-Lochdüse visuell nahezu keine Schwankungen im Zünd- und Entflammungsverhalten erkennen und gewährleistete durch eine gleichmäßige Gemischaufbereitung das reproduzierbarste Zündverhalten. In allen Fällen fand eine Zündung der Strahlen noch vor Einspritzende bzw. Nadelschluß statt. Dies führte strömungsbedingt zur Ausbildung von Flammenkeulen, die während der Einspritzung intensiv mit der Muldenwand wechselwirkten (vgl. Abb. 7.24, 0.667 ms). Diese Wechselwirkung ist stets mit einer Abkühlung wandnaher Flammen verbunden, die Rußbildung wird gefördert. Die unmittelbare Wandnähe führt aber auch zu einer Absenkung der Strömungsgeschwindigkeit (durch Scherkräfte) und verhindert gerade bei Einspritzung kleiner Kraftstoffmengen, deren Verbrennung vorwiegend im Außenbereich der Mulde stattfindet, eine gute Gemischbildung; ein schwacher oder gar fehlender Drall (wie in Abb. 7.24 verstärkt diesen Effekt zusätzlich.

⁸⁵Gleicher HD-Wert von 365

Je mehr Löcher die Düse am Umfang besitzt, desto geringer ist bei gleichbleibender Einspritzmenge der Gesamtimpuls der Einzelstrahlen und desto schwächer ist die im Verlauf der Einspritzung durch den Strahl entstehende Gemischströmung (Tendenz zu geringerer Eindringtiefe). Für kleine Einspritzmengen wie beispielsweise 8 und 15 mg bedeutet dies, daß die Verbrennung wandnäher verläuft, da eine Umlenkung des Gemisches entlang der Muldengeometrie zurück zur Brennraummitte, nicht in ausreichendem Maße stattfinden kann. Die Bildung von Ruß wird wiederum begünstigt. Die Umlenkung zur Brennraummitte bewirkt üblicherweise eine verbesserte Gemischbildung durch Vermischung mit sauerstoffreicherer Brennraumluft im Muldenzentrum, sowie eine Ablösung wandnahen Gemisches bzw. wandnaher Flammen von der Brennraumoberfläche (rußmindernde Wirkung).

Mit steigender Düsenlochzahl erhöht sich, wie eingangs bereits erwähnt, die Verdampfungsrate ($T_{OT} = \text{konst.}$). Dadurch wächst der vorge-mischte Kraftstoffanteil vor Verbrennungsbeginn, häufig gefolgt von spontaner Entflammung⁸⁶ großer Anteile der Strahlkegelflächen (vgl. Abb. 7.24: 0.444 - 0.519 ms). Die dabei entstehenden hohen Verbrennungstemperaturen sind maßgeblich verantwortlich für eine steigende Stickoxidkonzentration (vgl. [51] u. Abbildung 7.37 im Kapitel 7.4).

Die untersuchte 6-Lochdüse besaß ausnahmslos eine Kombination aus Eigenschaften der 5-Lochdüse gemischt mit denen der 7-Lochdüse. Das Zündverhalten war im Vergleich zur 5-Lochdüse gleichmäßiger und die Strahleindringtiefe im Vergleich zur 7-Lochdüse höher (vgl. Abb. 7.23).

⁸⁶Diese schnell fortschreitende Entflammung wurde u.a. in Kapitel 7.3.5 durch die Bestimmung der Brennraumausnutzung quantitativ erfaßt.

7.2.10 Solenoid- und Piezo-Injektor im Vergleich

Der wesentliche Unterschied des Piezo-Injektors zum herkömmlichen Solenoid-Injektor lag in der Fähigkeit, die Düsennadel etwa $1/3$ schneller heben und senken zu können (vgl. Abbildung 6.1). Dadurch wurden Drosselverluste reduziert, die während der Öffnungs- und Schließphase der Düsennadel durch ein starkes Druckgefälle zum Spritzloch hin die Zerstäubungsqualität des eingespritzten Kraftstoffes minderten. Der höhere Strahlimpuls des Piezo-Injektors machte sich insbesondere bei der Einspritzung von Kleinstmengen um 1 mg, wie sie beispielsweise bei Voreinspritzungen verwendet werden, positiv bemerkbar: Im Gegensatz zum Solenoid-Injektor gleicht beim Piezo-Injektor, rein visuell betrachtet, eine Einspritzung der anderen, d.h. die Schwankung der eingespritzten Kraftstoffmenge ist geringer. Des weiteren dringt der Kraftstoff mit höherem Impuls nicht nur schneller in den Zylinderraum ein, sondern verdampft durch die verbesserte Zerstäubung und Gemischbildung [69] auch in kürzerer Zeit (vgl. Kapitel 7.3.2), so daß zusammenfassend festgestellt werden konnte:

Piezo-Injektor

- Beschleunigte Gemischbildung durch schnelleres Eindringen des Strahles
- Beschleunigte Gemischbildung durch schnellere Verdampfung des besser aufbereiteten Gemisches

Solenoid-Injektor

- Zeitlich längere Gemischbildungsphase durch erhöhte Drosselverluste
- Zeitlich längere Gemischbildungsphase durch langsamere Verdampfung des schlechter aufbereiteten Gemisches

In Abbildung 7.25 ist die Einspritzung und Verbrennung einer typischen Voreinspritzmenge von 1mg Dieselkraftstoff mit einem Solenoid-Injektor (obere Reihe) bzw. mit einem Piezo-Injektor (untere Reihe) dargestellt. Beim Öffnungsvorgang der Düsennadel, d.h. im Bereich erhöhter Drosselverluste, kommt es beim Solenoid-Injektor zu einer typischen Zunahme des Strahlkegelwinkels (bei 0.074 ms), der im weiteren Einspritzverlauf wieder auf einen konstanten Wert abfällt. Die Ursache hierfür liegt vermutlich am vermehrten Auftreten von Kavitationserscheinungen im Düsenloch, die

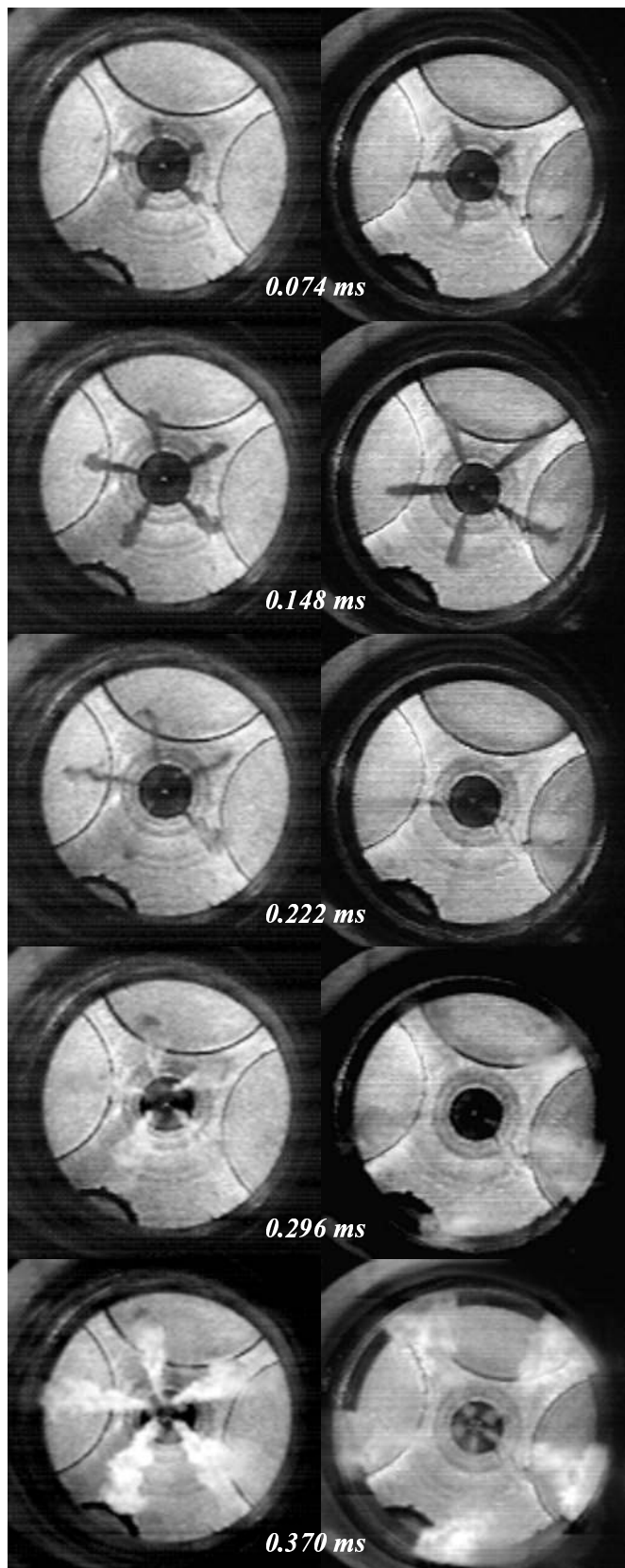


Abbildung 7.25: Vergleich einer 1 mg-Voreinspritzung zwischen Solenoid- (Spalte links) und Piezo-Injektor (Spalte rechts). Betriebszustand: $p_{OT}=78$ bar, $p_{Rail}=800$ bar, $m_B=1$ mg, Drall 580 rad/s

unmittelbar nach Austritt des ersten Kraftstoffes ein starkes Aufplatzen des Strahles verursachen [69].

Im Vergleich dazu erscheint der austretende Kraftstoffstrahl bzw. das flüssige Kraftstoff-Luft-Gemisch des Piezo-Injektors schlanker und erreicht bei 0.148 ms seine maximale Eindringtiefe zwischen 10 und 13 mm (Einspritzdüsen $\varnothing = 7$ mm, Mulden- $\varnothing = 40$ mm). Die hohe Strahlerturbulenz verbessert den Lufteintrag in das Spray, so daß der Kraftstoff bereits nach 0.222 ms nahezu völlig verdampft ist.

Die Gemischbildung beim Solenoid-Injektor hingegen ist gekennzeichnet von einer langsameren Brennstoffverdampfung, die z.T. auch durch die längere Einspritzdauer bedingt ist. Absolut gesehen erreichte das flüssige Gemisch ähnliche Eindringtiefen wie der Piezo-Injektor (Reihe oben, 0.222 ms), wobei eine vollständige Verdampfung erst 100 μ s später nach etwa 0.320 ms⁸⁷ gewährleistet war. Als Folge der Einspritzung wird in beiden Fällen im Brennraum ein, dem Impuls

⁸⁷Interpoliert aus mehreren gleichen Versuchen mit stickstoffgespültem Zylinderraum

des eingespritzten Kraftstoffes äquivalentes, Strömungsfeld induziert, das die Eindringtiefe des entstehenden Kraftstoffdampf-Luft-Gemisches weiter erhöht. Zum Zeitpunkt der Zündung befindet sich das Gemisch des Piezo-Injektors unter der Einwirkung der stärkeren Einspritzströmung bereits im äußeren Muldenbereich und verbrennt zu großen Teilen als vorgemischte Flamme. Dies ist auch an entsprechend hohen Gradienten der Zylinderdruckmessung zu erkennen. Demgegenüber erscheinen die Flammen der Solenoideinspritzung gleichmäßiger im Innen- und Außenbereich der Mulde verteilt. Der vergleichsweise „weiche“ Druckanstieg im Zylinderraum deutet auf eine Verbrennung mit vermehrt diffusiven Anteilen.

Abbildung 7.26 enthält zeitparallele Auszüge von zwei Hochgeschwindigkeitsaufnahmen⁸⁸ mit Einspritzung und Verbrennung, bei denen eine Kraftstoffmenge von 15 mg sowohl mit dem Solenoid-Injektor (jeweils linke Spalte) als auch mit dem Piezo-Injektor (jeweils rechte Spalte) eingespritzt wurde. In Abbildung 7.27 sind die dazugehörigen Zylinderdruckverläufe dargestellt. Die maximale Eindringtiefe der flüssigen Strahlbestandteile ist auch bei Einspritzung von kleinen Teillastmengen, wie hier 15 mg (z.V. Vollast 50 mg), weitgehend unabhängig vom Injektortyp; sie wird bei Verwendung eines Piezo-Injektors lediglich früher erreicht. Analog zur Voreinspritzung dringt auch die Haupteinspritzung beider Injektoren annähernd gleich weit in den Brennraum ein.

Durch den Vorgang der Einspritzung wird eine Strömung induziert, die bei Verwendung des Piezo-Injektors noch vor Zündbeginn eine verstärkte Ansammlung des verdampften Gemisches in Wandnähe bewirkt (0.222 ms), wohingegen sich das Gemisch des Solenoid-Injektors zur gleichen Zeit noch im mittleren Muldenbereich befindet. Nach Ablauf der Zündverzugszeit entflammen die Gemische beider Einspritzungen annähernd zum gleichen Zeitpunkt, unterscheiden sich aber in der jeweils zündenden Gemischmenge, da die schnellere Verdampfung der Piezo-Einspritzung bis zum Zeitpunkt der Zündung eine größere Menge zündfähigen Gemisches erzeugt. In der Folge führt dies, genau wie bei Verwendung einer Voreinspritzung, zu einem raschen Brennbeginn mit vorgemischter Flamme, deren flächenbezogene Ausdehnung deutlich größer ist als bei Verwendung eines Solenoid-Injektors (0.296 - 0.444 ms). In jedem Fall werden die Flammen der einsetzenden Verbrennung unabhängig vom Ort der Zündung (Solenoid: im

⁸⁸Betriebszustand: $p_{OT}=78$ bar, $p_{Rail}=800$ bar, $m_B=15$ mg, Drall 580 rad/s

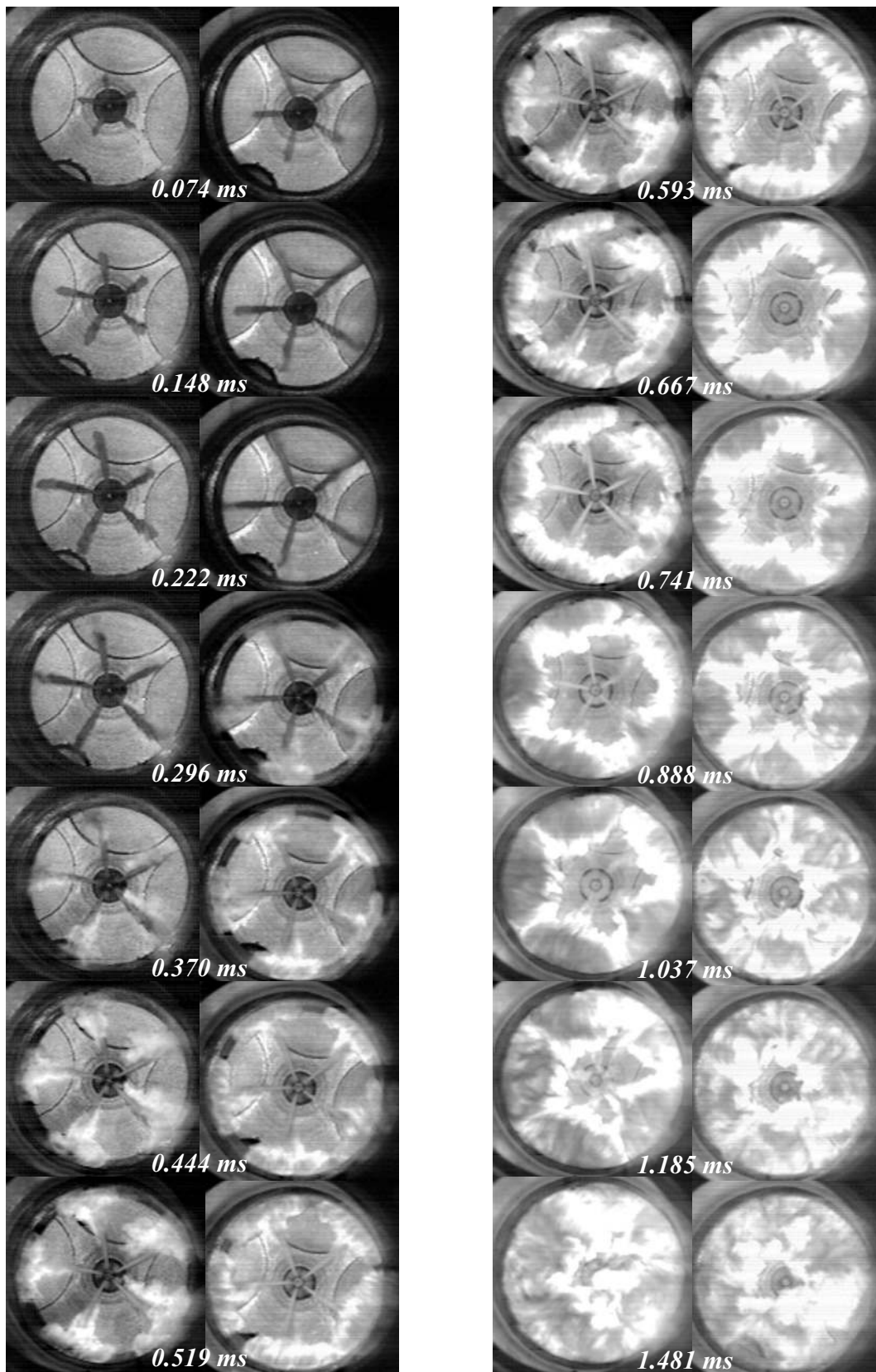


Abbildung 7.26: Vergleich einer 15 mg-Haupteinspritzung zwischen Solenoid- (jeweils linke Spalte) und Piezo-Injektor (jeweils rechte Spalte). Betriebszustand: $p_{OT}=78$ bar, $p_{Rail}=800$ bar, $m_B=15$ mg, Drall 580 rad/s, $T_{OT} \approx 990$ K

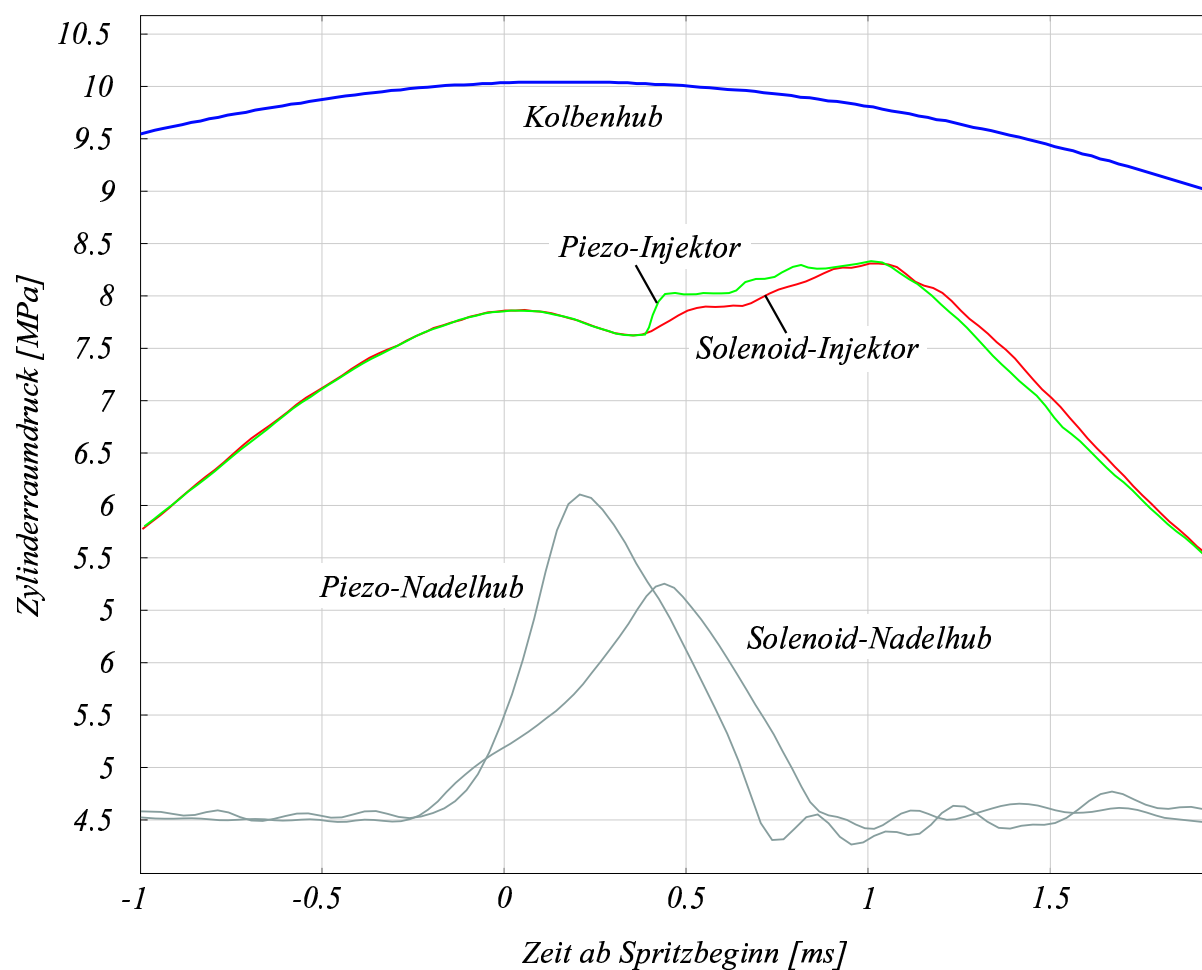


Abbildung 7.27: Vergleich der Zylinderdruckverläufe der 15 mg-Haupteinspritzung von Solenoid- und Piezo-Injektor. Betriebszustand: $p_{OT}=78$ bar, $p_{Rail}=800$ bar, $m_B=15$ mg, Drall 580 rad/s

mittleren Muldenbereich bzw. Piezo: in Wandnähe) durch die Strömung der anhaltenden Einspritzung an den Muldenrand verlagert, wo die Verbrennung des Hauptanteils der eingespritzten Brennstoffmasse stattfindet. Durch die Umlenkung der Strömung an der Muldengeometrie (vgl. Abb. 4.2) werden, in Abhängigkeit von deren Intensität, Teile des brennenden Gemisches wieder zur Brennraummitte zurücktransportiert. Hier besitzt der Piezo-Injektor den Vorteil, daß im Laufe des Verbrennungsprozesses auch Einspritzmengen um 15 mg noch hinreichend Impuls besitzen, um, im Gegensatz zum Solenoid-Injektor, eine vollständige Flammendeckung der Muldenfläche zu erreichen.

