

**Piezogesteuertes Forschungs-Einspritzsystem für
direkteinspritzende PKW-Dieselmotoren**

**Von dem Fachbereich Maschinenbau
der Universität Hannover
zur Erlangung des Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften
Dr.-Ing.
genehmigte Dissertation
von**

**Dipl.-Ing. Steffen Meyer-Salfeld
Geb. 15.07.1975 in Hannover**

2004

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

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll

Tag der Promotion: 19.11.2004

Vorwort

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

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Günter P. Merker, dem Leiter des Instituts, für seine fachliche und persönliche Unterstützung bei der Durchführung dieser Arbeit und für die Übernahme des Hauptreferats. Sein entgegengebrachtes Vertrauen ermöglichte mir ein eigenständiges, eigenverantwortliches Handeln und ließ mir Freiraum zur Umsetzung vieler Ideen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Gerhard Poll danke ich herzlich für das Interesse an dieser Arbeit und für die Übernahme des Korreferats. Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Manfred Hager bedanke ich mich herzlich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Allen Kolleginnen und Kollegen am Institut danke ich für die stets gute, offene und vertrauensvolle Zusammenarbeit, für ihre Hilfsbereitschaft und für die vielen fruchtbaren Diskussionen. Den Mitarbeitern der mechanischen und elektrotechnischen Werkstätten gilt mein aufrichtiger Dank für ihre Unterstützung bei der Umsetzung meiner Versuchsaufbauten. Ich danke allen weiteren Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern, sowie den Studenten und wissenschaftlichen Hilfskräften, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Das in dieser Arbeit beschriebene Forschungs-Einspritzsystem ist aus einer Kooperation des Instituts für Technische Verbrennung mit der *IAV GmbH* hervorgegangen. Den beteiligten Mitarbeitern auf Seiten der *IAV GmbH* danke ich für die vertrauensvolle und konstruktive Zusammenarbeit und wünsche für die zukünftige Nutzung des Einspritzsystems viel Erfolg.

Steffen Meyer-Salfeld

Hannover, im August 2004

I	Inhaltsverzeichnis	
II	Formelzeichen / Indizes / Abkürzungen	
III	Kurzfassung / Abstract	
1	Einleitung und Aufgabenstellung	1
2	Stand der Technik	4
2.1	Dieselmotorische Verbrennung mit heterogenem Brennverfahren..	4
2.2	Schadstoffbildung und Emissionsgrenzwerte	7
2.3	Einspritzverlaufsformung – Definition und Mechanismen	11
2.4	Einspritzsysteme – Serienstand	13
2.4.1	Pumpe-Düse-System	14
2.4.2	Common-Rail-System	15
2.5	Einspritzsysteme – Prototypen zu Forschungszwecken	18
2.5.1	Forschungs-Einspritzsysteme auf Basis des Pumpe-Düse-Systems	19
2.5.2	Common-Rail-Forschungs-Einspritzsysteme	20
2.6	Fazit und Forschungsbedarf	28
3	Versuchsträger	30
3.1	Forschungs-Einspritzsystem mit Druckmodulationseinheit	30
3.1.1	Piezo-Injektor: Auslegung des Piezo-Aktors	30
3.1.2	Piezo-Injektor: Konstruktion und Aufbau	38
3.1.3	Druckmodulationseinheit	42
3.1.4	Peripherie des Forschungs-Einspritzsystems	47
3.2	Versuchs-Aggregat	52
4	Messprogramm und Messmittel	59
4.1	Messprogramm	59
4.2	Messmittel und Messwerterfassung	63
5	Ergebnisse, Fazit	69
5.1	Hydraulische Untersuchungen	69
5.2	Motorische Untersuchungen	77
6	Zusammenfassung & Ausblick	98
7	Literaturhinweise	101

II Formelzeichen

Lateinische Formelzeichen

A	Fläche	$[m^2]$
a	Beschleunigung	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$
C	Kapazität	[F]
d	Abstand / Länge	[m]
E	Elektrische Feldstärke	$\left[\frac{V}{m}\right]$
E	Elastizitätsmodul	[GPa]
F	Kraft	[N]
f	Frequenz	[Hz]
h	Höhe	[m]
I	Flächenträgheitsmoment	$[m^4]$
I	Strom	[A]
\dot{i}	Stromanstiegsgeschwindigkeit	$\left[\frac{A}{s}\right]$
\ddot{i}	Änderung der Stromanstiegsgeschwindigkeit	$\left[\frac{A}{s^2}\right]$
ΔL	Längenänderung	[m]
M	Drehmoment	[Nm]
m	Masse	[kg]
\dot{m}	Massenstrom	$\left[\frac{kg}{s}\right]$
n	Drehzahl	$\left[\frac{1}{min}\right]$
n	Anzahl	[-]
p	Druck	[Pa]

\dot{Q}	Wärmestrom	$\left[\frac{W}{s} \right]$
s	Strecke	[m]
\dot{s}	Geschwindigkeit	$\left[\frac{m}{s} \right]$
\ddot{s}	Beschleunigung	$\left[\frac{m}{s^2} \right]$
$\ddot{\ddot{s}}$	Ruck	$\left[\frac{m}{s^3} \right]$
t	Zeit	[s]
T	Temperatur	[K]
U	Elektrische Spannung	[V]
v	Geschwindigkeit	$\left[\frac{m}{s} \right]$
x	Weg	[m]
\dot{x}	Geschwindigkeit	$\left[\frac{m}{s} \right]$
\ddot{x}	Beschleunigung	$\left[\frac{m}{s^2} \right]$
Y	Konzentration	[-]

Griechische Formelzeichen

ε_{33}	Dielektrizitätskonstante	[-]
ε	spezifische Dehnung	$\left[\frac{m}{m} \right]$
λ	Luftverhältnis	[-]
λ	Wellenlänge	[nm]
σ	Spannung	$\left[\frac{N}{mm^2} \right]$
Δt	Zeitdifferenz	[s]
Φ	Winkel	[°]

Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
AS	Arbeitsspiel
AUPS	<i>advanced unit pump system</i>
CCRS	<i>current controlled common rail system</i>
CO	Kohlenstoffmonoxid
CR	Common-Rail
CRS	Common-Rail-System
DPNR	<i>diesel particulate NO_x reduction</i>
DSP	Digitaler Signalprozessor
EU IV	Europäische Abgasnorm, Stufe IV
FPGA	Frei programmierbares Gate Array
FSN	<i>filter smoke number</i>
HC	<i>hydrocarbons</i> , Anteil unverbrannter Kohlenwasserstoffe im Abgas
HE	Haupteinspritzung
NE	Nacheinspritzung
NO _x	Stickstoffmonoxid / Stickstoffdioxid
PCR3	Piezo-Common-Rail-System, 3. Modellgeneration (Fa. <i>Siemens</i>)
PD	Pumpe-Düse
PM	<i>particulate matter</i> , Partikelemissionen im Abgas
ppm	<i>parts per million</i> , Konzentration
PPV	Piezo-Proportionalventil
pvd	<i>physical vapor deposition</i> , Beschichtungsverfahren
SCR	selektive catalytische Reduktion
SSN	Siliziumnitrid
UIS	<i>unit injector system</i>
VE	Voreinspritzung
Zyl	Zylinder

Indizes

Abgas

b

blockier

Druckstange

Düsennadel

Ein

Feder

Gegen

Grenz

hydraulisch

hydr

i

inj

Kraftstoff

lade

Masse

Mess

min

max

Piezo

Rail

Resonanz

s

Vorspann

III Kurzfassung / Abstract

Kurzfassung

Die Formung des Einspritzverlaufs ist eine Schlüsseltechnologie zur weiteren Verbesserung direkteinspritzender Dieselmotoren. Insbesondere kann das dieselmotorische Rohemissionsniveau mit Blick auf kommende Abgasgesetzgebungen weiter gesenkt werden.

Es wird ein Forschungs-Einspritzsystem mit mechanisch direkt betätigter Düsennadel der Einspritzdüse durch einen Piezo-Aktor vorgestellt, das durch eine Druckmodulationseinheit ergänzt wird. Mit dem System kann der Einspritzverlauf durch unterschiedliche Mechanismen geformt werden: Nadelsitzdrosselung, Modulation des Einspritzdrucks während der Einspritzung und Mehrfacheinspritzung.

Anhand hydraulischer Messergebnisse zeigt das Forschungs-Einspritzsystem, dass es das zugrundeliegende Lastenheft erfüllt. Motorische Messungen belegen anhand ausgewählter Lastpunkte und Einspritzverläufe das Potenzial zur deutlichen Schadstoffminderung durch Einspritzverlaufsformung.

Schlagworte: Einspritzverlaufsformung, Nadelsitzdrosselung, Druckmodulation, Piezo-Injektor, Common-Rail, Einspritzsystem.

Abstract

Injection rate shaping is a key technology for any further optimisation of DI-diesel engines. Particularly the exhaust gas emissions can be effectively reduced regarding the emissions legislation to come within the next few years.

An injection system for research purposes is being presented which allows rate shaping by different mechanisms: throttle effects in the needle seat area can be induced by a directly piezo-actuated nozzle. Pressure modulation during the injection is generated by a pressure modulation unit and additionally multiple injection patterns can be generated.

Based on hydraulic results it can be shown that the injection system does comply with its specifications. Engine-related results testify the clear potential to minimize exhaust gas emissions due to injection rate shaping.

Keywords: injection rate shaping, throttle effects at the needle seat, pressure modulation, piezo-injector, common-rail, injection-system.

1 Einleitung und Aufgabenstellung

Einleitung

Dem heutigen, stetig wachsenden Bedarf an individueller Mobilität wird mit verschiedenen Antriebskonzepten für Personenkraftwagen begegnet. Nachdem in den vergangenen Jahren eine Ernüchterung bezüglich der zeitnahen Verfügbarkeit von Brennstoffzellen als Fahrzeugantriebe eingeleitet ist, ordnet sich der Markt zur Zeit neu. Für die kommenden Jahre gelten direkteinspritzende Benzin- und Dieselmotoren als ebenso zukunftsfähig wie erdgasbetriebene Antriebe oder Hybridantriebe, die neben einem Verbrennungsmotor über einen zusätzlichen elektrischen Antrieb verfügen.

Unter den verschiedenen Konzepten weist der direkteinspritzende Dieselmotor nach wie vor den höchsten thermischen Wirkungsgrad sowie die günstigste CO₂-Gesamtbilanz auf und kommt somit der weltpolitisch vorgegebenen Absenkung der CO₂-Emissionen momentan am weitesten entgegen.

In den vergangenen Jahren haben sich direkteinspritzende Dieselmotoren als beliebter Antrieb in PKW durchgesetzt. Sie gelten als sparsam und aufgrund ihrer Drehmomentcharakteristik trotz des höheren Geräuschniveaus als komfortabel. Im laufenden Jahr wird nahezu die Hälfte aller europaweit neu zugelassenen PKW mit einem solchen Aggregat ausgestattet sein.

Die zunehmende Verbreitung dieser Motoren im PKW-Bereich seit ihrer Einführung vor ca. 15 Jahren ging mit Technologiesprüngen im Bereich der Einspritztechnologie einher. Ausgehend von Verteilereinspritzpumpen mit passiven Ein- und Zweifeder-Düsenhaltern im ersten direkteinspritzenden PKW-Aggregat von 1989 (*Audi AG*) konnten durch Verbesserungen an der gezielten zeitlichen und räumlichen Verteilung des Kraftstoffs im Brennraum immense Fortschritte in der Leistungsdichte, im Geräuschverhalten und beim Schadstoffausstoß erzielt werden. Ergänzend kamen weiterentwickelte Aufladetechniken hinzu. Mit heutigen Common-Rail- und Pumpe-Düse-Systemen, die Einspritzdrücke von über 2000 bar oder getaktete Mehrfacheinspritzungen darstellen, werden direkteinspritzende Dieselmotoren in allen Fahrzeugkategorien, bis zur automobilen Oberklasse eingesetzt. Die Weiterentwicklung der Einspritztechnologie ist bei Weitem nicht am Ende angelangt. Für die Zukunft sind Systeme mit noch höheren Einspritzdrücken, deutlich besserer Mengenstabilität und weiteren Freiheitsgraden bei der Formung des Einspritzverlaufs zu sehen. Zudem werden zukünftige Einspritzsysteme voraussichtlich selbstständig Verschleißerscheinungen kompensieren und Defekte diagnostizieren können.

Nachdem die Diskussion um dieseltypische Emissionen - insbesondere die Stickoxid- und Rußemissionen - verstärkt in den Vordergrund gerückt ist, haben sich die Entwicklungsschwerpunkte in den letzten Jahren verlagert. Zum Einen ist dies durch eine zunehmend restriktive Emissionsgesetzgebung mit objektiven und für

bestimmte Fahrzyklen gültigen Grenzwerten bedingt. Zum Anderen trägt die öffentlich geführte Debatte um die von Rußpartikeln ausgehende Gesundheitsgefährdung dazu bei, dass die Motorenhersteller unter hohem Entwicklungsdruck stehen.

Bis heute gibt es kaum eine allgemein wissenschaftlich akzeptierte und objektive Messtechnik für die Rußpartikelgröße und das Größenspektrum der emittierten Rußpartikel im Abgas. Trotzdem hat sich die Auffassung durchgesetzt, dass direkt-einspritzende Dieselmotoren besonders viele und besonders kleine Rußpartikel ausstoßen. Insbesondere von den kleinen Rußpartikeln wird angenommen, dass sie lungengängig und dadurch gesundheitsgefährdend seien. So hat der öffentliche Druck im vergangenen Jahr zu einer nahezu flächendeckenden Einführung von Rußpartikelfiltern auf dem deutschen PKW-Markt geführt.

Zunehmend werden auch weitere außermotorische Maßnahmen zur Emissionsminderung eingesetzt. Heutige Konzepte zur Einhaltung der Grenzwerte der Abgasgesetzgebung EU IV weisen neben einer gekühlten Abgasrückführung auch aktive Drallsteller auf. Zukünftige Abgasnormen über EU IV hinaus können aus heutiger Sicht nur mit Rußpartikelfiltern und einem zusätzlichen außermotorischen System zur Stickoxidreduzierung erfüllt werden, auch sind variable Nockenwellen, Register-Turboaufladung bzw. zweistufige Laderschaltungen oder Impulsaufladung sowie die so genannte Niederdruck-Abgasrückführung im Gespräch.

Diese motornahen Subsysteme treiben die Systemkosten in die Höhe. Des Weiteren erhöht sich durch den Einsatz von Partikelfiltern der Verbrauch, und nicht zuletzt bewirken die energieaufwändig herzustellenden katalytischen Beschichtungen in Entstickungskatalysatoren eine Verschlechterung der CO₂-Gesamtbilanz direkt-einspritzender Dieselmotoren. Zudem stehen für die Zukunft Emissionsgrenzwerte im Raum, die sich bei dem heutigen Rohemissionsniveau verbunden mit den erreichbaren Konvertierungsraten in der Abgasnachbehandlung kaum erfüllen lassen. Insbesondere für den US-amerikanischen Markt ist die Zulassungsfähigkeit von PKW-Dieselmotoren gefährdet.

Im Vergleich zu anderen Antriebskonzepten - zum Beispiel dem direkteinspritzenden Ottomotor - muss der Dieselmotor zukünftig seine Konkurrenzfähigkeit wahren. Insbesondere sind dazu der Mehrverbrauch und der Kostenanstieg durch außermotorische Maßnahmen zur Emissionsminderung so gering wie möglich zu halten.

Aufgabenstellung

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, Potenziale zur Minderung der dieselmotorischen Rohemissionen durch eine vollvariable Einspritzverlaufsformung, also eine optimierte zeitliche und räumliche Verteilung und Aufbereitung des Gemischs, aufzuzeigen.

In verringerten Rohemissionen wird eine effektive Möglichkeit gesehen, den technologischen Aufwand und die Kosten bei der Abgasnachbehandlung in Grenzen

zu halten. So könnten die Dimensionierung und Regenerationsintervalle von Rußpartikelfiltern zugunsten niedriger Systemkosten angepasst werden. Entstickungstechnologien könnten mit einer geringeren Additivierung oder in kleineren Dimensionen ausgelegt werden. Bereits die Verwendung technologisch weniger anspruchsvoller Subsysteme mit niedrigeren Wirkungsgraden würde die Konkurrenzfähigkeit des Dieselmotors stützen.

Zu diesem Zweck soll ein Forschungs-Einspritzsystem entwickelt werden, das hinsichtlich des Einspritzdrucks und der Formung des Einspritzverlaufs eine Vielzahl neuartiger Freiheitsgrade bietet. Es handelt sich um einen Forschungsinjektor mit piezoelektrischer Direktbetätigung der Düsennadel, der mit einer Druckmodulations-einheit sowie mit einer frei parametrierbaren elektronischen Ansteuerung kombiniert wird. Es lassen sich Einspritzverläufe mit frei wählbarem Muster einstellen, die einerseits durch Nadelsitzdrosselung bei definierten Teilhüben der Düsennadel bewirkt werden können. Andererseits können hydraulisch identische Einspritzverläufe durch hochdynamische Modulation des Einspritzdrucks während des Einspritzvorgangs erzeugt werden. Somit steht ein Werkzeug zur Verfügung, mit dem wegweisende Einspritzstrategien ermittelt werden können.

In motorischen Experimenten sollen die Rohemissionen der mit dem Forschungseinspritzsystem erzeugten Einspritzverläufe an ausgesuchten Lastpunkten bewertet werden. Als Vergleichsbasis steht die serienmäßige Applikation des als Versuchsaggregats verwendeten PKW-Vollmotors zur Verfügung. Bei den Untersuchungen sind Einflüsse aufgrund einer Abgasrückführung oder einer veränderlichen Ladungsführung (Drall) auszuschließen, damit ausschließlich der Einfluss von Seiten des Einspritzsystems betrachtet werden kann. Neben der Standardmesstechnik für Verbrennungsmotoren mit Zylinderdruckindizierung und Abgasanalytik werden sämtliche Betriebsparameter des Forschungs-Einspritzsystems aufgezeichnet.

Es sollen systematische Variationen am Einspritzverlauf stattfinden, die die Möglichkeiten von bekannten Einspritzsystemen überschreiten. An ausgesuchten Betriebspunkten wird mit einer so genannten Integralen Lichtleitmesstechnik (ILM) die Verbrennung hinsichtlich der Rußbildungs- und Rußoxidationsrate untersucht.

Die motorisch umgesetzten Einspritzverläufe werden mit Hilfe einer hydraulischen Messtechnik in ihrem Einspritzratenverlauf und der Einspritzmenge charakterisiert.

2 Stand der Technik

2.1 Dieselmotorische Verbrennung mit heterogenem Brennverfahren

Die dieselmotorische Verbrennung basiert auf der Selbstzündung eines im Brennraum gebildeten Kraftstoff-Luft-Gemischs. Die Gemischbildungs- und Verbrennungsvorgänge laufen überwiegend simultan ab und sind zeitlich kaum voneinander zu trennen. Zunächst erfolgt die Einspritzung eines größtenteils noch flüssigen Kraftstoffstrahls in die bereits vom Kolben verdichtete und erhitzte Luft. Der Einspritzstrahl zerfällt in immer kleinere Tröpfchen, die schließlich verdampfen. Mit der Durchmischung von Kraftstoffdampf und Brennraumluft zu einem zündfähigen Gemisch endet die Gemischbildung. Nach der Phase des so genannten Zündverzugs erfolgt die Selbstzündung des Gemischs und anschließend die Verbrennung. Während z. T. die Verbrennung bereits abgeschlossen ist, laufen die Einspritzung flüssigen Kraftstoffs und die genannten Gemischbildungsvorgänge weiter. Zum besseren Verständnis der komplexen Zusammenhänge ist daher eine nähere Betrachtung der einzelnen Phasen der dieselmotorischen Verbrennung sinnvoll:

Einspritzung und Einspritzstrahlzerfall

Die Einspritzung erfolgt in sehr kurzer Zeit und benötigt daher einen sehr hohen Kraftstoffdruck. In der Einspritzdüse wird die Druck-Energie in sehr hohe Strömungsgeschwindigkeiten umgesetzt. An Umlenkpunkten der Strömung, z. B. an der Einlaufkante zu den Düsenbohrungen, entstehen Kavitationsblasen, die mit dem Einspritzstrahl in den Brennraum getragen werden und erst dort kollabieren. Die beim Kollaps freiwerdende Energie trägt maßgeblich zum so genannten Primärzerfall des Einspritzstrahls in große Tropfen und Ligamente im Düsennahbereich bei. Infolge der hohen Relativgeschwindigkeit zwischen Kraftstoff und Brennraumluft bewirken beim so genannten Sekundärzerfall Scherkräfte und Verformungen einen weiteren Zerfall in immer kleinere Tröpfchen. **Abb. 2.1** zeigt exemplarisch eine kavitierende Düseninnenströmung, sowie den primären und sekundären Zerfall eines Einspritzstrahls.

Kraftstoffverdampfung und Gemischbildung

In der heißen Brennraumluft erwärmen sich die Kraftstofftröpfchen und verdampfen. Zunächst steigt die Temperatur der Tröpfchen als Folge der Temperaturdifferenz zur Brennraumluft und des daraus resultierenden Wärmetransports.

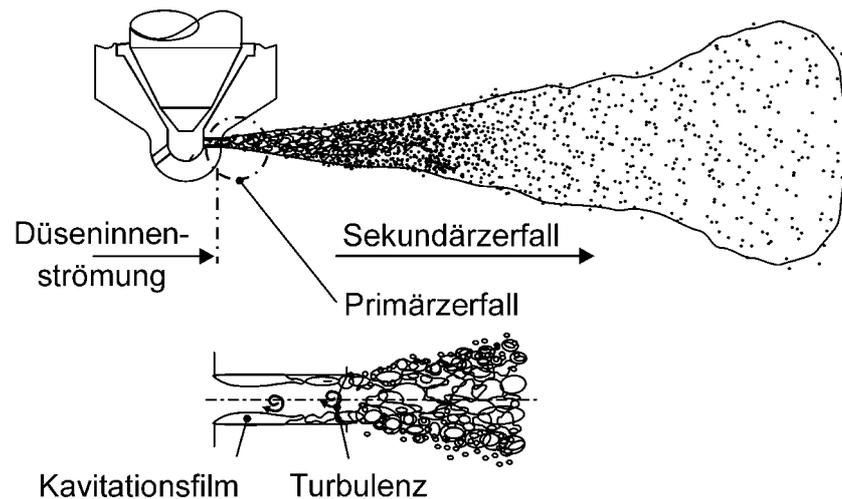


Abb. 2.1: Einspritzstrahl einer Diesel-Einspritzdüse mit turbulenter Düseninnenströmung, Kavitationsfilm bzw. -blasen, sowie Primär- und Sekundärzerfall, [CBa].

Mit einsetzender Verdampfung an der Tröpfchen-Oberfläche entstehen Konzentrationsgefälle in den Tröpfchen, da zunächst leichter flüchtige Kraftstoffbestandteile verdampfen. Zum Ausgleich setzt innerhalb der Tröpfchen ein Stofftransport ein. Auch außerhalb der Tröpfchen ergibt sich ein Konzentrationsgefälle, infolge dessen die Vermischung dampfförmigen Kraftstoffs mit der Brenraumluft zu einem zündfähigen Gemisch beginnt. Das Gemisch ist ab einem Luftverhältnis von ca. $\lambda_{\min} = 0,7$ zündfähig. **Abb. 2.2** zeigt anhand eines Kraftstoffropfens das Temperatur- und Kraftstoffkonzentrationsprofil im Tropfen und in der Tropfenumgebung, sowie den daraus resultierenden Wärme- und Stofftransport. Eine weiterführende, sehr detaillierte Beschreibung der Vorgänge im Inneren und in der Umgebung eines Kraftstofftröpfchens bei seiner Verdampfung findet sich bei *Page* [Pag].

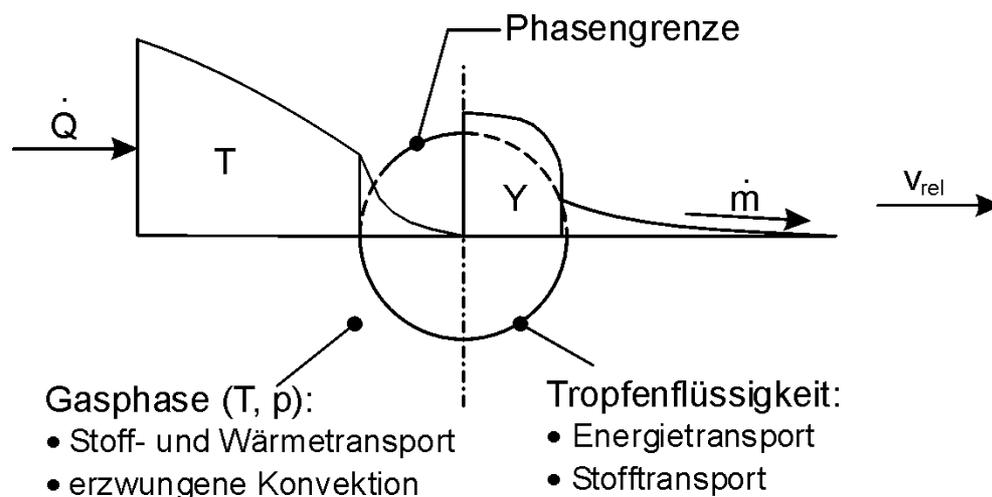


Abb. 2.2: Konzentrations- und Temperaturgefälle bei der Tropfenverdampfung am Beispiel eines einzelnen Kraftstofftröpfchens.

Zündverzug

Der zeitliche Verzug zwischen Einspritzung und einsetzender Selbstzündung wird als Zündverzug bezeichnet und ist ein wichtiges Merkmal der dieselmotorischen Verbrennung. Die Länge des Zündverzugs wird von unterschiedlichen Faktoren bestimmt. Dazu gehören charakteristische Größen der Brennraumluft wie Druck und Temperatur, sowie ggf. Drall- und „Tumble“-Bewegungen ebenso wie die Zusammensetzung und Temperatur des Kraftstoffs, sowie der Einspritzdruck, die Düsengeometrie, der Einspritzverlauf und –zeitpunkt und die Abgasrückführrate. Ein kurzer Zündverzug führt zu einem sanfteren Verbrennungsbeginn mit niedrigeren Druckgradienten und ist stets zu bevorzugen. Im Allgemeinen wird der Zündverzug durch günstige Randbedingungen für die Gemischbildung, z. B. hohe Temperaturen und eine gute Zerstäubung des Einspritzstrahls, verkürzt.

Zündung und Verbrennung

Der Brennverlauf bei der dieselmotorischen Verbrennung wird in drei aufeinander folgende Abschnitte eingeteilt, [Mer.1] :

In der so genannten vorgemischten oder „Premixed“-Verbrennung verbrennt derjenige Kraftstoffanteil, der während des Zündverzugs mit Luft bis zur Zündfähigkeit vermischt wurde, sehr schnell. Man spricht von einer chemisch kontrollierten Verbrennung. Die Menge des aufbereiteten Kraftstoffs und somit die Intensität der „Premixed“-Verbrennung hängt von der Länge des Zündverzugs ab. Eine ausgeprägte vorgemischte Verbrennung begünstigt hohe Druckerhöhungsgeschwindigkeiten und steht für hohe Geräuschemissionen. Des Weiteren erzeugt sie hohe Spitzendrücke und -temperaturen und damit hohe Stickoxidemissionen.

Bei der Hauptverbrennung handelt es sich um eine so genannte mischungs-kontrollierte Verbrennung mit erheblich niedrigeren Umsatzraten. Zwar erfolgen die chemischen Reaktionen aufgrund der hohen Temperaturen sehr schnell, jedoch kann hier lediglich derjenige Kraftstoff verbrennen, der quasi zeitgleich durch die o. g. Gemischbildungsvorgänge mit Luft zu zündfähigem Gemisch aufbereitet wird.

Bei der Nachverbrennung spricht man auch von einer Diffusionsverbrennung, da die Reaktionsgeschwindigkeit der chemischen Reaktionen infolge des stark abnehmenden Drucks und der damit verbundenen niedrigeren Temperaturen sinken. Wegen der weiterlaufenden Gemischbildungsvorgänge steht mehr zündfähiges Gemisch zur Verfügung, als umgesetzt werden kann.

Der Brennverlauf, also Intensität und zeitliche Folge dieser drei Verbrennungsabschnitte, entscheidet über die Güte des Brennverfahrens mit allen Auswirkungen auf Wirkungsgrad, Abgasemissionen und Geräuschentwicklung des Dieselmotors.

2.2 Schadstoffbildung und Emissionsgrenzwerte

Der Entstehung von Schadstoffen bei der dieselmotorischen Verbrennung liegen unterschiedliche Mechanismen zugrunde. Hierzu gehören eine unvollkommene Gemischaufbereitung und eine unvollständige Verbrennung ebenso wie eine unkontrollierte, zu schnell ablaufende Verbrennung bei sehr hohen Temperaturen. Aufgrund ihrer umwelt- bzw. gesundheitsschädigenden Wirkung sind folgende Abgaskomponenten hinsichtlich der kumulierten Emission in einem vorgegebenen Fahrzyklus gesetzlich limitiert: unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Stickoxide (NO_x), Kohlenmonoxid (CO) und Partikel (PM), letztere häufig mit dem Begriff Ruß assoziiert. **Abb. 2.3** zeigt die stufenweise verschärfte Emissionsgesetzgebung für PKW in den europäischen Abgasnormen EU I bis EU IV. Die abweichende Darstellung im vierten Quadranten beruht auf der gemeinsamen Bewertung der HC- und NO_x -Emissionen bei PKW-Motoren.

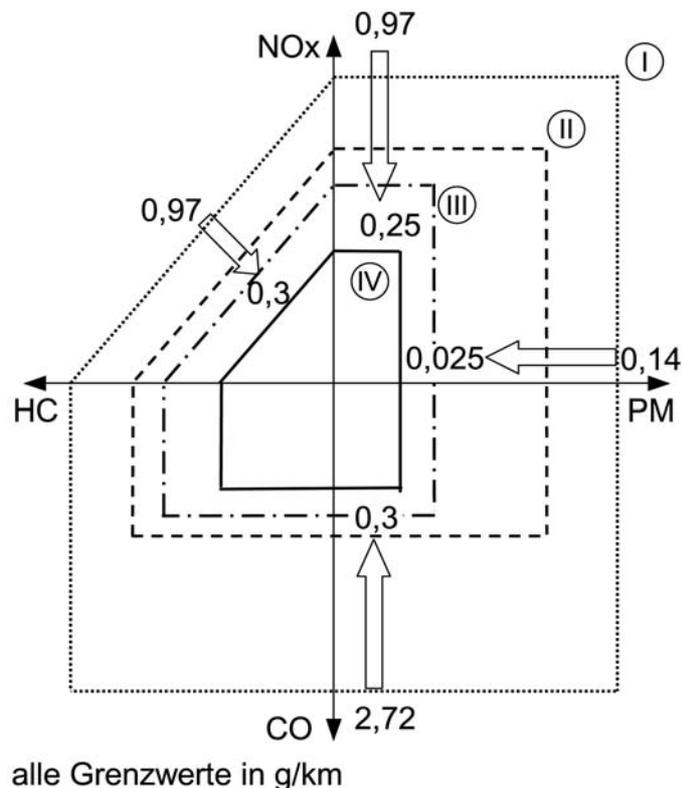


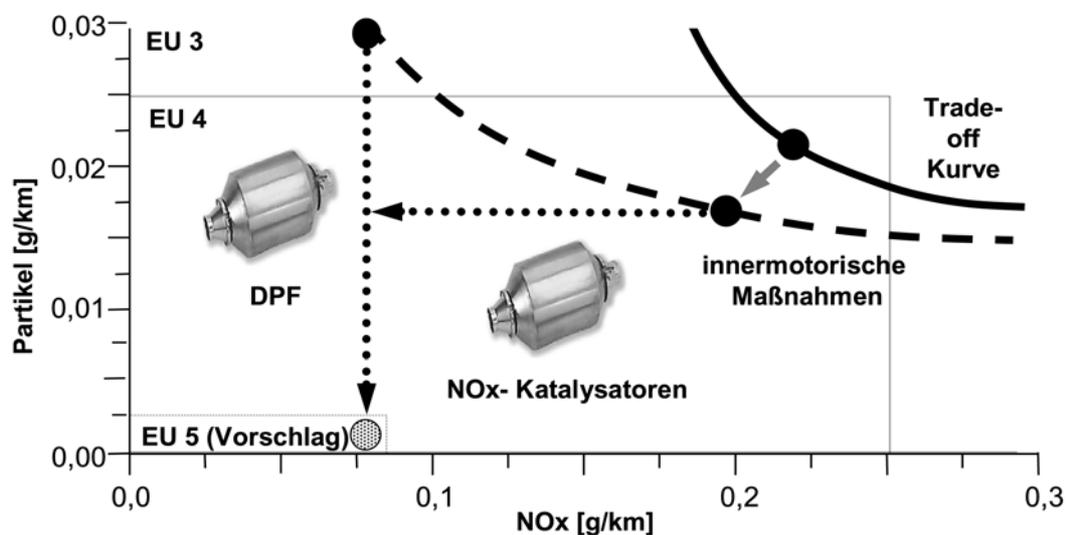
Abb. 2.3: Europäische Grenzwerte für PKW-Dieselmotoren von EU I (1992) bis EU IV (2005), [Pag].

Weiterführende Grenzwerte der zunehmend restriktiven Abgasgesetzgebung über EU IV hinaus werden aus heutiger Sicht nur noch mit Maßnahmen zur Abgasnachbehandlung zu erfüllen sein [Kro]. Wichtigste Beispiele sind hier der Diesel-Partikelfilter (DPF) und Entstickungstechnologien wie die Selektive Catalytische Reduktion (SCR) oder das so genannte diesel particulate NO_x -reduction system (DPNR). Eine besondere Herausforderung ist der Ruß- NO_x -Zielkonflikt mit Blick auf

europäische Grenzwerte über EU IV hinaus und mit Blick auf zukünftige US-amerikanische Emissionsgrenzwerte. Deren Erfüllbarkeit ist aus heutiger Sicht unter Berücksichtigung heutiger dieselmotorischer Rohemissionen und absehbarer Wirkungsgrade in der Abgasnachbehandlung fast schon in Frage zu stellen!

Entgegen der z. T. vertretenen Ansicht, dass mit der Optimierung der Abgasnachbehandlung der technologische Anspruch an das Einspritzsystem gesenkt werden kann, [Her.1], wird die Bedeutung - und damit die Komplexität des Einspritzsystems - weiter zunehmen, da das Rohemissionsniveau insgesamt gesenkt werden muss. Hinzu kommt, dass die Länge der erforderlichen Regenerationsintervalle beim Diesel-Partikelfilter bzw. die Additivierung bei SCR-Systemen direkt von der Rohemissionsgüte abhängen – ein Kriterium für die Lebensdauerbegrenzung infolge thermischer Wechselbeanspruchung bzw. den Additiv-Verbrauch, [Kah.2], [Bec].

Abb. 2.4 zeigt Möglichkeiten zur Erfüllung zukünftiger Abgasnormen auf, und verdeutlicht, wie hoch die Anforderungen in diesem Zusammenhang sind. Ausgehend von heutigen Grenzwerten nach EU IV scheinen die für die Zukunft vorgeschlagenen Grenzwerte nach EU V nur durch innermotorische Maßnahmen und zusätzlich durch die Kombination von Diesel-Partikelfiltern und NO_x-Katalysatoren erreichbar zu sein.



	Unit	NO _x	Partikel
EU 4	g/km	0.25	0.025
EU 5	g/km	0.08	0.0025

Abb. 2.4: Ruß- NO_x-Tradeoff mit Maßnahmen zur Erfüllung künftiger Abgasgrenzwerte, [Ste.2].

Ruß-NO_x-Zielkonflikt

Die Abstimmung eines dieselmotorischen Brennverfahrens ist von einer Vielzahl an Zielkonflikten geprägt. Stellvertretend soll an dieser Stelle der Zielkonflikt zwischen Ruß- und NO_x-Emissionen eingehender beleuchtet werden:

Die Rußbildung erfolgt in einem „kritischen“ Temperaturbereich ab ca. 1500 K bei niedrigen Luftverhältnissen - also in Bereichen fetten Gemisches. Der weit überwiegende Teil des während der Verbrennung gebildeten Rußes oxidiert kurz nach seiner Entstehung - noch während der Verbrennung, wobei die Oxidation unterhalb ca. 1300 K zum Erliegen kommt. Eine schlechte Gemischaufbereitung gepaart mit niedrigen Verbrennungstemperaturen bedingt daher hohe Rußemissionen.

Die Bildung von Stickoxid ist in thermisches, Prompt- und Brennstoff-Stickoxid (NO) zu untergliedern. Thermisches NO wird bei hohen Temperaturen aus Luftstickstoff gebildet. Da die Bildung hinter der Flammfront stattfindet, steht den Reaktionen relativ viel Zeit zur Verfügung. Die Bildung von thermischem NO erfolgt nach dem Zeldovich-Mechanismus.

Prompt-NO entsteht ebenso aus Luftstickstoff, jedoch wird es bereits bei niedrigeren Temperaturen in der Flammfront gebildet, so dass den Reaktionen vergleichsweise wenig Zeit zur Verfügung steht. Brennstoff-NO wird durch kraftstoffgebundene Stickstoffanteile hervorgerufen, [Mer.1]. Thermisches NO stellt mit ca. 90 % den weit überwiegenden Teil der Gesamtemission dar und ist insofern mit Blick auf die motorischen Randbedingungen von besonderem Interesse.

Mit konventionellen innermotorischen Maßnahmen, z. B. einer Verschiebung des Einspritzbeginns, lässt sich stets nur eine der Abgaskomponenten zu Lasten der anderen minimieren: Erfolgt die Einspritzung früh, so ergibt sich eine so genannte harte Verbrennung mit hohen Spitzendrücken und -temperaturen und entsprechender NO_x-Bildung. Durch eine sanftere Verbrennungsführung mit geringen Spitzendrücken und -temperaturen als Folge eines späteren Einspritzbeginns kann die Bildung von thermischem NO_x zwar gemindert werden, jedoch wird dann die Oxidation der bei der Verbrennung entstehenden Rußpartikel erschwert und entsprechend steigen die Rußemissionen an. Nach wie vor ist natürlich die zeitliche Platzierung des Einspritzbeginns ein wichtiger Parameter bei der Brennverfahrensentwicklung. Es haben sich jedoch auch weitere Maßnahmen zur Verbesserung des Ruß-NO_x-Tradeoff-Verhaltens durchgesetzt, die im Folgenden kurz beschrieben werden sollen:

Wird der Einspritzdruck angehoben, so können Luffterfassung und Gemischaufbereitung durch den höheren Strahlimpuls verbessert werden. Die Rußemissionen können deutlich gesenkt werden. Da die Verbrennung jedoch schlagartig einsetzt, kommt es zu höheren Spitzendrücken und -temperaturen und die NO_x-Emissionen nehmen zu. Stand der Technik sind Einspritzsysteme mit maximalen Einspritzdrücken von 1600 bar bis 2050 bar.

Durch eine Verkleinerung der Einspritzbohrungen der Einspritzdüse sinkt der mittlere Tropfendurchmesser, wodurch die Gemischbildung unterstützt wird. Um zu lange Spritzdauern zu verhindern, wird diese Maßnahme gekoppelt mit einer Anhebung des Einspritzdrucks bzw. einer erhöhten Spritzlochzahl. Gegenwärtig werden Einspritzdüsen mit sechs bis acht Spritzlöchern und einem Spritzlochdurchmesser von ca. 0,08 mm - 0,15 mm verwendet.

Bei der Abgasrückführung (AGR) wird der Frischluft ein Abgasanteil beigemischt, der als quasi-inertes Gas nicht an der Verbrennung teilnimmt. Dies kann durch innere Abgasrückführung erfolgen, wobei durch entsprechende Ventilsteuerzeiten ein Teil des verbrannten Gemischs im Brennraum verbleibt. Bei der äußeren Abgasrückführung wird aus dem Abgastrakt ein Teilmassenstrom in den Ansaugtrakt geleitet. Dadurch sinken die Spitztemperaturen und -drücke und die NO_x -Emissionen nehmen ab. Als Folge des sinkenden Luftverhältnisses steigen die Rußemissionen. Heutige Serienmotoren mengen der Frischluft in Teillastbereichen bis zu 40 % zurückgeführtes Abgas bei. In der Regel erfolgt dies über eine äußere Abgasrückführung, wobei in zunehmendem Maße die Temperatur des rückgeführten Abgases in einem wassergekühlten Wärmetauscher abgesenkt wird.

Durch ein niedrigeres Verdichtungsverhältnis wird die Kompressions-Endtemperatur gesenkt und somit das gesamte Temperaturniveau der Verbrennung zugunsten niedriger Stickoxidemissionen verlagert. Durch diese Maßnahme allein sinkt aber auch der Kompressions-Enddruck und somit der Wirkungsgrad. Da die Turbulenz im Brennraum mit sinkendem Verdichtungsverhältnis abnimmt, steigt die Brenndauer und die Abgastemperatur nimmt zu. Durch die längere Phase der Rußoxidation ist daher mit der Absenkung des Verdichtungsverhältnisses eine Abnahme der Rußemissionen verbunden. Zur Verbesserung des Wirkungsgrads bei kleinerem Verdichtungsverhältnis, wird der Ladedruck erhöht. So kann ein hoher Kompressions-Enddruck und somit ein höheres Luftverhältnis bei niedrigen Temperaturen erreicht werden. Während direkteinspritzende Dieselmotoren zunächst sehr hohe Verdichtungsverhältnisse bis zu $\varepsilon = 21$ aufwiesen, haben heutige Motoren Verdichtungsverhältnisse von $\varepsilon = 17$ und niedriger. Die erforderliche Erhöhung des Ladedrucks wurde im Wesentlichen durch Abgasturbolader mit variabler Turbinen-Einlassgeometrie möglich.

Durch eine Drallbewegung im Brennraum wird dem Einspritzstrahl stets frische Luft zur Gemischbildung zugeführt, während verbranntes Gemisch in Bereiche verweht, die von der Einspritzung nicht erfasst werden. Durch die intensivierete Gemischbildung läuft die Verbrennung schneller ab, und der Hochdruckwirkungsgrad steigt an. Der Drall bewirkt jedoch einen schlechteren Liefergrad und somit einen schlechteren Gesamtwirkungsgrad des Motors. Daher geht der Trend zu niedrigen Drallzahlen und zu einer Verlagerung der Gemischbildungsenergie in den Zerstäubungsprozess. Häufig ist bei Vierventil-Motoren eine Aufteilung der Ansaugkanäle in einen Füll- und Drallkanal anzufinden. Mit Hilfe einer Drallklappe wird abhängig von der Last und der Motordrehzahl die Drallzahl verändert.

Die Kolbenmuldengeometrie beeinflusst die Luffterfassung der Einspritzstrahlen. Eine enge so genannte „ ω “-Mulde konzentriert die Gemischbildung auf den von ihr umschlossenen Bereich, während eine breitere so genannte „ w “-Mulde die Luft oberhalb des Kolbens besser ausnutzt. Heutige Entwicklungen gehen dazu über, die Kolbenmulde zugunsten einer gezielten Ausnutzung der Spray-Wand-Interaktion anzupassen. Teile des bis dahin nicht verdampften Einspritzstrahls lagern sich am heißen Kragen der Mulde an; andere Teile werden von der Kolbenmulde nach oben abgelenkt. Insbesondere unter Vollast kann so relativ früh Kraftstoff in den Brennraum eingebracht werden, der zunächst von der Kolbenmulde verdampfen muss und somit nicht an der Vormischverbrennung teilnehmen kann.

Durch eine gezielte Formung des Einspritzverlaufs können der Brennverlauf und der Ruß- NO_x -Tradeoff beeinflusst werden. Wird z. B. die Einspritzmenge auf eine Vor- und Haupteinspritzung verteilt, so steigt die Brennraumtemperatur durch die Verbrennung der Voreinspritzmenge an. Der Zündverzug der Haupteinspritzung wird dadurch verkürzt und der Brennverlauf fällt insgesamt sanfter aus, wodurch geringere NO_x -Emissionen zu verzeichnen sind. Ein Ansteigen der Rußemissionen bleibt hingegen aus, da die von der Voreinspritzung erzeugte Turbulenz im Brennraum die Gemischbildungsprozesse beschleunigt und eine vollständigere Verbrennung bewirkt.

2.3 Einspritzverlaufsformung – Definition und Mechanismen

Neben den genannten inner- und außermotorischen Maßnahmen zur Emissionsreduzierung spielt die Einspritzverlaufsformung bei der Entwicklung moderner Dieselmotoren eine herausragende Rolle. Als Einspritzverlaufsformung wird eine gezielte zeitliche und räumliche Verteilung des Kraftstoffs im Brennraum bezeichnet. Die wichtigste charakterisierende Größe ist die Einspritzrate:

$$\dot{m}_{B, AS, Zyl.}(t) = \frac{dm_{B, AS, Zyl.}}{dt} \quad (\text{Gl. 2.1})$$

Da es sich hierbei um eine rein hydraulische Größe handelt, gibt die Einspritzrate keine Auskunft über wichtige Sprayparameter der Einspritzstrahlen, die z. T. messtechnisch erheblich schwieriger zu erfassen sind. **Abb. 2.5** zeigt charakterisierende Parameter des Einspritzstrahls, unter anderem den Strahl-aufbruchswinkel, die Strahleindringtiefe und den mittleren Tröpfchendurchmesser, [DKr]. Die Gemischbildung hängt von den Sprayparametern ab, die wiederum von der Geometrie der Einspritzdüse und von den sonstigen Randbedingungen im Brennraum beeinflusst werden.

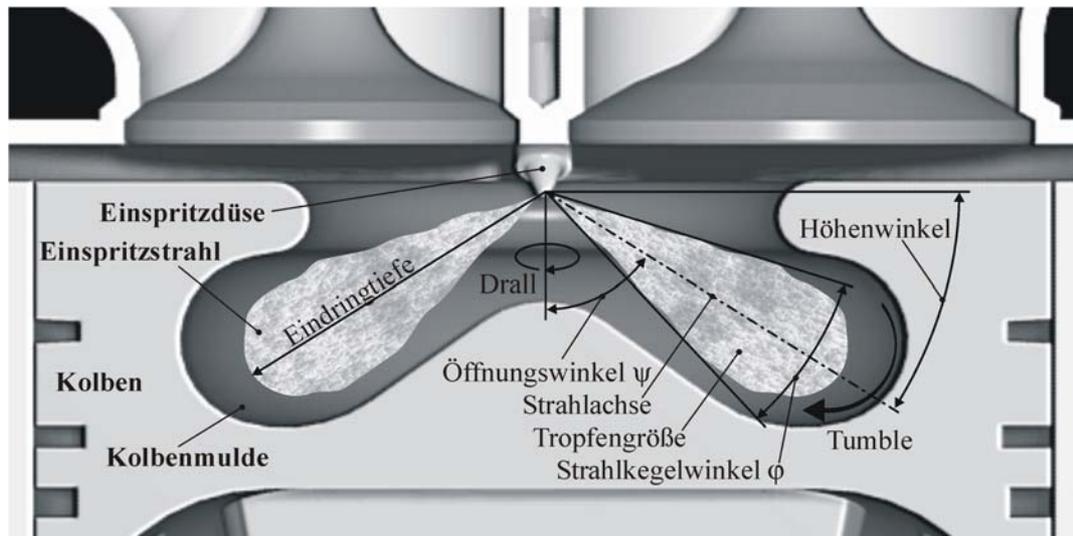


Abb. 2.5: Strahlparameter von Einspritzstrahlen, [Pag].

Wesentliches Ziel der Einspritzverlaufsformung ist die Schaffung eines gut aufbereiteten Kraftstoff-Luft-Gemischs zum Zeitpunkt der Selbstzündung und die Steuerung des Brennverlaufs zugunsten moderater Spitzendrücke und -temperaturen. Weitere Kriterien wie Emissionswerte, Geräuschentwicklung und Verbrauch müssen dabei stets berücksichtigt werden. Zur Formung des Einspritzverlaufs sind mit der Mehrfacheinspritzung, der variablen Düsengeometrie, der Nadelsitzdrosselung und der Druckmodulation vier grundlegende Mechanismen bekannt. Anhand von **Abb. 2.6** können diese vier Mechanismen in den Gesamtkomplex „Einspritzverlaufsformung“ eingeordnet werden.

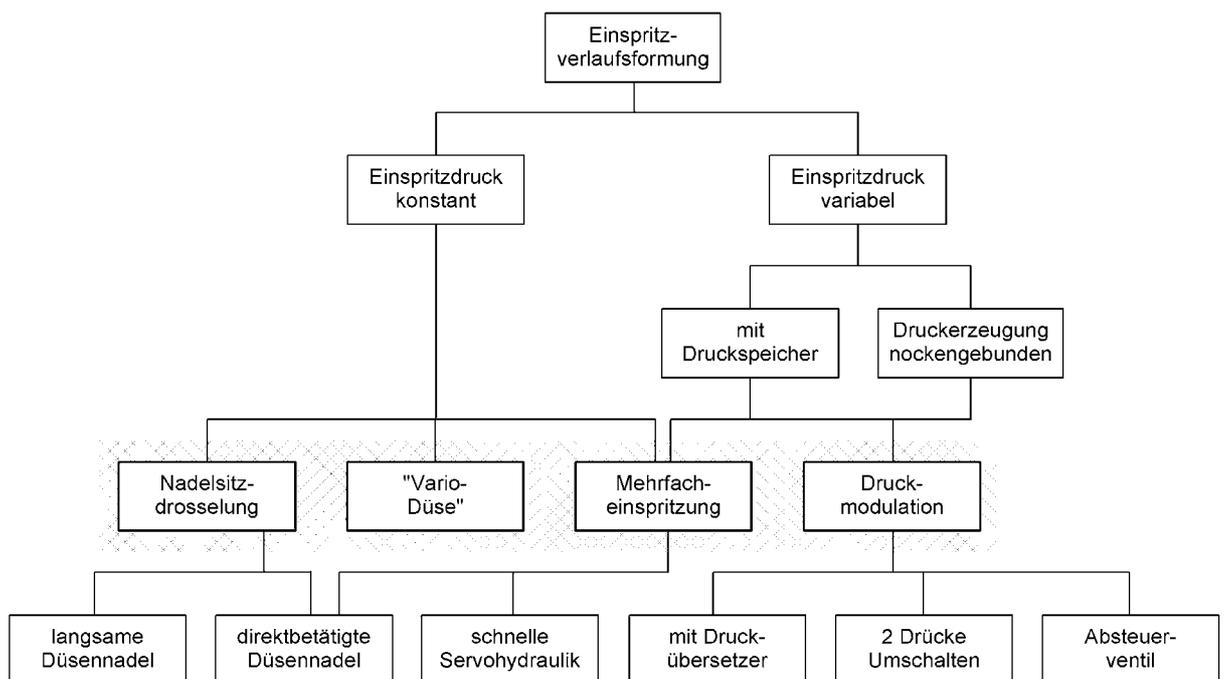


Abb. 2.6: Ordnungsschema der Mechanismen zur Einspritzverlaufsformung.

Grundlegendes Unterscheidungsmerkmal ist zunächst die Art der Bereitstellung des Einspritzdrucks. Bei konstantem Einspritzdruck kann der Einspritzverlauf durch Nadelsitzdrosselung, variable Düsengeometrie und Mehrfacheinspritzung geformt werden. Wird der Einspritzdruck variabel bereitgestellt, so kann eine Einspritzverlaufsformung durch Druckmodulation oder durch Mehrfacheinspritzung erzielt werden. Die Einspritzverlaufsformung durch variable Düsenlochgeometrie gilt als äußerst vielversprechender Ansatz [Pot], [Doh.2], jedoch werden die so genannten „Vario-Düsen“ im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter betrachtet. Einzelne Wirkprinzipien zur Einspritzverlaufsformung werden in den folgenden Abschnitten detailliert vorgestellt.