7.3 Quantitative Auswertung der Filmsequenzen

Die folgenden numerischen Auswertungen basieren auf einer statistischen Betrachtung von insgesamt über 1000 durchgeführten Einzelversuchen, die mit Hochgeschwindigkeitskinematographie aufgezeichnet wurden. Der bei jedem Versuch gemessene Verlauf des Zylinderdruckes, Kolbenhubes, Nadelhubes sowie des Raildruckes diente primär zur Interpretation der Ergebnisse.

Für alle Untersuchungen ergab die verwendete Standardbildrate von 13500 Bilder/s eine Meßtoleranz von $\pm 74 \mu\text{s}$. Diese Meßtoleranz konnte in vielen Fällen unterschritten werden, wenn ein Vergleich vieler Aufnahmen mit identischen Randbedingungen zuverlässige Interpolationen ermöglichte.

7.3.1 Mittlere Ausbreitungsgeschwindigkeit der Einspritzstrahlen in Abhängigkeit vom Raildruck: Piezo- und Solenoid-Injektor im Vergleich

In den vorangegangenen Kapiteln wurde bereits häufig auf einen wachsenden Strahlimpuls bei schneller Nadelöffnung hingewiesen. Diese Impulsentwicklung beginnt bereits unmittelbar nach Spritzbeginn, wenn die Phase starker Kraftstoffdrosselung bei kleinem Nadelhub schneller durchlaufen wird (Piezo-Injektor). Als direkte Folge entsteht nicht nur eine höhere Tropfengeschwindigkeit, sondern es bilden sich auch kleinere Tröpfchen, die ihre kinetische Energie durch Impulsaustausch mit der Umgebung schneller verlieren (vgl. Kap. 7.2.10). Damit ergibt sich in Abhängigkeit vom Umgebungszustand⁸⁹ bei jeder Konfiguration aus Injektor und Düse eine charakteristische maximale Eindringtiefe der flüssigen Strahlbestandteile in die heiße Brennraumatmosfera. Ist diese Eindringtiefe überschritten, sind die flüssigen Anteile vollständig verdampft und mit der umgebenden Brennraumluft zu einem Kraftstoffdampf-Luft-Gemisch vermischt. Bei der standardmäßig verwendeten Kompressionstemperatur von 990 K liegt diese Eindringtiefe, die aus den entsprechenden Hochgeschwindigkeitsaufnahmen bestimmt wurde, knapp unterhalb des verwendeten Kolbenmuldendurchmessers. Auf den bewegten Bildsequenzen läßt sich dann das konzentrierte Gemisch aus Kraftstoffdampf und Luft an der Bildung von Schlieren erkennen und weiterverfolgen.

Abbildung 7.28 zeigt die mittlere Strahl- bzw. Gemischausbreitungsgeschwindigkeit (Beschriftung der Meßpunkte) bei variierendem Raildruck

⁸⁹f($T_{Um,g}$, $p_{Um,g}$, $V_{Um,g}$)

als Vergleich von Solenoid- und Piezo-Injektor. Zur Berechnung der Ausbreitungsgeschwindigkeit wurde die Zeitdauer zwischen Spritzbeginn und dem Erreichen der Muldenwand des entstehenden Kraftstoffdampf-Luft-Gemisches verwendet. Da es während der Einspritzung der hierbei verwendeten Teillastmenge von 15 mg⁹⁰ Dieseldieselkraftstoff zu keiner Wandberührung⁹¹ des flüssigen Strahlanteils kam, wurden nach vollständiger Strahlverdampfung, d.h. wenige Millimeter vor der Muldenwand, die Schlieren des Kraftstoffdampfes⁹² (auf den Hochgeschwindigkeitsaufnahmen) zur restlichen Bestimmung der Gemischausbreitung verwendet. Aus

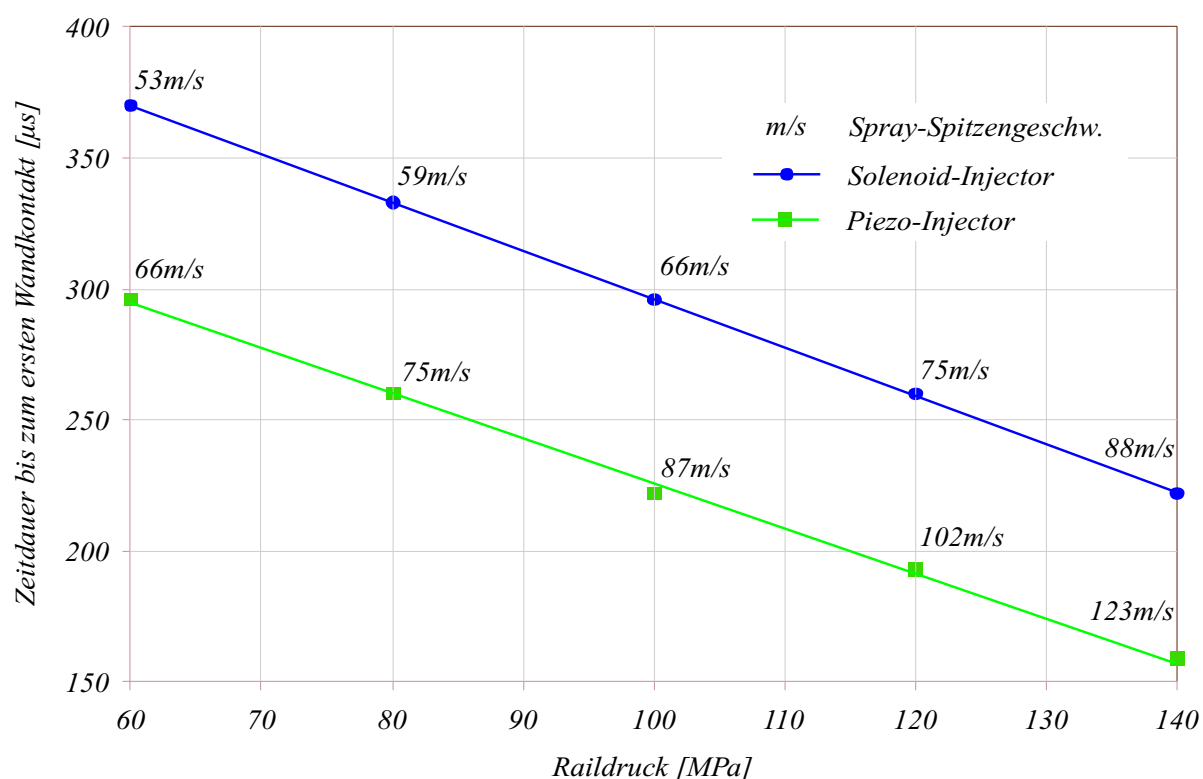


Abbildung 7.28: Mittlere Strahlausbreitungsgeschwindigkeit bei Spritzbeginn

BZ: $p_{OT} = 78$ bar, $m_B = 15$ mg, $p_{Rail} = 800$ bar, $Drall \approx 580 \frac{rad}{s}$

Die gemittelten Strahlausbreitungsgeschwindigkeiten in m/s wurden aus der Zeitdauer bis zum Erreichen der Muldenwand errechnet

Abbildung 7.28 geht hervor, daß, insgesamt gesehen, die schnellere Nadelöffnung des Piezo-Injektors⁹³ das Austreten einer größeren Kraftstoffmenge pro Zeit ermöglicht (konstante Einspritzmengen wurden durch entsprechend reduzierte Bestromungszeiten des Injektors realisiert). Der

⁹⁰ $p_{Rail} = 800$ bar, $T_{OT} \approx 990$ K

⁹¹ Vgl. auch Kapitel 7.2.9

⁹² Der Kraftstoffdampf folgt der Einspritzströmung und erreicht so die Muldenwand.

⁹³ Durch Reduktion der Drosselverluste bei kleinem Nadelhub

größere Volumenstrom (bzw. Gesamtimpuls) bei Spritzbeginn führte unabhängig vom Raildruck zu einem schnelleren Eindringen des Kraftstoffes in den Brennraum bzw. zu einer höheren Strahlausbreitungsgeschwindigkeit und damit zu einer schnelleren Verteilung des Kraftstoffes im Brennraum. Diese Beobachtung deckt sich gut mit den PDA-Untersuchungen⁹⁴ von [69], in denen deutlich höhere Tröpfchengeschwindigkeiten im Kern des Kraftstoffstrahles gemessen wurden.

7.3.2 Strahlverdampfung in Abhängigkeit vom Raildruck: Solenoid- und Piezo-Injektor im Vergleich

Eine der Stärken des Common-Rail Systems ist die freie Wählbarkeit des Systemdruckes (Raildruck). Dieser wird im Betrieb mittels Bestromung eines elektrischen Ventils in der Hochdruckpumpe eingestellt und steht Sekunden später im Rail und in den Zuleitungen der Injektoren zur Verfügung. Für den Injektor bedeutet eine Veränderung des Systemdruckes zunächst eine verändertes Öffnungs- und Schließverhalten. Der hydraulische Antrieb des Injektors reagiert auf eine Druckerhöhung mit entsprechend beschleunigtem Öffnen und Schließen der Düsenadel. Ferner wirkt sich der Systemdruck während der Einspritzung sowohl auf den Volumenstrom, der sich in einzelnen Düsenlöchern einstellt, als auch in besonderem Maße auf die Zerstäubungsqualität des eingespritzten Kraftstoffes aus (vgl. Abb. 7.30).

Eine Erhöhung des Kraftstoffdruckes, d.h. eine Erhöhung der Druckdifferenz zwischen Düseninnenraum und Brennraum, erhöht die Strömungsgeschwindigkeit des Kraftstoffes im Düsenloch. Die Kavitationsneigung im Spritzloch steigt und fördert unmittelbar nach Düsenaustritt ein stärkeres Aufplatzen des Kraftstoffstrahles, d.h. die Bildung kleinerer Tröpfchen. Zusätzlich begünstigen höhere Tropfengeschwindigkeiten durch entsprechend intensiven Impulsaustausch mit der Umgebungsluft den Tropfenzerfall, d.h. ebenfalls die Bildung kleinerer und schneller verdampfender Tröpfchen.

Mit dem Austritt des Kraftstoffes aus der Düse in den aufgeheizten Brennraum beginnt auch die Phase der Verdampfung. Die Wechselwirkung mit der Umgebungsluft bewirkt nicht nur einen makroskopischen Zerfall des Kraftstoffes in kleine Tröpfchen, sondern auch an jedem entstandenen

⁹⁴PDA oder Phasen-Doppler-Anemometrie ist eine laserbasierende Meßtechnik, welche eine synchrone Bestimmung von Tröpfchengeschwindigkeiten und -größen ermöglicht.

Tropfen ein kontinuierliches Aufheizen, Sieden und Abdampfen dessen äußerer Schichten. Dies führt in unmittelbarer Umgebung des Tropfens zu

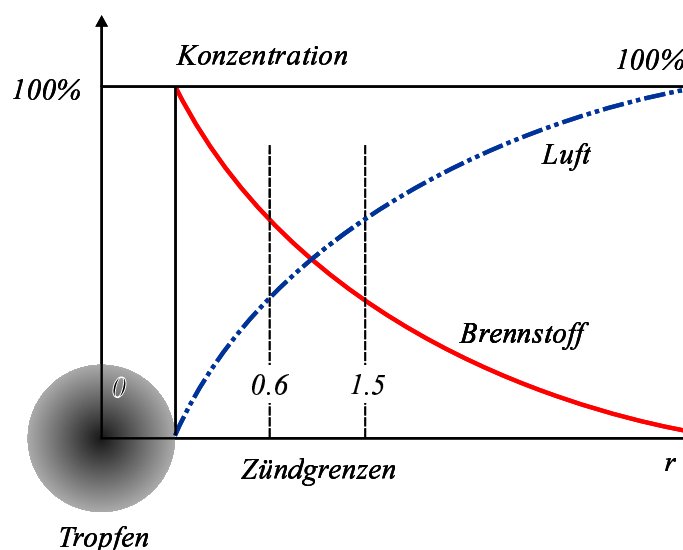


Abbildung 7.29: Kraftstoffkonzentration durch Verdampfung am Beispiel eines Einzeltropfens. Eine vollständige Verdampfung des Kraftstoffes ist die Grundvoraussetzung für eine Verbrennung, ebenso wie das Vorhandensein des entsprechenden Kraftstoff-Luft-Verhältnisses. Bei Dieselmotoren liegt dieses etwa im Bereich von $\lambda = 0.6$ bis $\lambda = 1.5$.

örtlich stark unterschiedlichen Kraftstoffkonzentrationen (vgl. Abbildung 7.29). Die für die Verdampfung notwendige Verdampfungsenthalpie wird dabei der umgebenden heißen Brennraumluft entzogen.

Bei den Untersuchungen zur Bestimmung der Verdampfungszeit in Abhängigkeit vom Systemdruck wurde der gleiche Betriebszustand⁹⁵ sowohl für den Solenoid- als auch für den Piezo-Injektor analysiert. Eine konstante Einspritzmenge (hier 15 mg) wurde gewährleistet, indem die Bestromungszeit der Injektoren dem jeweiligen Systemdruck entsprechend angepaßt, d.h. einem injektorspezifischen sog. Spritzmengenkennfeld entnommen wurden (Spritzmengenkennfelder zu den verwendeten Injektoren befinden sich im Anhang). Abbildung 7.30 zeigt die dabei verwendeten Bestromungszeiten in Abhängigkeit vom Systemdruck für den Solenoid- bzw. den Piezo-Injektor.

⁹⁵5L-MSLD: $p_{OT}=78$ bar, $m_B=15$ mg, $p_{Rail}=800$ bar, $T_{OT} \approx 990$ K, Drall $\approx 580 \frac{rad}{s}$

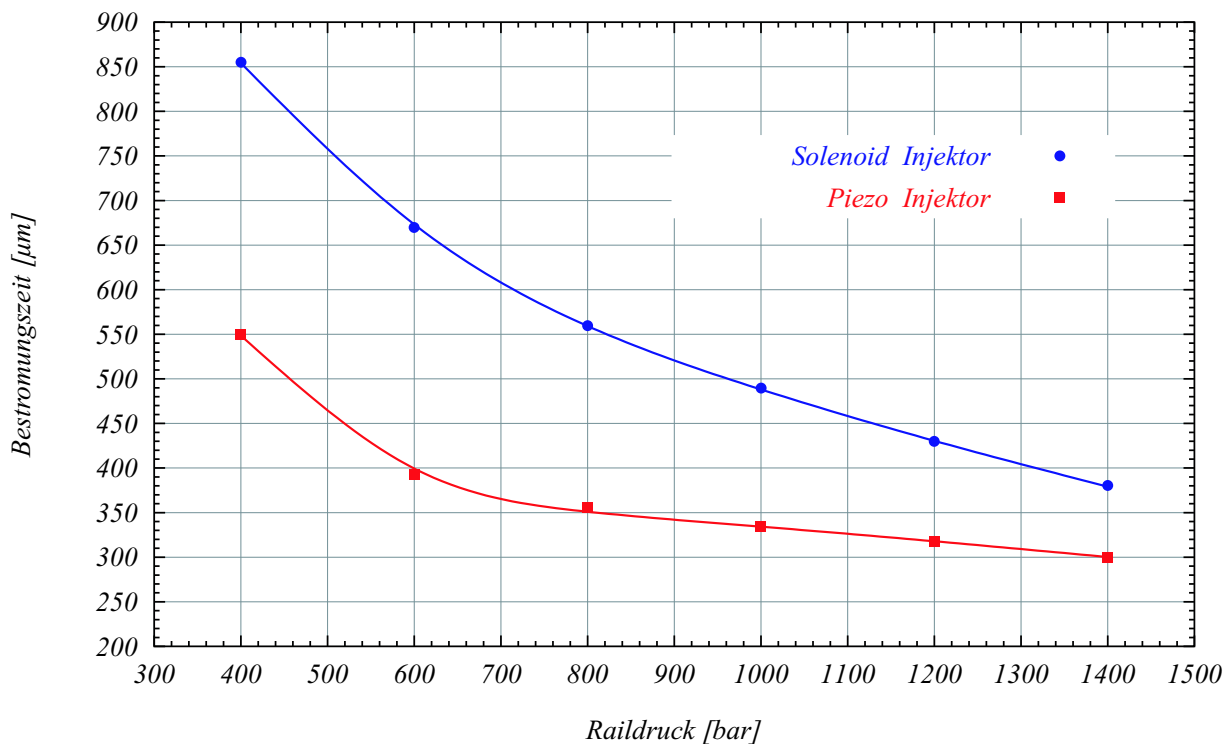


Abbildung 7.30: *Injektorspezifische Bestromungszeit des Piezo- bzw. Solenoid-Injektors bei konstanter Einspritzmenge von $m_B = 15 \text{ mg}$*

Bei einem Systemdruck zwischen 600 und 1400 bar ergaben sich für beide Injektoren bei nahezu linearem Verlauf Verdampfungszeiten zwischen 960 und 500 μs (vgl. Abbildung 7.31). Die Verdampfungszeit ist hierbei als dasjenige Zeitintervall definiert, welches zwischen Spritzbeginn und vollständiger visueller Auflösung des Kraftstoffes liegt. Die kürzere Verdampfungszeit der piezo-elektrischen Einspritzung begründet sich zum einen aus dem beschleunigten Gemischbildungsprozeß, bedingt durch den größeren Volumenstrom bei Spritzbeginn, zum anderen aus der verkürzten Bestromungsdauer des Injektors. Die im vorangegangenen Kapitel beschriebene höhere Strahlaustrittsgeschwindigkeit bewirkt hier eine höhere Strahl-turbulenz sowie einen stärkeren Impulsaustausch mit der umgebenden Brennraumluft. Beide beschleunigen den Lufteintrag in den Strahl und somit den Verdampfungsprozeß, so daß, unabhängig vom Raildruck, die Zeit bis zur vollständigen Verdampfung beim Piezo-Injektor etwa 40 μs ⁹⁶ unter derjenigen des Solenoid-Injektors lag.