2.4 Einspritzsysteme - Serienstand

Die sprunghafte Verbreitung direkteinspritzender Dieselmotoren im PKW seit ihrer Markteinführung im Jahr 1989 wurde auf Seiten der Kraftstoff-Einspritzung von massiven Technologie-Sprüngen begleitet und in wesentlichen Teilen überhaupt erst ermöglicht. **Abb. 2.7** zeigt den Marktanteil direkteinspritzender Dieselmotoren als Antriebskonzept für neu zugelassene PKW. Ergänzend werden technologische Meilensteine, gekennzeichnet mit der Jahreszahl ihrer Markteinführung, genannt.

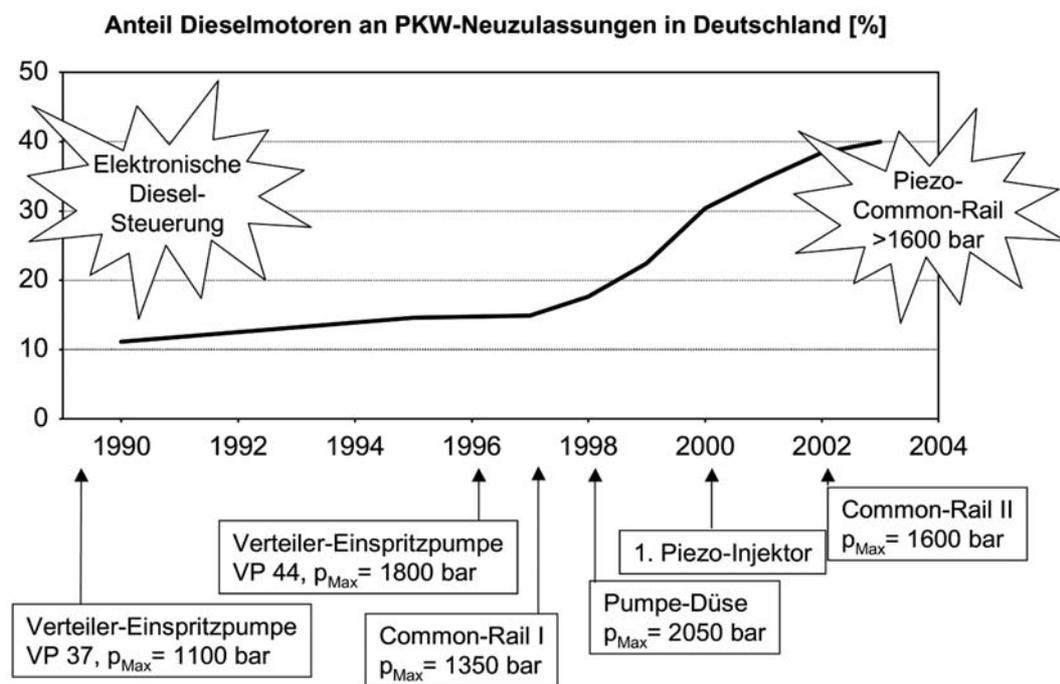


Abb. 2.7: Verbreitung direkteinspritzender Dieselmotoren analog zu Technologiesprüngen bei den Einspritzsystemen.

Ausgehend von den bekannten Verteiler-Einspritzpumpen haben sich heute zwei konkurrierende Systeme am Markt durchgesetzt: Das so genannte Pumpe-Düse-System (auch UIS, Unit Injector System) und das so genannte Common-Rail-System

(CRS). Bei beiden Systemen werden die Einspritzdüsen mit Hilfe aktiv aktuierter Injektoren durch das elektronische Motorsteuergerät zu beliebigen Zeitpunkten geöffnet und geschlossen.

2.4.1 Pumpe-Düse-System

Das Pumpe-Düse-System zeichnet sich durch eine mit der Hochdruckerzeugung gekoppelte Dosierung der Einspritzmenge aus. Dazu werden in einem Pumpe-Düse-Element eine von der Nockenwelle betätigte und durch ein Magnetventil gesteuerte Kolbenpumpe und ein Düsenhalter mit federbelasteter Einspritzdüse zu einer kompakten Einheit zusammengefasst. Aufgrund der räumlichen Nähe von Einspritzpumpe und -düse sind die Totvolumina auf ein Minimum reduziert und es sind Einspritzdrücke von 2050 bar möglich. Wesentlicher Vorteil des Pumpe-Düse-Systems ist der hohe Einspritzdruck mit günstigen Zerstäubungs- und Gemischbildungseigenschaften. Zudem ist der zu Beginn der Einspritzung noch niedrige Kraftstoffdruck mit Blick auf das Brennverfahren positiv zu bewerten, [Kam.1].

Abb. 2.8 zeigt schematisch den Aufbau des Pumpe-Düse-Systems mit dezentraler,nockengebundener Erzeugung des Einspritzdrucks zum Zeitpunkt der Einspritzung. Als Nachteil des Pumpe-Düse-Systems gilt seine eingeschränkte Eignung für eine große Drehzahlspitzung, da der Einspritzdruck drehzahlabhängig ist und bei niedrigen Drehzahlen vergleichsweise niedrig ausfällt.

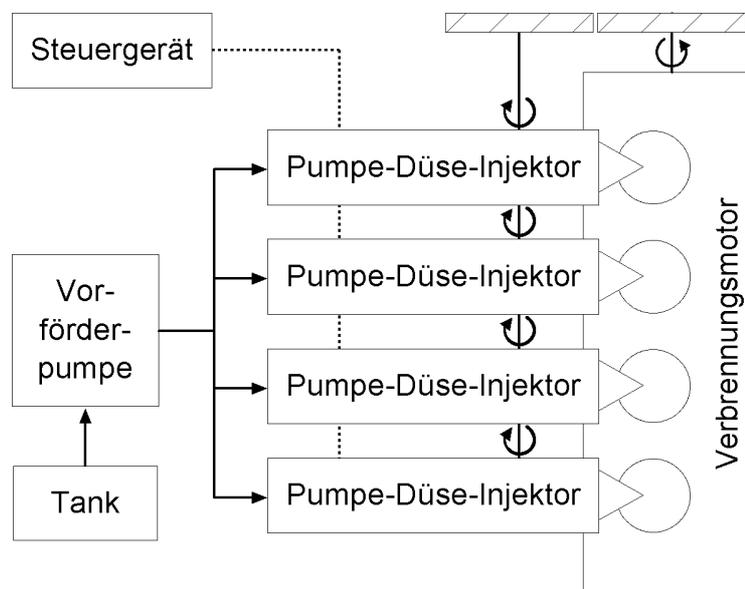


Abb. 2.8: Schematischer Aufbau des Pumpe-Düse-Systems.

Des Weiteren eignet sich das Pumpe-Düse-System nicht für sehr weit abgesetzte Vor- und Nacheinspritzungen, da der Einspritzdruck nur in einem begrenzten Kurbelwinkelfenster vorliegt. Generell ist im heutigen Serienstand nur eine bedingte Eignung für Mehrfacheinspritzungen zu sehen – selbst eine einzelne Voreinspritzung

muss aufwändig durch ein hydromechanisches Subsystem mit einem Ausweichkolben erkaufert werden, [Dor]. **Abb. 2.9** zeigt ein Pumpe-Düse-Element in eingebautem Zustand und kennzeichnet die wichtigsten Bauteile.

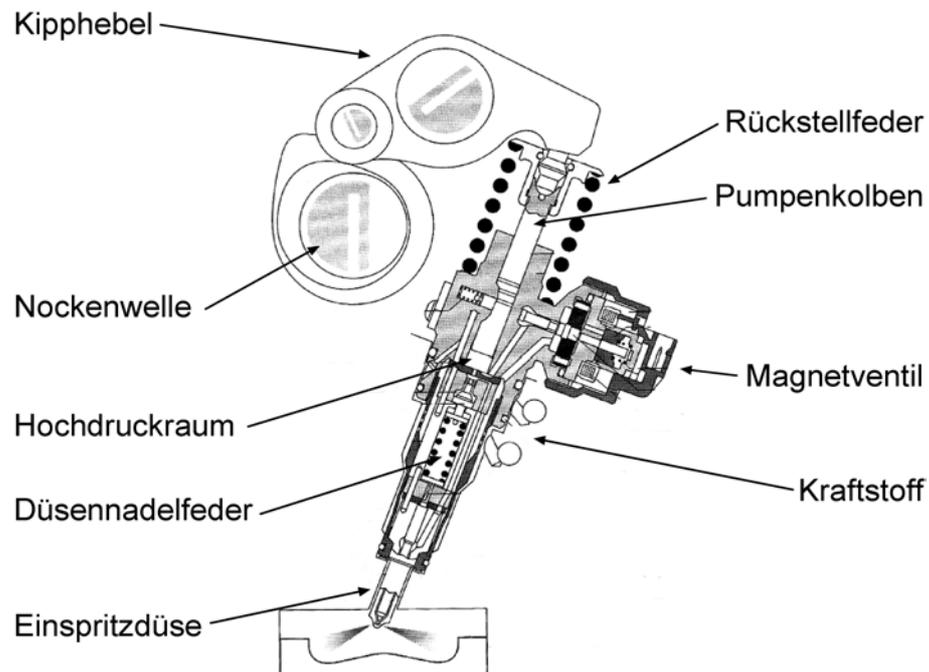


Abb. 2.9: Pumpe-Düse-Element in Einbaulage mit Kennzeichnung der wichtigsten Bauteile [Kri].

Der Einspritzzeitpunkt des Pumpe-Düse-Systems wird durch den Zeitpunkt bestimmt, zu dem mit dem Magnetventil die Absteuerbohrung des Druckraums unter dem Pumpenkolben geschlossen wird. Ab diesem Moment wird ein Einspritzdruck aufgebaut. Nach Erreichen einer durch die Düsennadelfeder definierten Druckschwelle öffnet die Einspritzdüse und es kommt zur Einspritzung in den Brennraum. Im Gegensatz zum Einspritzzeitpunkt lässt sich der Öffnungsdruck der Einspritzdüse im Betrieb nicht beeinflussen.

2.4.2 Common-Rail-System

Beim Common-Rail-Einspritzsystem ist die Hochdruckerzeugung von der Dosierung der Einspritzmenge vollständig entkoppelt. Es verfügt über eine zentrale Hochdruckpumpe, die kontinuierlich in einen Hochdruckspeicher, das „Rail“, fördert. Vom Rail gehen Hochdruckleitungen zu den einzelnen Injektoren, an denen permanent der Raildruck anliegt. **Abb. 2.10** zeigt schematisch den Aufbau des Common-Rail-Einspritzsystems mit der zentralen Hochdruckerzeugung und -speicherung.

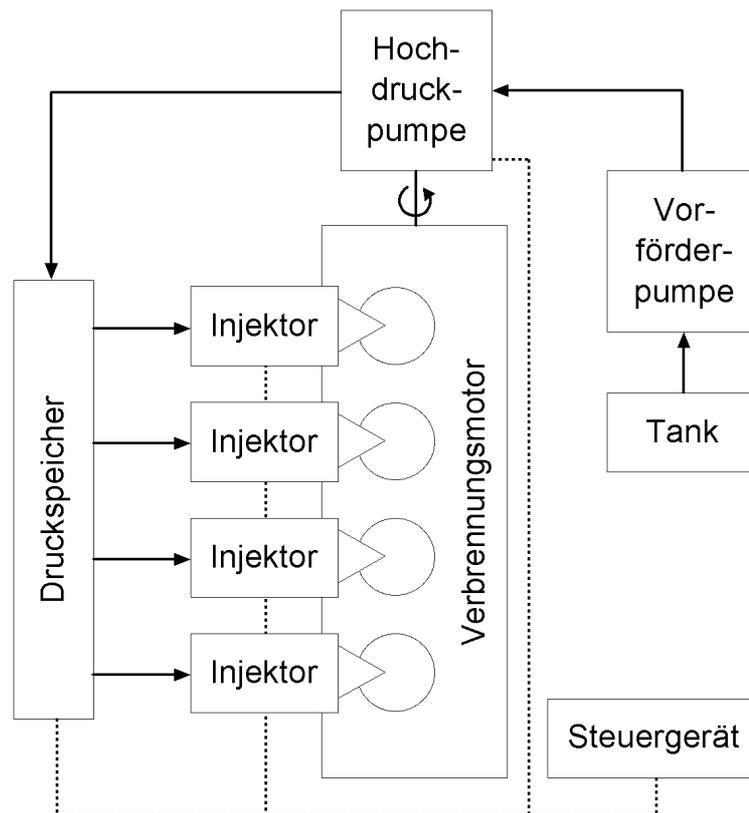


Abb. 2.10: Schematischer Aufbau des Common-Rail-Systems.

Die hohe Eignung des Common-Rail-Systems für weit über das Arbeitsspiel verteilte Teileinspritzungen ist vor allem unter dem Aspekt der Regeneration von Abgasnachbehandlungssystemen durch weit abgesetzte Nacheinspritzungen positiv zu bewerten. Zudem ist der Einspritzdruck von der Motordrehzahl nahezu unabhängig, so dass auch bei niedrigen Drehzahlen hohe Drücke zur Verfügung stehen. Der Öffnungsdruck der Einspritzdüse ist im Gegensatz zum Pumpe-Düse-System variabel und entspricht stets dem gerade anliegenden Raildruck. Infolge des permanent anliegenden Kraftstoffdrucks steigt die Einspritzrate jedoch zu Beginn der Einspritzung steil an – mit negativen Auswirkungen auf das Brennverfahren, die u. a. von *Netterscheid* [Net], *Kammerdiener* [Kam.2], [Kam.1], und *Stegemann* [Ste.3], [Ste.2] im Detail beschrieben werden.

Injektoren für Common-Rail-Systeme

Die Ansteuerung der Einspritzdüse basiert bei gebräuchlichen Common-Rail-Injektoren auf einer Servohydraulik, die zwei unterschiedliche Kräfte-Ungleichgewichte an der Düsennadel erzeugt. So wird ein Steuerraum oberhalb der Düsennadel der Einspritzdüse zu Beginn der Einspritzung durch ein elektromagnetisch oder piezoelektrisch betätigtes Vorsteuerventil vom Einspritzdruck entlastet. Die vom Einspritzdruck an der Düsennadelspitze ausgehende hydraulische Kraft drückt die Nadel nach oben und es kommt zur Einspritzung in den Brennraum. Umgekehrt wird der Steuerraum zum Ende der Einspritzung wieder mit dem

Einspritzdruck beaufschlagt und das entstehende Kräfteungleichgewicht zwingt die Düsennadel nach unten in ihren Sitz. **Abb. 2.11** zeigt einen Common-Rail-Injektor mit piezoelektrisch betätigtem Vorsteuerventil im Halbschnitt und kennzeichnet wichtige Bauteile des Injektors.

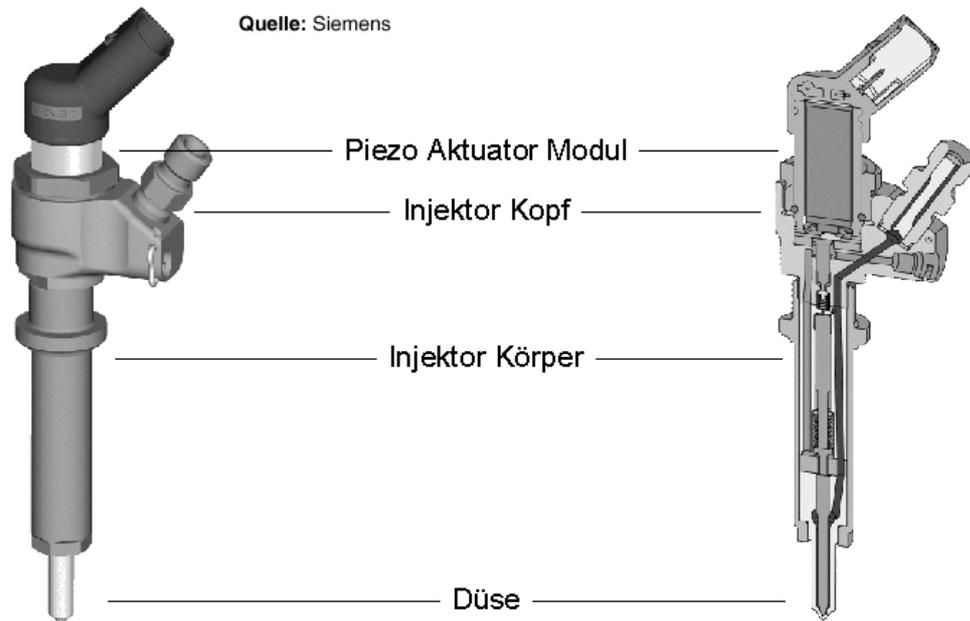


Abb. 2.11: Bezeichnung wichtiger Bauteile an einem Common-Rail-Injektor mit piezoelektrisch betätigtem Vorsteuerventil, [Fre].

Die kontinuierliche Weiterentwicklung moderner Common-Rail-Injektoren hat im Jahr 2000 enormen Vorschub durch die Markteinführung des ersten „Piezo-Injektors“ durch die Firma *Siemens* erhalten. Bis dahin wurde der Markt von Magnetventil-Injektoren der Firma *Bosch* dominiert, die 1997 eingeführt wurden. Steuerraum und das Steuerventil konnten in weiteren Entwicklungsschritten infolge der Umstellung auf piezoelektrisch aktuierte Ventile in Richtung der Einspritzdüse verlagert werden. Dadurch konnte die Anzahl an bewegten Bauteilen verringert werden und das hydraulische System wurde vereinfacht. So genannte „Inline“-Injektoren (*Bosch*) können daher im Vergleich zu herkömmlichen Injektoren Mehrfacheinspritzungen mit einer höheren Folgefrequenz darstellen. Das Wirkprinzip eines heutigen Piezo-Common-Rail-Injektors der Firma *Bosch* zeigt **Abb. 2.12**.

Dehnt sich der Piezo-Aktor aus, so wird seine Längenänderung durch einen hydraulischen Koppler in einen Nadelhub des Servoventils gewandelt. Durch die Öffnung des Servoventils fällt der Druck im Steuerraum ab und die Düsennadel öffnet sich in Folge der hydraulischen Kraft an der Düsennadelspitze. Bei diesem Injektor ist sogar eine Beeinflussung der Nadelöffnungscharakteristik prinzipiell denkbar, da das Piezoventil den Druckabbau im Steuerraum durch Einnehmen einer Zwischenposition variabel gestalten kann. Durch Ausnutzen dieser Eigenschaft wäre eine Einspritzverlaufsformung durch Nadelsitzdrosselung möglich. In der serienmäßigen Umsetzung wird jedoch aus Stabilitätsgründen, sowie zur Kompensation

von Fertigungstoleranzen und Verschleißerscheinungen im so genannten „binären“ Betrieb lediglich zwischen den Endlagen *auf* und *zu* hin- und hergeschaltet [Stö].

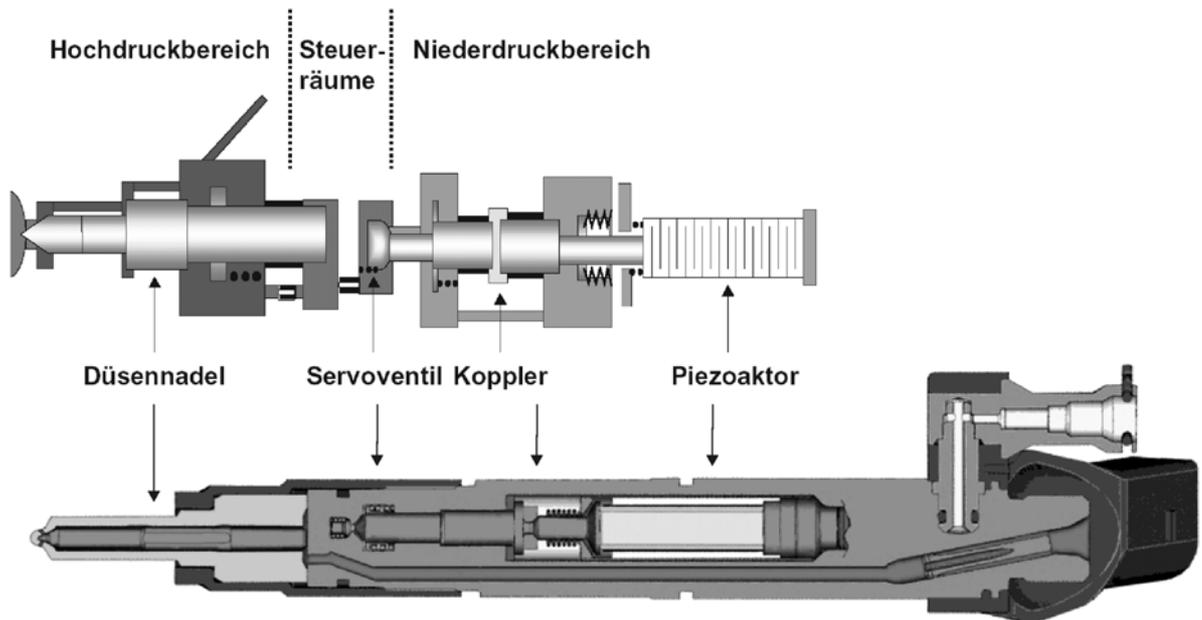


Abb. 2.12: Wirkprinzip eines modernen Piezo-Injektors der Firma *Bosch*, [Stö].

2.5 Einspritzsysteme – Prototypen zu Forschungszwecken

Die Entstehung von Forschungs-Einspritzsystemen orientiert sich in der Regel an bestehenden Serien-Einspritzsystemen und zielt auf die Überwindung einzelner oder mehrerer Beschränkungen, um die Potenziale neuer Freiheitsgrade zu untersuchen. Daher ist eine Unterteilung in Forschungs-Einspritzsysteme mitnockengebundener Hochdruckerzeugung, die auf dem Pumpe-Düse-System aufbauen und Common-Rail-Forschungs-Einspritzsysteme mit Druckspeicher sinnvoll, siehe **Abb. 2.6**.

Als Wunsch-Eigenschaften zukünftiger Einspritzsysteme werden ein variabel applizierbarer und möglichst hoher Einspritzdruck, flexibel positionierbare Mehrfacheinspritzungen und eine gute Kleinstmengenfähigkeit bei guter Stabilität genannt. Des Weiteren werden hohe Öffnungs- und Schließgeschwindigkeiten der Düsen-nadel, eine niedrige Einspritzrate im Zündverzug und größtmögliche Raten während der weiteren Einspritzung gefordert. Dies bedingt einen starken Anstieg der Einspritzrate nach dem Zündverzug. Auch wird ein möglichst steiler Abfall der Einspritzrate zum Ende der Einspritzung gewünscht [Ham].

In der nachfolgenden Übersicht wird bewusst auf eine Trennung zwischen NKW- und PKW-Systemen verzichtet, da stets eine technologische Übertragbarkeit zwischen unterschiedlichen Motorengrößen gegeben ist.

2.5.1 Forschungs-Einspritzsysteme auf Basis des Pumpe-Düse-Systems

Beim Serien-Pumpe-Düse-System wird der Öffnungsdruck der Einspritzdüse durch eine mechanische Feder vorgegeben. Die Federspannung muss so gering sein, dass auch bei niedrigen Drehzahlen und geringen Einspritzdrücken eine Einspritzung stattfinden kann. Daher erfolgt die Einspritzung insbesondere bei hohen Drehzahlen und hohen Einspritzdrücken auf einem zu niedrigen Druckniveau. *Tullis* [Tul] und *Rogers* [Rog] erschließen hier neue Freiheitsgrade mit einem am hydraulischen Stellraum der Düsennadel applizierten Stellraumventil.

Ein vergleichbares Forschungs-Einspritzsystem wird von *Hlousek* [Hlo] (*Bosch*) unter dem Namen AUPS (Advanced Unit Pump System) beschrieben. Hier erfolgt eine funktionale Trennung zwischen der Hochdruckerzeugung und der Einspritzung mit einem Injektor, der ähnlich einem Common-Rail-Injektor aufgebaut ist. Auch hier kann der Öffnungsdruck der Einspritzdüse durch ein zweites Magnetventil am Stellraum der Düsennadel gewählt werden. **Abb. 2.13** zeigt die im Vergleich zum Serien-Pumpe-Düse-System vorgenommene Ergänzung eines Stellraumventils beim AUPS anhand der Hydraulikschaltbilder beider Systeme.

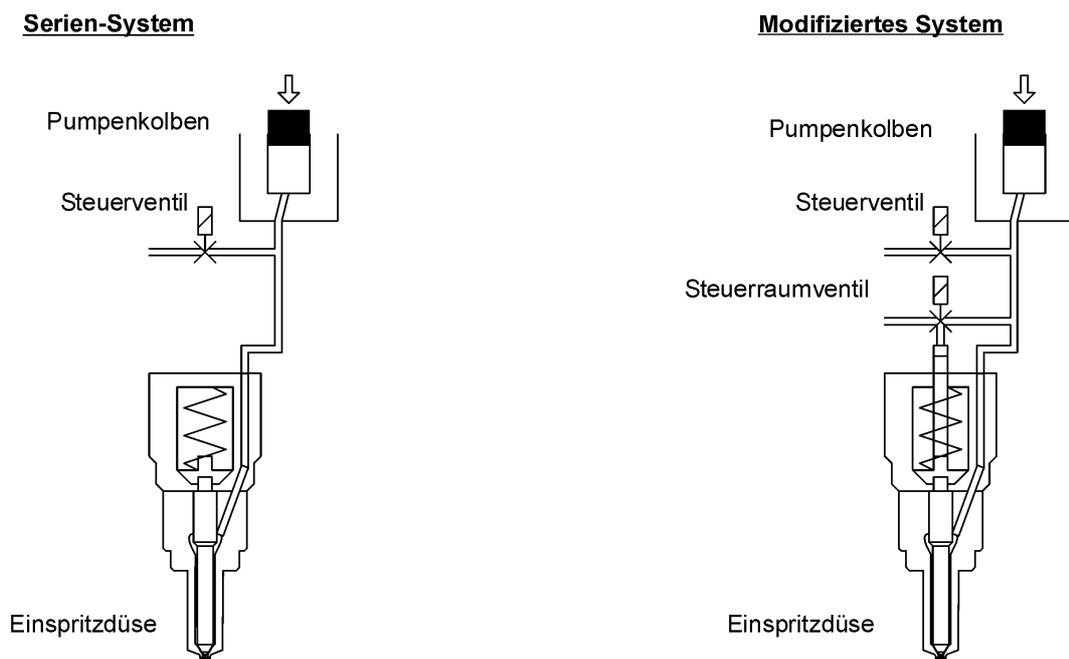


Abb. 2.13: Modifikationen am Advanced Unit Pump System im Vergleich zum Serien-Pumpe-Düse-System, [Tul].

Mit Hilfe des Stellraumventils kann der Stellraum oberhalb der Düsennadel der Einspritzdüse mit einer zeitlichen Verschiebung zum Druckaufbau durch den Pumpenkolben entlastet werden. **Abb. 2.14** zeigt, dass damit eine Erhöhung des Öffnungsdrucks der Einspritzdüse von p_1 auf p_1^* möglich ist und die gesamte Einspritzung auf einem höheren Druckniveau stattfinden kann. Die Einspritzdauer $t_{inj}(p)$ und die Gemischbildung lassen sich auf diese Weise nachhaltig beeinflussen.

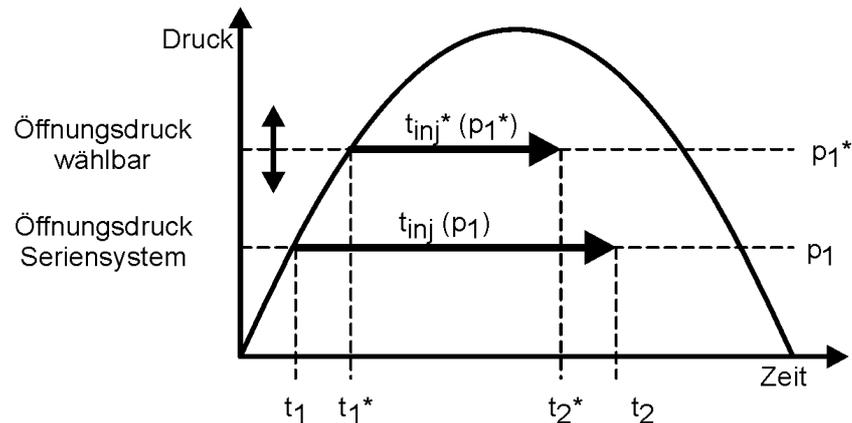


Abb. 2.14: Wählbarer Öffnungsdruck des von *Tullis* [Tul] modifizierten Pumpe-Düse-Systems.

Mit einem geringeren apparativen Aufwand versehen ist das so genannte CCRS (Current Controlled Rate Shaping), das ebenfalls von *Hlousek* [Hlo] publiziert wird. Das System kommt wie das Seriensystem mit einem einzigen Magnetventil aus. Jedoch kann dieses Ventil zweistufig angesteuert werden, so dass der Ablauf aus dem Druckraum der Kolbenpumpe wahlweise einen sehr kleinen oder einen *normalen* Querschnitt besitzt. Bei dem kleinen Querschnitt stellt sich ein mittlerer Einspritzdruck mit guter Eignung für kleine Mengen in Vor- und Nacheinspritzungen ein.

Den größten systemimmanenten Nachteil des Pumpe-Düse-Systems hingegen können auch diese Forschungs-Einspritzsysteme nicht überwinden – weit abgesetzte Teileinspritzungen können mangels Einspritzdruck nicht umgesetzt werden. Als zukünftige Entwicklungen sind z. B. eine Spreizung des so genannten Nockenfensters, in dem nutzbarer Einspritzdruck zur Verfügung steht, verbunden mit einer erheblichen Ausdehnung des Einspritzzeitfensters denkbar. Eine solche Spreizung kann durch ein breiteres Profil der Betätigungsnocke erreicht werden. Auch sind Entwicklungen denkbar, bei denen die bei Serien-Pumpe-Düse-Systemen bisher über den gesamten Förderzeitraum konstante Kolbengeschwindigkeit, durch Sattelpunkte im Nockenprofil variabel gestaltet wird. Hierdurch könnten weit abgesetzte Teileinspritzungen zugunsten der Mengenstabilität bei kleinen Einspritzmengen auf einem niedrigen Druckniveau stattfinden. Eine weiter erhöhte Eignung zur Mehrfacheinspritzung ist durch ein dynamisch aktuiertes Steuerventil denkbar. Insbesondere piezoaktuierte Ventile besitzen hier ein großes Potenzial.

2.5.2 Common-Rail-Forschungs-Einspritzsysteme

Charakteristisch für die Einspritzung mit einem Serien-Common-Rail-System ist der zu Beginn der Einspritzung sehr schnelle Anstieg der Einspritzrate. Da während des Zündverzugs mehr zündfähiges Gemisch gebildet werden kann, findet eine aus-

geprägte Premixed-Verbrennung statt, und es treten hohe Spitzendrücke und -temperaturen mit entsprechenden Stickoxidemissionen auf. Um trotz der anfänglich hohen Einspritzrate zu niedrigen Stickoxid- und Geräuschemissionen zu kommen, muss der Einspritzbeginn nach spät verschoben werden, was zu höherem Verbrauch und HC-Emissionen, sowie teilweise zu einer instabilen Verbrennung führt.

Ein wesentliches Ziel von Common-Rail-Forschungs-Einspritzsystemen ist daher, die Kontrolle über den Brennverlauf durch eine kontrollierte Einspritzrate zu erlangen. Mit Common-Rail-Forschungs-Einspritzsystemen lässt sich gemäß **Abb. 2.6** eine Formung des Einspritzverlaufs durch drei wesentliche Mechanismen darstellen: getaktete Mehrfacheinspritzung, Nadelsitzdrosselung und Druckmodulation.

Einspritzverlaufsformung mit Schwerpunkt Mehrfacheinspritzung

Mehrfacheinspritzungen werden bereits 1995 von *Prescher* [Pre] als Mittel zur Spritzdauererlängerung bei hohen Einspritzdrücken untersucht. Vornehmlich sollte die infolge der sehr kurzen Einspritzdauer bei hohen Drücken harte Verbrennung mit hohen Spitzendrücken und -temperaturen durch Unterbrechung des Einspritzvorgangs begrenzt werden. Als Nebeneffekt wird die Option beschrieben, in einem drallbehafteten Brennraum eine Verwehung der ersten Teileinspritzung auszunutzen und die zweite Teileinspritzung mit Frischluft zu vermischen, die in die Strahlachse geweht wird. Dadurch kann die Luftefassung verbessert werden, wie **Abb. 2.15** zeigt. Es wird deutlich, dass die Nachteile einer zur Optimierung der Gemischbildung notwendigen Einspritzdruckerhöhung bzgl. der Stickoxid- und Geräuschemissionen durch Mehrfacheinspritzung kompensiert werden können.

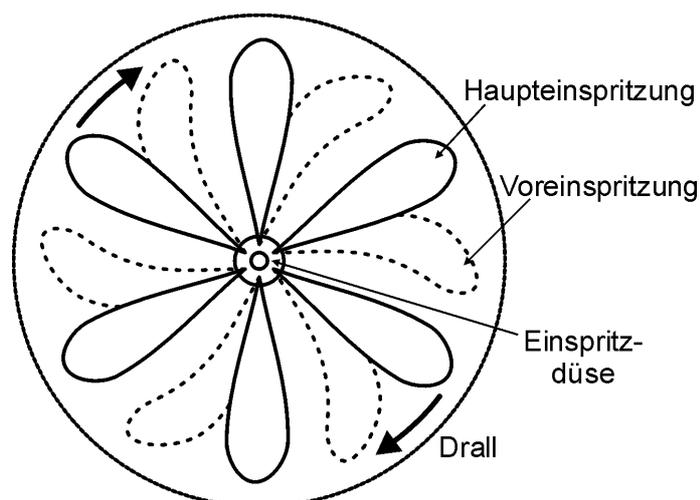


Abb. 2.15: Verwehung der Voreinspritzung durch eine Drallbewegung im Brennraum.

Auch *Chmela* [Chm] kommt zu dem Ergebnis, dass mit Mehrfacheinspritzungen vielfältige Freiheitsgrade bei der Abstimmung des Brennverfahrens gewonnen werden. Durch eine Voreinspritzung kann der Zündverzug der Haupteinspritzung

deutlich verkürzt werden, und der Verbrennungsschwerpunkt wandert in Richtung früh. Infolgedessen ist bei gleichbleibenden Rußemissionen eine Spätverschiebung der gesamten Einspritzung möglich – dies wirkt sich positiv auf den spezifischen Verbrauch aus. Wird der Verbrauchs- und NO_x -Vorteil durch eine weitere, rußfördernde Spätverschiebung noch weiter ausgenutzt, so kann die Rußoxidation durch eine an die Haupteinspritzung angelagerte Nacheinspritzung unterstützt werden. In vielfältigen weiteren Untersuchungen werden systematische Variationen der Mengenaufteilung bei mehreren Teileinspritzungen beschrieben, [Ima], [Bea], [Ric], [Net], [Cor].

Heutige Serien-Common-Rail-Einspritzsysteme sind für die Aufteilung der Einspritzmenge auf bis zu fünf Teileinspritzungen konzipiert [Fre], [Stö]. In der Regel werden zwei Voreinspritzungen mit einer Haupteinspritzung und zwei Nacheinspritzungen als zielführend angesehen. **Abb. 2.16** zeigt anhand einiger weiterer Beispiele die vielfältigen Gestaltungsmöglichkeiten von Mehrfacheinspritzungen.

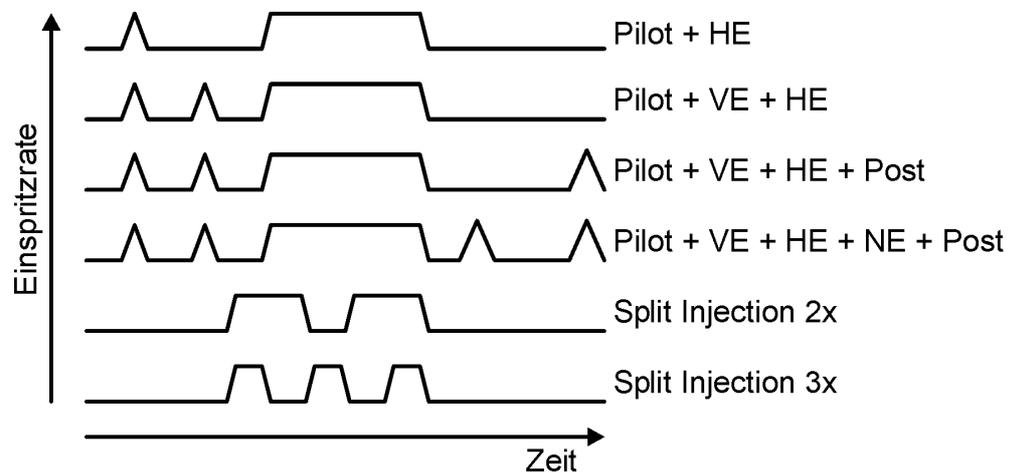


Abb. 2.16: Gängige Einspritzmuster von Mehrfacheinspritzungen.

Einspritzverlaufsformung mit Schwerpunkt Nadelsitzdrosselung

Die bereits erwähnte hohe Einspritzrate zu Beginn der Einspritzung kann unter rein hydraulischen Gesichtspunkten durch eine variable Öffnungscharakteristik der Einspritzdüse abgesenkt werden. Während des Öffnungsvorgangs wird die Düsennadel aus ihrem Sitz gehoben, durchläuft eine so genannte ballistische Phase und kommt an einem oberen Anschlag zum Stillstand. Befindet sich die Düsennadel in einer Zwischenstellung, so ergibt sich in dem ringförmigen Spalt zwischen der Nadel und dem Düsengrundkörper eine Drosselwirkung, die größer als die Drosselwirkung der Einspritzbohrungen ist und somit eine zusätzliche Begrenzung der Einspritzrate bewirkt – man spricht von der so genannten Nadelsitzdrosselung. **Abb. 2.17** zeigt eine Einspritzdüse, sowie eine Vergrößerung der Düsenspitze und kennzeichnet die Drosselquerschnitte in den Einspritzbohrungen und im Nadelsitz.

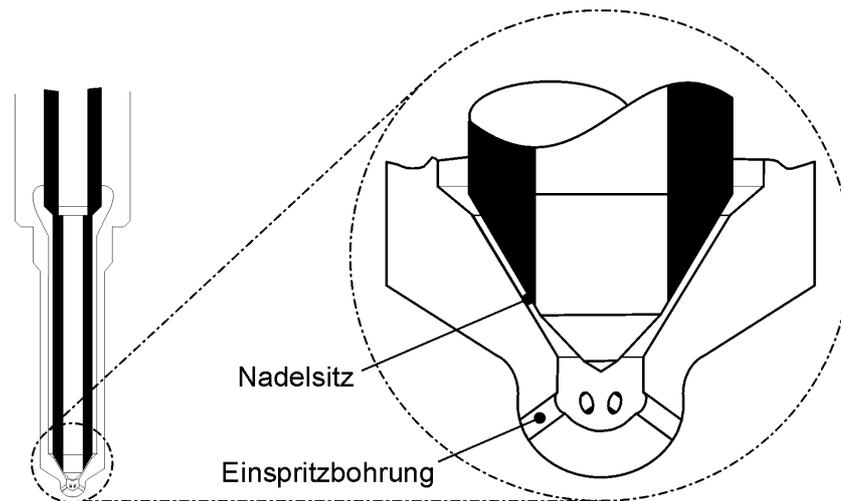


Abb. 2.17: Einspritzdüse mit Kennzeichnung der Drosselquerschnitte im Nadelsitz und an den Einspritzbohrungen.

In ersten Ansätzen von *Ganser* [Gan] wurde die Phase der Nadelsitzdrosselung durch eine generelle Verlangsamung der Düsennadel zeitlich ausgedehnt. Hierzu wurde der Querschnitt der Zu- und Ablaufdrossel des Steuerraums oberhalb der Düsennadel verkleinert. Der Druck im Steuerraum fällt dadurch zu Beginn der Einspritzung erheblich langsamer zusammen und baut sich am Einspritzende deutlich langsamer wieder auf. Eine langsame Düsennadel erweist sich jedoch als nicht zielführend, da z. B. Mehrfacheinspritzungen unmöglich werden. Zudem wird von hohen Rußemissionen berichtet, da die Drosselstelle im Nadelsitz einen erheblichen Druckabfall des Kraftstoffs und eine schlechtere Gemischbildung erzeugt. Im Nadelsitz und an der Umlenkung des Kraftstoffs entstehen Kavitationszonen, die erst im Brennraum kollabieren, und für einen verstärkten primären Strahlaufbruch sorgen, [Bus]. Der Strahlfuß weist einen deutlich größeren Strahlaufbruchwinkel auf und die Luftausnutzung verschlechtert sich, [Ste.1]. Erhebliche Auswirkungen auf die Rußemissionen infolge einer langsamen Düsennadel lässt auch der zum Ende der Einspritzung versiegende Einspritzstrahl erwarten. Hier treten Kraftstofftröpfchen mit vergleichsweise großem Durchmesser auf, die einerseits düsenah zünden und andererseits zum Ende der Einspritzung nicht mehr vollständig durchbrennen können.

Durch eine direkte Ansteuerung der Düsennadel mit einem Piezo-Aktor lässt sich hingegen nicht nur die Geschwindigkeit der Düsennadel nach Bedarf einstellen; die Düsennadel kann zudem in beliebigen Zwischenpositionen, so genannten Teilhüben, verharren. Direktwirkende Piezo-Injektoren gehen am Institut für Technische Verbrennung der Universität Hannover auf grundlegende Überlegungen von *Rumphorst* [Rum.1], [Rum.2] zurück und wurden im Rahmen dieser Arbeit zur Verwendung an Forschungsmotoren weiterentwickelt. Solche direktgesteuerten Injektoren werden auch von *Mahr* [Mah], *Kropp* [Kro] und *Becher* [Bec] beschrieben und hinsichtlich ihrer Eignung zur Einspritzverlaufsformung charakterisiert. Hier kommt man zu dem Ergebnis, dass eine ausgedehnte Phase der Nadelsitz-

drosselung eine Erhöhung der Rußemissionen nach sich zieht – jedoch fanden die Untersuchungen stets als Vergleichsmessungen in Konkurrenz mit anderen Forschungs-Einspritzsystemen statt und es wurden keinerlei Anpassungen der motorischen Parameter auf die Einspritzung mit Nadelsitzdrosselung vorgenommen.

Einspritzverlaufsformung mit Schwerpunkt Druckmodulation

In der Literatur wird über verschiedene Forschungseinspritzsysteme zur Einspritzverlaufsformung durch Druckmodulation berichtet. Aufgrund der hochdynamischen Vorgänge in der Hochdruckhydraulik ist der apparative Aufwand bei all diesen Systemen ungleich höher als bei Forschungs-Einspritzsystemen ohne Druckmodulation. Im Wesentlichen lassen sich drei Gruppen von Forschungs-Einspritzsystemen mit Druckmodulation unterteilen:

Die erste Gruppe verfügt über einen zentralen Druckspeicher mit relativ niedrigen Kraftstoffdrücken. Aus diesem Speicher wird sowohl der Injektor als auch ein hydraulischer Druckübersetzer mit Kraftstoff versorgt. Bei dem Druckübersetzer handelt es sich um eine Kolbenpumpe mit hydraulischem Antrieb durch den Einspritzdruck und unterschiedlichen Durchmessern des Antriebs- und des Arbeitskolbens. Ein solches Prinzip wurde bereits 1995 durch *Erlach* [Erl] (Fa. AVL) beschrieben. Umgesetzt und in motorischen Experimenten bewertet wurde es hingegen durch die Firma *Bosch* in dem so genannten APCRS (Amplifier Piston Common Rail System) [Kro], [Mah], [Hlo]. Für eine Einspritzung mit niedriger Einspritzrate wird lediglich der Speicherdruck auf den Injektor geschaltet. Um eine hohe Einspritzrate zu erzielen, wird der Druckübersetzerkolben durch ein auf die Rückseite des Antriebskolbens wirkendes Magnetventil freigegeben und der dadurch geförderte, sehr hohe Kraftstoffdruck an den Injektor angelegt.

Das System zeichnet sich durch eine hohe Effizienz aus, da nur eine geringe Menge des zuvor energieaufwändig auf Hochdruck verdichteten Kraftstoffs abgesteuert werden muss. Eng aufeinander folgende Teileinspritzungen mit druckmodulierter Flanke sind jedoch aufgrund des mechanischen Subsystems in ihrer Folgefrequenz limitiert. In **Abb. 2.18 a)** ist ein Hydraulikschaltbild des APCRS mit seinem hydraulisch wirkenden Druckübersetzerkolben zu sehen. **Abb. 2.18 b)** zeigt die Freiheitsgrade des APCRS anhand eines exemplarischen Einspritzverlaufs. Es wird hier auch deutlich, dass die Geschwindigkeit der Druckmodulation eine Funktion des Raildrucks ist und nicht frei variiert werden kann. Des Weiteren sind der niedrige und der hohe Einspritzdruck durch das Übersetzungsverhältnis des Druckübersetzerkolbens starr aneinander gekoppelt und können nicht unabhängig voneinander gewählt werden.

Eine zweite Gruppe von Forschungs-Einspritzsystemen mit Druckmodulation verfügt ebenfalls über einen zentralen Druckspeicher, jedoch mit einem vergleichsweise hohen Kraftstoffdruck. Der Druckverlauf wird über zwei Ventile gesteuert: Ein Durchflussbegrenzungsventil regelt die Entnahmemenge aus dem Rail, und über ein

Druckregelventil wird kontinuierlich Kraftstoff vor dem Injektor abgesteuert. Je nach Stellung des Durchflussbegrenzungsventils überwiegt die aus dem Rail nachströmende Kraftstoffmenge den abgesteuerten Teil erheblich, und es stellt sich ein hoher Einspritzdruck ein. Oder die abgesteuerte und die nachströmende Kraftstoffmenge liegen in der gleichen Größenordnung und es stellt sich ein niedriger Einspritzdruck ein. Insbesondere die Firma AVL hat mit einem solchen System die Potenziale einer druckmodulierten Einspritzverlaufsformung untersucht und mehrfach beschrieben: [Erl], [Chm], [Kam.1], [Kam.2], [Gil.02], [Gil.03], [FVV.1].

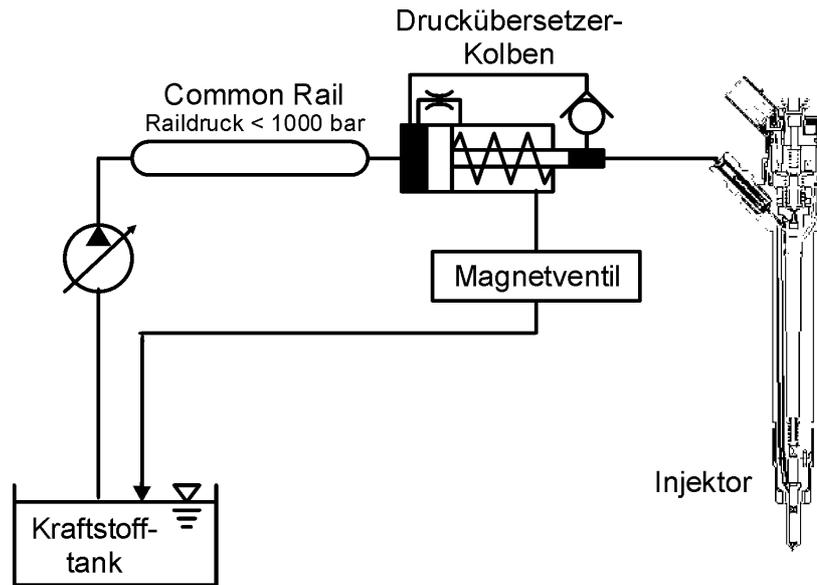


Abb. 2.18 a): Hydraulik-Schaltbild des Amplifier-Piston-Common-Rail-System (APCRS).

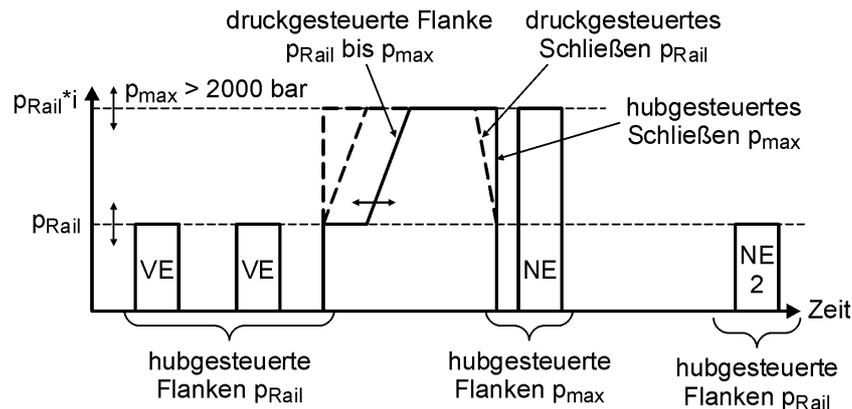


Abb. 2.18 b): Freiheitsgrade des APCRS anhand eines exemplarischen Einspritzverlaufs, [Kro].

Systeme mit Absteuerung zuvor auf Hochdruck verdichteten Kraftstoffs sind vergleichsweise ineffizient und eignen sich daher primär für reine Forschungsaufgaben. Der Verbrauchsnachteil im motorischen Betrieb wird mit ca. 5 % beziffert. Speziell das beschriebene AVL-System unterliegt zudem starken Restriktionen

hinsichtlich der Drehzahlsteigerung, da eine statische Abstimmung des Druckregelventils beschrieben wird, die einen Kompromiss aus schneller Drucksenkung von Zyklus zu Zyklus und vertretbarer hydraulischer Effizienz darstellt [Kam.1]. In **Abb. 2.19 a)** ist das Hydraulikschaltbild des AVL-Systems zu sehen und **Abb. 2.19 b)** zeigt die sich ergebenden Freiheitsgrade bei der Einspritzverlaufsformung anhand eines exemplarischen Einspritzverlaufs. Bei diesem System kann je nach Stellung des Druckmodulators die Geschwindigkeit der Druckmodulation variiert werden.

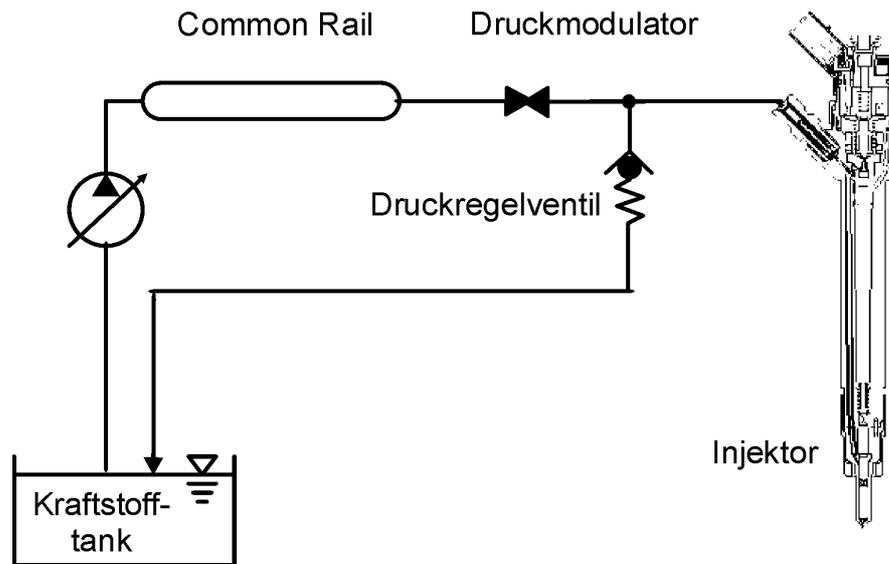


Abb. 2.19 a): Hydraulik-Schaltbild des druckmodulierenden AVL-Common-Rail-Einspritzsystems.