⁹⁶ Aus verschiedenen Versuchen interpoliert

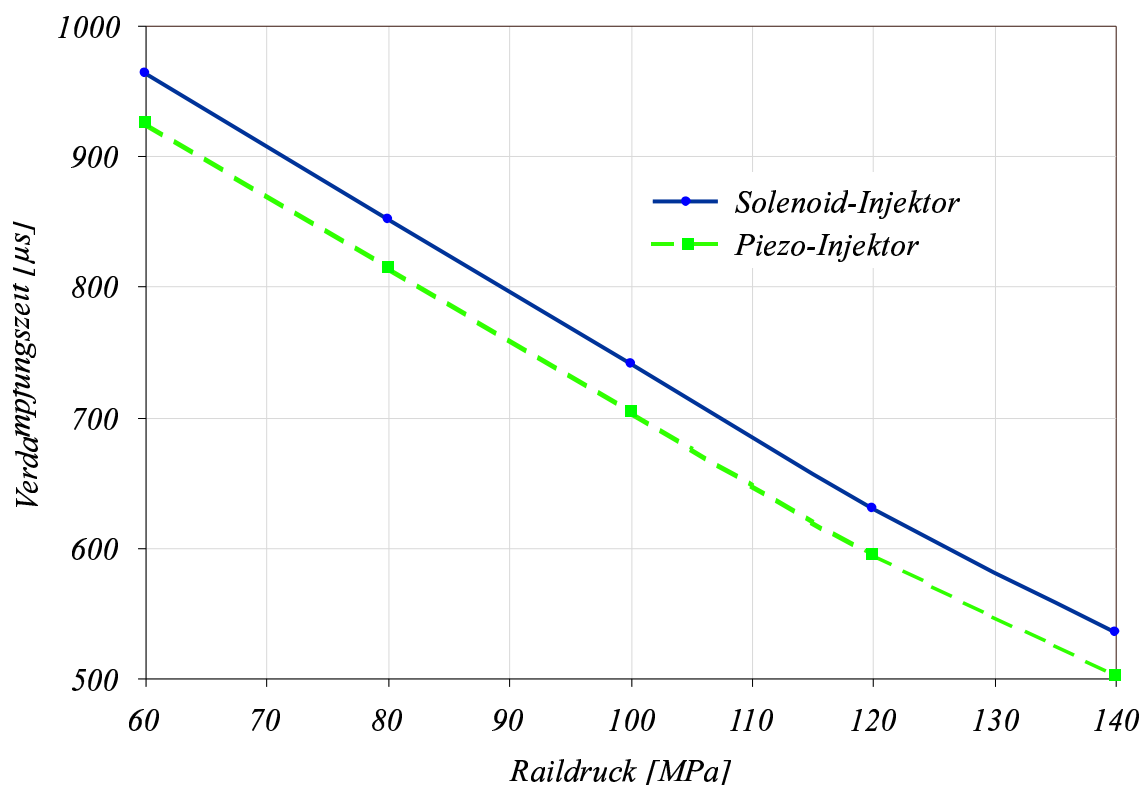


Abbildung 7.31: Exemplarisch ermittelte Verdampfungszeiten von Piezo- und Solenoid-Injektor

BZ 3: 5L-MSLD, $p_{OT}=78$ bar, $p_{Rail}=800$ bar, $m_B=15$ mg, Drall $\simeq 580 \frac{rad}{s}$

7.3.3 Strahlverdampfung in Abhängigkeit von der Düsenlochzahl (Solenoid-Injektor)

Unter Verwendung des Solenoid-Injektors wurde weiterhin der Einfluß der Düsenlochzahl auf die Verdampfungszeit untersucht. Dazu wurden die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Kraftstoffeinspritzung mit der 5-, 6- und 7-Loch Mini-Sacklochdüse⁹⁷ im jeweils gleichen Betriebszustand⁹⁴ (vgl. Abb. 7.32) analysiert: Es zeigte sich, daß mit steigender Lochzahl die Verdampfung schneller verläuft, da die gleiche Brennstoffmasse eine verbesserte Verteilung über den Düsenumfang erfährt. Diese Verteilung führt indirekt zu einer Oberflächenvergrößerung am Einspritzstrahl, bei der sich die einzelnen Tropfen gegenseitig weniger beeinflussen. Für die genannten Düsen gleichen HD-Wertes lag die Verdampfungszeit zwischen 1040 μ s und 890 μ s.

⁹⁷In Kombination mit dem Solenoid-Injektor

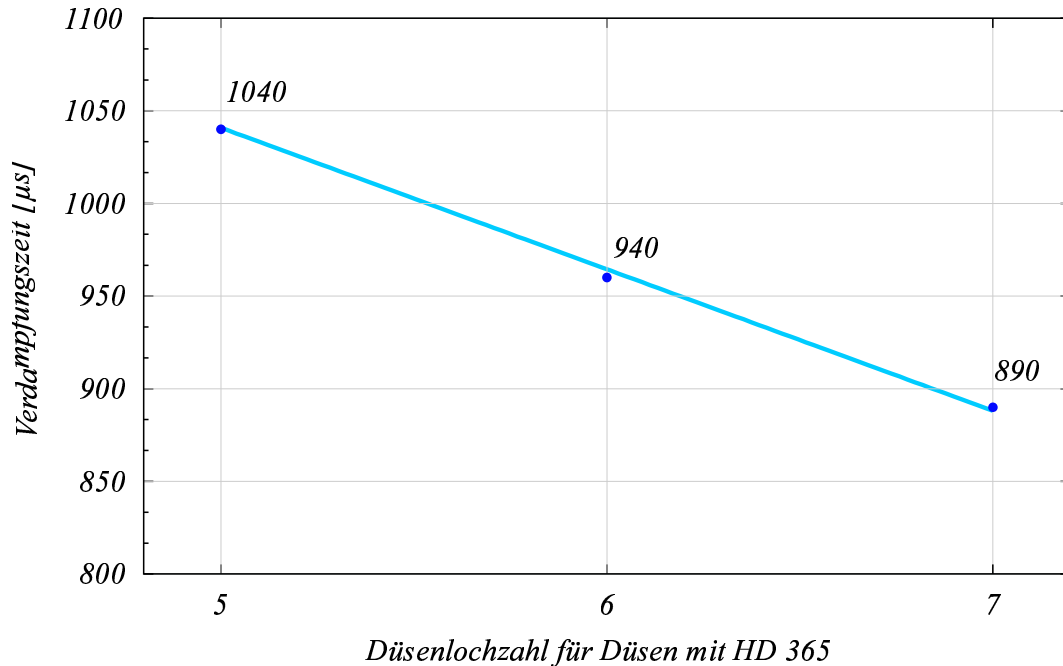


Abbildung 7.32: Verdampfungszeit bei variierender Düsenlochzahl

BZ: $p_{OT}=78$ bar, $m_B=15$ mg, $p_{Rail}=800$ bar, $Drall \simeq 580 \frac{rad}{s}$

Eine schnellere Verdampfung durch eine gleichmäßigere Verteilung des Kraftstoffes im Brennraum führt, wie in Kapitel 7.3.5 noch ausführlich erläutert wird, nicht nur zu einer geringfügig früheren Zündung, sondern vor allem zu einer Vergrößerung des Anteils an brennfähigem Gemisch vor Zündbeginn, d.h. im Zeitfenster des Zündverzuges. Nach Ablauf dieser Zeit besitzt die einsetzende Verbrennung dann einen entsprechend (hier: erweiterten) vorgemischten Flammenanteil, was während der Versuche durch einen schnelleren Anstieg des Zylinderdrucks erkennbar wurde.

7.3.4 Zündverzug in Abhängigkeit von Kompressionstemperatur und -druck

Die *Induktionsperiode*, auch *Zündverzug* genannt, ist definiert als derjenige Zeitabstand, der zwischen der vollständigen Verdampfung des eingespritzten Kraftstoffes (bei gleichzeitigem Erreichen der Zündfähigkeit) und dem Einsetzen der ersten exothermen Verbrennungsreaktion liegt. Er besitzt einen chemischen und einen physikalischen Anteil, so daß sich der tatsächlich auftretende Zündverzug τ gemäß

$$\tau = \tau_{chem} + \tau_{phys} \quad (7.2)$$

zusammensetzt. Der physikalische Anteil wird im Zusammenhang mit den

Versuchsergebnissen im späteren Verlauf des Kapitels noch genauer beschrieben.

Chemischer Zündverzug

Während der Zündverzugszeit laufen zahlreiche endotherme und exotherme Vorreaktionen ab, die auch als „kalte Flamme“ bezeichnet werden und sich von der eigentlichen Verbrennungsreaktion vor allem durch geringe Wärmefreisetzung und einen geringen Druckanstieg im Brennraum unterscheiden. Temperatur und Druck nehmen den wesentlichsten Einfluß auf diese chemischen Zerfallsprozesse, die gemäß der empirischen Abhängigkeit

$$\tau_{chem} = a \cdot e^{\frac{b}{T}} \cdot p^{-n} \quad (7.3)$$

beschrieben werden können [101].

Wird der Zündverzug beispielsweise durch eine Erhöhung der Temperatur, hier der Kompressionstemperatur T , verkürzt, so führt dies zunächst zu einer steigenden Molekülgeschwindigkeit⁹⁸, wodurch die Zahl der Zusammenstöße einzelner Moleküle, die letztlich eine chemische Reaktion auslösen, ansteigt. Wie bei jeder chemischen Reaktion ist das Überschreiten einer kritischen Aktivierungsenergie⁹⁹ E , die als Maß für Stärke der inneren Bindungen der Reaktionspartner zu verstehen ist, eine entscheidende Voraussetzung. Dabei kann der Anteil A der wirksamen Zusammenstöße, die zum Überschreiten dieser Aktivierungsenergie führen können, gemäß der Gleichung von Arrhenius

$$A = e^{\frac{-E}{RT}} \quad (7.4)$$

bestimmt werden.

Eine Erhöhung des Druckes, hier des Kompressionsdruckes p , verkürzt hingegen die freien Weglängen zwischen den Molekülen und erhöht damit ebenfalls die Wahrscheinlichkeit eines Zusammenstoßes. Jedoch ist der Druckeinfluß auf den Zündverzug im Vergleich zur Temperatur geringer (vgl. Gleichung 7.3 mit Kompressionstemperatur T im Exponenten).

⁹⁸Genauer gesagt *mittlere* Molekülgeschwindigkeit, denn die realen Molekülgeschwindigkeiten sind gemäß einer gauß'schen Wahrscheinlichkeitsfunktion verteilt.

⁹⁹Diese Aktivierungsenergie E ist ursächlich für das Entstehen von Zündgrenzen.

Versuche

In Abbildung 7.33 ist der experimentell ermittelte Verlauf des Zündverzuges als Funktion der Kompressionstemperatur für drei verschiedene Betriebszustände dargestellt. Dabei ist jeder Meßwert der Mittelwert aus 50 Einzelversuchen.

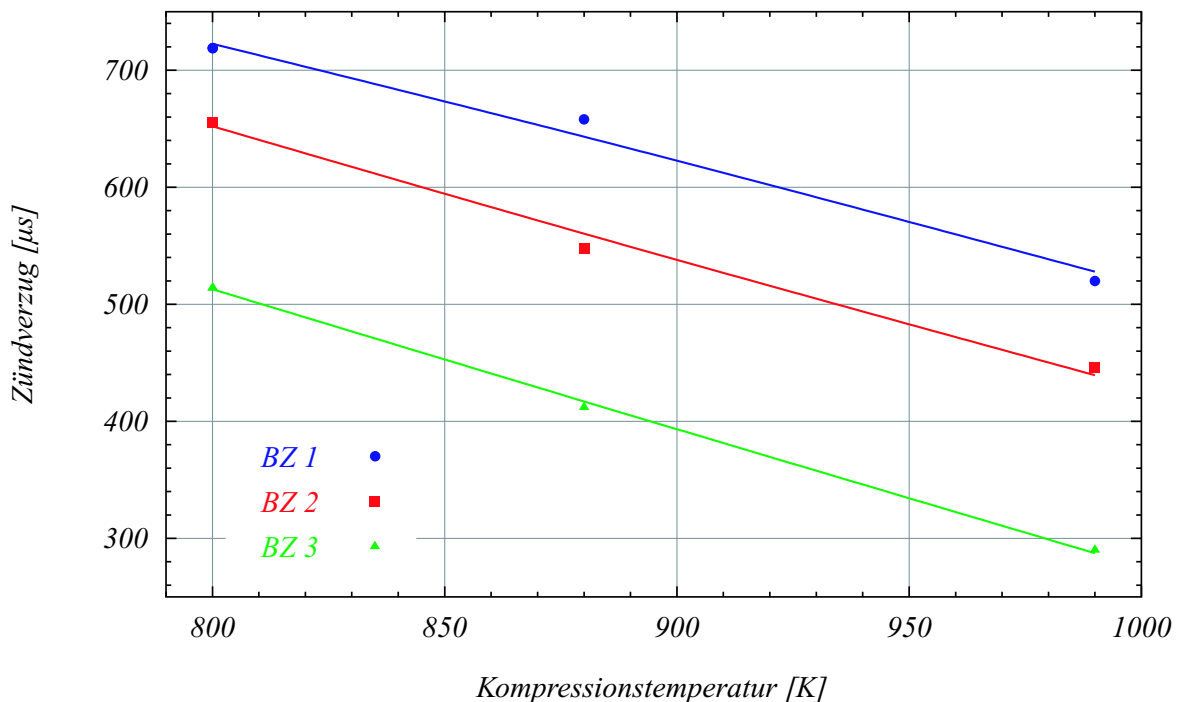


Abbildung 7.33: Einfluß der Kompressionstemperatur auf den Zündverzug

BZ 1: 5L-MSLD, $p_{OT}=58$ bar, $p_{Rail}=700$ bar

BZ 2: 5L-MSLD, $p_{OT}=69$ bar, $p_{Rail}=600$ bar

BZ 3: 5L-MSLD, $p_{OT}=78$ bar, $p_{Rail}=800$ bar

Unabhängig vom Betriebszustand zeigt sich die deutliche Tendenz zu sinkendem Zündverzug bei steigender Kompressionstemperatur¹⁰⁰. Der Vergleich der einzelnen Betriebszustände untereinander läßt den Einfluß des Kompressionsdruckes¹⁰¹ erkennen, dessen schrittweise Erhöhung von 58 bar (BZ 1) auf 78 bar (BZ 3) eine mittlere Verkürzung des Zündverzuges zwischen 90 und 100 μs pro 10 bar Drucksteigerung bewirkte.

¹⁰⁰Die Zündgrenze des Dieselmotors liegt nach [13] bei etwa 520 K.

¹⁰¹Erzeugt durch unterschiedliche Aufladung im jeweiligen Betriebszustand:
BZ 1: $p_{Lad}=1150$ mbar; BZ 2: $p_{Lad}=1350$ mbar; BZ 3: $p_{Lad}=1520$ mbar

Physikalischer Zündverzug

Der physikalische Anteil des Zündverzuges wird durch die Zerstäubungsqualität des eingespritzten Kraftstoffes bestimmt. Dieser ist wiederum abhängig von verschiedenen Systemparametern wie Kraftstoffdruck, Strömungsbedingungen am Spritzloch, Spritzlochform und -oberflächen, etc. So entstehen beispielsweise bei steigendem Kraftstoffdruck kleinere Tröpfchen, die schneller verdampfen, so daß die chemischen Prozesse (sog. „Crack“-Prozesse) geringfügig früher einsetzen und folglich auch den Zündverzug beeinflussen.

Der unterschiedliche Kraftstoffdruck der Betriebszustände macht diesen physikalischen Effekt deutlich und kann anhand der Versuchsergebnisse aus Abbildung 7.33 wie folgt erklärt werden:

Die Betriebszustände BZ 1, 2 und 3 unterscheiden sich hinsichtlich ihres jeweiligen Kompressions- und Kraftstoffdruckes ($T_{OT} = \text{konst.}$). Diese beiden Parameter beeinflussen den Zündverzug. Da die Kompressionsdrücke der Betriebszustände äquidistant¹⁰² verteilt sind, würden die in Abbildung 7.33 gemessenen Verläufe ebenfalls gleiche Abstände der Zündverzüge untereinander erwarten lassen, wenn der verwendete Kraftstoffdruck für alle Betriebszustände gleich wäre. Ausgehend von 800 bar bei BZ 3 besitzt Betriebszustand 2 jedoch einen um 200 bar niedrigeren Raildruck. Der geringere Raildruck beeinträchtigt die Zerstäubungsqualität und die Durchmischung mit der Brennraumluft, was zu einer späteren Zündung, d.h. erhöhtem Zündverzug führt. Demgegenüber bewirkt der nur um 100 bar niedrigere Raildruck von Betriebszustand 1 (700 bar) eine geringere Verlängerung des Zündverzuges.

Insgesamt betrachtet erscheinen, relativ zu BZ 3, die Zündverzüge von Betriebszustand 1 und 2 unterschiedlich erhöht, was sich im Diagramm in Form unterschiedlicher Abstände zwischen den einzelnen Verläufen äußert.

7.3.5 Flammenausbreitung im Brennraum bei verschiedenen Düsenlochzahlen

Eine gute Gemischbildung, d.h. eine gute Verteilung und Vermischung des eingespritzten und verdampften Kraftstoffes mit der Brennraumluft, ist die Grundlage einer vollständigen (schadstoffarmen) Verbrennung. Das bedeutet, daß im Verlauf von Einspritzung, Verdampfung, Zündung

¹⁰²genau betrachtet beträgt die Druckerhöhung von BZ1 nach BZ2 11 bar und von BZ2 nach BZ3 9 bar.

und Verbrennung idealerweise die im Brennraum verfügbare Luftmenge vollständig in die Gemischbildung miteinbezogen wird. Diese Gemischbildung ist stets die Folge einer entsprechenden zeitlichen und örtlichen Verteilung des Kraftstoffes im Brennraum, die für die gesamte Einspritzdauer durch den Einspritzstrahl entscheidend beeinflußt wird. Dem Prozeß der Einspritzung kommt hierbei die Aufgabe zu den Kraftstoff sowohl fein zu zerstäuben und damit eine gleichmäßige und schnelle Verdampfung zu ermöglichen, als auch diesen im Brennraum zu verteilen. Die flüssigen Bestandteile des Einspritzstrahles erzeugen durch Wechselwirkung mit ihrer Umgebung (Impulsaustausch) Turbulenzen, die den Lufteintrag in den Einspritzstrahl und damit die entstehende Gemischqualität verbessern. Je höher der Strahlimpuls ist, desto intensiver ist diese Wechselwirkung und desto stärker die entstehende Turbulenz (vgl. Kapitel 7.2.8 u. 7.3.2).

Ein hoher Strahlimpuls kann jedoch auch negative Einflüsse beinhalten, wie beispielsweise einen intensiven Wandkontakt flüssiger Strahlanteile, die sich unter bestimmten Bedingungen an der Wand anlagern und erst im laufenden Verbrennungsprozeß abdampfen. Dadurch entstehen bevorzugt Regionen mit fettem Gemisch, die bei der Verbrennung die Bildung von Ruß unmittelbar fördern. Im Gegenzug kommt es durch eine starke Wandwechselwirkung auch zu einer strömungsbedingten Ablenkung des Gemisches in Richtung der mageren Regionen zwischen den Strahlachsen, was die Gemischbildung positiv beeinflußt. Insgesamt gesehen bietet ein steigender Strahlimpuls durch Erhöhung des Raildruckes¹⁰³ Vorteile im Hinblick auf Gemischbildung, Verbrennung und Emissionsentwicklung.

Eine Erhöhung des Strahlimpulses durch Vergrößerung des Spritzlochdurchmessers d.h. durch Erzeugung eines höheren hydraulischen Durchflusses am Düsenloch hat letztlich immer einen negativen Einfluß auf die Zerstäubungsqualität und folglich auch auf die Rußemission. Eine Steigerung des Volumenstroms wird vorzugsweise durch eine größere Düsenlochzahl realisiert, d.h. Verwendung von Düsen mit mehreren kleinen Spritzlöchern, die eine gleichbleibende Gemischqualität gewährleisten. Ebenso kann eine Erhöhung der Düsenlochzahl bei gleichbleibendem hydraulischen Durchfluß auch zu einer weiteren Verbesserung der Gemischbildung bzw. Absenkung der Rußemission verwandt werden.

¹⁰³Der oft in der Literatur erwähnte Effekt eines steigenden Strahlkegelwinkels als Folge steigenden Raildruckes, der ebenfalls zu einer qualitativen Verbesserung der Gemischbildung beiträgt, konnte im Rahmen der Untersuchungen zu dieser Arbeit nicht nachgewiesen werden. Es bestand jedoch eine starke Abhängigkeit des Strahlkegelwinkels vom Kompressionsdruck [69]

Um die folgenden Auswertungen des Flammenfortschrittes im Brennraum transparenter zu gestalten, soll zunächst die Ausbreitung des Kraftstoffes genauer betrachtet werden:

Unmittelbar nach Nadelöffnung, d.h. nach dem ersten Austritt des Kraftstoffes kommt es in Abhängigkeit von den Umgebungs- und Betriebsbedingungen zur Bildung lokal unterschiedlicher Tropfengrößen und -geschwindigkeiten. Der Hauptgrund dafür ist die stärkere Wechselwirkung der Tröpfchen im Außenbereich des Strahlkegels mit der Umgebung, die dort schneller an Größe und Geschwindigkeit verlieren als Tröpfchen im Strahlkern. Auch steigt die Tropfendichte zur Strahlachse hin an, wobei es vermehrt zu Interaktionen der Tröpfchen untereinander kommt (z.B. Konglomeration etc.). Eine Momentaufnahme des Strahlquerschnittes liefert ein Tropfenspektrum mit großen Tropfen und hoher Geschwindigkeit im Strahlkern bzw. kleinen Tropfen und geringerer Geschwindigkeit am Strahlrand [69].

Als direkte Folge treten lokal unterschiedliche Eindringtiefen des Strahles auf. Das bedeutet eine geringere Eindringtiefe für Tröpfchen am Strahlrand und eine größere Eindringtiefe für die im Strahlkern. Durch die Verdampfung und Vermischung des Kraftstoffes am gesamten Strahlumfang findet demnach eine Gemischbildung in unterschiedlichen Brennraumregionen, d.h. axial verteilt zwischen Brennraummitte und -außenbereich statt.

Bei höherer Lochzahl erfährt die gleiche Kraftstoffmenge eine gleichmäßigere Verteilung über dem Düsenumfang zu Lasten eines sinkenden Strahlimpulses (Einspritzmenge pro Düsenloch ist geringer). Um diesen Einfluß der Lochzahl auf die Brennraumausnutzung beurteilen zu können, wurde die Einspritzung und Verbrennung unter Verwendung einer 5-, 6- und 7-Lochdüse in den folgenden Betriebszuständen (BZ) untersucht:

BZ 1: $p_{OT}=58$ bar, $p_{Rail}=700$ bar, $m_B=10$ mg, ohne Drall, ohne VE

BZ 2: $p_{OT}=69$ bar, $p_{Rail}=600$ bar, $m_B=8$ mg, ohne Drall, ohne VE

BZ 3: $p_{OT}=78$ bar, $p_{Rail}=800$ bar, $m_B=15$ mg, ohne Drall, ohne VE

Die Diagramme in Abbildungen 7.34 und 7.35 zeigen zeitaufgelöst den Verlauf der Flammenausbreitung im Brennraum in den oben definierten Betriebszuständen. Dabei wurde zu unterschiedlichen Zeitpunkten im Verbrennungsverlauf die prozentuale, flammenbedeckte Brennraumfläche¹⁰⁴

¹⁰⁴≡ Muldenfläche

(Flächendeckung) ermittelt. Diese ermittelte Flächendeckung basiert auf einer 2-dimensionalen Auswertung von Hochgeschwindigkeitsaufnahmen der Verbrennung. Sie ist daher als Integral der Flammen über die Brennraumtiefe zu verstehen. Jeder gemessene Verlauf beginnt zum Zeitpunkt der visuell erkennbaren Zündung, d.h. der ersten auswertbaren Flammenfläche¹⁰⁵.

Obwohl die Verdampfung durch die gleichmäßigere Kraftstoffverteilung bei steigender Düsenlochzahl schneller voranschreitet, konnte im Rahmen der Meßtoleranz von 74 μs (aus Bildfrequenz 13500 Bilder/s) eine Abhängigkeit des Zündverzuges von der Anzahl der Düsenlöcher nicht nachgewiesen werden. Es ergaben sich für die untersuchten Betriebszustände ($T_{OT} \simeq 990 \text{ K}$) folgende Zündverzüge:

Betriebszustand 1 \rightarrow 530 μs

Betriebszustand 2 \rightarrow 450 μs

Betriebszustand 3 \rightarrow 300 μs

Es zeigte sich, daß, unabhängig von den jeweiligen Betriebsbedingungen, die 5-Lochdüse¹⁰⁶ mit dem vergleichsweise größten Strahlimpuls und der damit verbundenen intensiven Strömung im Brennraum zwar die größten örtlichen und zeitlichen Zündschwankungen¹⁰⁷ aufwies, aber die beste Flammendeckung, d.h. eine Flammenfläche meist größer 95% des Muldenraumes erzielte (vgl. Abb. 7.22 und 7.34). Mit steigender Lochzahl (und sinkendem Impuls des Einzelstrahles) nahm auch die maximal erzielte Flammendeckung ab. Während die Deckung bei der 6-Lochdüse¹⁰⁸ (vgl. Abb. 7.23) noch knapp unter 95% lag, fiel sie bei der 7-Lochdüse¹⁰⁹ (vgl. Abb. 7.24) auf unter 90%.

Ebenso fällt auf, daß unmittelbar nach Brennbeginn mit steigender Lochzahl die Flammendeckung schneller ansteigt, was in den Kurvenverläufen zu höheren Gradienten führt. So wird bereits 650 μs nach Spritzbeginn bei der 7-Lochdüse eine fast 70%-ige Flammendeckung erreicht. Bei der 6-Lochdüse liegt diese noch bei etwa 60-65% gegenüber der 5-Lochdüse mit deutlich unter 60%.

Der Grund dafür liegt in der eingespritzten Kraftstoffmenge, die bei

¹⁰⁵d.h. auf die Muldenfläche bezogene, prozentuale Flammenerfassung bzw. -deckung integriert über die Brennraumtiefe

¹⁰⁶Düsenloch- ϕ 172 μm

¹⁰⁷Korrespondierenden Hochgeschwindigkeitsaufnahmen entnommen.

¹⁰⁸Düsenloch- ϕ 153 μm

¹⁰⁹Düsenloch- ϕ 145 μm

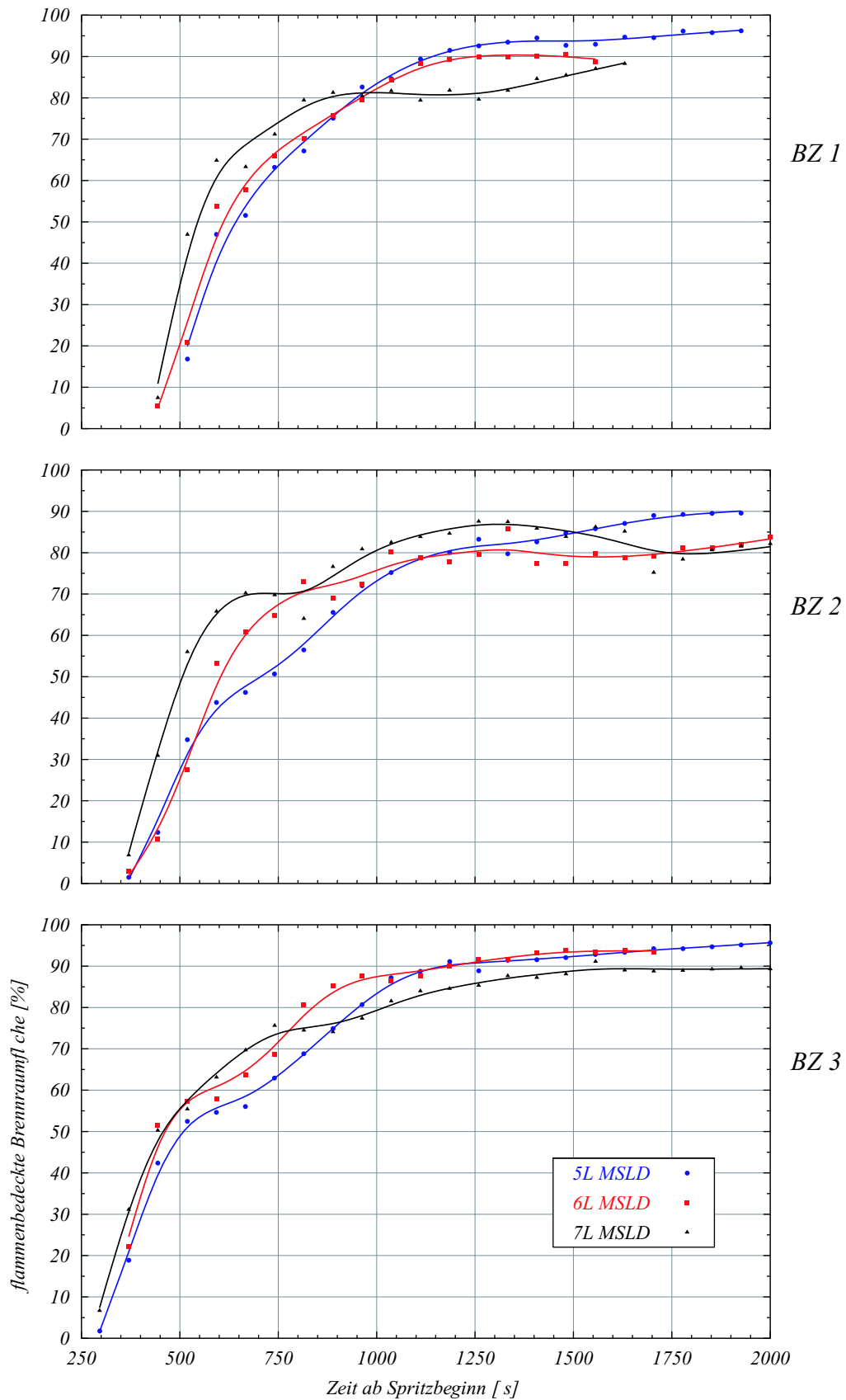


Abbildung 7.34: Flächendeckung der 5-, 6- und 7-Loch MSLD in den Betriebszuständen BZ 1, BZ 2 und BZ 3

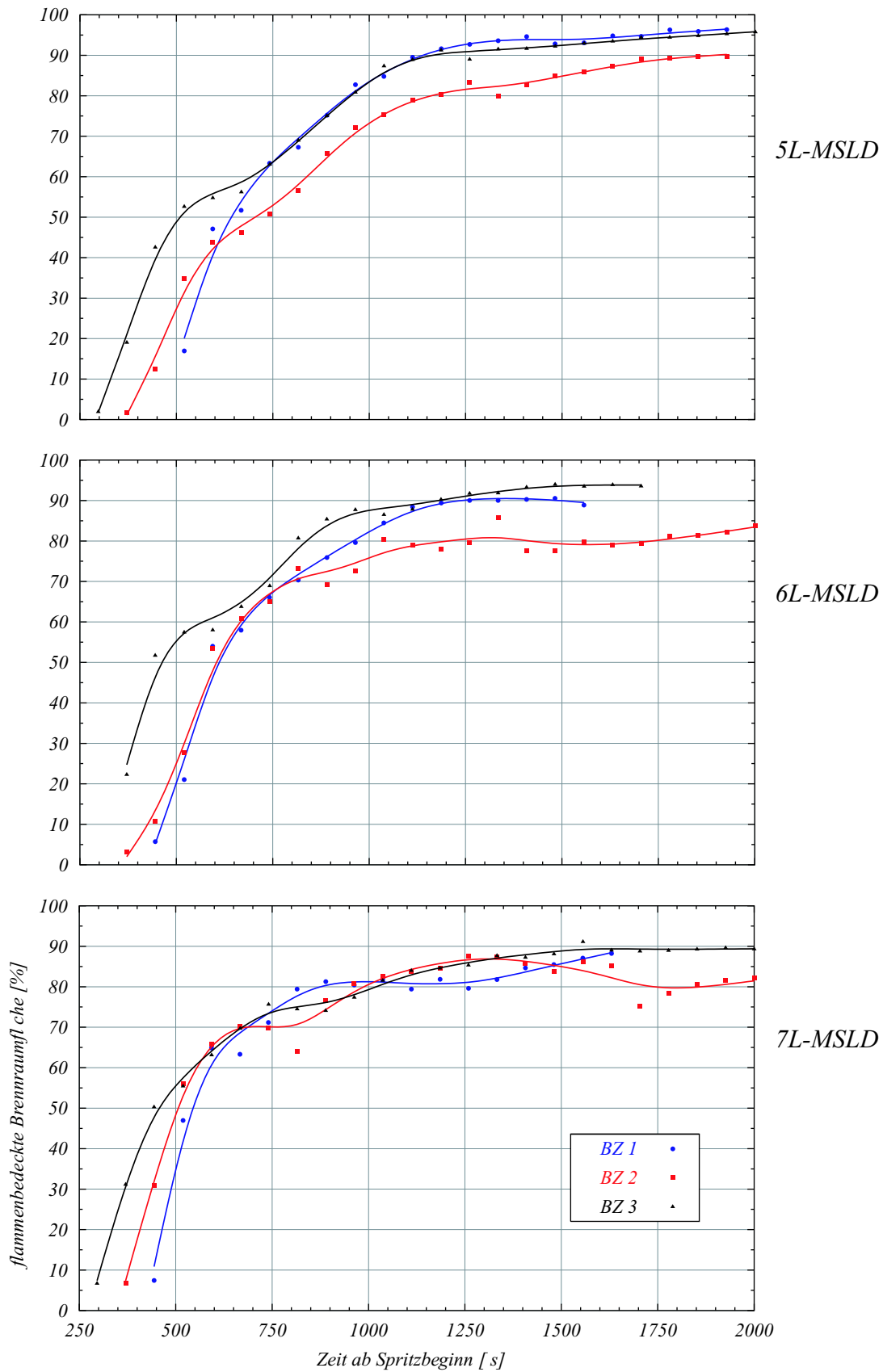


Abbildung 7.35: Flächendeckung bei den Betriebszuständen BZ 1, BZ 2 und BZ 3 unter Verwendung der 5-, 6- und 7-Loch MSLD

höherer Lochzahl eine gleichmäßigere Verteilung über den Umfang erfährt. Dadurch steigt nicht nur die Anzahl der Zündorte, sondern auch der Anteil an vorgemischter Flamme zu Brennbeginn, was eine beschleunigte Flammenausbreitung zur Folge hat. Diese Bedingungen sind auch mit verantwortlich für das extrem gleichmäßige Zündverhalten, das bei der 7-Lochdüse stets zu beobachten war (vgl. gleichmäßig anwachsende Flammendeckung in allen Betriebszuständen, Abb. 7.35 unten).

Ein Vergleich der Flammenausbreitung bei den einzelnen Betriebszuständen in den Abbildungen 7.34 und 7.35 oben läßt erkennen, daß der Kraftstoffdruck von 800 bar, verbunden mit der größten Einspritzmenge von 15 mg (BZ 3), strömungsbedingt die vergleichsweise beste Ausnutzung des Brennraumes gewährleistet. Nach Erreichen der maximalen Flammenausbreitung wird ein solch hoher Ausnutzungsgrad auch im BZ 1 erreicht, bei dem ein niedrigerer Raildruck (700 bar) mit kleinerer Einspritzmenge (10 mg), einem deutlich niedrigeren Kompressionsdruck gegenübersteht (58 bar \rightsquigarrow geringere Umgebungsdichte \rightsquigarrow geringerer Impulsaustausch). Demnach kompensiert bei BZ 1 die niedrigere Umgebungsdichte den schwächeren Strahlimpuls, so daß sich bei allen Düsen der Verlauf von BZ 1 und BZ 3 etwa ab dem ersten Drittel der gesamten Auswertungszeit von 1750 μ s gleicht.

Einerseits verursacht ein hoher Kompressionsdruck eine hohe Umgebungsdichte verbunden mit einem hohen Impulsaustausch zwischen Strahl und Umgebung (Strahl wird „abgebremst“ \rightsquigarrow Tendenz zu geringerer Brennraumausnutzung). Andererseits führt der dabei stärker „aufplatzende“ Einspritzstrahl (steigender Strahlkegelwinkel) auch zu einer flächigeren, feineren Kraftstoffverteilung in Düsennähe. Dies führt zu einem frühen Zündbeginn, so daß insgesamt geringfügig mehr Zeit zum Erreichen einer maximalen Brennraumausnutzung zur Verfügung steht (vgl. Abb. 7.35). Der Kompressionsdruck von 78 bar bei BZ 3 ermöglichte somit die zeitlich früheste Flammenausbreitung; entsprechend dem Kompressionsdruck folgt der Brennbeginn von BZ 2 und BZ 1.

Bei BZ 2, mit niedrigem Raildruck, relativ hohem Kompressionsdruck und geringster Einspritzmenge, wurde erwartungsgemäß die insgesamt schlechteste Brennraumausnutzung erreicht.

7.4 NO_x-Bildung

Der Hauptanteil des bei der dieselmotorischen Verbrennung entstehenden Stickoxides besteht aus dem sog. „thermischen NO“, das vermehrt bei Temperaturen oberhalb von 1800 K gebildet wird (vgl. Kapitel 2.1.2). Daher ist es das Bestreben, bei einer schadstoffarmen Verbrennung den Brennverlauf so zu gestalten, daß die Entstehung dieser „heißen“ Zonen im Brennraum auf ein Minimum beschränkt wird. Der Brennverlauf wiederum wird wesentlich von der Einspritzung (d.h. der Einspritzrate) und dem Einspritzzeitpunkt bzw. der folgenden Gemischbildung bestimmt.

NO_x-Bildung im Motor und Möglichkeiten der Vermeidung

Im motorischen Betrieb unterliegen Einspritzung und Gemischbildung dynamischen Umgebungsbedingungen, die sich mit dem Lastzustand bzw. der Drehzahl des Motors stark ändern. So sind beispielsweise bei Vollast und hoher Drehzahl eine große Einspritzmenge in kürzester Zeit einzuspritzen, zu verdampfen und zu verbrennen (umgekehrt bei niedriger Drehzahl: kleine Einspritzmenge mit viel Zeit zur Umsetzung des Kraftstoffes). Dabei müssen speziell geometrische und einspritztechnische Faktoren bzw. Rahmenbedingungen berücksichtigt werden, die das Temperaturniveau eines Verbrennungsprozesses (eventuell unnötig) erhöhen und somit das Erreichen der NO-Entstehungsgrenzen begünstigen. Die wichtigsten Maßnahmen, die im Brennraum zu einer Absenkung der maximalen Verbrennungstemperatur beitragen, sind im Folgenden kurz erläutert:

- Eine Verringerung des Sauerstoffgehaltes z.B. durch Abgasrückführung (AGR) verlangsamt die Verbrennung
- Eine Verringerung der Gemisch- bzw. Lufttemperatur kann durch AGR-Kühlung, Ladeluftkühlung oder auch Wassereinspritzung erreicht werden
- Die Verwendung einer geteilten Einspritzung (z.B. Pilot-Einspritzung) bewirkt einen gleichmäßigeren Verbrennungsverlauf durch Verkürzung des Zündverzuges und Vorheizung des Brennraumes und ist besonders geeignet lokal überhöhte Temperaturen zu vermeiden
- Ein später Einspritzbeginn verlagert den Schwerpunkt der Verbrennung in Richtung sinkenden Kompressionsdruckes bzw. sinkender Kompressionstemperatur

- Eine Senkung des Kompressionsverhältnisses verringert die Kompressionstemperatur und damit das Temperaturniveau der Verbrennung. Die Reaktionsgeschwindigkeiten nehmen ab, die Verbrennung verlangsamt sich; dadurch wird der Prozeß der Wärmefreisetzung zeitlich gestreckt¹¹⁰

Die meisten dieser Maßnahmen nehmen unmittelbaren Einfluß auf den thermischen Wirkungsgrad des Kreisprozesses und damit auch auf die Stickoxidkonzentration im Abgas, die, wie bereits erwähnt, extrem an die Temperaturen des Verbrennungsprozesses gekoppelt ist.