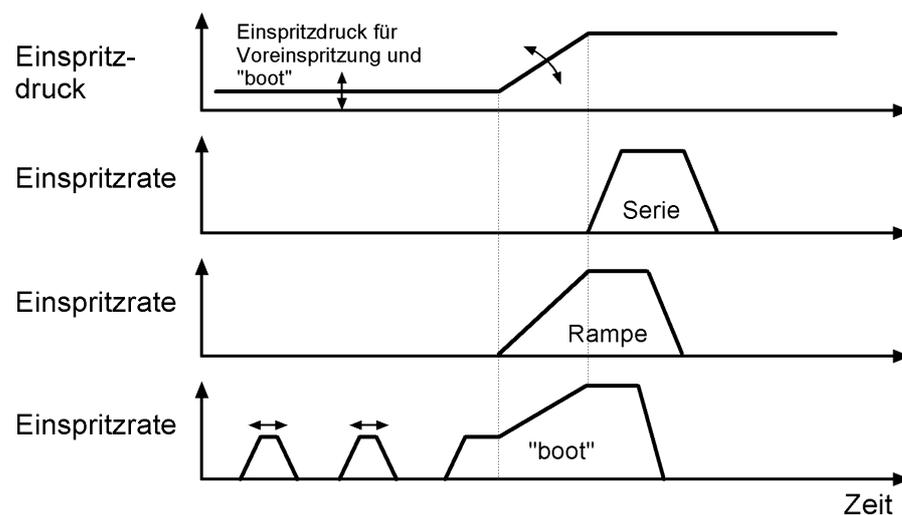


Abb. 2.19 b): Freiheitsgrade des AVL-Common-Rail-Einspritzsystems [Kam.2].

Bei der dritten Gruppe von Forschungs-Einspritzsystemen mit druckmodulierter Einspritzverlaufsformung werden zwei Einspritzdrücke in getrennten Druckspeichern vorgehalten. Der Druck am Injektor wird entweder durch Hin- und Herschalten zwischen den Speichern mit einem Schaltventil vorgegeben, oder mit Hilfe zweier

Proportionalventile bei wählbarer Druckanstiegsgeschwindigkeit dazwischen gewählt. **Abb. 2.20 a)** zeigt das Schaltbild des Forschungs-Einspritzsystems mit Druckmodulation durch Umschalten zwischen zwei Systemdrücken nach *Nishimura* [Nis]. Da bei diesem System mit einem Schaltventil zwischen Niederdruck (ND) und Hochdruck (HD) gewählt wird, ergeben sich hinsichtlich der Druckanstiegsgeschwindigkeit kaum Freiheitsgrade. **Abb. 2.20 b)** zeigt, dass jedoch durch den Umschaltzeitpunkt unterschiedliche „boot“-formige Verläufe der Einspritzung erzielt werden können.

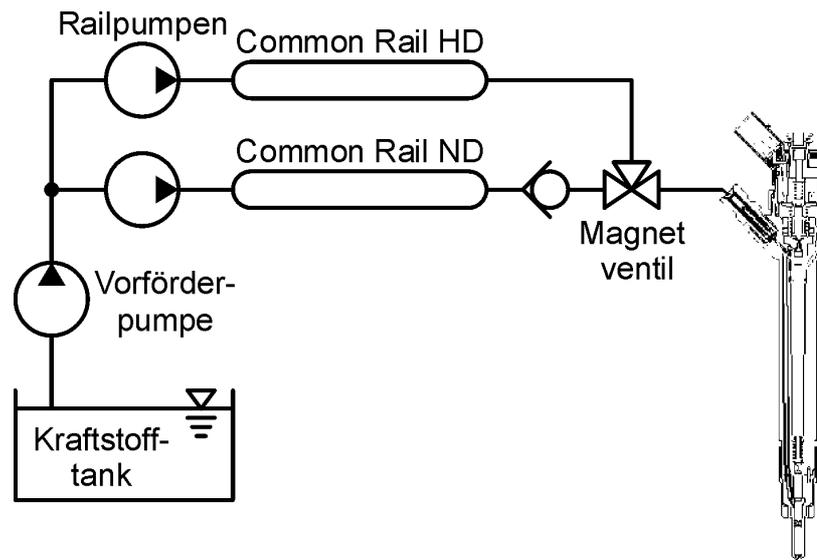


Abb. 2.20 a): Schaltbild des Forschungs-Einspritzsystems mit Umschaltung zwischen zwei Druckspeichern, [Nis].

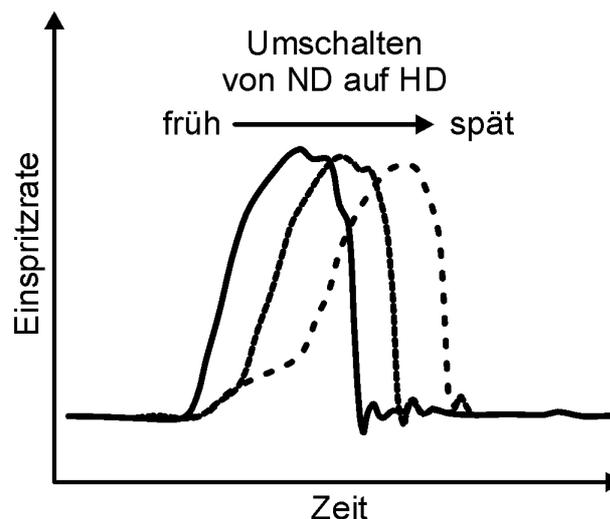


Abb. 2.20 b): Potenziale des Forschungs-Einspritzsystems, [Nis].

Ein aufwändigeres System mit Umschaltung durch Proportionalventile wurde von *Stegemann* [Ste.3] am Institut für Technische Verbrennung (ITV) der Universität Hannover für Forschungsaufgaben an Nutzfahrzeugmotoren entwickelt. Auch dieses

System weist zwei getrennte Druckspeicher auf; der Einspritzdruck kann jedoch mit Hilfe zweier piezoaktuierter Proportionalventile frei eingestellt werden. Zudem verwendet das druckmodulierende Einspritzsystem bereits den im nachfolgenden Kapitel beschriebenen Piezo-Injektor mit mechanisch direkt betriebener Düsennadel. **Abb. 2.21** zeigt das Hydraulikschaltbild des *ITV*-Einspritzsystems.

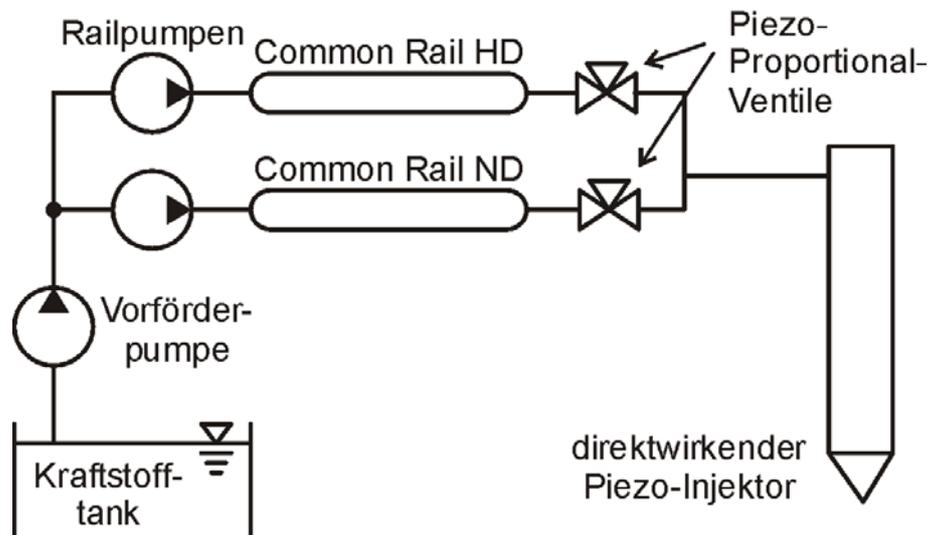


Abb. 2.21: Hydraulikschaltbild des druckmodulierenden *ITV*-Einspritzsystems.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurde dieses Forschungs-Einspritzsystem in einer neuen Variante zur Verwendung an PKW-Motoren weiterentwickelt. Der Entwicklungsgang und das Einspritzsystem werden in den folgenden Kapiteln ausführlich beschrieben. Die Effizienz des Systems mit Umschaltung durch Proportionalventile ist in Bezug auf die Verlustmenge sehr gut. Jedoch wird dieser Vorteil dadurch überkompensiert, dass permanent zwei Einspritzpumpen betrieben werden müssen. Die vorrangige Eignung für Forschungszwecke lässt sich an dem hohen apparativen Aufwand mit einem Injektor und zwei Schaltventilen pro Zylinder, sowie zwei Hochdruckpumpen mit unabhängigen Druckspeichern ablesen.

Eine Gemeinsamkeit aller Forschungs-Einspritzsysteme mit Druckmodulation ist, dass nur mit einer extrem schnell betriebenen Düsennadel die Effekte der druckmodulierten Einspritzung voll zum Tragen kommen. Eine langsame Düsennadel wird die Druckmodulation immer mit einer relativ langen Phase der Nadelsitzdrosselung überlagern. Die höchste Nadelgeschwindigkeit, und somit die kürzeste Verweilzeit in der Nadelsitzdrosselung kann mit direktwirkenden Piezo-Injektoren erzielt werden.

2.6 Fazit und Forschungsbedarf

Die bislang bekannt gewordenen Forschungs-Einspritzsysteme wurden zumeist zur Verwendung an Nutzfahrzeugmotoren entwickelt. Insbesondere sind bislang kaum Untersuchungen zur Einspritzverlaufsformung durch Druckmodulation an PKW-

Motoren zu finden. Auch wurden nur wenige vergleichende Untersuchungen zwischen Nadelsitzdrosselung und Druckmodulation durchgeführt.

Viel versprechende Ansätze liefern auch die druckmodulierenden Einspritzsysteme für NKW-Motoren von *Bosch* und *AVL*. Mit ihnen lassen sich bereits eine Vielzahl von Freiheitsgraden bei der Einspritzverlaufsformung untersuchen. Jedoch unterliegen diese Systeme einigen Restriktionen. So weist das APCRS von *Bosch* bei einer zweistufigen, „boot“-förmigen Einspritzung eine starre Kopplung der Einspritzdruckniveaus durch einen Druckübersetzerkolben auf. Änderungen sind nur durch konstruktive Eingriffe möglich. Zugleich werden auch die Druckanstiegsgradienten durch Bauteildimensionierungen festgelegt und lassen sich nicht frei variieren. Etwas mehr Gestaltungsfreiheit lässt das Forschungs-Einspritzsystem von *AVL* erkennen. Hier kann die Druckanstiegsgeschwindigkeit gewählt werden. Jedoch arbeitet das System mit niedrigen Druckgradienten insgesamt vergleichsweise langsam und der maximale Einspritzdruck bleibt aufgrund der geringen hydraulischen Effizienz hinter Vergleichssystemen zurück.

Unter den vorgestellten Forschungs-Einspritzsystemen kann die höchste Anzahl an Freiheitsgraden bei der Einspritzverlaufsformung mit dem druckmodulierenden *ITV*-Einspritzsystem für NKW-Motoren dargestellt werden.

Aus den vorangegangenen Ausführungen lässt sich folgender Forschungsbedarf erkennen: An einem modernen PKW-Dieselmotor sind die Potenziale der Einspritzverlaufsformung zur Minderung der dieselmotorischen Rohemissionen zu untersuchen. Die Formung des Einspritzverlaufs ist alternativ durch Nadelsitzdrosselung, Druckmodulation oder getaktete Mehrfacheinspritzung darzustellen. Es sind schnelle Druckänderungen zu vollziehen und auch hohe Einspritzdrücke zu betrachten. Um die genannten Untersuchungen durchführen zu können, ist ein Forschungs-Einspritzsystem für PKW-Motoren darzustellen, mit dem eine vollvariable und hochdynamische Einspritzverlaufsformung umgesetzt werden kann.

3 Versuchsträger

3.1 Forschungs-Einspritzsystem mit Druckmodulationseinheit

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Forschungs-Einspritzsystem entwickelt, das mit Nadelsitzdrosselung, Mehrfacheinspritzung und Druckmodulation drei Mechanismen zur Formung des Einspritzverlaufs zugleich beherrscht. Es zeichnet sich durch einen Forschungsinjektor mit Direktansteuerung der Düsennadel durch einen Piezo-Aktor, sowie durch eine mit der Kraftstoffversorgung des Einspritzstems gekoppelte Druckmodulationseinheit aus. Das System geht aus einer von *Stegemann* [Ste.3] für NKW-Motoren entwickelten Variante hervor. Die Entwicklung erfolgte in Kooperation mit der *IAV GmbH*. In der NKW-Variante wurden außerhalb dieser Arbeit bereits Untersuchungen zur Einspritzverlaufsformung durchgeführt, [See], [Ste.3].

Ausgehend von grundsätzlichen konzeptionellen Überlegungen von *Rumphorst*, [Rum], wurde der Piezo-Injektor mit Direktansteuerung der Düsennadel über einen längeren Zeitraum in Betrieb genommen und dabei mehrfach gezielt überarbeitet und optimiert. Die Entwicklungsschritte wurden dabei laufend dokumentiert, [Mey.1] -[Mey.6]. Ein wichtiger Aspekt war hierbei die Auswahl geeigneter Piezo-Aktoren, sowie die Optimierung des Gesamtsystems für den Einsatz am gefeuerten Verbrennungsmotor mit einer entsprechenden Langzeitstabilität. Des Weiteren wurden vielfach konstruktive Änderungen am Gehäuse und den weiteren Bauteilen des Injektors zugunsten eines optimierten Betriebsverhaltens vorgenommen.

3.1.1 Piezo-Injektor: Auslegung des Piezo-Aktors

Piezoelektrischer Effekt

Piezoelektrische Materialien entwickeln unter Krafteinwirkung eine elektrische Spannung an ihren Oberflächen. Die Elementarzellen solcher Materialien besitzen kein Symmetriezentrum im Hinblick auf ihre positiven und negativen Ionen, so dass die Ionen unter mechanischem Druck gegeneinander verschoben werden und eine elektrische Polarisierung entsteht. An den Endflächen des verformten Körpers tritt eine elektrische Spannung auf. **Abb. 3.1** zeigt modellhaft anhand eines Kristallgitters die dem piezoelektrischen Effekt zugrundeliegenden Vorgänge. Piezoelektrische Werkstoffe besitzen eine so genannte „Perowskit-Struktur“ und werden aus einem zweiwertigen Element wie Barium oder Blei und einem vierwertigen Element wie Titan, Zirkon oder Zinn, und Sauerstoff zusammengesetzt. Technische Verwendung finden speziell entwickelte Piezokeramiken mit besonders ausgeprägten piezoelektrischen Eigenschaften, z.B. Bariumtitanat oder Bleizirkontitanat, die in einem Sinterverfahren hergestellt werden. Das Material wird nach der formgebenden Bearbeitungen auf eine Temperatur oberhalb der so genannten Curie-Temperatur (ca. 250 °C) erwärmt und durch Anlegen eines elektrischen Feldes polarisiert.

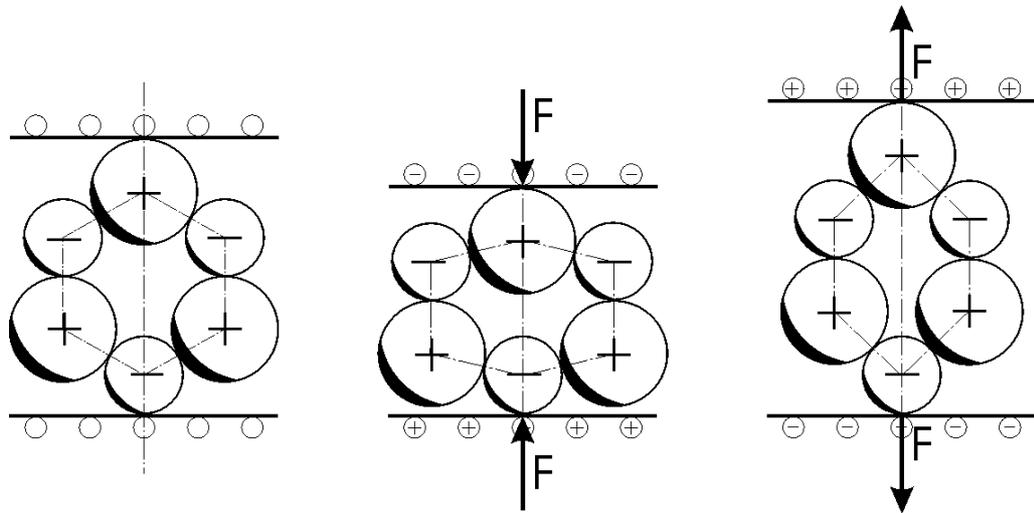


Abb. 3.1: Modellhafte Darstellung des piezoelektrischen Effekts an einem Kristallgitter [Lin].

Beim technischen Einsatz ist zu beachten, dass bei einer erneuten Erwärmung oberhalb dieser Temperatur die piezoelektrischen Eigenschaften wieder verloren gehen.

Der beschriebene Effekt lässt sich umkehren und wird als so genannter inverser piezoelektrischer Effekt in elektromechanischen Wandlern ausgenutzt. Je nach Art der Polarisierung während der Herstellung eines Piezo-Aktors können unterschiedliche piezoelektrische Effekte hervorgerufen werden, die **Abb. 3.2** im Einzelnen benennt. In dem nachfolgend beschriebenen Forschungs-Einspritzsystem wird der inverse Längs-Effekt ausgenutzt.

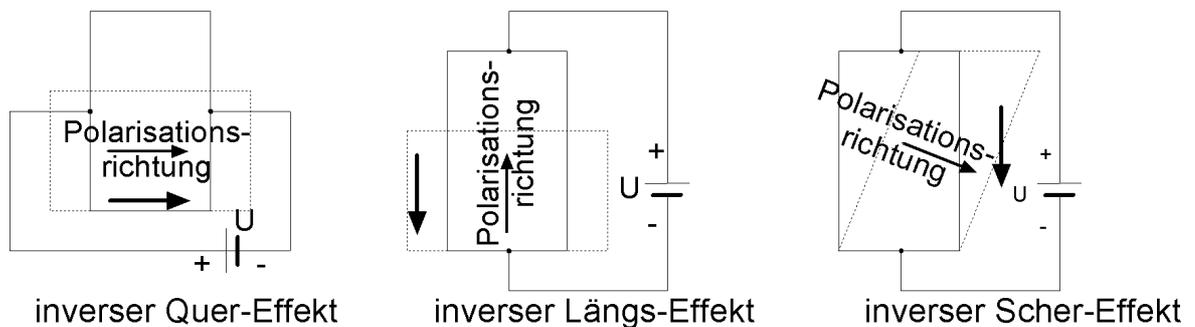


Abb. 3.2: Inverse piezoelektrische Effekte in Abhängigkeit von der Polarisationsrichtung.

In technischen Anwendungen ist nicht die an der Oberfläche angelegte elektrische Spannung für die erzielte Ausdehnung entscheidend, sondern das auf die Keramik wirkende elektrische Feld. Die elektrische Feldstärke E ist definiert zu:

$$E = \frac{U}{d} \tag{Gl. 3.1}$$

U : Spannung [V]
 d : Abstand der Elektroden [m]

In der Regel wird eine elektrische Feldstärke von $E = 2 \text{ kV/mm}$ als Auslegungsgröße zu Grunde gelegt. Um mit möglichst geringen elektrischen Spannungen technisch nutzbare Ausdehnungen zu erzielen, wird häufig eine Parallelschaltung mehrerer dünner piezokeramischer Scheiben, ein so genannter *Piezo-Stack*, verwendet. Piezo-Stacks werden in unterschiedlichen Verfahren hergestellt. So genannte *Multilayer-Aktoren* werden gemeinsam mit den zwischen den Quarzplättchen liegenden Elektroden gesintert, so dass ein monolithischer Piezo-Aktor entsteht. Multilayer-Aktoren weisen sehr gute mechanische Eigenschaften auf. Aufgrund des sehr aufwändigen Fertigungsverfahrens werden sie jedoch nur in Serien-Anwendungen mit hohen Stückzahlen verwendet.

Für die Herstellung in geringen Stückzahlen eignen sich *Stapel-Aktoren*, die einfach und in verschiedenen Geometrien herstellbar sind. Sie werden durch einzelne, bereits gesinterte keramische Scheiben diskret aufgebaut. Die Scheiben werden durch ein PVD-Verfahren einseitig dünne Metallfilme als Elektroden aufgedampft. Anschließend werden die Scheiben aufeinander gestapelt, miteinander verklebt und durch seitliche Lötbahnen miteinander elektrisch verbunden. Die mechanischen Eigenschaften von Stapel-Aktoren sind kritisch, sie dürfen beispielweise keinerlei Zugbeanspruchung ausgesetzt werden und müssen daher mechanisch vorgespannt sein. **Abb. 3.3** zeigt den Aufbau eines Stapel-Aktors.

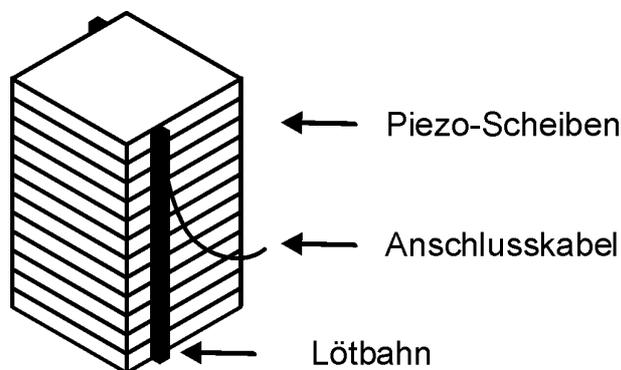


Abb. 3.3: Piezo-Stapel-Aktor, diskret aufgebaut aus einzelnen piezoelektrischen Scheiben.

Dimensionierung des Piezo-Aktors

Bei Verwendung eines Piezo-Aktors an einem befeuerten Verbrennungsmotor sind zunächst thermische, chemische und mechanische Randbedingungen zu beachten. Aufgrund der Eigenerwärmung des Aktors und durch den Wärmestrom aus dem Zylinderkopf können Temperaturen von bis zu 120 °C auftreten. Mechanische Belastungen auf den Aktor treten zum Einen durch die hochdynamische Betätigung im Bereich seiner Eigenfrequenz auf; andererseits werden vom Verbrennungsmotor Vibrationen auf den Aktor übertragen. Des Weiteren ist ein Kontakt mit Dieselmotorkraftstoff bei der Verwendung in einem Einspritzsystem nicht vollständig auszu-

schließen und daher eine entsprechende chemische Beständigkeit der Piezo-Keramik und der Zuleitungskabel gefordert.

Für die Funktion eines Piezo-Aktors als Stellglied in einem direktwirkenden Piezo-Injektor müssen im Weiteren folgende Zusammenhänge berücksichtigt werden:

Die Stellkraft von Piezo-Aktoren nimmt mit ihrem Querschnitt zu. Gleichzeitig steigt mit wachsendem Querschnitt die Knicksicherheit an. Jedoch nimmt auch die Kapazität zu, so dass das Auf- und Entladen langsamer erfolgt und sich die Dynamik verschlechtert.

Der Stellweg hängt von der spezifischen Dehnung des piezoelektrischen Materials und von der Länge des Piezo-Aktors ab. Ein kurzer Aktor bietet neben einer höheren Knicksicherheit auch eine geringere Kapazität. Die Kapazität des Aktors hängt neben dem Querschnitt und der Länge auch noch von der Schichtdicke der piezoelektrischen Scheiben ab. Mit höheren Betriebsspannungen lassen sich zwar größere Schichtdicken und somit eine geringe Kapazität realisieren, jedoch steigt infolge der hohen elektrischen Spannung die Gefahr des Auftretens innerer Überschläge und einer Schädigung des Aktors.

Die größte Gefahr mechanischer Schädigungen geht von Zugbeanspruchungen auf den Piezo-Aktor aus, da der Verbund der piezoelektrischen Scheiben lediglich durch eine Umhüllung aus Epoxidharz zusammengehalten wird. Um Zugbeanspruchungen vorzubeugen, ist eine ausreichende mechanische Vorspannung, z. B. durch ein Tellerfedernpaket, erforderlich. Da die mechanische Vorspannung ein Durchknicken des Aktors begünstigt, sind als vorbeugende Maßnahmen ein definiertes rückwärtiges Widerlager des Aktors – beispielsweise durch eine Klebeverbindung, sowie eine spielfreie Führung an der Betätigungsseite des Aktors vorzusehen. Auch eine geteilte Ausführung des Aktors mit einer Abstützung zwischen den Teil-Aktoren erhöht die Knicksicherheit.

Zum Teil widersprechen sich die Anforderungen, so dass Zielkonflikte entstehen. So trägt ein geringer Querschnitt des Piezo-Aktors zwar zu einer geringen Kapazität und somit einer schnelleren Auf- und Entladung des Aktors bei. Jedoch sinkt die mechanische Sicherheit gegen Durchknicken ebenso wie die mögliche Stellkraft des Aktors.