NO_x -Messung am Einhub-Triebwerk

Um die im Abgas verbleibende Stickoxidkonzentration nach Versuchen am Einhub-Triebwerk zu bestimmen¹¹¹, wurden mit dem Verfahren der Chemilumineszenz die Komponenten NO , NO_2 und NO_x quantitativ¹¹² erfaßt (vgl. Abbildung 7.36). Dieses einfach zu applizierende Meßverfahren

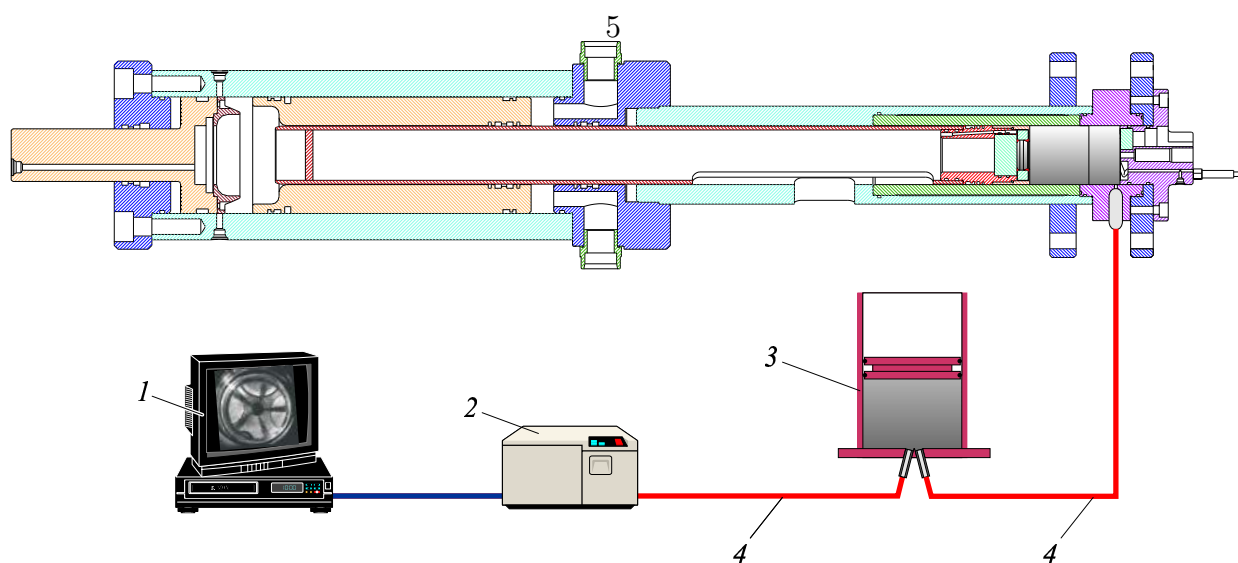


Abbildung 7.36: Versuchsaufbau zur quantitativen Messung von NO , NO_2 und NO_x am Einhub-Triebwerk

1. Meßdatenerfassung, 2. Chemilumineszenzanalysator, 3. beheizter Speicherbehälter, 4. beheizte Meßleitungen

¹¹⁰Diese reduzierte Umsatzrate bewirkt auf molekularer Ebene eine Senkung der mittleren Molekülgeschwindigkeiten (durch Temperaturabsenkung) sowie eine Verlängerung der mittleren Weglängen (durch Druckabsenkung).

¹¹¹wie im Abschnitt *Meßtechnik* in Kapitel 5 detailliert beschrieben wurde.

¹¹²Im verwendeten Meßbereich von 0 bis 1000 ppm lag der Rauschpegel bei etwa 5 ppm ($\cong 0.5\%$).

erlaubt die Analyse kleinster Abgasvolumina aus einzelnen Verbrennungsvorgängen, wie sie nach jedem einzelnen Kompressionsvorgang zur Verfügung stehen (hier: 850 ml).

Grundlage für eine präzise¹¹³ Messung ist eine kontinuierliche Beheizung sämtlicher Detektionsleitungen und Speicher auf über 100°C, um Kondensationsvorgänge des im Abgas enthaltenen Wassers und eine damit verbundene Anlagerung von NO am Kondensat und an den Wänden zu verhindern.

Der Chemilumineszenzanalysator ist mit einer Ansaugpumpe ausgestattet, die die Meßleitungen innerhalb des Gerätes mit einem konstanten Massenstrom versorgt. Um Druckschwankungen innerhalb der Meßleitungen durch den Ausschleibvorgang des Probengases aus dem Einhub-Triebwerk zu vermeiden, wurde ein beheizter Speicherbehälter als Puffer zwischengeschaltet (vgl. 3. in Abb. 7.36).

Im Rahmen einer Untersuchung zur quantitativen Bestimmung des Stickoxidgehaltes im Abgas wurden acht Versuchsreihen, bestehend aus insgesamt über 600 Einzelmessungen, durchlaufen. Fokussiert wurde dabei auf den Einfluß der Düsenlochzahl¹¹⁴ (vgl. Kapitel 7.4.1) und des Raildruckes¹¹⁵ (vgl. Kapitel 7.4.2). Für die einzelnen Untersuchungen wurde ausschließlich der Solenoid-Injektor in einem Betriebszustand ($p_{OT}=78$ bar, $m_B \text{ ohne } VE=15$ mg bzw. $m_B \text{ mit } VE=1/14$ mg, Drall $\simeq 580 \frac{rad}{s}$) verwendet, bei dem zwischen *mit* Voreinspritzung¹¹⁶ und *ohne* Voreinspritzung unterschieden wurde. Verdichtungsverhältnis und Einspritzzeitpunkt wurden dabei konstant gehalten.

Zum besseren Verständnis der folgenden Versuchsergebnisse in Kapitel 7.4.1 und 7.4.2 sei zum *Einspritzzeitpunkt* Folgendes ergänzend angemerkt: Die Konstanzhaltung des Einspritzzeitpunktes ist ein wichtiger Aspekt der Versuchsdurchführung, denn er bestimmt in hohem Maße, welche Umgebungsbedingungen auf den aus der Düse austretenden Kraftstoff einwirken. Dabei ist es wichtig, zwischen einem Einspritzbeginn nach oder vor Erreichen des oberen Totpunktes zu unterscheiden.

¹¹³Die Meßtoleranz lag bei ± 0.5 %.

¹¹⁴BZ: $p_{OT}=78$ bar, $p_{Rail}=800$ bar, $m_B \text{ ohne } VE=15$ mg bzw. $m_B \text{ mit } VE=1/14$ mg, Drall $\simeq 580 \frac{rad}{s}$

¹¹⁵BZ: 5L-MSLD, $p_{OT}=78$ bar, $m_B \text{ ohne } VE=15$ mg bzw. $m_B \text{ mit } VE=1/14$ mg, Drall $\simeq 580 \frac{rad}{s}$

¹¹⁶VE: $m_B=1$ mg, 500 μ s Abstand zur HE

Spritzbeginn nach OT

Unter der Annahme eines Spritzbeginns von 3 Grad Kurbelwinkel nach OT (3KW n. OT) bedeutet eine Vorverlegung auf 2KW n. OT eine Verlagerung der einsetzenden Verbrennung näher an denjenigen Punkt, an dem Zylinderdruck- und Temperatur das kompressionsbedingte Maximum erlangen. Die Konsequenz ist ein Anstieg des Verbrennungsspitzendruckes und der maximalen Verbrennungstemperatur, was zwangsläufig zu einer Erhöhung der Stickoxidkonzentration im Abgas führt.

Spritzbeginn vor OT

Ein noch früherer Spritzbeginn, wie beispielsweise 2 Grad Kurbelwinkel vor OT (2KW v. OT), erweitert zudem den vorgemischten Flammenanteil vor Brennbeginn, da dort ein niedrigeres (ansteigendes) Temperaturniveau den Zündverzug und somit die Zeit zur Vormischung verlängert. Während der Verbrennung entsteht so ein noch höherer Spitzendruck, eine steigende maximale Verbrennungstemperatur und in Folge auch noch höhere Stickoxidwerte.

Im Gegenzug können durch einen späten Spritzbeginn (z.B. 5KW n. OT) die NO_x -Emissionen gezielt abgesenkt werden. In einem Motor verschlechtert sich dabei jedoch der Wirkungsgrad mit der Tendenz zu steigendem Kraftstoffverbrauch.

Diese Abhängigkeiten der Stickoxidkonzentration vom Einspritzzeitpunkt zeigten sich während den Einstellarbeiten zu oben genannten Untersuchungen, deren Ergebnisse in den folgenden Kapiteln diskutiert werden.

7.4.1 Einfluß einer Voreinspritzung bei verschiedenen Düsenlochzahlen

Die aus über 600 Einzeluntersuchungen der 5-, 6- und 7-Lochdüse ermittelten Emissionswerte wiesen mit steigender Düsenlochzahl höhere NO_x -Emissionen auf. Wie bereits einleitend erklärt, ergeben sich bei Düsen mit größerer Lochzahl vergrößerte vorgemischte Flammenanteile zu Brennbeginn, die maximalen Verbrennungstemperaturen steigen und damit auch die Stickoxidkonzentration.

Der Einsatz einer Voreinspritzung führte unabhängig von der Lochzahl zu

einer Senkung der Emissionen. Dabei wird durch die Voreinspritzung der Zylinderraum vorgeheizt und so der Zündverzug der folgenden Haupteinspritzung verkürzt. Der Verbrennungsprozeß verläuft gleichmäßiger d.h. das Auftreten von Druck- und Temperaturspitzen ($>1800\text{ K}$) wird reduziert. Mit einer solchen Absenkung des Hochtemperaturniveaus konnte bei den durchgeführten Versuchen der Stickoxidausstoß deutlich verbessert werden. Abbildung 7.37 zeigt die gemessene Stickoxidemission für die untersuchten Minisacklochdüsen mit bzw. ohne VE, wobei jede Säule den Mittelwert aus 20 analysierten Einzelverbrennungen repräsentiert. Die Abweichungen der Einzelmessungen untereinander lagen im Bereich von $\pm 8\%$.

Deutlich zu erkennen ist die NO_x -reduzierende Wirkung der Voreinspritzung, die den Brennraum vorheizt und die Zündverzugszeit zur nachfolgen-

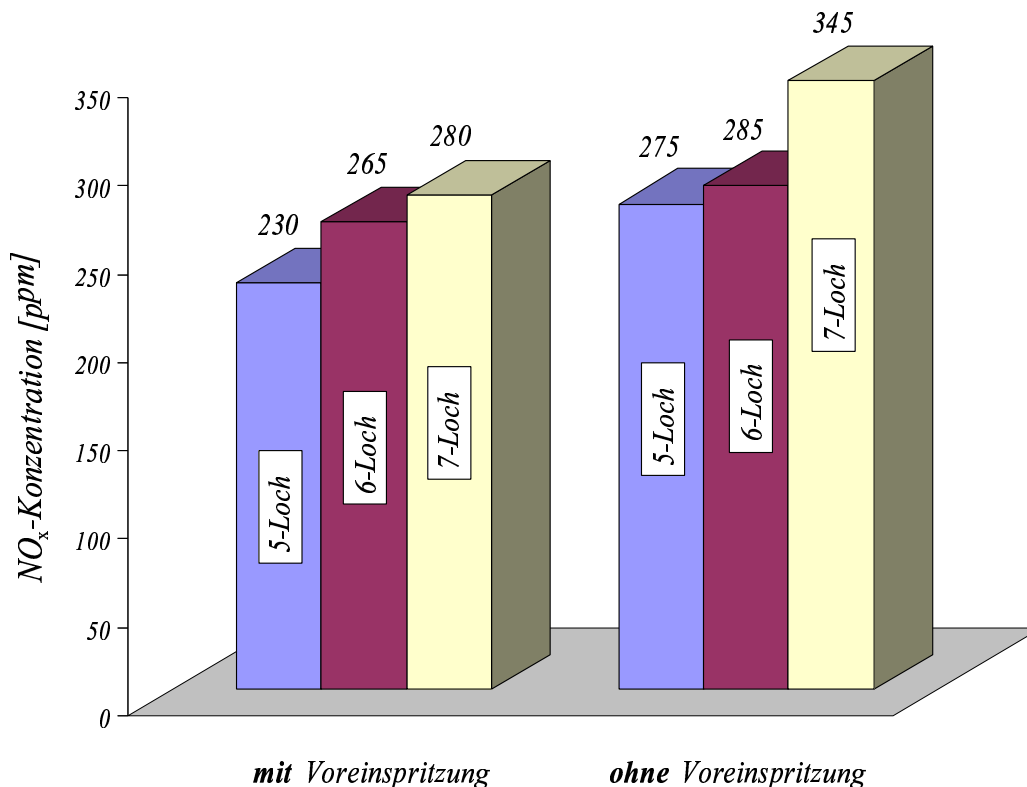


Abbildung 7.37: Stickoxidemission (NO_x) der verschiedenen Düsen mit bzw. ohne Voreinspritzung

den Haupteinspritzung verkürzt. So wird der Anteil der HE, der unmittelbar nach der Zündung als vorgemischte Flamme (bei hohen Temperaturen) verbrennt, verkleinert und früh eine diffusive Verbrennung eingeleitet. Wird hingegen die Zahl der Düsenlöcher erhöht, so wird der Kraftstoff

gleichmäßiger über den Düsenumfang verteilt (Oberflächenvergrößerung), verdampft schneller und läßt den vorgemischten Flammenanteil vor Brennbeginn ansteigen. Dies hat eine vermehrte Bildung von NO_x zur Folge, was in Abbildung 7.37 als Staffelung innerhalb der beiden Gruppen (mit und ohne Voreinspritzung) ersichtlich wird.

7.4.2 Einfluß des Raildruckes

In weiteren Versuchen mit variierendem Raildruck zeigte sich am Beispiel der 5-Lochdüse (vgl. Abbildung 7.38), daß ein höherer Raildruck steigende NO_x -Werte¹¹⁷ zur Folge hat. Dies läßt sich wiederum durch einen wachsenden vorgemischten Flammenanteil als Folge sinkender Verdampfungszeiten erklären. Obwohl die hier vorgestellten Versuchsergebnisse im Rahmen der

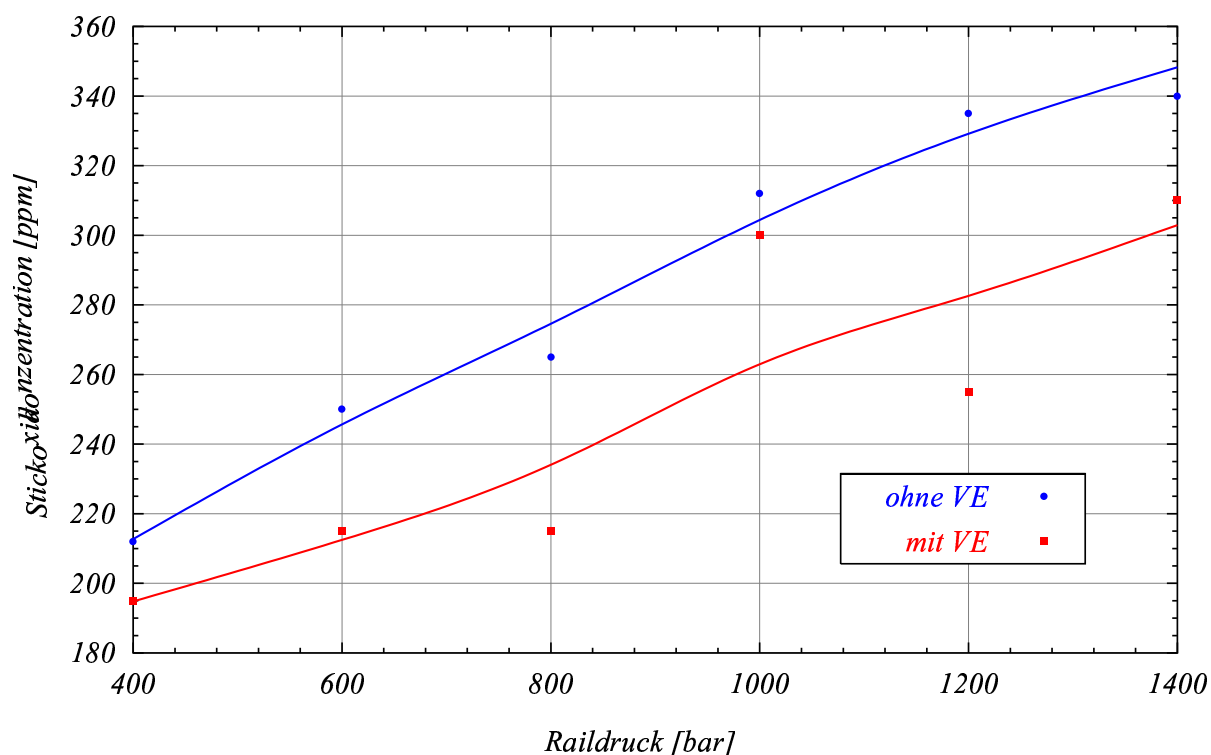


Abbildung 7.38: Exemplarisch ermittelte Stickoxidemission (NO_x) der 5L-Minisacklochdüse bei variierendem Raildruck mit und ohne Voreinspritzung ($\text{Drall} \simeq 580 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$, $p_{OT} = 78 \text{ bar}$, $m_B = 15 \text{ mg}$)

bereits erwähnten Meßgenauigkeiten reproduzierbar waren, ergaben sich im Vergleich mit Messungen am Originalmotor stellenweise Abweichungen

¹¹⁷Auch hier wurde jeder Meßwert aus Mittelung von 20 Einzelmessungen mit ca. 8 %iger Schwankungsbreite bestimmt.

bis zu 50 %. Als mögliche Ursache kommen Kondensationsvorgänge in Frage, die während des Ausschlebens des Probengases durch die Ventile (mit kleinem Öffnungsquerschnitt) des Brennraumes stattfinden (lokale Abkühlung des Probengases \leadsto Anlagerung von NO_x an kondensiertem Wasser \leadsto salpetriger Säure).

Unabhängig vom Raildruck erwies sich auch hier der Einsatz der Voreinspritzung als überaus vorteilhaft.

Bei entsprechender Abstimmung hinsichtlich Einspritzrate und -zeitpunkt ist das Potential des steigenden Raildrucks zur Emissionsreduktion von NO_x und Ruß im Motor dennoch als sehr hoch einzustufen.

8 Zusammenfassung

Für die Untersuchung Common-Rail-typischer Einspritz-, Verdampfungs- und Verbrennungsprozesse unter motorrealen Druck- und Temperaturbedingungen wurde zur vorliegenden Arbeit eine schnelle Kompressionsmaschine, das sog. Einzylinder-Einhub-Triebwerk entwickelt. Dieses ermöglicht die Simulation eines einzelnen dieselmotorischen Kompressions- und teilweisen Expansionshubes. Die größtenteils visuellen Untersuchungen an diesem optisch zugänglichen Aggregat resultierten in einer Vielzahl hochwertiger Filmaufnahmen von motor-typischen Betriebszuständen. Mit Bildraten bis zu 27000 Bildern/s wurden detailliert verschiedenste Effekte bei der Einspritzung, Verdampfung bzw. Gemischbildung und Verbrennung zeitlich und örtlich erfaßt und ausgewertet.