Die Dimensionierung des verwendeten Piezo-Aktors erfolgt entsprechend dem nachfolgend beschriebenen Vorgehen:

i) Länge des Piezo-Aktors

Die spezifische Dehnung steht in Abhängigkeit vom piezoelektrischen Werkstoff und von der mechanischen Vorspannung des Piezo-Aktors und liegt im Bereich 0,12 % - 0,18 %. Als mittlere spezifische Dehnung kann mit 0,15 % gerechnet werden. Wird

beispielsweise ein Aktorhub von $\Delta l_0 = 220 \mu\text{m}$ erwartet, so ergibt sich demnach eine Aktorlänge von $L = 146 \text{ mm}$.

ii) Durchmesser / Stellkraft des Piezo-Aktors

Die erforderliche Stellkraft wird bestimmt durch die an der Düsenadel der Einspritzdüse wirkende hydraulische Kraft F_{hydr} , sowie durch die Vorspannkraft F_{vorspann} zur Vermeidung von Zugbeanspruchungen. Im dynamischen Betrieb treten zudem erhebliche Massenkräfte F_{Masse} infolge der beschleunigten translatorischen Bewegung der Massenelemente des Piezo-Aktors auf. Die Massenkräfte sind ein wichtiges Kriterium für die Bestimmung der Vorspannkraft. **Abb. 3.4** zeigt die am Piezo-Aktor auftretenden Kräfte.

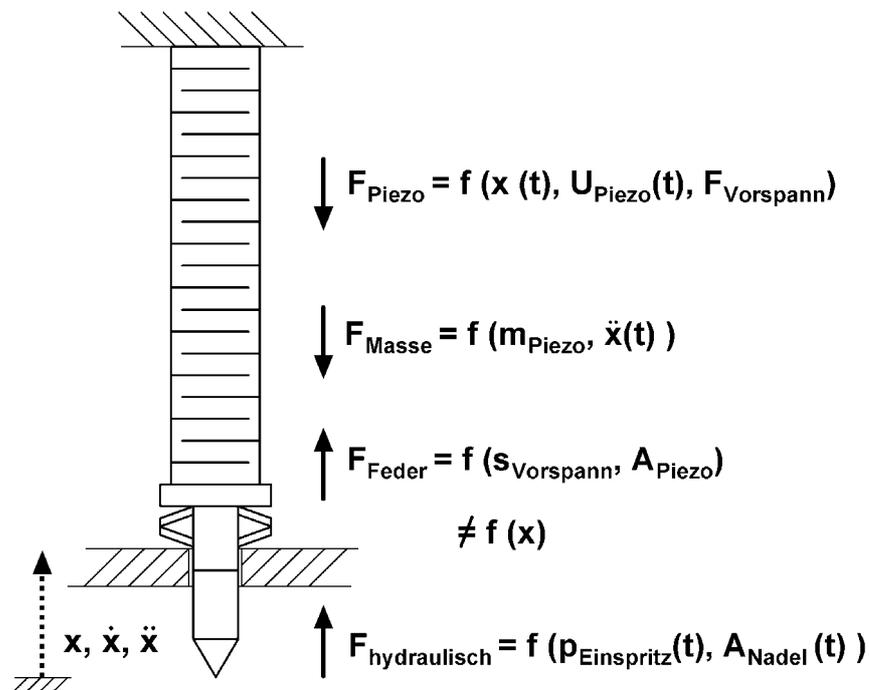


Abb. 3.4: Kräfte am Piezo-Aktor.

Die maximale hydraulische Kraft von Seiten der Düsenadel wird gegeben durch den maximalen Einspritzdruck und den Querschnitt der Düsenadel der Einspritzdüse:

$$F_{\text{hydr,MAX}} = p_{\text{Kraftstoff,MAX}} \cdot A_{\text{Nadel}} \quad (\text{Gl. 3.2})$$

Bei einem Düsenadeldurchmesser $d_{\text{Nadel}} = 4 \text{ mm}$ und einem maximalen Kraftstoffdruck von $p_{\text{Kraftstoff,MAX}} = 180 \text{ MPa}$ wird die hydraulische Kraft zu $F_{\text{hydr,MAX}} = 2,2 \text{ kN}$. Die maximal auftretenden Massenkräfte $F_{\text{Masse,MAX}}$ in den Umkehrpunkten werden auf Basis einer sinusförmigen Anregung mit Hilfe der Masse des Piezo-Aktors m_{Piezo} , des

Leerlaufhubes Δl_0 und der höchsten Anregungsfrequenz f_{MAX} wie folgt abgeschätzt, [Jen]:

$$F_{\text{Masse,MAX}} = \pm m_{\text{Piezo}} \cdot a_{\text{max}} = \pm m_{\text{Piezo}} \cdot \frac{\Delta l_0}{2} \cdot (2\pi \cdot f_{\text{MAX}})^2 \quad (\text{Gl. 3.3})$$

Betrachtet man einen Piezo-Aktor mit einer Masse $m_{\text{Piezo}} = 0,195 \text{ kg}$, und einem Leerlaufhub von $\Delta L_0 = 220 \text{ }\mu\text{m}$ bei einer Betriebsfrequenz von $f_{\text{MAX}} = 1,25 \text{ kHz}$, so tritt in den Umkehrpunkten als maximale Massenkraft $F_{\text{Masse,MAX}} = 1,3 \text{ kN}$ auf.

An die Vorspannkraft sind nun zwei Bedingungen gekoppelt: Zum Einen muss im dynamischen Betrieb jederzeit mit einem ausreichenden Sicherheitsfaktor s_1 das Auftreten von Zugbeanspruchungen vermieden werden. Zum Anderen verfügen viele piezoelektrische Materialien über eine so genannte Hubüberhöhung, d. h. eine Verstärkung des piezoelektrischen Effekts bei mechanischer Vorspannung. Als optimaler Wert gilt eine Vorspannung von $20 \text{ MPa} < \sigma_{\text{Vorspann}} < 25 \text{ MPa}$. Insofern muss der Querschnitt des Piezo-Aktors bei der Berechnung der Vorspannkraft mit berücksichtigt werden.

1. Bedingung:
$$F_{\text{Vorspann}} \geq F_{\text{Masse,MAX}} \cdot s_1 \quad (\text{Gl. 3.4})$$

Unter der Annahme einer 2,5-fachen Sicherheit muss die Vorspannung also zur Erfüllung der ersten Bedingung einen Wert annehmen von $F_{\text{Vorspann, I}} = 3,3 \text{ kN}$.

2. Bedingung:
$$F_{\text{Vorspann}} = f(\sigma_{\text{Vorspann}}; A_{\text{Piezo}}) \quad (\text{Gl. 3.5})$$

Wird die Vorspannung zu $\sigma_{\text{Vorspann}} = 20 \text{ MPa}$ gesetzt und ein Piezo-Aktor mit quadratischem Querschnitt und einer Kantenlänge von $h = 13 \text{ mm}$ ($A_{\text{Piezo}} = 169 \text{ mm}^2$) zugrundegelegt, so ergibt sich zur Erfüllung der zweiten Bedingung eine Vorspannkraft von $F_{\text{Vorspann, II}} = 3,4 \text{ kN}$. Da die Ergebnisse aus beiden Bedingungen sehr nahe beieinander liegen, erweist sich der beschriebene Aktorquerschnitt von $A_{\text{Piezo}} = 13 \times 13 \text{ mm}^2$ als geeignet. Die Vorspannkraft bewirkt neben den oben genannten Effekten auch eine höhere Unempfindlichkeit des Aktors gegen Vibrationen und Stöße von Seiten des Verbrennungsmotors.

iii) Kapazität des Piezo-Aktors

Die Kapazität C steigt mit der Querschnittsfläche des Piezo-Aktors und sinkt mit wachsender Dicke der Keramikplättchen. Mit steigender Anzahl n von Plättchen wächst auch die Kapazität. Dieser Aspekt ist natürlich auch bei der Bestimmung der Länge des Piezo-Aktors relevant.

$$C = n \cdot \varepsilon_{33} \cdot \frac{A_{Piezo}}{d_s} \quad (\text{Gl. 3.6})$$

$$\varepsilon_{33} = 25,7 \cdot 10^{-9} \text{ F/N} \quad \text{Dielektrizitätskonstante}$$

Bei einem 400 V-Piezo-Aktor beträgt die Dicke der Keramikplättchen $d_s = 0,2 \text{ mm}$. Ein Aktor mit einer Länge von $L = 146 \text{ mm}$ besteht daher aus $n = 730$ Keramikplättchen und weist bei dem Querschnitt $A_{Piezo} = 169 \text{ mm}^2$ eine Kapazität von $C \approx 15 \mu\text{F}$ auf.

iv) Knicklast des Piezo-Aktors

Ein Piezo-Aktor in Stapelbauweise ist ein von vornherein „strukturgeschwächtes“ Bauteil, bei dem die bekannten Maßstäbe der Festigkeitslehre nicht ohne weiteres anzuwenden sind. Zur Bestimmung des erforderlichen Querschnitts eignet sich daher die Betrachtung des Knickfalls nicht. Jedoch bietet die Betrachtung des 2. Euler'schen Knickfalls, **Abb. 3.5**, eine Möglichkeit zur groben Abschätzung der Knicklast des Piezo-Aktors.

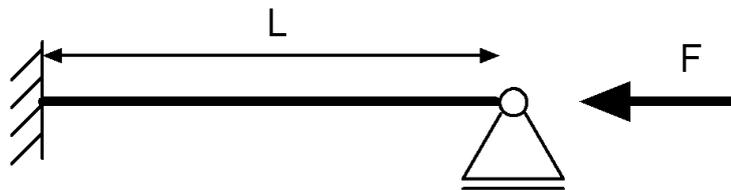


Abb. 3.5: Euler-Knickfall Nr. 2.

Die Knicklast F_{krit} des Piezo-Aktors ist demnach:

$$F_{krit} = \frac{E \cdot I \cdot \pi^2}{L_{piezo}^2} \quad (\text{Gl. 3.7})$$

mit dem Elastizitätsmodul $E = \frac{\sigma}{\varepsilon} = \frac{\frac{F_{Blockier}}{A_{Piezo}}}{\frac{\Delta L_0}{L_{Piezo}}} \quad (\text{Gl. 3.8})$

und dem Flächenträgheitsmoment $I = \frac{h^4}{12} \quad (\text{Gl. 3.9})$

Betrachtet man einen Piezo-Aktor mit einem quadratischen Querschnitt der Seitenlänge $h = 13 \text{ mm}$, sowie einer Länge von $L = 150 \text{ mm}$, einem Leerlaufhub von $\Delta L_0 = 220 \mu\text{m}$, und einer Blockierkraft, als höchste zulässige Last des Piezo-Aktors, von $F_{Blockier} = 5,3 \text{ kN}$, so erhält man bei Berücksichtigung eines Sicherheitsfaktors von $s_1 = 5$ eine Knicklast von $F_{krit} = 4,4 \text{ kN}$. Es wird deutlich, dass die Knicklast - auch

wenn es sich nur um eine grobe Abschätzung handelt - in der gleichen Größenordnung wie die Blockierkraft liegt. Mechanische Schädigungen an mehreren Piezo-Aktoren während der Entwicklungszeit des Forschungs-Einspritzsystems zeigen, dass die hier gezeigte Abschätzung stimmig ist. Als Maßnahme zur Erhöhung der Knicklast kommen zusätzliche Stützstellen des Piezo-Aktors in Betracht – beispielsweise durch ein Auftrennen des Piezo-Aktors mit abstützenden Bauteilen zwischen den Teil-Stapeln.

Ausgewählter Piezo-Aktor

Anhand der oben beschriebenen Auslegung wird ein Stapel-Aktor mit folgenden technischen Daten verwendet, **Tabelle 3.1**:

Tabelle 3.1: Technische Daten des verwendeten Piezo-Stapel-Aktors

Länge	$L = 150 \text{ mm}$
Querschnitt	$A_{\text{Piezo}} = 13 \times 13 \text{ mm}$
Leerlaufhub	$\Delta L_0 = 220 \text{ }\mu\text{m}$
Blockierkraft	$F_{\text{blockier}} = 5,3 \text{ kN}$
Elektrische Feldstärke	$E_{\text{MAX}} = 2 \text{ kV / mm}$
Kapazität	$C \approx 15 \text{ }\mu\text{F}$
Betriebsspannung:	$U_{\text{MAX}} = 400 \text{ V}$
Resonanzfrequenz:	$f_{\text{Resonanz}} \approx 5 \text{ kHz}$ (Kleinsignal-Anregung)
Material:	ferroelektrisches piezokeramisches Material (FPM220)

Der Piezo-Aktor wird in einem Stahlgehäuse montiert und darin durch ein Tellerfedern-Paket vorgespannt. Die Tellerfedern besitzen einen im Rahmen der Gehäusedimensionen größtmöglichen Querschnitt. Dadurch ist ihre Federkraft über den Stellweg des Piezo-Aktors nahezu konstant. Zur Vermeidung eines Durchknickens ist der Aktor vierteilig ausgeführt. Drei starr gelagerte Federscheiben zwischen den Teil-Aktoren gestatten die notwendigen axialen Bewegungen, stützen den Aktor jedoch spielfrei radial an der Innenwand des Gehäuses ab. Die Stellkraft und -bewegung des Aktors werden durch einen gleitgelagerten Stößel aus dem Gehäuse übertragen. Aufgrund der doppelten, lebensdauer geschmierten Ausführung des Gleitlagers kann ein Eindringen von Kraftstoff in das Gehäuse zuverlässig verhindert werden.

Thermische Belastungen des Aktors, einerseits aus der Eigenerwärmung infolge hochdynamischer Betätigungen, andererseits aus dem Zylinderkopf durch Wärmeleitung, werden durch Umspülung mit konditioniertem, 50°C warmem Wasser verhindert. Hohlräume im Gehäuse zwischen Aktor und Wandung sind zugunsten

einer höheren Effizienz der Kühlung und zur Dämpfung von Temperaturspitzen mit Wärmeleitpaste verfüllt. Im Dauerbetrieb ist eine Anregung des Piezo-Aktors mit einer Grenzfrequenz möglich von:

$$f_{\text{Grenz}} = \frac{1}{3} \cdot f_{\text{Resonanz}} = 1,66 \text{ kHz} \quad (\text{Gl. 3.10})$$

Daraus ergibt sich unter der Annahme einer sinusförmigen Ansteuerung eine minimale Zeit von $t_{\text{MIN}} = 150 \mu\text{s}$ für die vollständige Ausdehnung bzw. die vollständige Kontraktion des Aktors. Mit diesem Wert kann die Düsenadel des Forschungs-Injektors deutlich oberhalb der in Serien-Injektoren darstellbaren Dynamik betrieben werden. **Abb. 3.6** zeigt den gekapselten Piezo-Aktor im Viertelschnitt und benennt die wichtigsten Bauteile.

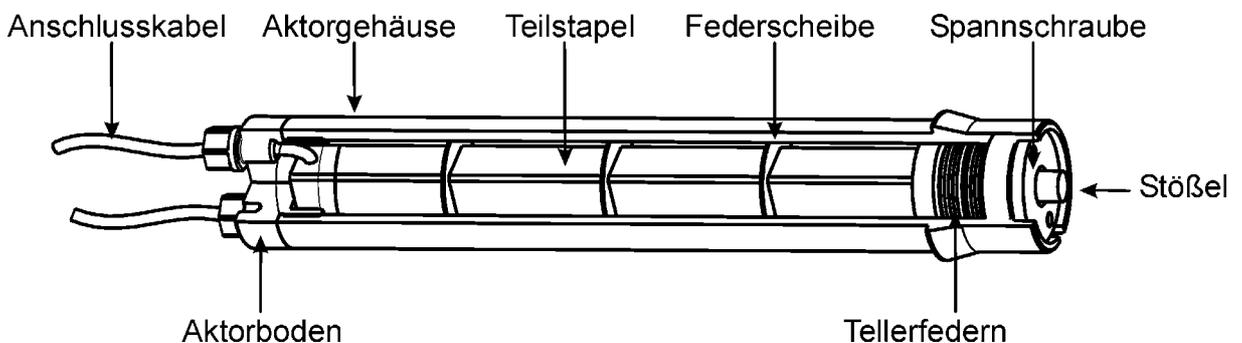


Abb. 3.6: Piezo-Aktor im Viertelschnitt. Vier Teil-Stapelaktoren werden durch Federscheiben radial spielfrei geführt.

3.1.2 Piezo-Injektor: Konstruktion und Aufbau

Der Piezo-Injektor ist zur einfachen Anpassung an unterschiedliche Zylinderkopfgeometrien modular aufgebaut. Der gekapselte Piezo-Aktor wird von oben in einem Injektorgehäuse fixiert, an dessen Unterseite die Einspritzdüse befestigt ist. Das Injektorgehäuse erfüllt mehrere Funktionen:

Zunächst stellt es die mechanische Verbindung zwischen Piezo-Aktor und Einspritzdüse, sowie die hydraulische Verbindung zwischen Hochdruck-Zuleitung und Einspritzdüse her, und es leitet an der Einspritzdüse anfallendes Lecköl in das Kraftstoffsystem zurück. Des Weiteren dient das Gehäuse als Träger für den Nadelhubsensor und sorgt für einen Abtransport der vom Zylinderkopf in den Injektor eingeleiteten Wärme durch eine Wasserkühlung.

Wie die Kriterien zur Dimensionierung des Piezo-Aktors gezeigt haben, wird der große Hub von $\Delta L_0 = 220 \mu\text{m}$ mit einem langen Piezo-Aktor und infolge dessen mit Nachteilen, z. B. der hohen Kapazität, sowie mit einem erhöhtem Aufwand – der

vierfach geteilten Ausführung des Aktors – erkaufte. Daher verdient die Längendehnung des Injektorgehäuses, durch die wertvoller Piezo-Hub verloren geht, besondere Aufmerksamkeit:

Durch eine möglichst massive Ausführung kann die Längendehnung in Folge der hohen Stellkräfte minimiert werden. Eine thermische Längendehnung wird von vornherein durch die Wasserkühlung weitgehend ausgeschlossen. Setzerscheinungen in Gewinden und anderen formschlüssigen Verbindungen werden durch eine Konstruktion minimiert, die im Wesentlichen kraftschlüssige Verbindungen mit definierten Widerlagern aufweist.

Problematisch bezüglich der Längendehnung infolge der hohen Stellkräfte ist allerdings weniger das Injektorgehäuse. Vielmehr stellt der kraftübertragende Druckbolzen zwischen Piezo-Aktor und Düsenadel der Einspritzdüse eine Schwachstelle dar. Aufgrund der extrem beengten Platzverhältnisse an den Vierventil-Zylinderköpfen moderner direkteinspritzender PKW-Dieselmotoren besitzt der Druckbolzen eine Länge von $L = 135 \text{ mm}$, was die Problematik der Längendehnung zusätzlich verstärkt. Hier gilt es, einen Zielkonflikt zwischen möglichst geringer bewegter Masse zugunsten einer hohen Dynamik und einer möglichst hohen Festigkeit des Bauteils zu lösen. Dazu kommt eine Druckstange aus gasdruckgesintertem Siliziumnitrid (SiN) zur Verwendung. Das Material zeichnet sich durch einen hohen Elastizitätsmodul, eine geringe Dichte und durch eine hohe Druckfestigkeit aus. Trotz der hervorragenden Materialeigenschaften geht in der Stauchung der Druckstange abhängig vom Einspritzdruck bis zu $40 \text{ }\mu\text{m}$ Piezo-Hub verloren, wie die folgende Berechnung zeigt:

$$\sigma = \varepsilon \cdot E = \frac{\Delta L}{L} \cdot E$$

$$\Leftrightarrow \Delta L = \frac{\sigma \cdot L}{E} = \frac{F_{hydr,MAX}}{A_{Druckstange}} \cdot L_{Druckstange} = \frac{2,2 \text{ kN}}{(5,5 \text{ mm})^2 \cdot \pi} \cdot 0,135 \text{ m} \quad (\text{Gl. 3.11})$$

$$= \frac{4}{310 \cdot 10^9 \text{ GPa}} = 40 \text{ }\mu\text{m}$$

Alle Querschnitte des Piezo-Injektors wurden im Rahmen der geometrischen Randbedingungen größtmöglich ausgeführt und einer computergestützten Strukturanalyse unterzogen. Dabei zeigte sich, dass die Bauteilbelastungen und die zu erwartenden Verformungen im akzeptablen Rahmen bleiben. **Abb. 3.7** zeigt den Forschungsinjektor und benennt die wichtigsten Bauteile. Aus Gründen der besseren Darstellbarkeit wurde der Piezo-Aktor in dieser Abbildung auf ca. 15 % seiner realen Länge verkürzt dargestellt.

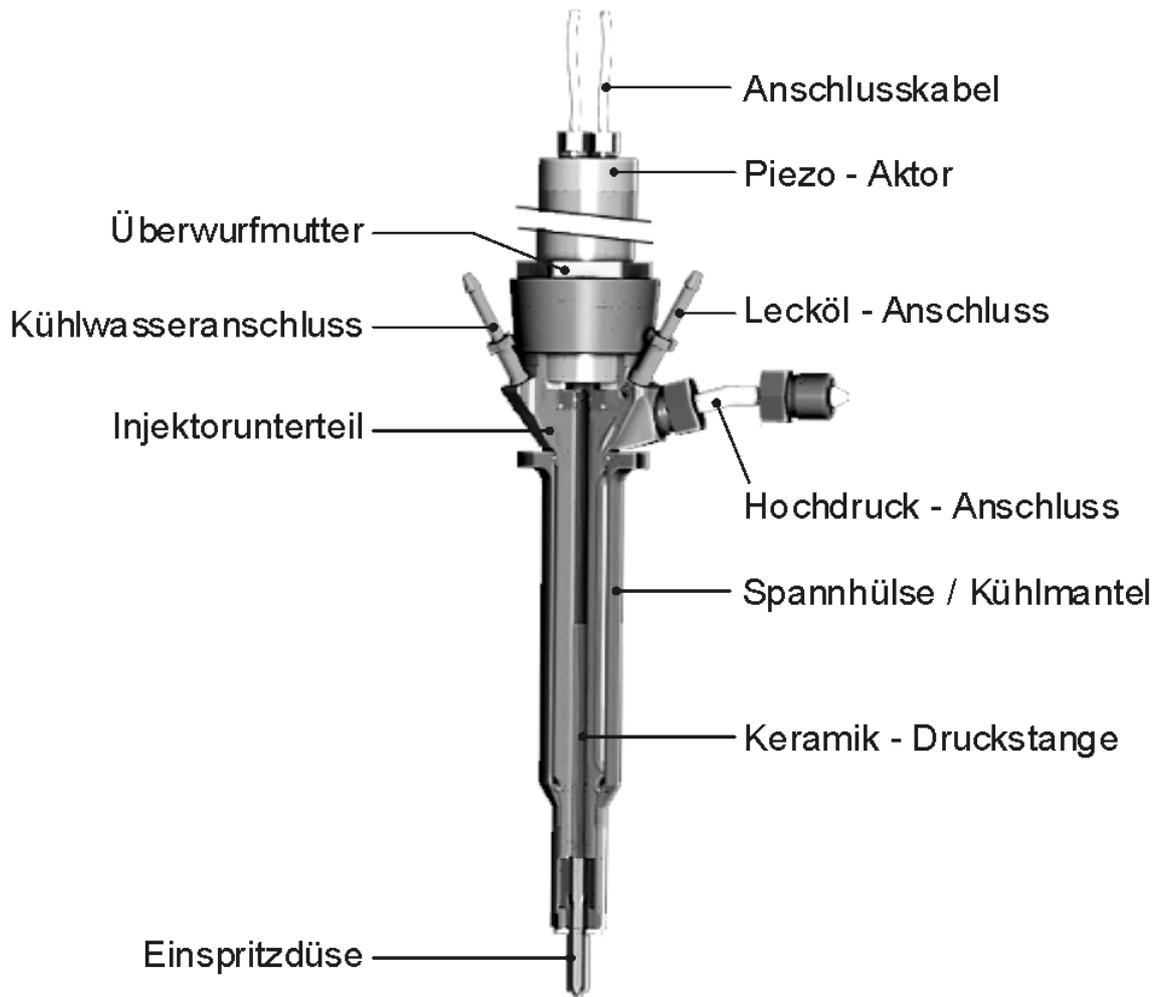


Abb. 3.7: Piezo-Injektor mit Direktansteuerung der Düsennadel im Viertelschnitt.

Die direkte Koppelung des Piezo-Aktors mit der Düsennadel der Einspritzdüse erlaubt eine freie Positionierung der Düsennadel abhängig von der elektrischen Spannung am Piezo-Aktor. Bei anliegender elektrischer Spannung dehnt sich dieser aus und drückt die Düsennadel in ihren Sitz, wodurch die Einspritzdüse verschlossen wird. Im spannungsfreien Zustand zieht sich der Aktor zusammen; die Düsennadel wird durch die vom Kraftstoff ausgehende hydraulische Kraft aus ihrem Sitz gehoben und es kommt zur Einspritzung in den Brennraum. Die Bewegung der Düsennadel vollzieht sich nach einfachen Zusammenhängen: So ist die Nadelgeschwindigkeit proportional der Stromstärke beim Auf- und Entladen des Aktors. Und der Nadelhub ist proportional der am Piezo-Aktor anliegenden Spannung. Als Folge des im Nadelsitz der Düsennadel bei Teilhüben entstehenden Drosselquerschnitts kann eine Nadelsitzdrosselung zur Formung des Einspritzverlaufs erfolgen. Auf diese Weise lassen sich unterschiedlichste Einspritzprofile erzeugen. **Abb. 3.8** zeigt schematisch die Variationsbreite der durch Nadelsitzdrosselung möglichen Einspritzverlaufsformung anhand eines „boot“-förmigen Einspritzverlaufs mit Voreinspritzung.

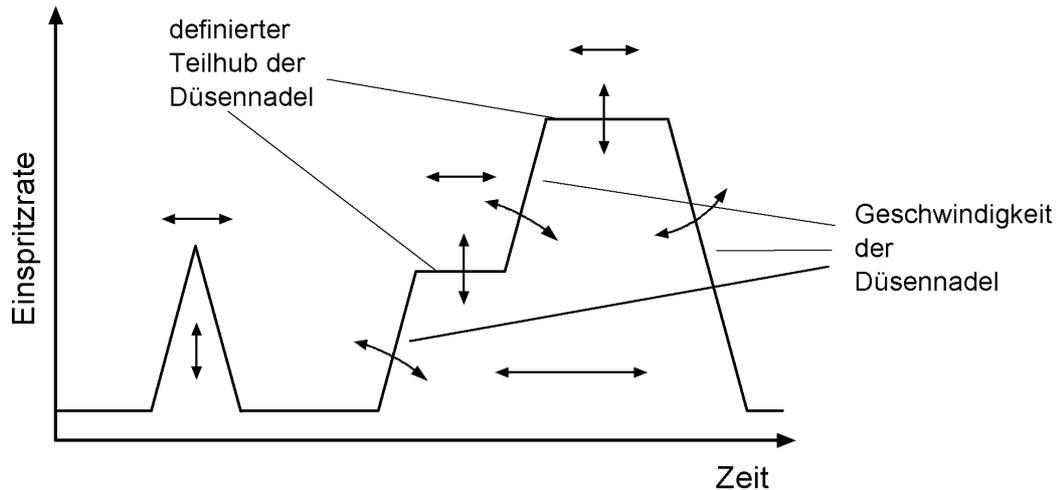


Abb. 3.8: Variationsbreite der Einspritzverlaufsformung durch Nadelstanzdrosselung anhand eines exemplarischen „boot“-förmigen Einspritzverlaufs mit Voreinspritzung.

Ebenso erlaubt die Direktsteuerung der Düsen-nadel, nahezu die volle Dynamik des Piezo-Aktors auf die Düsen-nadel zu übertragen. Damit werden hochdynamische getaktete Mehrfacheinspritzungen möglich, die über das von Serien-Einspritzsystemen bekannte Maß hinausgehen. Mit dem Piezo-Injektor allein ist eine Einspritzverlaufsformung durch getaktete Mehrfacheinspritzung, sowie durch Nadelstanzdrosselung möglich. **Tabelle 3.2** fasst die technischen Daten des Piezo-Injektors zusammen.

Tabelle. 3.2: Technische Daten des Piezo-Injektors

Max. Einspritzdruck	> 200 MPa
Wirkprinzip	direkte Ansteuerung der Düsen-nadel
Nadelhub	abh. vom Einspritzdruck $\leq 240 \mu\text{m}$
Öffnungszeit	beliebig, Minimum ca. 150 μs
Schließzeit	beliebig, Minimum ca. 150 μs
Einspritzdüsen	PKW-Düsen, Grundkörperform „P“ (Bosch)
Konditionierung	Wassermantel-Kühlung
Anzahl Teileinspritzungen	maximal 7 (abhängig von der Peripherie)

Zur Veranschaulichung der Funktion des Piezo-Injektors zeigt **Abb. 3.9** anhand der Verläufe der Ansteuerspannung, des Nadelhubs, des Einspritzdrucks vor dem Injektor und der resultierenden Einspritzrate eine durch Nadelstanzdrosselung erzeugte „boot“-förmige Einspritzung. Die Ansteuerspannung wird dabei gezielt so modelliert, dass die Düsen-nadel der Einspritzdüse einen definierten Teilhub einnimmt, bei dem die Einspritzrate durch Drosseleffekte im Nadelsitz begrenzt wird.

Anschließend wird der Piezo-Aktor vollständig entladen, die Einspritzdüse öffnet vollständig und die volle Einspritzrate wird erreicht.

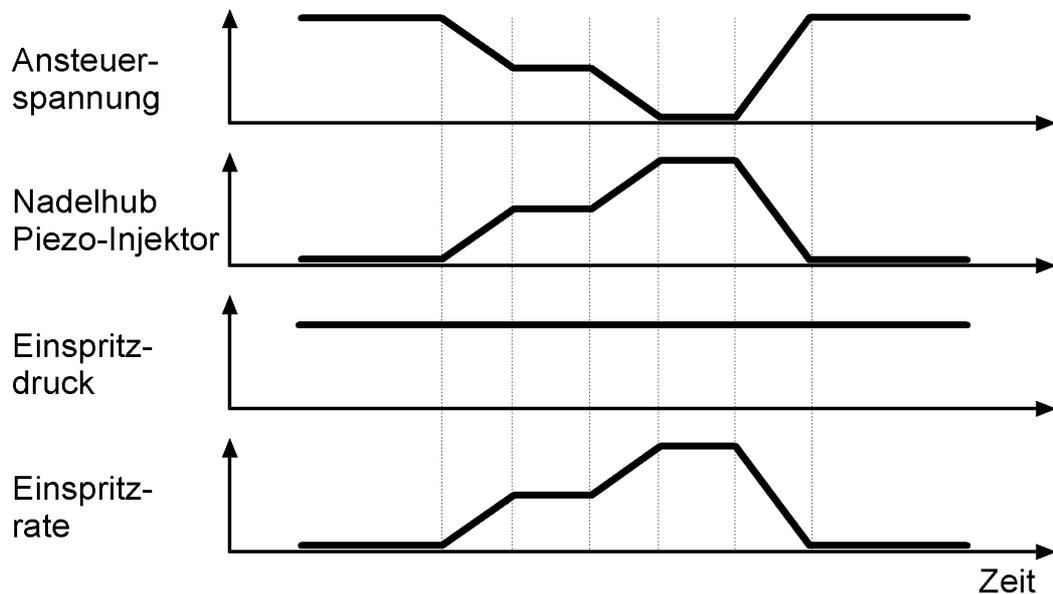


Abb. 3.9: Verläufe der Ansteuerspannung, des Nadelhubs, des Einspritzdrucks (vor Injektor) und der Einspritzrate bei einer durch Nadelsitzdrosselung erzeugten „boot“-förmigen Einspritzung.

3.1.3 Druckmodulationseinheit

Funktionsprinzip

Um eine Einspritzverlaufsformung nach dem verbleibenden Mechanismus - der Modulation des Einspritzdrucks während der Einspritzung - zu ermöglichen, wurde basierend auf einer für den Betrieb an NKW-Motoren angepassten Variante des Piezo-Injektors ergänzend eine Druckmodulationseinheit aufgebaut, [Ste.2], [Ste.3]. Die Einheit arbeitet nach dem Prinzip der Umschaltung zwischen zwei unabhängig voneinander gespeicherten Kraftstoffdrücken. Ergänzend zu Systemen mit reinen Schaltventilen kann eine freie Einstellung der Druckanstiegsgeschwindigkeiten erfolgen, da der Umschaltvorgang durch zwei von Piezo-Aktoren betätigte Proportionalventile erfolgt. Bei voll geöffneter Einspritzdüse des Piezo-Injektors kann die Formung des Einspritzverlaufs allein durch den veränderlichen Einspritzdruck erfolgen.

Konstruktionsmerkmale

Zwei serienmäßige Common-Rail-Pumpen werden elektrisch angetrieben und speisen separate Druckspeicher, in denen der gewünschte Speicherdruck durch

Druckregelventile eingestellt wird. Von hier wird der Kraftstoff jeweils zu einem Proportionalventil geleitet und von dort in eine gemeinsame Leitung zum Piezo-Injektor. Die Proportionalventile werden in unmittelbarer Nähe zum Injektor angeordnet und sind hinsichtlich ihrer Aktuierung vom oben beschriebenen Piezo-Injektor eng abgeleitet. Den schematischen Aufbau der Druckmodulationseinheit zeigt **Abb. 3.10**.

Die Proportionalventile werden unter Berücksichtigung der Druck- und Verschleißfestigkeit durch Einspritzdüsen dargestellt. Zur Minimierung ventilbedingter Drosselverluste kommen speziell modifizierte Einspritzdüsen aus einem schnelllaufenden Schiffsdieselmotor zum Einsatz. Diese Einspritzdüsen zeichnen sich durch einen großen Sacklochdurchmesser aus, der in der Größenordnung des Durchmesser der verwendeten Hochdruckleitungen liegt und daher bei geöffneter Düse keine nennenswerten Drosselverluste erzeugt. Wesentliche Modifikationen sind die Entfernung der Düsenkuppe samt der Einspritzbohrungen, eine geänderte Düsen Spitze, sowie ein verkleinerter Düsennadeldurchmesser mit entsprechend angepasster Führungsbuchse. **Abb. 3.11** zeigt die verwendete Einspritzdüse im Halbschnitt und verweist auf die daran vorgenommenen Modifikationen.

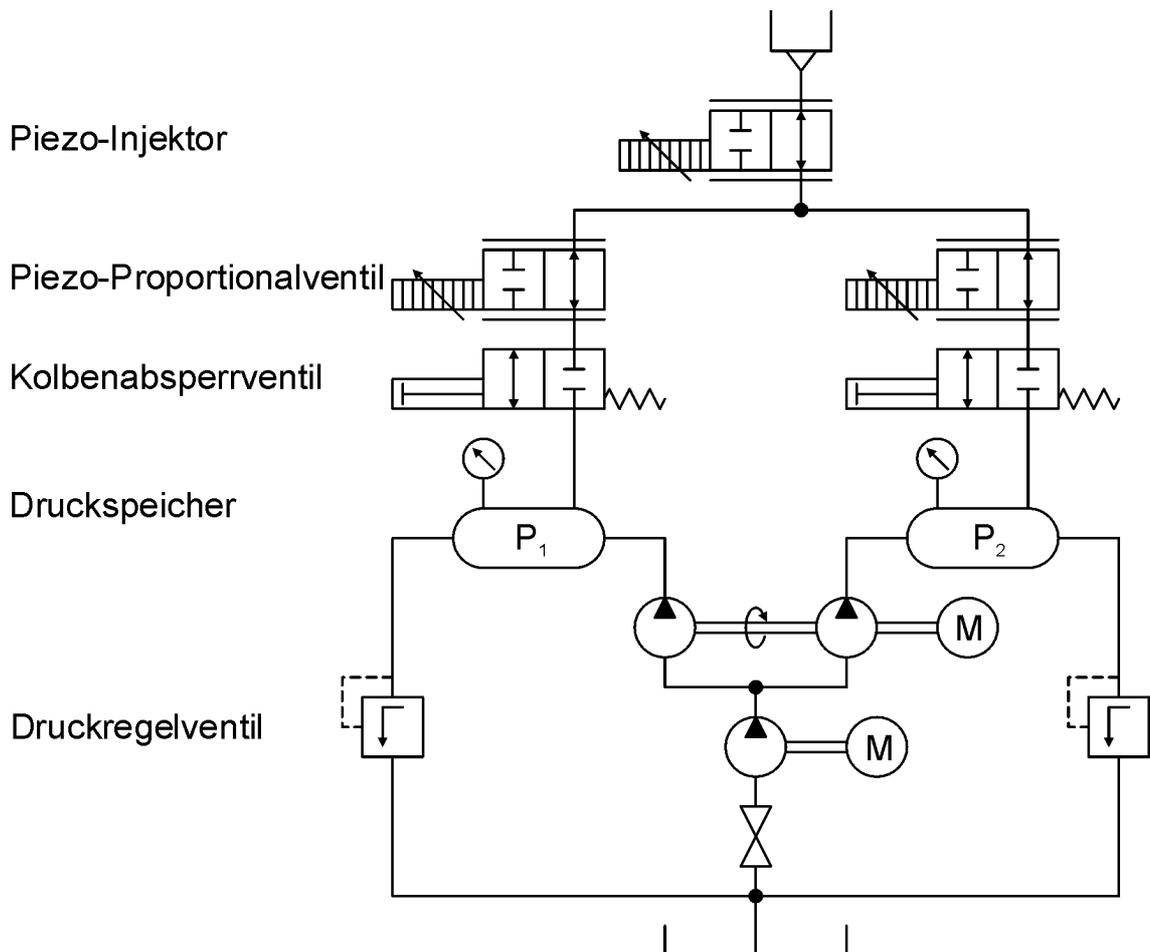


Abb. 3.10: Hydraulischschaltbild der Druckmodulationseinheit.

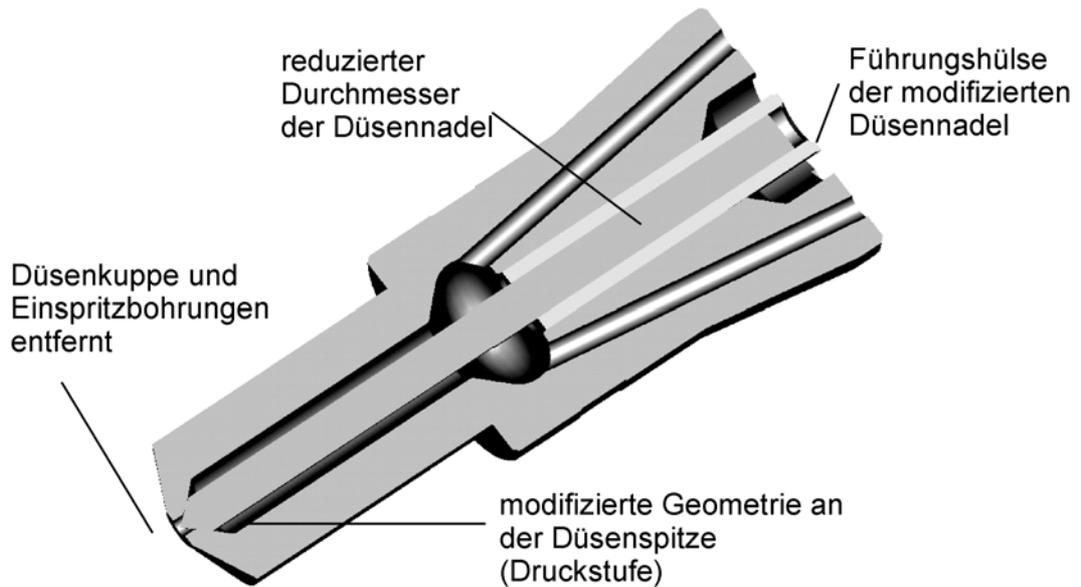


Abb. 3.11: Darstellung der vorgenommenen Modifikationen an der als Proportionalventil verwendeten Einspritzdüse.

Die Düsenkuppen und die darin enthaltenen Einspritzbohrungen werden an diesen Düsen entfernt, so dass der durchströmte Querschnitt größer als der Durchmesser der Hochdruckleitungen ist. **Abb. 3.12** zeigt ein Piezo-Proportionalventil im Viertelschnitt und benennt die wichtigsten Bauteile. In zentraler Anordnung ist die bearbeitete Schiffs-Einspritzdüse zu sehen, deren Düsennadel durch den hier nicht dargestellten Piezo-Aktor über einen Druckbolzen betätigt wird. Bei geöffneter Schiffs-Einspritzdüse kann der Kraftstoff vom Hochdruck-Einlass zum Hochdruck-Auslass strömen. Das Piezo-Proportionalventil wird durch die Kühlung mit einem Wassermantel konditioniert.

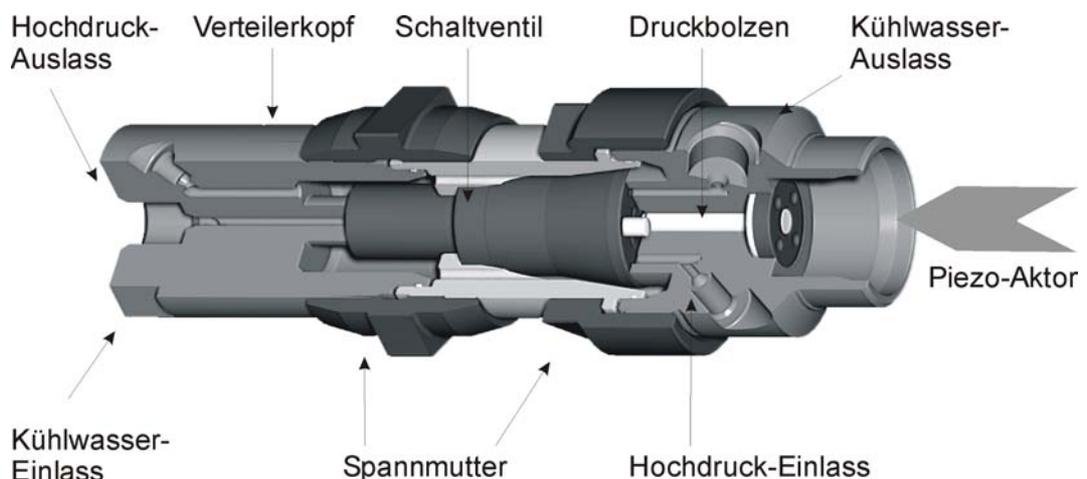


Abb. 3.12: Piezo-Proportionalventil im Viertelschnitt.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die Druckmodulationseinheit vollständig überarbeitet und zur Verwendung an PKW-Motoren optimiert. Mit Hilfe eines eindimensionalen

Ersatzschaltbilds (AMESim, Fa. *Imagine*) wurden dazu alle konstruktiven und apparativen Randbedingungen in Bezug zu realen Einspritzereignissen gesetzt. Somit konnten Speichervolumina, Leitungsquerschnitte und -längen, sowie die konstruktive Anordnung der Komponenten am Motor optimal abgestimmt werden. Als zentrale Herausforderung bei der Umsetzung der Druckmodulationseinheit ist der Zielkonflikt zwischen größtmöglicher Druckänderungsgeschwindigkeit und einer ausreichenden Dimensionierung der Strömungsquerschnitte zu sehen. Kleine Querschnitte lassen zwar sehr hohe Druckänderungsgeschwindigkeiten zu, jedoch steigen auch die Drosselverluste in den Zuleitungen zum Injektor stark an. Als optimal ist eine Auslegung zu sehen, die zwar ausreichende Leitungsquerschnitte bereitstellt, jedoch Schadvolumina konsequent vermeidet. Daher ist auch die Minimierung der Leitungslängen der Hochdruckleitung zum Injektor von vornherein Bestandteil der Auslegung und Konstruktion gewesen. Durch Anordnung der Piezo-Proportionalventile am Zylinderkopf in unmittelbarer Nähe des Injektors können sehr geringe Leitungslängen verwirklicht werden. **Abb. 3.13** zeigt die beiden Piezo-Proportionalventile und den Piezo-Injektor als 3D-Grafik in der wirklichkeitsgetreuen Anordnung am Versuchsmotor. **Tabelle 3.3** fasst die technischen Daten der Druckmodulationseinheit zusammen.

Tabelle 3.3: Technische Daten der Druckmodulationseinheit

Max. Druckerhöhungsgeschwindigkeit	180 MPa / ms
Druckbereich CR 1	0 – 200 MPa
Druckbereich CR 2	0 – 160 MPa
Max. Einspritzrate	Abhängig von der Einspritzdüse
Max. Einspritzmenge	Abhängig von der Einspritzdüse

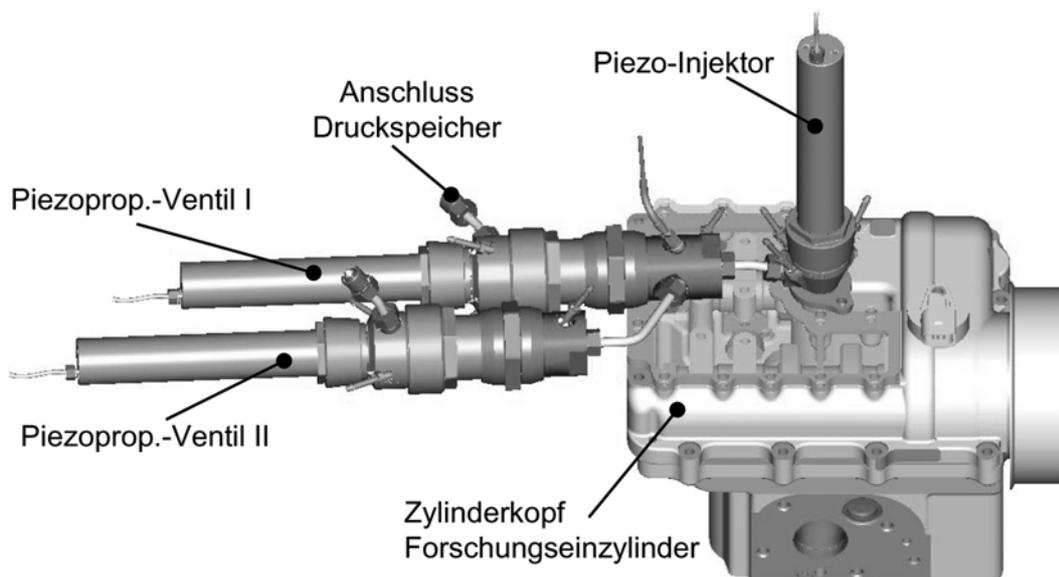


Abb. 3.13: Anordnung der Piezo-Proportionalventile und des Piezo-Injektors am Zylinderkopf. [Ste.2]

Die Variationsbreite der durch Druckmodulation möglichen Einspritzverlaufsformung ist ebenso ausgeprägt wie bei der Nadelsitzdrosselung. Jedoch liegen andere Mechanismen zugrunde, die in **Abb. 3.14** verzeichnet sind.

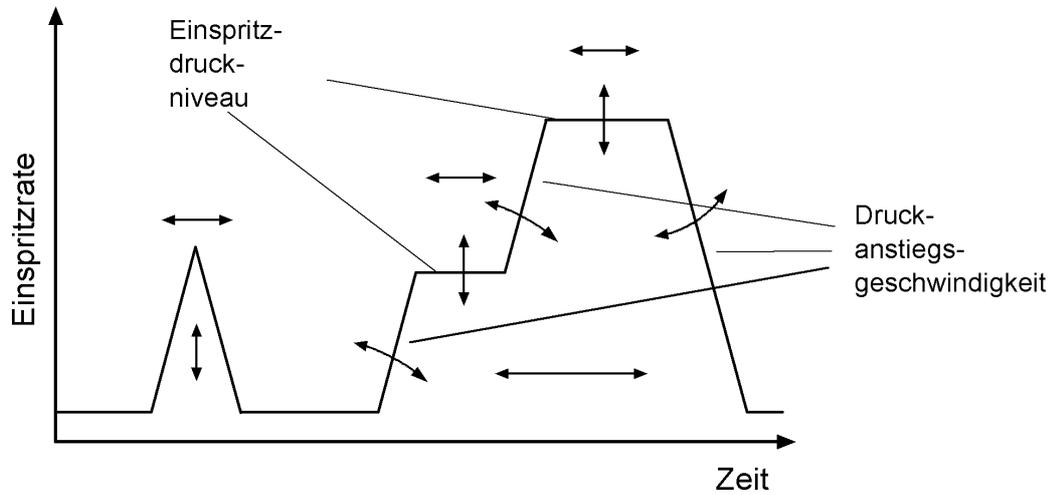


Abb. 3.14: Variationsbreite der Einspritzverlaufsformung durch Druckmodulation anhand eines exemplarischen „boot“-förmigen Einspritzverlaufs mit Voreinspritzung.

Um die Funktionsweise der Druckmodulationseinheit zu veranschaulichen, zeigt **Abb. 3.15** die Nadelhubverläufe, den Einspritzdruckverlauf vor dem Injektor und den resultierenden Einspritzratenverlauf einer durch Druckmodulation erzeugten „boot“-förmigen Einspritzung.

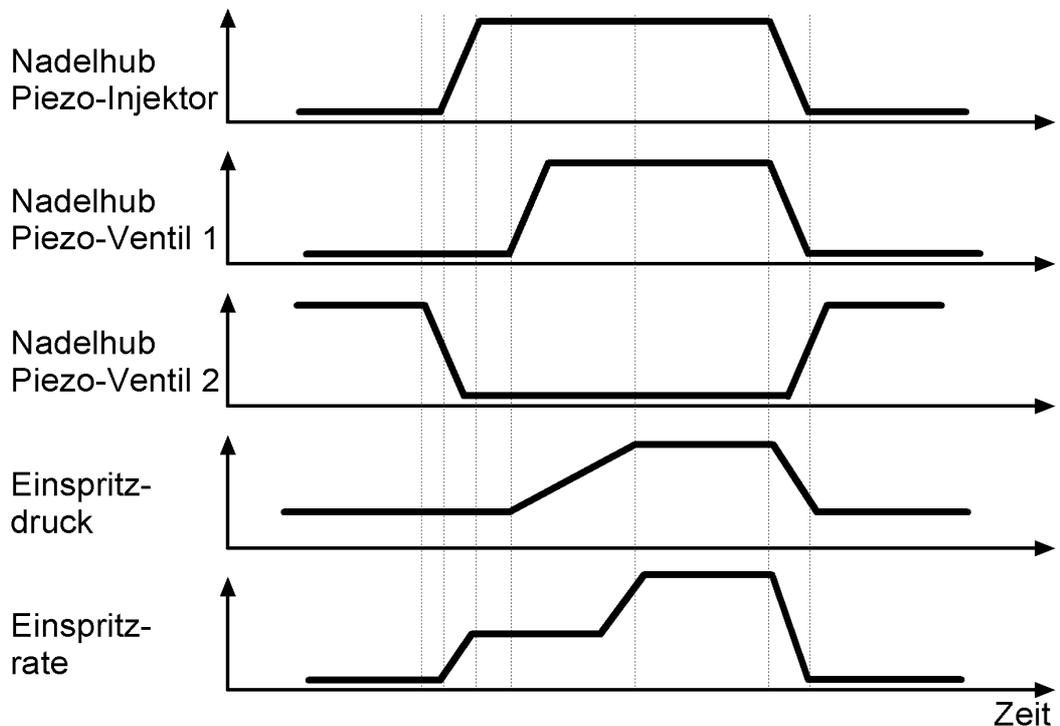


Abb. 3.15: Nadelhub-, Einspritzdruck- (vor Injektor) und Einspritzratenverlauf bei einer durch Druckmodulation erzeugten „boot“-förmigen Einspritzung.

Durch frühes Öffnen des Niederdruck-Piezo-Proportionalventils (PPV 2) wird die Zuleitung zum Piezo-Injektor unter den Einspritzdruck p_1 gesetzt. Nachdem der Piezo-Injektor geöffnet wurde und die Einspritzung bereits begonnen hat, schließt PPV 2, und durch Öffnen des Hochdruck-Piezo-Proportionalventils (PPV 1) wird der höhere Kraftstoffdruck zum Injektor geleitet. Daraufhin steigt die Einspritzrate deutlich an. Zeitgleich mit dem Injektor-Schließen wird PPV 1 geschlossen und PPV 2 wieder geöffnet, um den verbleibenden Einspritzdruck in Vorbereitung für das nächste Arbeitsspiel auf das niedrigere Druckniveau abzusenken.