Bei der Durchführung der Experimente wurden am Versuchsaggregat Drehzahlen von 1500 bis 2000 U/min simuliert. Dabei erzeugte der Verdichtungskolben mit einem Durchmesser von 78.3 mm (und einem Kolbenmulden- \varnothing von 40 mm) bei einem eingestellten Verdichtungshub von 178 mm ein Kompressionsverhältnis von $\epsilon = 19.6$. Die Kompressionsdrücke nahe dem oberen Totpunkt betrugen je nach Aufladung zwischen 50 und 130 bar. In Kombination mit einer Zylinderwandbeheizung (max. 100 °C) und einer beheizbaren Kolbenmulde (max 190 °C) wurden Kompressionstemperaturen zwischen 530°C und 730°C erreicht. Der Einsatz einer motorähnlichen Drallgenerierung verbesserte die Vergleichbarkeit der Messungen an der Kompressionsmaschine zu den motorischen Messungen, so daß insgesamt in einem Bereich von 40 °KW vor und nach OT am Versuchsaggregat motorrealistische Untersuchungen zur Diesel-Direkteinspritzung durchgeführt werden konnten. Verwendet wurden dabei sowohl magnet- als auch piezo-elektrisch angesteuerte Pkw-Injektoren, die wahlweise mit Sitz- und Mini-Sacklochdüsen ausgestattet waren.

Zur Visualisierung der im Brennraum des Versuchsaggregates ablaufenden Vorgänge wurde das Schatten-Riß-Verfahren in Kombination mit der Hochgeschwindigkeits-Kinematographie eingesetzt. Die Auswertung der erhaltenen Filmsequenzen mit einer Bildrate zwischen 13500 und 27000

Bildern/s ermöglichten eine Reihe fundierter Aussagen zum genauen Ablauf von Einspritzung, Verdampfung bzw. Gemischbildung und Verbrennung:

- Ein Vergleich der Düsenbauarten Sitz- bzw. Mini-Sacklochdüse verdeutlichte, daß die Sitzlochdüse zwar das brennraumseitig kleinere Totvolumen im Düsenkörper besitzt (Vorteile hinsichtlich Rußentstehung), aber regelmäßig im Betrieb auftretende Nadeldesachisierungen trotz doppelter Nadelführung stets zu einer unsymmetrischen Strahlausbreitung und somit zu schlechterer Gemischbildung führen. Demgegenüber besitzt die Mini-Sacklochdüse fluid-dynamisch (konstruktiv) bedingt eine stets symmetrische Strahlausbreitung allerdings mit brennraumseitig größerem Totvolumen, was die Rußentstehung bei Einspritzende begünstigt.
- Ein steigender Raildruck führt zu höherer kinetischer Energie des Kraftstoffes am Düsenlochaustritt und verbessert den Prozeß der Gemischbildung. Die Folge ist eine beschleunigte Verbrennung bei sinkender Verdampfungszeit, die sich in einem leichten Anstieg der Stickoxidemissionen äußert. Der richtige Einsatz einer Voreinspritzung kann diesen Nachteil ausgleichen. Das Potential einer Raildrucksteigerung zur Reduzierung von Ruß und NO_x ist hierbei als außerordentlich hoch einzustufen.
- Bei Temperaturen um 990 K im Brennraum sank durch die kurze Verdampfungszeit die Strahleindringtiefe bei 5-, 6- und 7-Lochdüsen (HD365) unabhängig vom Raildruck knapp unterhalb des verwendeten Muldenradius von 20 mm. Es kam zu keiner Benetzung der Muldenwand mit flüssigem Dieseldieselkraftstoff, was die Gemischbildung verbesserte und rußmindernd wirkte. Kennzeichnend für höhere Brennraumtemperaturen ist auch eine frühe Zündung, die bei der geeigneten Wahl des Einspritzzeitpunktes berücksichtigt werden muß.
- Bei den Versuchen wurden Kompressionsdrücke zwischen 50 und 130 bar untersucht. Dabei sind die jeweiligen Kompressionsdrücke einer bestimmten Luft-/Gemischdichte im Brennraum äquivalent. Je höher die Dichte im Brennraum zum Zeitpunkt der Kraftstoffeinspritzung ist, desto stärker ist auch der Einfluß des Brennraummediums auf das Spray (in Form von steigendem Widerstand bzw. intensiver werdender Wechselwirkung).

Es zeigte sich, daß bei Kompressionsdrücken kleiner 100 bar die flüssigen Bestandteile der Einspritzstrahlen, die während einer Einspritzung mit Raildrücken zwischen 600 und 1400 bar erzeugt werden, von der rotatorischen Luftbewegung im Brennraum (Drall) nahezu unbeeinflusst blieben. Hierbei wurde das am Rande der Strahlkegel entstehende Gemisch auf die Lee-Seite (drallabgewandte Seite) der Einspritzstrahlen getragen. Die Zündfähigkeit des Gemisches wurde dort schneller erreicht, d.h. im Vergleich zum selben Betriebszustand ohne Drall zünden die Einzelstrahlen zeitlich verkürzt und sichtbar gleichmäßiger. Erst bei Kompressionsdrücken oberhalb von etwa 100 bar führte die etwa 40-fache Umgebungsdichte im Brennraum zu einer sichtbaren Beeinflussung flüssiger Strahlbestandteile.

- Bekanntes Problem bei der Verbrennung einer einzelnen Einspritzung ist, daß im Verlauf der Zündverzugszeit eine beträchtliche Menge an eingespritztem Kraftstoff zündfähigen Zustand erreicht, der bei einsetzender Verbrennung schlagartig entflammt und so zu einem „nagelnden“ Geräusch führt. Der Einsatz einer Voreinspritzung erwies sich in diesem Zusammenhang als effektives Gegenmittel. Durch eine Verkürzung der Zündverzugszeit und eine Reduktion der anfänglich entflammenden Gemischmenge konnten im Brennraum auftretende Druckspitzen vermieden, d.h. Zylinderdruckverläufe weicher gestaltet werden. Eine entsprechende mengenbezogene Abstimmung der Voreinspritzung besitzt zusätzlich zum minimierten Zündverzug das Potential zur Emissionssenkung vor allem im Hinblick auf Ruß.
- Von besonderer Bedeutung ist, bei Verwendung von Drall, die zeitliche Abstimmung der Voreinspritzung zur Haupteinspritzung. Der Drall im Brennraum verursacht entsprechend der Strömungsintensität und dem zeitlichen Abstand von Vor- zu Haupteinspritzung einen Winkelversatz der sich ausbildenden Voreinspritzflamme. Ist der Drall sehr schwach und der Abstand von Voreinspritzung zu Haupteinspritzung klein, wurde die Voreinspritzflamme von der nachfolgenden Haupteinspritzung durchdrungen. Durch die Entflammung der Haupteinspritzung im sauerstoffabgereicherten Gebiet der Voreinspritzflamme kam es vermehrt zur Rußbildung. Dasselbe geschah, wenn die Drallströmung sehr stark und der Abstand zwischen Vor- und Haupteinspritzung entsprechend groß war; dann entspricht der Winkelversatz der Voreinspritzflamme dem Win-

kel zwischen zwei Düsenlöchern. Wiederum wurde die Flamme der Voreinspritzung durch die Haupteinspritzung des folgenden Spritzloches überlagert.

Der optimale Entflammungsfall war gegeben, wenn der Winkelversatz der Voreinspritzflamme gerade so groß war, daß die Haupteinspritzung diese tangential berührte. Durch die hohe Temperatur in unmittelbarer Flammennähe wurde der Zündverzug minimiert, wobei die Entflammung der Haupteinspritzung nicht in sauerstoffabgereicherter Brennraumluft statt fand. Je stärker der Drall war oder je länger das Intervall zwischen Vor- und Haupteinspritzung dauerte, desto weiter war die Voreinspritzungsflamme bei Zündbeginn vom nachfolgenden Hauptstrahl desselben Spritzloches entfernt. Bei Düsen mit Lochzahlen kleiner sieben zeigte sich eine Koexistenz von Voreinspritzungsflamme und lokal getrennt zündender Haupteinspritzung.

Die Optimierung der dieselmotorischen Verbrennung bietet speziell im Zusammenhang mit der Common-Rail Technologie ein beachtliches Potential, um auch künftige Motorgenerationen mit einer zukunftsweisenden Wirtschaftlichkeit zu betreiben, die ein Optimum an Leistung und Verbrauch mit einem Minimum an Emissionen verbindet. Unentbehrlich für diesen Entwicklungsprozeß ist und bleibt die Visualisierung hochgradig transienter, innermotorischer Vorgänge auf der Basis optischer Meßverfahren und Versuchsaggregate, deren Anwendung und Weiterentwicklung für die Verbrennungsforschung auch in Zukunft grundlegend bleiben wird.

A Druckverlaufsanalyse

Die nachfolgend beschriebene Druckverlaufsanalyse wird als Bindeglied zwischen den experimentellen Meßgrößen am Einhub-Triebwerk und der Kreisprozeßrechnung verwendet, um zwei wesentliche Versuchsparameter am Einhub-Triebwerk zu bestimmen,

- den Temperaturverlauf, d.h. speziell die Maximaltemperatur im oberen Totpunkt des Versuchsraumes unter Kenntnis
- des Kompressions- bzw. Totvolumens.

Grundlagen der Analyse

Die Grundlagen und thermodynamischen Größen des programmierten Berechnungsprogramms wurden weitgehend einer am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge entwickelten Druckverlaufsanalyse [34] entnommen und deren Gleichungen an das Einhub-Triebwerk angepaßt.

Die verwendeten Gleichungen beschreiben ein thermodynamisches System, bestehend aus einem Versuchsraum der von den Zylinderwänden begrenzt wird und nur durch die Kraftstoffeinspritzung eine Massenänderung erfährt. Massenverluste durch Blow-By-Effekte und das unzugängliche Volumen des Feuersteiges wurden vernachlässigt.

Die Massenbilanz (hier in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel ϕ) kann für ein solches System wie folgt formuliert werden:

$$\frac{dm}{d\phi} = \frac{dm_B}{d\phi} \quad (\text{A.1})$$

Dabei wurden berücksichtigt:

- die Wandwärmeverluste dQ_W ,
- die Wärmezufuhr durch die Verbrennung dQ_B und
- die Volumenänderungsarbeit dW , bedingt durch die Kolbenbewegung,

so daß unter Vernachlässigung der Enthalpiezufuhr durch die Kraftstoff-einspritzung selbst der 1. Hauptsatz der Thermodynamik lautet:

$$\frac{dU}{d\phi} = \frac{dQ_B}{d\phi} + \frac{dQ_W}{d\phi} + \frac{dW}{d\phi} \quad (\text{A.2})$$

Bestimmung des Temperaturverlaufes

Aus der differentiellen Änderung der inneren Energie im Versuchsraum

$$\frac{dU}{d\phi} = u \cdot \frac{dm}{d\phi} + m \cdot \frac{du}{d\phi} \quad (\text{A.3})$$

und dem totalen Differential der spezifischen inneren Energie

$$\frac{du}{d\phi} = \frac{\partial u}{\partial T} \cdot \frac{dT}{d\phi} + \frac{\partial u}{\partial \lambda} \cdot \frac{d\lambda}{d\phi} + \frac{\partial u}{\partial p} \cdot \frac{dp}{d\phi} \quad (\text{A.4})$$

kann zusammen mit den experimentell bestimmten Größen Kolbenhub $l_{Hub}(t)$ und Zylinderdruck $p_{Zyl}(t)$ sowie den berechneten Größen der Luftmasse $m_L(p,T)$ und der Realgaskonstante nach Zacharias $R(p,T,\lambda)$ die Berechnung des Temperaturverlaufes im Arbeitsgas nach der Zustandsgleichung des idealen Gases erfolgen:

$$T = \frac{p \cdot V}{m \cdot R} \quad (\text{A.5})$$

Im realen Motor ist die Kompressionstemperatur, welche die Verdampfung, den Zündverzug, die Zündung und die Verbrennung gleichermaßen entscheidend beeinflusst, primär durch das Verdichtungsverhältnis ϵ festgelegt:

$$T_{OT} = T_0 * \epsilon^{\nu-1} \quad (\text{A.6})$$

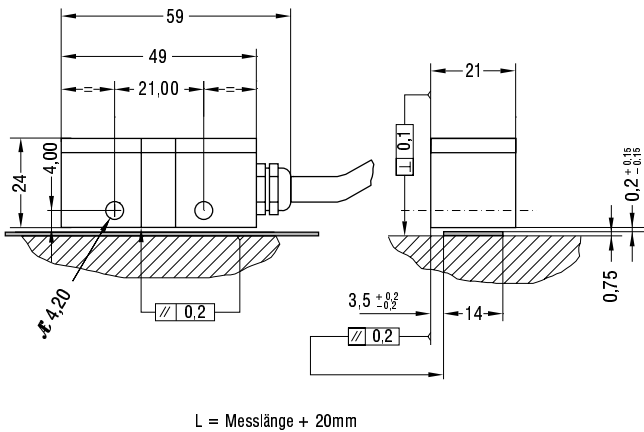
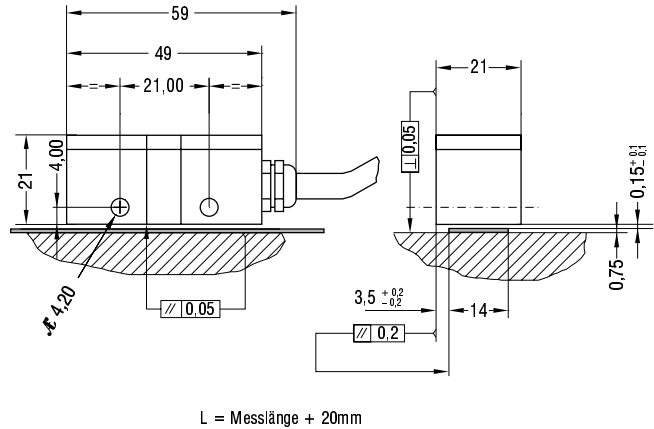
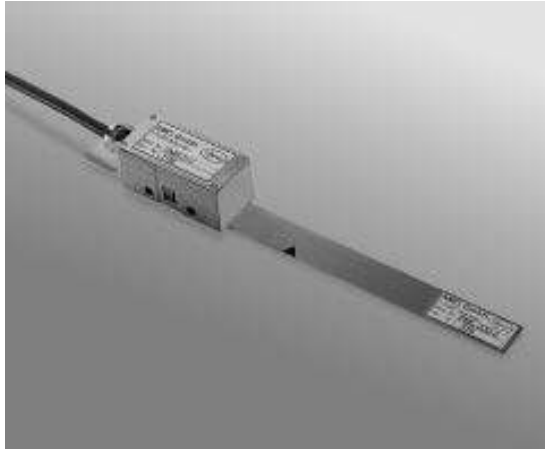
Diese theoretische Kompressionstemperatur wird real jedoch nie erreicht.

Bestimmung des Kompressionsvolumens

Die Druckverlaufsanalyse wird auch zur Bestimmung des Kompressionsvolumens (=Totvolumen) verwendet werden, wobei Daten von Versuchen ohne Kraftstoffeinspritzung ausgewertet werden. Besitzt der einzugebende Berechnungsparameter „*Verdichtungsverhältnis*“ durch fehlende Kenntnis des Totvolumens nicht den korrekten Wert, wird im berechneten Brennverlauf (auch ohne Kraftstoffeinspritzung) eine Energiefreisetzung oder -aufnahme sichtbar. Das Verdichtungsverhältnis wird nun iterativ angepaßt, bis die berechnete Energiefreisetzung für die gesamte Kompressionszeit konstant Null beträgt. Danach ist das reale Verdichtungsverhältnis ϵ bekannt und wird zusammen mit dem verwendeten Kolbenhubes h_{Kolben} dazu verwendet, um das reale Kompressionsvolumen V_{Komp} zu berechnen:

$$V_{Komp} = \frac{A_{Kolben} \cdot h_{Kolben}}{\epsilon - 1} \quad (\text{A.7})$$

B Induktives Wegmeßsystem



Technische Daten: Maßverkörperung PMB-01	
Teilungsperiode	1 mm
Ausdehnungskoeffizient	~11 µm/°Cm
Messlänge max.	endlos
Genauigkeit	0,01 + (0,02/1000) x L (mm)
Referenzimpuls	Standard mittig, auf Wunsch beliebige Länge bzw. abstandskodiert

Technische Daten: Abtastkopf	PMK-01	PMK-02
Versorgung	5V ± 5% / max. 80 mA	5V ± 5% / max. 100 mA
Ausgangssignale	Sinus und Cosinus 1Vss (0,6 bis 1,2 Vss) an 120 W zwischen $\sin a$ und $\overline{\sin a}$ Referenzimpuls 0,5 V an 120 W	TTL nach Leitungstreiber (RS422A)
Auflösung	Sinus und Cosinus mit einer Periode von 1 mm. In Verbindung mit der externen Interpolationseinheit IE 256/1024 sind Rechteckimpulse mit Auflösung < 1µm zu erreichen	Auflösung (nach 4-fach Flankenbewertung in der Nachfolgeelektronik) PMK-02-05 0,05 mm PMK-02-10 0,025 mm PMK-02-25 0,01 mm PMK-02-50 0,005 mm
Abtastabstand	0,15 mm ± 0,1	0,2 mm ± 0,15
Verfahrgeschwindigkeit	< 20 m/sec	< 10 m/sec (bei Auflösung 5µm)
Arbeitstemperatur	0° C ÷ 50° C	0° C ÷ 50° C
Schockfestigkeit (11 ms)	< 2000 m/s ²	< 2000 m/s ²
Vibrationsfestigkeit (55-2000 Hz)	< 200 m/s ²	< 200 m/s ²
Schutzklasse	IP66	IP66
Kabel (hochflexibel)	PUR \mathcal{L} 4,6 mm; 3(2 x 0,05) + 1(2 x 0,14)mm ² ; 1 m, 3 m; mit 9pol. Sub-D Stecker	PUR \mathcal{L} 4,6 mm; 3(2 x 0,05) + 1(2 x 0,14)mm ² ; 1 m, 3 m; mit 9pol. Sub-D Stecker

Abbildung B.1: Induktiver Wegmeßsensor PML2 (Fa. AMO)

C Vollständige Bildsequenzen

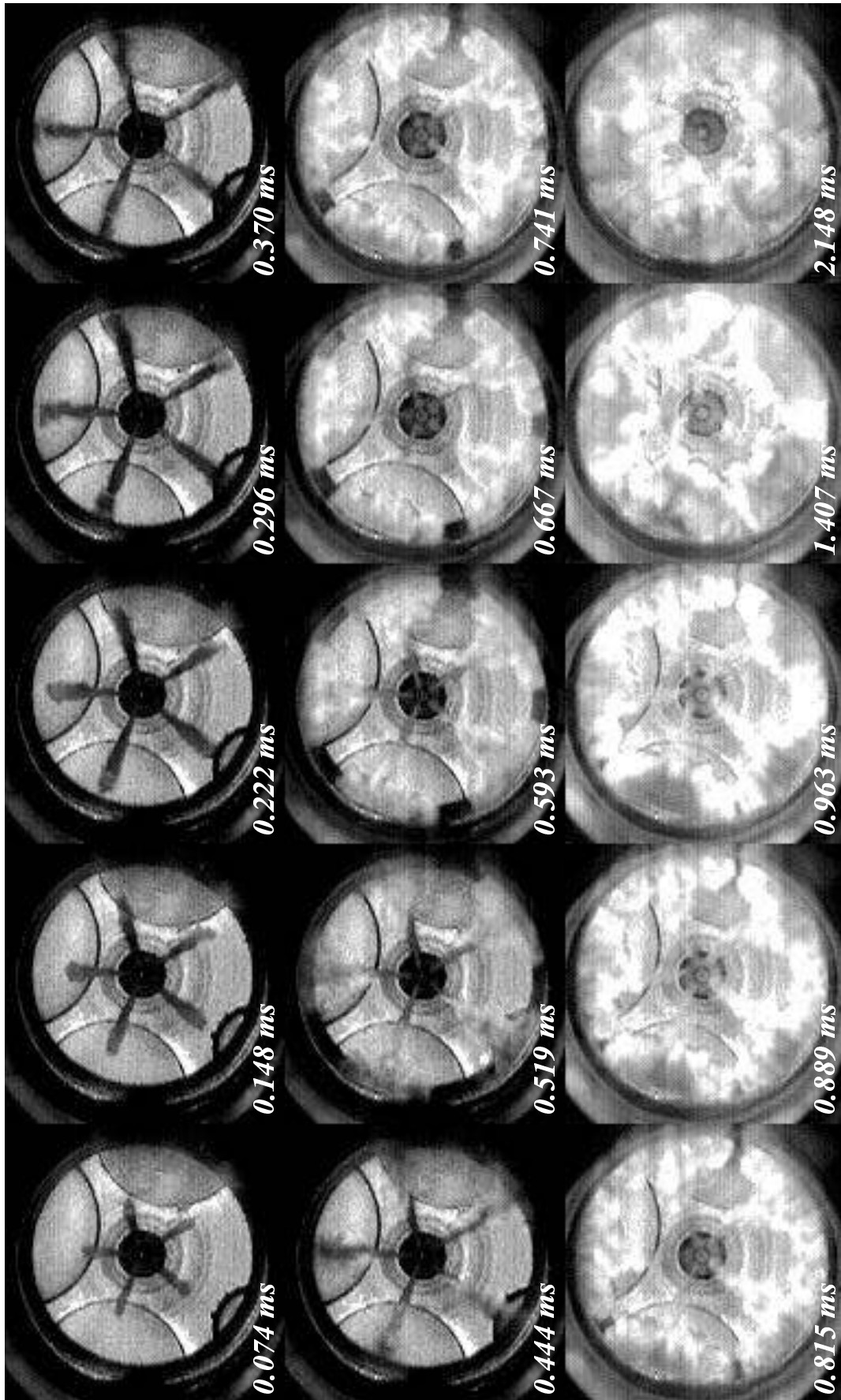


Abbildung C.1: 5-Loch-Minisacklochdüse

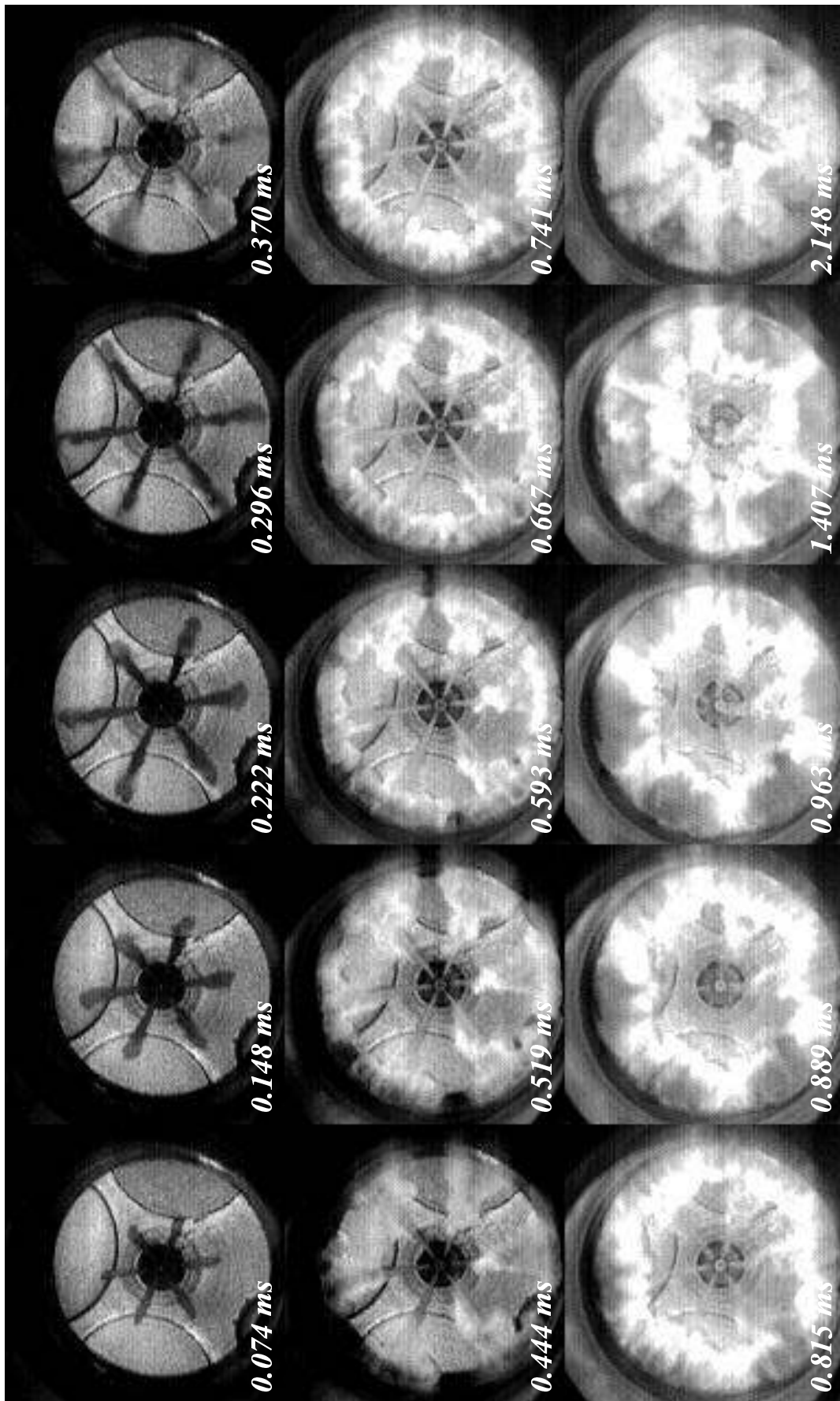


Abbildung C.2: 6-Loch-Minisacklochdüse

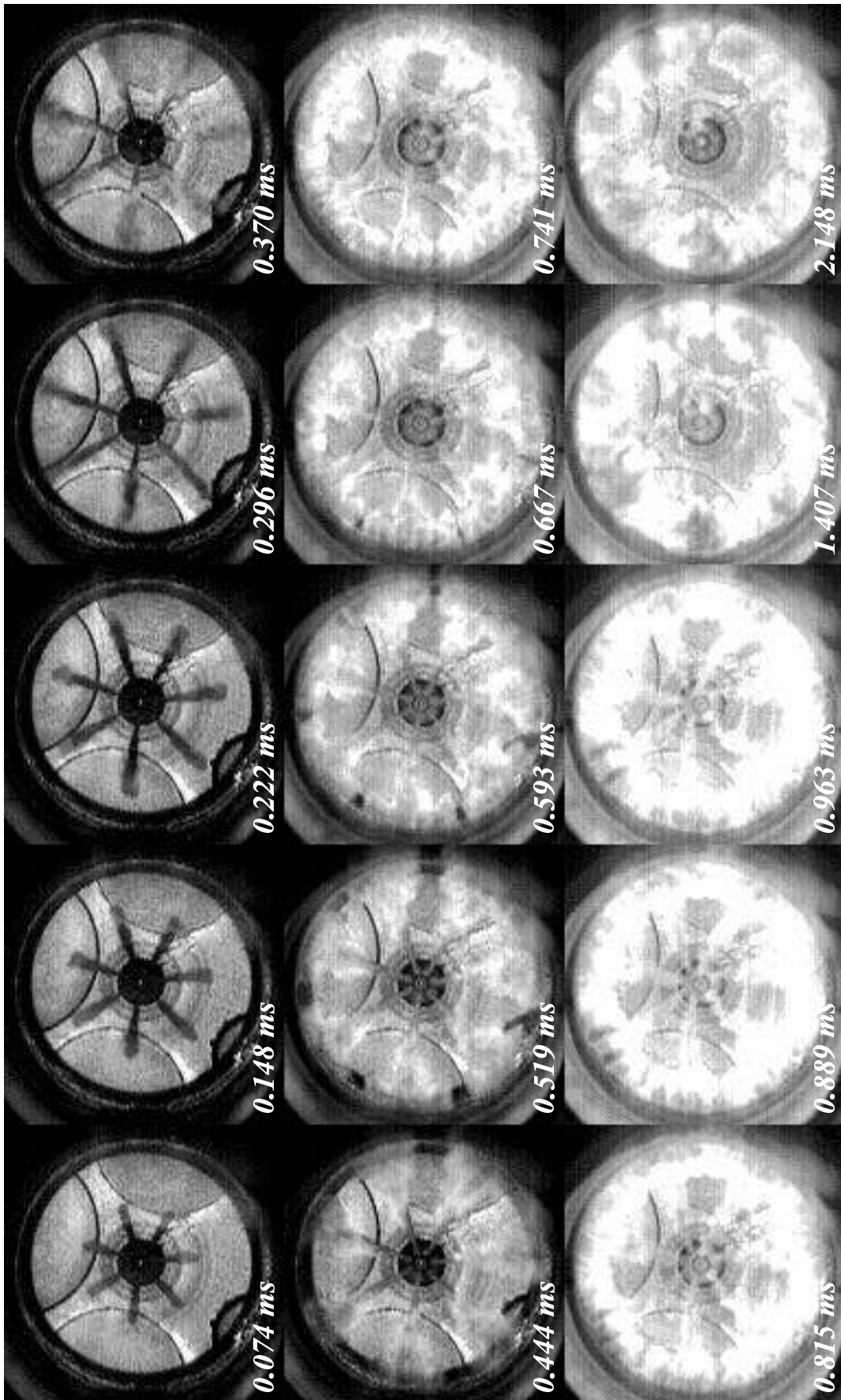


Abbildung C.3: 7-Loch-Minisacklochdüse

D 3D-Ansicht des Einhub-Triebwerkes

Die Abbildung auf der folgenden Seite zeigt den Halbschnitt und eine 3-dimensionale Ansicht des Einzylinder-Einhub-Triebwerkes mit seinen wesentlichen Komponenten

1. Hubverstellkolben
2. Hubverstellflansch
3. Drosselblende
4. Außenmantel
5. Antriebskolben (Massenausgleichskolben)
6. Pleuelrohr
7. Antriebsflansch
8. Führungsrohr
9. Arbeitskolben
10. Spannflansch
11. Sichtring
12. Zylinderkopf

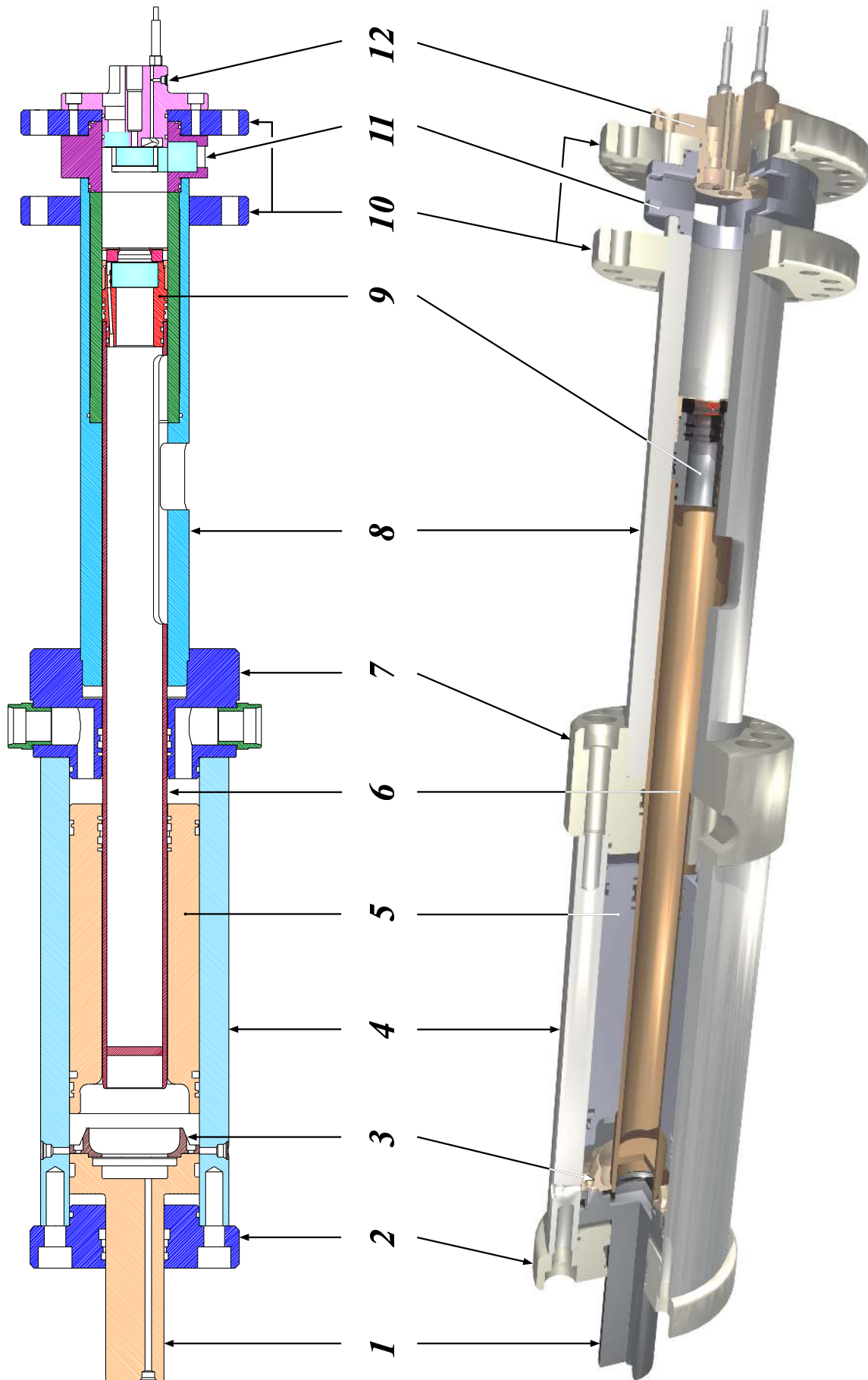


Abbildung D.0: Bauteilübersicht des Einhub-Triebwerks

Literatur

- [1] **Abata, D.L.; Fritz, S.G.; Stroia, B.J.:** Photographic Study of the Combustion of Low Cetane Fuels in a Diesel Engine Aided with Spark Assist, SAE Paper 860066, 1986.
- [2] **Alcock, J.F.; Scott, W.M.:** Some More Light on Diesel Combustion, Proc Instn Mech Engrs, (A.D.), Vol. 5, pp. 179-191, 1962.
- [3] **Amagai, K.; Hashimoto, Y.; Arai, M.:** Ignition and Combustion Characteristics of Two-Stage Injection Diesel Spray, JSAE Review 20, pp. 407-411, 1999.
- [4] **Aoyagi, Y.; Kamimoto, T.; Matsui, Y.; Matsuoka, S.:** A Gas Sampling Study on the Formation Processes of Soot and NO in a DI Diesel Engine, SAE Paper 800254, 1980.
- [5] **Aoyama, T.; Sunami, K., Mizuta, J.; Oshima, Y.; Noguchi, M.:** A Small Direct Injection Diesel Engine with a Swirl Nozzle, SAE Paper 870618, 1987.
- [6] **Aoyama, T.; Kimura, N.; Hamamura, Y.; Senda, J.; Fujimoto, H.:** Flame Characteristics in DI Diesel Engine with a Transparent Piston, Proceeding of JSAE, No.911, pp. 291, 1991.
- [7] **Arcoumanis, C.:** Spray and Combustion Visualisation in Direct- Injection Diesel Engines, Imperial College of Science, Technology and Medicine, London, UK, 1995.
- [8] **Arcoumanis, C.; Hadjiapostolou, A.; Whitelaw, J.H.:** Flow and Combustion in a Hydra Direct-Injection Diesel Engine, SAE Paper 910177, 1991.
- [9] **Arnold, A.; Becker, H.; Hemberger, R.; Hentschel, W.; Ketterle, W.; Kollner, M.; Meienbura, W.; Monkhouse, P.; Neckel, H.; Schafer, M.; Schindler, K.P.; Sick, V.; Suntz, R.; Wolfrum, J.:** Laser in situ Monitoring of Combustion Processes, Applied Optics, Vol.29, No.33, pp.4860-4872, 1990.
- [10] **Arold, M.L.; Espey, T.A.; Litzinger, T.A.; Santavicca, D.A.; Santoro, R.J.:** A Study of Non-Swirling and Swirling and Their Effects on Spray Flow Fields and Combustion in an Optically-Accessible,

- DI Diesel Engine, SAE Technical Paper, No. 900396, Detroit, Michigan, 1990.
- [11] **Aso, Y.; Nagae, M.; Tsurutani, K.; Fujimoto, H.:** Startability Study of a Small DI Diesel Engine, Kansai Branch of JSME (japanisch), Vol.248, pp. 60-61, 1988.
- [12] **Bardsley, M.E.A.; Felton, P.G.; Bracco, F.V.:** 2-D Visualization of Liquid and Vapor Fuel in an I.C. Engine, SAE Paper 880521, 1988.
- [13] **Bauer, H.; Robert Bosch GmbH:** BOSCH, Kraftfahrtechnisches Taschenbuch, VDI-Verlag GmbH, ISBN 3-18-419122-2, Düsseldorf, 1995.
- [14] **Beitz, W.; Küttner K.-H.:** Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, Springer-Verlag, ISBN 3-540-57650-9, Berlin - Heidelberg - New York, 1995.
- [15] **Binder, K.; Hilburger, W.:** Influence of the Relative Motions of Air and Fuel Vapor on the Mixture Formation Processes of the Direct Injection Diesel Engine, SAE Paper 810831, 1981.
- [16] **Binder, K.; Pfeffer, V.:** New Results of Research into Mixture Formation in the Direct Injection Diesel Engine, COMODIA 90, pp. 557-564, 1990.
- [17] **Bruneaux, G.; Verhoeven, D.; Baritaud, T.A.:** High Pressure Diesel Spray and Combustion Visualization in Transparent Model Diesel Engines, Society of Automotive Engineers, Inc., No. 01-36, Vol. 108, T. 4, pp. 2122-2136, 1999.
- [18] **Cornel, S.:** Direkteinspritzsysteme für Otto- und Dieselmotoren, Springer-Verlag, ISBN 3-540-65287-6, Verein Deutscher Ingenieure, 1999.
- [19] **Daisho, Y.; Uchida, N.; Morita, K.; Shimogata, S.; Saito, T.:** Effects of Supercharging and EGR on Diesel Combustion and Emissions, COMODIA 94, pp. 281-286, 1994.
- [20] **Dec, J.E.; Canaan, R.E.:** PLIF Imaging of NO Formation in a DI Diesel Engine, Society of Automotive Engineers, Inc., No. 980147, pp. 176-204, 1998.

- [21] **Dorer, F.S.:** Kompressionsmaschine zur Simulation von Brennraumvorgängen in Wasserstoff-Großdieselmotoren, genehmigte Dissertation erstellt am Lehrstuhl A für Thermodynamik, Technische Universität München, Mensch & Buch Verlag, ISBN 3-89820-117-1, Garching, Germany, 2000.
- [22] **Durstberger, F.; Hölle, Ch.:** CFD-Simulation von Einspritz- und Verbrennungsvorgängen am Dieselmotor, Diplomarbeit, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau, Technische Universität Wien, 2000.
- [23] **Edwards, C.F.; Siebers, D.L.; Hoskin, D.H.:** A Study of the Autoignition Process of a Diesel Spray via High Speed Visualization, SAE Technical Paper, No. 920108, Detroit, Michigan, 1992.
- [24] **Espey, C.; Dec, J.E.:** Diesel Engine Combustion Studies in a Newly Designed Optical-Access Engine Using High-Speed Visualization and 2-D Laser Imaging, SAE Paper 930971, 1993.
- [25] **Falcus, M.; Clough, E.; Whitehouse, N.D.; Nowell, E.:** Photographic Studies of Diesel Combustion in a Quiescent Combustion Chamber, SAE Paper 831292, 1983.
- [26] **Fenimore, C.P.:** Studies on Fuel-Nitrogen in Rich Flame Gases, 17th Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburg, PA, pp. 661, 1979.
- [27] **French, C.C.J.:** A Universal Test Engine for Combustion Research, SAE Paper 830453, 1983.
- [28] **Fusco, A.; Knox-Kelecy, A.L.; Foster, D.E.:** Application of a Phenomenological Soot Model to Diesel Engine Combustion, International Symposium COMODIA 94, pp. 571-576, 1994.
- [29] **Gerschler, H.:** Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik, Europa Fachbuchreihe Kraftfahrzeugtechnik, Europa-Nr. 20108, ISBN 3-8085-2010-8, Europa-Lehrmittel oHG, Wuppertal, 1980.
- [30] **Grohe, H.:** Otto- und Dieselmotoren, Arbeitsweise, Aufbau und Berechnung von Zweitakt- und Viertakt-Verbrennungsmotoren, Vogel Fachbuch, Kamprath-Reihe, ISBN 3-8023-1826-9, Würzburg, 2000.

- [31] **Hasse, C.; Barths, H.; Krause, A.; Bikas, G.; Peters, N.:** Modellierung der Schadstoffbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung, interner Bericht des Instituts für Technische Mechanik im Rahmen des BFS-Großprojektes "Potential neuartiger Einspritzverfahren zur Reduzierung von Ruß und NO_x bei der dieselmotorischen Verbrennung", Aachen, 2000.
- [32] **Hattori, H.; Ota, M.; Tran, V.N.; Kadota, T.:** Soot Formation and Extinction in a DI Diesel Engine, Proceeding of the 10th of Internal Combustion Engine Joint Symposium, Yokohama, No.5, pp. 25, 1992. (japanisch)
- [33] **Hattori, H.; Se, N.; Narumiya, K.; Ota, M.; Kadota, T.:** Observation of Spray and Flame in Direct Injection Diesel Engine by Optical Accessible Engine, Proceeding of JSME No.96-15, Vol.3, pp. 585, 1996.(japanisch)
- [34] **Heider, G.; Klaus, B.; Wobido, Th.:** „Druckverlaufsanalyse - Programmbeschreibung“, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge (o. Prof. Dr.-Ing. G. Woschni), Technische Universität München, München, 1993.
- [35] **Heywood, J.B.:** Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.
- [36] **Hiroyasu, H.; Nishida, K.; Arai, M.:** A Visual Study of D.I. Diesel Combustion from the Under and Lateral Sides of an Engine, SAE Paper 861182, 1986.
- [37] **Hodges, J.T.; Baritaud, T.A.; Heinze, T.A.:** Planar Liquid and Gas Fuel and Droplet Size Visualization in a DI Diesel Engine, SAE Paper 910726, 1991.
- [38] **Hori, M.:** Observation of Diesel combustion Using High-Speed Schlieren Photography, Symposium of JSAE, Diesel Division, pp.22, 1976-12. (japanisch)
- [39] **Ikegami, M.; Miwa, K.; Inada, M.:** A Study of Ignition and Combustion in Diesel Fuel Spray Using a Rapid Compression Machine, Proceeding of JSME, 47-413, B, pp. 205-213, 1981-1. (japanisch)

- [40] **Ishii, H.; Suzuki, H.; Odaka, M.:** Study on Homogeneous Charge Combustion Diesel Engine, The 13th Symposium of Internal Combustion Engine, Tokyo, No.61, pp. 359, 1996. (japanisch)
- [41] **Ishiyama, T.; Miwa, K.; Kanno, A.:** Experimental Study on Fuel Air Mixture Formation and Ignition Process in Diesel Combustion, COMODIA 90, pp. 565-570, 1990.
- [42] **Kamimoto, T.:** Quantitative Analysis of Observation Results with High Speed Photographs, Symposium of JSAE (japanisch), Diesel Division, No. 12, pp. 39, 1976.
- [43] **Kamimoto, T.; Yokota, H.; Kobayashi, H.:** Effect of High Pressure Injection on Soot Formation Processes in a Rapid Compression Machine to Simulate Diesel Flames, SAE Paper 871610, 1987.
- [44] **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 Technical Paper, No. 960867, Detroit, Michigan, 1996.
- [45] **Kanairo, K.; Hirakouchi, N.; Sekino, M.; Nakagawa, H.:** Study of High Speed Diesel Engine Combustion Using High Speed Photography Attempt to Obtain All Aspects of Combustion and Its Improvement, COMODIA 85, pp. 373-381, 1985.
- [46] **Karimi, E.R.:** High-speed Photography of Fuel Spray and Combustion Events in a Production Diesel Engine and Combustion Bomb, Proc Instn Mech Engrs, Part A, Vol.203, pp. 269-281, 1989.
- [47] **Kato, S.; Tanabe, H.; Sato, G.T.; Onishi, S.:** Combustion Observation of DI and OSKA-DH Diesel Engines by Engine Video System, COMODIA 94, pp. 255-260, 1994.
- [48] **Kato, S.; Onishi, S.; Tanabe, H.; Sato, T.:** Development of OSKA-DH Diesel Engine Using Fuel Jet Impingement and Diffusion Investigation of Mixture Formation and Combustion, SAE Paper 940667, 1994.
- [49] **Kobayashi, H.; Kamimoto, T.; Matsuoka, S.:** A Photographic and Thermodynamic Study of Diesel Combustion in a Rapid Compression Machine, SAE Paper 810259, 1981.

- [50] **Köpferl, J.:** Einfluß der zeitlichen Kraftstoffeinbringung auf Strahl-
ausbreitung und Emissionsabsenkung, interner Bericht zur 6. Arbeits-
kreissitzung des Instituts für Motorenbau Professor Huber im Rah-
men des BFS-Großprojektes "Potential neuartiger Einspritzverfahren
zur Reduzierung von Ruß und NO_x bei der dieselmotorischen Verbren-
nung", München, 1999.
- [51] **Köpferl, J.:** Einfluß der zeitlichen Kraftstoffeinbringung auf Strahl-
ausbreitung und Emissionsabsenkung, interner Bericht zur 7. Arbeits-
kreissitzung des Instituts für Motorenbau Professor Huber im Rah-
men des BFS-Großprojektes "Potential neuartiger Einspritzverfahren
zur Reduzierung von Ruß und NO_x bei der dieselmotorischen Verbren-
nung", München, 1999.
- [52] **Kong, S.C.; Ricart, L.M.; Reitz, R.D.:** In Cylinder Diesel Flame
Imaging Compared with Numerical Computations, SAE Paper 950455,
1995.
- [53] **Koyanagi, K.; Öing, H.; Renner, G.; Maly, R.:** Optimizing Com-
mon Rail-Injection by Optical Diagnostics in a Transparent Producti-
on Type Diesel Engine, DaimlerChrysler AG, Society of Automotive
Engineers, Inc., No. 01-3646, Vol. 108, T. 4, pp. 2091-2105, 1999.
- [54] **Lapuerta, M.; Armas, O.; Hernández, J. J.:** Effect of Injection
Parameters of a Common Rail Injection System on Diesel Combustion
through Thermodynamic Diagnosis, Universidad de Castilla-La Man-
cha, Society of Automotive Engineers, Inc., No. 01-0194, Vol. 108, T.
3, pp. 206-213, 1999.
- [55] **Leipertz, A.; Blumenröder, K.; Schünemann, E.; Peter, F.;**
Potz, D.: Wandeinflüsse auf Gemischbildung und Verbrennung bei
kleinvolumigen DI-Dieselmotoren, Motortechnische Zeitschrift, Vol.
60, No. 5, pp. 314-319, 1999.
- [56] **Matsuoka, H.; Kawamura, H.; Kishishita, K.; Sekiyama, S.:**
Observation of High Temperature Combustion by Using Rapid Com-
pression and Expansion Machine, COMODIA 94, pp. 491-496, 1994.
- [57] **Mellor, A.M.; Mello, J.P.; Duffy, K.P.; Easley, W.L.; Faulk-
ner, J.C.:** Skeletal Mechanism for NO_x Chemistry in Diesel Engines,
Society of Automotive Engineers, Inc., No. 981450, pp. 786-800, 1998.

- [58] **Minami, T.; Yamaguch, I.; Shintani, M.; Tsujimura, K.; Suzuki, T.:** Analysis of Fuel Spray Characteristics and Combustion Phenomena under High Pressure Fuel Injection, SAE Paper 900438, 1990.
- [59] **Minami, T.; Zhang L.; Yokota, K.:** Study for Reduction of Exhaust Emission of Direct Injection Diesel Engine, Proceeding of JSAE (japanisch), No.912239, pp. 3-25, 1991.
- [60] **Miura, S.; Aoki, S.; Watanabe, T.; Ishisaka, K.:** Combustion Improvement with Cutouts on the Lip of a Reentrant Combustion Chamber in D.I. Diesel Engines, Proceeding of JSAE (japanisch), 924-3, No.924121, pp. 33, 1992.
- [61] **Muraki, N.; Mikami, N.; Shikuya, T.:** Combustion Observation of Direct Injection Diesel Engine, Symposium of JSAE (japanisch), Diesel Division, No. 12, pp. 1, 1976.
- [62] **Nagao, F.; Ikegami, M.; Kiyota, Y.; Mitsuda, T.; Kawatei, K.:** A Study on Combustion in Direct Injection Diesel Engine (1st Report, In the Case of shallow-Disk Chamber), Bulletin of JSME, Vol. 16, No.93, pp. 588-598, 1973.
- [63] **Nakagawa, H.; Endo, H.; Deguchi, Y.; Noda, M.; Oikawa, H.; Shimada, T.:** NO Measurement in Diesel Spray Flame Using Laser Induced Fluorescence, SAE Paper 970874, 1997.
- [64] **Nakagawa, H.; Mori, T.; Sekino, M.:** Observation of Incylinder Combustion in DI Diesel Engine, Symposium of JSAE (japanisch), Diesel Division, No. 12, pp. 31, 1976.
- [65] **Nakajima, H.; Torii, S.; Aketa, M.; Ikeshima, T.:** Development of Kubota 82-Stroke Small-Sized DI Engine Series, SAE Paper 870617, 1987.
- [66] **Nakakita, K.; Miwa, K.; Ohsawa, K.; Takahashi, T.; Watanabe, S.:** A Study on Diesel Combustion of High Pressure Fuel Injection, Proceeding of JSAE, No.901078, pp. 325, 1990.
- [67] **Nagakita, K.; Kondoh, T.; Ohsawa, K.; Takahashi, T.; Watanabe, S.:** Optimization of Pilot Injection Pattern and Its Effect on Diesel Combustion with High-Pressure Injektion, JSME International Journal, Series B, Vol. 37, No. 4, pp. 966-973, 1994.

- [68] **Nozaki, T.; Nagakura, K.:** Observation of Fuel Spray and Flame Using 3-D Photography, Symposium of JSAE (japanisch), Diesel Division, pp. 24-27, 1985.
- [69] **Ofner, B.** Strahlausbreitung und Vermischung mit der Brennraumluft, genehmigte Dissertation am Lehrstuhl A für Thermodynamik, 2000.
- [70] **Ogasawara, M.; Nakano, H.; Tokunaga, Y.; Hamada, J.; Horio, K.:** Photographic Study on the Spray Combustion by Means of a Rapid Compression Machine, Proceeding of JSME (japanisch), No.734-6, pp. 101, 1973.
- [71] **Pinson, J.A.; Ni, T.; Litzinger, T.A.:** Quantitative Imaging Study of the Effects of Intake Air Temperature on Soot Evolution in an Optically-Accessible D.I. Diesel Engine, Society of Automotive Engineers, Inc., No. 942044, pp. 1-16, 1994.
- [72] **Prechtel, P.:** Analyse und Optimierung der innermotorischen Prozesse in einem Wasserstoff-Dieselmotor, genehmigte Dissertation, erstellt am Lehrstuhl A für Thermodynamik, Technische Universität München, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 430, ISBN 3-18-343012-6, Garching, Germany, 2000.
- [73] **Potz, D.; Dittus, B.:** Neue Möglichkeiten der Verbrennungsoptimierung durch hydroerosives Runden von Einspritzdüsen, 2. Stuttgarter Symposium Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, Stuttgart, 1997.
- [74] **Rao, K.K.; Winterbone, D.E.; Clough, E.:** Laser Illuminated Photographic Studies of the Spray and Combustion Phenomena in a Small High Speed DI Diesel Engine, SAE Paper 922203, 1992.
- [75] **Rife, J.; Heywood, J.B.:** Photographic and Performance Studies of Diesel Combustion with a Rapid Compression Machine, SAE Paper 740948, 1974.
- [76] **Schardin, H.:** Das Toeplersche Schlierenverfahren, Band 5, VDI-Verlag, Berlin, 1934.
- [77] **Scott, W.M.:** Understanding Diesel Combustion Through the Use of High Speed Moving Pictures in Color, Society of Automotive Engineers, No. 690042, 1969.

- [78] **Senda, J.; Hiratani, Y.; Ifuku, Y.; Hashimoto, K.; Fujimoto, H.:** Combustion Characteristics of Mixed Fuel of Liquefied CO₂-Diesel Fuel by Use of Rapid Compression and Expansion Machine, Proceeding of JSAE (japanisch), Paper No. 9736645, 28-3, pp.35-40, 1997.
- [79] **Shakal, J.S.; Martin J.K.:** Imaging and Spatially Resolved Two-Color Temperature Measurements Through a Coherent Fiberoptic: Observation of Auxiliary Fuel Injection Effects on Combustion in a Two-Stroke DI-Diesel, SAE Paper 940903, 1994.
- [80] **Shibata, H.; Sekiguchi, K.; Arikawa, F.; Aoki, S.:** Study of White Smoke Reducing Techniques of DI Diesel Engine, The 13th Symposium of Internal Combustion Engine, Tokyo, No.83, pp. 489, 1996. (japanisch)
- [81] **Shimazaki, N.; Hatanaka, H.; Yokota, K.; Nakahira, T.:** A Study of Diesel Combustion Process Under the Condition of EGR and High-Pressure Fuel Injection with Gas Sampling Method, SAE Paper 960030, 1996.
- [82] **Shiozaki, T.; Nakajima, H.; Yokota, H.; Miashita, A.:** The Visualization and Its Analysis of Combustion Flame in a DI Diesel Engine, Society of Automotive Engineers, No. 980141, pp. 131-144, 1998.
- [83] **Shiozaki, T.; Otani, T.; Joko, I.:** A Study of White Smoke Generation and Its Numerical Simulation, Proc Instn Mech Engrs, Vol.207, Part D, pp. 101-106, 1993.
- [84] **Shiozaki, T.; Suzuki, T.; Shimoda, M.:** Observation of Combustion Process in D.I. Diesel Engine via High Speed Direct and Schlieren Photography, SAE Paper 800025, 1980.
- [85] **Shoji, M.; Yamane, K.; Sakakibara, N.; Ikegami, M.:** Characterization of Soot Clouds and Turbulent Mixing in Diesel Flames by Image Analysis, COMODIA 90, pp. 613-618, 1990.
- [86] **Stoekli, M.; Ineichen, B.:** A New Diagnostic Tool for Fuel Spray Visualization in High Speed Passenger Car DI-Diesel Engines, SAE Paper 950459, 1995.

- [87] **Stiesch, G.; Eiglmeier, Ch.; Merker, G.P.; Wirbeleit, F.:** Möglichkeiten und Anwendung der phänomenologischen Modellbildung im Dieselmotor, *Motortechnische Zeitschrift*, Vol. 60, No. 2, pp. 274-284, 1999.
- [88] **Suzuki, T.; Shiozaki, T.:** A New Combustion System for the Diesel Engine and Its Analysis via High Speed Photography. SAE Paper 770674, 1974.
- [89] **Takahashi, H.; Shiga, S.; Karasawa, T.; Kurabayashi, T.:** Development of a Rapid-Combustion Machine for Fundamental Studies of Diesel Combustion, *Proceeding of JSME (japanisch)*, 56-524, B, No. 4, pp. 332-335, 1990.
- [90] **Töpler, A.:** Optische Studien nach der Methode der Schlierenbeobachtung, *Poggendorfer Annalen*, Band CXXXI, 1867.
- [91] **Tsuda, K.; Sasaki, T.; Koizumi, M.; Ohtake, Y.:** On a Rapid Compression Machine for Diesel Combustion Research, *Journal of Internal Combustion Engine (japanisch)*, Vol.16, No.204, 12 - 1977.
- [92] **Turns, S.R.:** Understanding NO_x formation in nonpremixed flames: experiments and modelling, *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 21 No. 5, pp. 361-385, 1995.
- [93] **Uhm, J.H.; Odaka, M.; Koike, N.:** Study on Combustion Control by Changing Intake Gas Composition, *Proceeding of JSAE*, No.9306309, pp.53, 1993.
- [94] **Vogel, H.:** *Gerthsen Physik*, Springer-Verlag, ISBN 3-540-62988-2, Berlin - Heidelberg - New York, 1997.
- [95] **Wahl, Th.; Jacob, E.; Weisweiler, W.:** NO_x -Verminderung bei Dieselmotoren, *MTZ Motortechnische Zeitschrift*, Vol. 57, pp. 506-514, 1996.
- [96] **Wakuri, Y.; Ono, S.; Murase, E.; Wang, Z.:** Studies on Combustion of Fuel Spray Injected from Constant Pressure System with Single Compression Machine, *COMODIA* 85, pp. 363-372, 1985.
- [97] **Wakuri, Y.; Takasaki, K.; Maeda, K.; Yäng, Y.X.; Okubo, H.; Hino, S.:** Residual Fuel Sprays-Evaporation, Dispersion and Combustion Characteristics, *COMODIA* 90, pp. 539-544, 1990.

- [98] **Watanabe, H.; Iida, N.:** A Study of Fuel Spray Combustion and Soot Formation Using a Rapid Compression Machine, The 29th Symposium of Combustion (japanisch), Kyoto, No.188, pp. 559, 1991.
- [99] **Werlberger, P.; Cartellieriff. P.:** Fuel Injection and Combustion Phenomena in a High Speed DI Diesel Engine Observed by Means of Endoscopic High Speed Photography, SAE Paper 870097, 1987.
- [100] **Winklhofer. E.; Ahmadi-Befrui, B.; Wiesler, B.; Cresnoverh, G.:** The Influence of Injection Rate Shaping on Diesel Fuel Sprays - An Experimental Study, Proc Instn Mech Engrs, Part D, Vol.206, pp. 173-183, 1992.
- [101] **Woschni. G.:** Verbrennungsmotoren, Skriptum zur Vorlesung, Lehrstuhl und Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge, Technische Universität München, 2. Auflage, München, 1988.
- [102] **Zambare V.V., Winterbone, D.E.:** Image processing applied to high-speed combustion photographs in a DI diesel engine, Proceedings of PSFVIP-2, PF045, May 16-19, Honolulu, USA, 1999.
- [103] **Zeldovich Y.B.:** The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions, Acta Physicochimica USSR, Vol. 21, pp. 577-628, 1946.
- [104] **Zhang, L.; Tsurushima, T.; Ueda, T.; Ishi, Y.; Itou, T.; Minami, T.; Yokota, K.:** Measurement of Liquid Phase Penetration of Evaporating Spray in a DI Diesel Engine, SAE Paper 971645, 1997.
- [105] **Zhu, Y.; Hu, G.; Wei, X.; Yu, J.:** A Study on a New Combustion System for D.I. Diesel-CSCS System, SAE Paper 880429, 1988.
- [106] **Zigan, D.:** Untersuchungen an einem Einhub-Dieselmotor, MTZ, 38-4, pp. 159-161, 1977.
- [107] **Zur Loye, A.O.; Siebers, D.L.; Dec, J.E.:** 2-D Soot Imaging in a Direct Injection Diesel Engine Using Laser-Induced Incandescence, COMODIA 90, pp. 523-528, 1990.