Im Vergleich zu bisher veröffentlichten Ansätzen zur Druckmodulation grenzt sich das Forschungs-Einspritzsystem in Kombination mit dem direktwirkenden Injektor deutlich ab: So definieren die beiden Speicherdruckniveaus lediglich den niedrigsten bzw. höchsten Einspritzdruck. Zwischen diesen Druckniveaus kann mit hoher Flexibilität und mit unterschiedlichen Druckgradienten hin- und hergeschaltet werden. So ist es möglich, aufeinander folgende Teileinspritzungen mit unterschiedlichen Einspritzdrücken abzusetzen – beispielsweise eine Voreinspritzung mit hohem Druck gefolgt von einer Haupteinspritzung, die wiederum mit einem niedrigen Anfangsdruck beginnt.

Aufgrund der vom Einspritzdruck unabhängigen, sehr hohen Öffnungsgeschwindigkeit des Piezo-Injektors wird eine Untersuchung der Effekte einer druckgesteuerten Einspritzung ohne nennenswerte Beeinflussung durch transiente Drosseleffekte im Nadelsitz der Einspritzdüse möglich.

3.1.4 Peripherie des Forschungs-Einspritzsystems

Ansteuerungskonzept der Piezo-Aktoren

Zielsetzung bei der Ansteuerung der Piezo-Aktoren ist die Erzeugung einer definierten Längenänderung bzw. eines definierten Nadelhubs der Düsennadel. In vielen langsamen Anwendungen von Piezo-Aktorik, zum Beispiel bei Positionierungsaufgaben in Mikroskopen, dient die aktuelle Piezo-Spannung als brauchbare Größe zur Längenbestimmung. Im dynamischen Betrieb nahe der Eigenfrequenz des Aktors und bei wechselnden Umgebungstemperaturen wird die Längenbestimmung durch eine Spannungsmessung erschwert. Eine spannunggeführte Betriebsweise, also die Ansteuerung durch eine reine Spannungsquelle, führt zu sehr starken Stromüberhöhungen, die auf den Piezo-Aktor wie eine sprungförmige Anregung wirken und starke mechanische Schwingungen zur Folge haben. Solche mechanischen Schwingungen sind in dem Forschungs-Einspritzsystem aus zwei Gründen zu vermeiden: Einerseits können sie zu einer mechanischen Schädigung des Piezo-Aktors führen, da dieser als Folge der sprungförmigen Anregung mit seiner Eigenfrequenz schwingen würde. Andererseits wird jede longitudinale Schwingung des Aktors direkt auf die Düsennadel der Einspritzdüse übertragen. Dadurch kommt es beim Öffnen der Einspritzdüse zu ungewollten Begrenzungen der Einspritzrate durch

Drosseleffekte im Nadelsitz, und beim Schließen der Einspritzdüse können unerwünschte Nacheinspritzungen erfolgen.

Daher wird der Piezo-Aktor im vorliegenden Fall mit definierten Stromprofilen angesteuert, d.h. die Auf- und Entladung erfolgt durch eine definierte Ladungsmenge, deren Betrag sich aus der Ziel-Spannung und der Aktorkapazität ergibt. Hierbei bleiben sprungförmige Anregungen des Piezo-Aktors aus, und mechanische Schädigungen des Aktors können auch bei einem Betrieb nahe seiner Eigenfrequenz vermieden werden. Zur Kompensation von Drift-Effekten wird dennoch eine überlagerte Spannungsregelung benötigt. So ist zum Beispiel die Kapazität des Piezo-Aktors einerseits temperaturabhängig, andererseits schwankt sie auch im Betrieb in Abhängigkeit von der aktuellen Längendehnung.

Da es auch bei einem stromgeführten Verstärker zu longitudinalen Eigenschwingungen des Piezo-Aktors kommen kann, kommt dem Auf- und Entladevorgang eine besondere Bedeutung zu. **Abb. 3.16** zeigt die Verläufe der Piezo-Spannung, des Stroms und des Nadelhubs bei einer Auf- und Entladung durch einen Stromimpuls. Diese Ansteuerung erlaubt ein schnellstmögliches Öffnen und Schließen der Düsennadel innerhalb von ca. $40 \mu\text{s}$, erzeugt jedoch auch eine starke Schwingung des Piezo-Aktors.

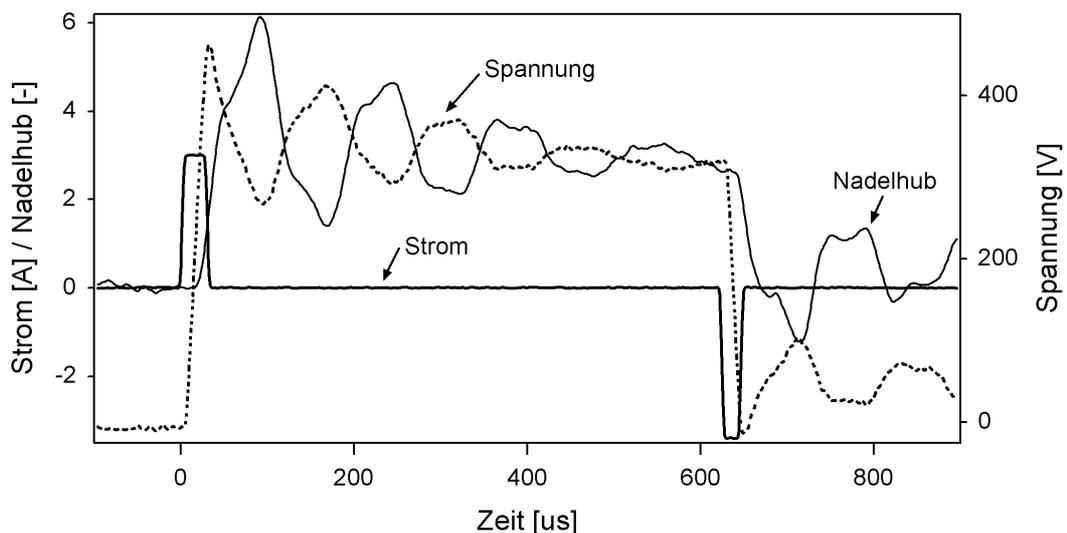


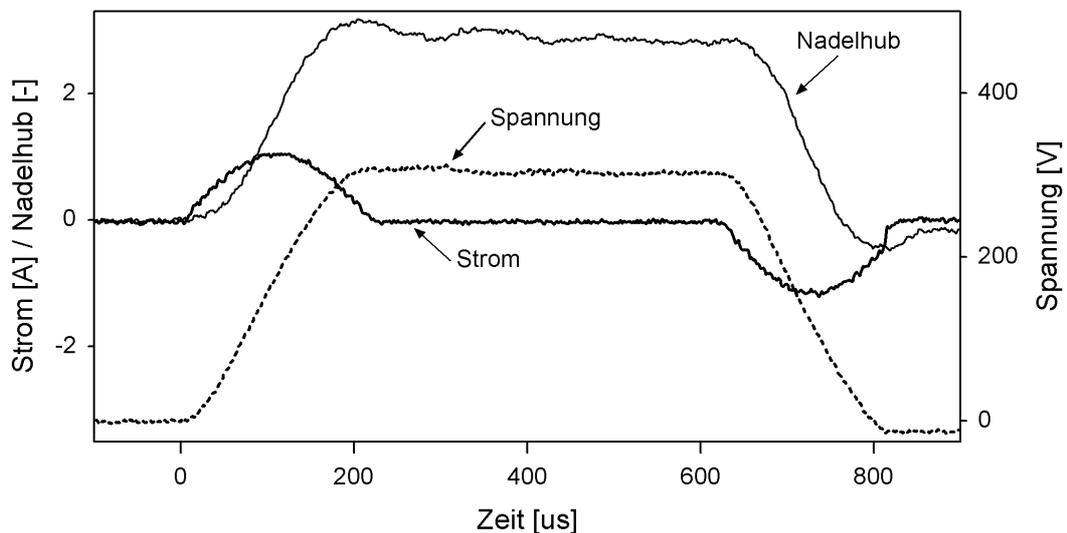
Abb. 3.16: Strom-, Spannungs- und Nadelhubverlauf bei Ansteuerung des Piezo-Aktors mit einem Stromimpuls.

Solche Schwingungen können durch eine so genannte ruckfreie Ansteuerung nahezu vollständig unterbunden werden. Der Stromverlauf des Auf- und Entladevorgangs basiert auf der nachfolgend in **Tabelle 3.4** dargestellten Analogie zwischen mechanischen und elektrischen Größen am Piezo-Aktor.

Tabelle 3.4: Analogien zwischen mechanischen und elektrischen Größen am Piezo-Aktor

Elektrische Größe	Mechanische Größe
Spannung U	Weg s
Strom I	Geschwindigkeit \dot{s}
Stromanstiegsgeschwindigkeit \dot{I}	Beschleunigung \ddot{s}
Änderung der Stromanstiegsgeschwindigkeit \ddot{I}	Ruck $\ddot{\ddot{s}} \equiv 0$

In **Abb. 3.17** ist eine ruckfreie Ansteuerung des Piezo-Aktors anhand des Strom-, Spannungs- und Nadelhubverlaufs zu sehen. Es wird deutlich, dass die Eigenschwingungen des Piezo-Aktors erheblich geringer ausfallen. Allerdings wird zum Erreichen des vollständigen Nadelhubs mit ca. 200 μs auch eine deutlich längere Zeit benötigt.

**Abb. 3.17:** Strom-, Spannungs- und Nadelhubverlauf bei einer ruckfreien Ansteuerung des Piezo-Aktors.

Ein Kompromiss aus schnellem Erreichen des vollständigen Nadelhubs und minimalen Eigenschwingungen des Piezo-Aktors kann durch eine aktive Schwingungskompensation erreicht werden. Dabei wird der Stromverlauf beim Auf- und Entladen hochdynamisch geformt und den entstehenden Schwingungen unmittelbar nach ihrer Anregung aktiv entgegengewirkt. **Abb. 3.18** zeigt anhand des Strom-, Spannungs- und Nadelhubverlaufs eine Ansteuerung mit aktiver Schwingungskompensation. Hiermit wird der volle Nadelhub in weniger als 100 μs erreicht. Die Wechselfrequenz des Bestromungsverlaufs bei der Auf- bzw. Entladung liegt höher als die Eigenfrequenz des Piezo-Aktors. Da Piezo-Aktoren Anregungen oberhalb ihrer Eigenfrequenz nur noch bedingt in eine Längendehnung umsetzen können und in einem solchen Betrieb viel Abwärme erzeugen, ist ein Dauerbetrieb in diesem Ansteuermodus nicht zu empfehlen. Praktische Umsetzung findet eine

ruckfreie Ansteuerung mit verkürzten Schaltzeiten. Bei einer Zeit von 150 μs zum Erreichen des vollen Nadelhubs wird mit der ruckfreien Anregung ein guter Kompromiss aus geringen longitudinalen Schwingungen und möglichst hoher Dynamik des Piezo-Aktors erreicht.

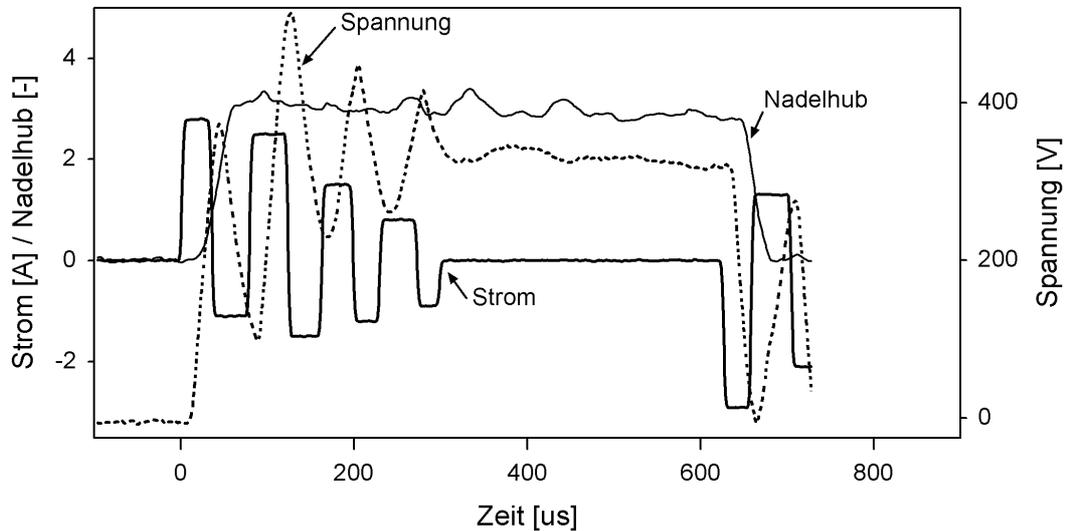


Abb. 3.18: Strom-, Spannungs- und Nadelhubverlauf bei einer Ansteuerung mit aktiver Schwingungskompensation.

Steuergerät

Zur Ansteuerung des Forschungs-Einspritzsystems wird ein von der *IAV GmbH* entwickeltes Versuchs- und Applikationssteuergerät, das so genannte *Piezo-Fi^{2RE}* verwendet, siehe *Kracke [Kra.1]* und *Predelli [Prd]*. Zur Verwendung mit dem hier beschriebenen Forschungs-Einspritzsystem wurden gegenüber dem serienmäßig umgesetzten Entwicklungsstand, in dem das Gerät heutige marktübliche Common-Rail-Injektoren ansteuern kann, tiefgreifende Modifikationen durchgeführt. Zum besseren Verständnis wird im Folgenden unterschieden zwischen der Ansteuer-elektronik, die das Zeit- und Signalmanagement übernimmt und der Leistungs-elektronik zum Betrieb der Piezo-Aktoren.

In der Ansterelektronik wird der zeitliche Strom- und Spannungsverlauf an den Piezo-Aktoren erzeugt und anhand der Phasen- und Drehzahl-signale des Motors zum richtigen Zeitpunkt mit einer Auflösung von 0,1 $^{\circ}\text{KW}$ ausgelöst. Das Steuergerät verfügt hierfür über einen digitalen Signalprozessor (DSP), der Strom und Spannung am Piezo-Aktor, sowie ggf. weitere Größen in Echtzeit verarbeiten und die vom Anwender vorgegebene Ansteuerung des Piezo-Aktors umsetzen kann. Der Anwender gibt dabei einen Spannungsverlauf ein, der anhand der Kapazität des Piezo-Aktors in einen Stromverlauf umgerechnet und von der Leistungselektronik umgesetzt wird. Für jeden Kanal bzw. Piezo-Aktor können bis zu fünf Einspritzereignisse pro Arbeitsspiel programmiert werden. Jedes Einspritzereignis beginnt mit einer so genannten Startkurve und endet mit einer Stopkurve. Jede Teileinspritzung

besitzt dabei ihre eigene Start- und Stopkurve, die jeweils aus 32 Stützstellen mit einer zeitlichen Auflösung von $1 \mu\text{s}$ interpoliert werden. Durch Eingabe der Einspritzdauer wird die Haltezeit (auf dem Endwert der Startkurve) bis zum Beginn der Stopkurve definiert.

Die Endstufen der Leistungselektronik erhalten ihr Eingangssignal von der Ansteuerlektronik. Sie wurden auf einen Betrieb mit 400 V-Piezo-Aktoren angepasst und können aufgrund ihres hohen maximalen Stroms von $I_{\text{MAX}} = 50 \text{ A}$ die verwendeten Piezo-Aktoren innerhalb von $t_{\text{MIN}} = 150 \mu\text{s}$ auf- bzw. entladen. Da die Kapazität des Piezo-Aktors variabel ist, wird die stromgesteuerte Auf- bzw. Entladung durch eine Spannungsregelung ergänzt. Die Dauerleistung der Endstufen beträgt zusammen $P_{\text{MAX, Dauer}} = 1200 \text{ W}$. Dadurch sind selbst bei einer Drehzahl von $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ noch bis zu fünf Einspritzungen pro Kanal und Arbeitsspiel möglich. Die Verlustleistung der Endstufen wird mit Hilfe einer Wasserkühlung abtransportiert. Die Signalverläufe im *Piezo-FI^{2RE}* zeigt **Abb. 3.19**.

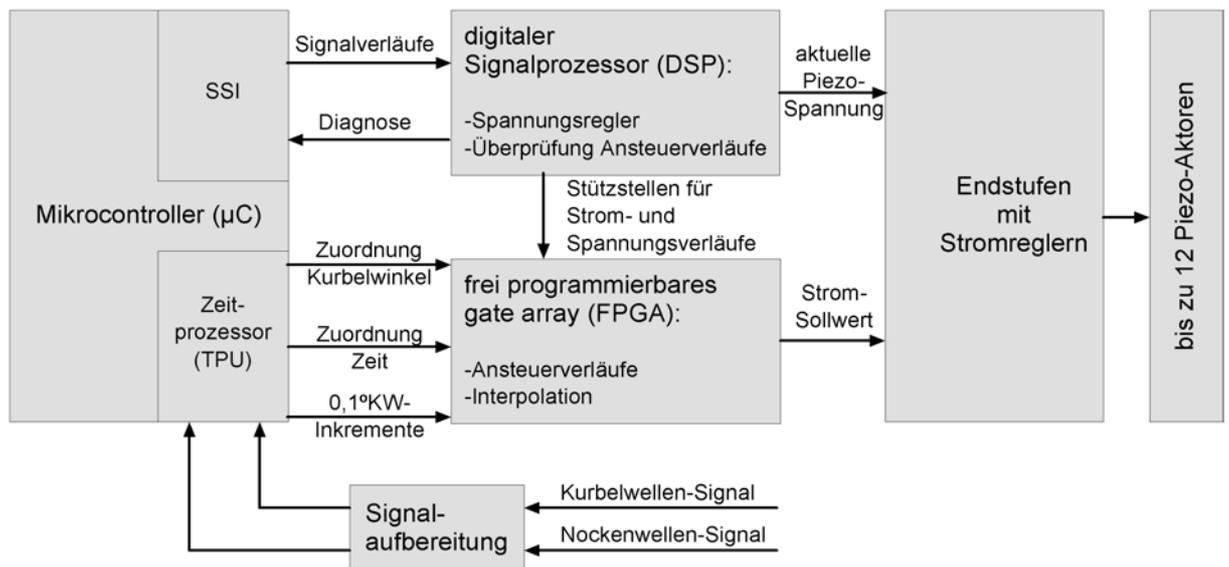


Abb. 3.19: Signalverläufe des Versuchs- und Applikationssteuergeräts *Piezo-FI^{2RE}*, [Prd].

Neben der Leistungs- und Ansteuerlektronik verfügt das *Piezo-FI^{2RE}* über weitere Funktionen. So können thermische Dehnungen am Piezo-Injektor bzw. an den Piezo-Proportionalventilen mit einem Temperatursensor erfasst werden und durch Verschiebung der Offset-Spannung bzw. durch eine veränderte Amplitude anhand frei parametrierbarer Kennlinien kompensiert werden. **Abb. 3.20** zeigt anhand der Nadelhubverläufe bei verschiedenen Umgebungstemperaturen die Wirkweise der Temperaturkompensation. Während bei einer niedrigen Temperatur auch eine kleinere Spannung ausreicht, um die Einspritzdüse sicher zu verschließen, wird hierfür bei einer höheren Temperatur aufgrund der thermischen Längendehnung auch eine höhere Spannung benötigt.

Durch die Temperaturkompensation kann bei unterschiedlichen Umgebungstemperaturen ein gleichbleibender Nadelhub gewährleistet werden. Diese Funktion

ist trotz der aktiven Konditionierung des Piezo-Injektors und der Piezo-Proportionalventile unerlässlich, da bereits der vom Lastzustand des Versuchsaggregats abhängige veränderliche Wärmestrom durch die Einspritzdüse zu unterschiedlichen Nadelhüben führen kann.

Des Weiteren verfügt das Steuergerät über Regelmodule zur Ansteuerung von Common-Rail-Einspritzpumpen und der zugehörigen Druckregelventile. Auch können allgemeine motorische Stellglieder wie zum Beispiel Abgasrückführventile und Turbolader mit variabler Turbineneinlassgeometrie angesteuert werden.

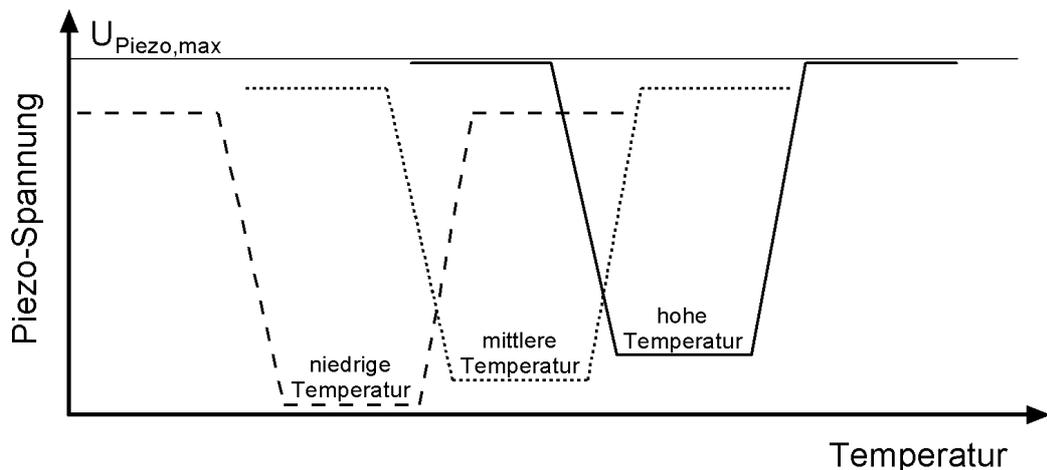


Abb. 3.20: Wirkungsweise der Temperaturkompensation.

Da der Piezo-Injektor bei eingeschalteter Spannung schließt, schaltet das Steuergerät bei Auftreten eines Fehlers eine Spannung von 400 V einer externen Spannungsquelle auf alle angeschlossenen Piezo-Aktoren und verhindert so eine unerwünschte Dauer-Einspritzung. Zugleich wird ein Notaus-Signal zur Ansteuerung externer Stellglieder erzeugt und die Module zur Regelung der Common-Rail-Einspritzpumpe bzw. deren Druckregelventil bewirken einen schnellstmöglichen Abbau des Einspritzdrucks. Die wichtigsten externen Stellglieder sind zwei schnell-schaltende federkraftbetätigte Absperrventile, die die Hochdruckleitungen zu den Piezo-Proportionalventilen verschliessen.

Das Steuergerät ist in der Lage, neben dem einzylindrigen Betrieb des Forschungseinspritzsystems noch weitere Zylinder im Serienzustand mit serienmäßigen Common-Rail-Injektoren anzusteuern.

3.2 Versuchsaggregat

Bei der Auswahl eines geeigneten Versuchsträgers für das Forschungseinspritzsystem wurde von vornherein festgelegt, dass es sich um einen modernen PKW-Dieselmotor mit vier Einlass- und Auslassventilen pro Brennraum handeln sollte. Des

Weiteren sollte als Einspritzsystem ein Common-Rail-System der zweiten Generation eingesetzt werden. Die Emissionseinstufung sollte Euro III oder besser erfüllen. Zur Verwendung kommt ein Vierzylinder-Dieselmotor M47TÜ von *BMW*. Dieser Motor entspricht dem heutigen Stand der Technik und erfüllt die eingangs erwähnten Anforderungen [Eid], [Stz.1]. In **Tabelle 3.5** sind die wichtigsten technischen Daten des Versuchsaggregats aufgeführt.

Tabelle 3.5: Technische Daten des Versuchsträgers

Motortyp	BMW M47 TÜ
Zylinderzahl	4
Hubraum	1995 cm ³
Hub	90 mm
Bohrung	84 mm
Zylinderabstand	91 mm
Pleuellänge	136 mm
Anzahl Ventile	4
Verdichtungsverhältnis	1:17
Masse	158 kg
Maximale Leistung	110 kW @ 4000 min ⁻¹
Maximales Drehmoment	330 Nm @ 2000 min ⁻¹
Abregeldrehzahl	4800 min ⁻¹
Aufladung	Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie
Abgasrückführung	Ungeköhlt
Ladungssteuerung	Füll- und Drallkanal durch Drallklappe gesteuert
Einspritzsystem	<i>Bosch</i> Common-Rail 2. Generation (1600 bar)
Injektoren	Solenoid-Injektoren, <i>Bosch</i> CRIP 2
Abgas-Einstufung	Schadstoffarm nach EU III

Betriebsstrategie

An dem Vierzylinder-Aggregat wird nur ein Zylinder mit dem beschriebenen Forschungs-Einspritzsystem bestückt. Die anderen Zylinder werden im Serienzustand belassen und mit den serienmäßigen Magnetventil-Injektoren betrieben. Da alle Zylinder die gleichen Einspritzdüsen aufweisen, lassen sich die Rohemissionen der Serienapplikation unter identischen Randbedingungen direkt mit den durch Einspritzverlaufsformung mit dem Forschungs-Einspritzsystem erzielten Emissionen bewerten. Die sonst üblichen Abweichungen von Vergleichsmessungen infolge unterschiedlicher prüfstandseitiger Randbedingungen können somit vollständig

unterbunden werden. Dieses so genannte „3+1“-Konzept verlangt einige Beachtung, da Rückwirkungen zwischen den in Serien-Applikation betriebenen Zylindern und dem „Forschungs-Zylinder“ im Sinne einer hohen Messgüte zu vermeiden sind. Kritische Fragestellungen sind insbesondere eine getrennte Leistungsmessung, die rückwirkungsfreie Emissionsmessung und die Herstellung des Ladedrucks bei Verwendung des serienmäßigen Abgasturboladers. Die Steuerung des Versuchsaggregats wird vollständig von dem zuvor beschriebenen Applikationssteuergerät *Piezo-FI^{2RE}* übernommen. **Abb. 3.21** zeigt ein Schema des „3+1“-Konzepts.

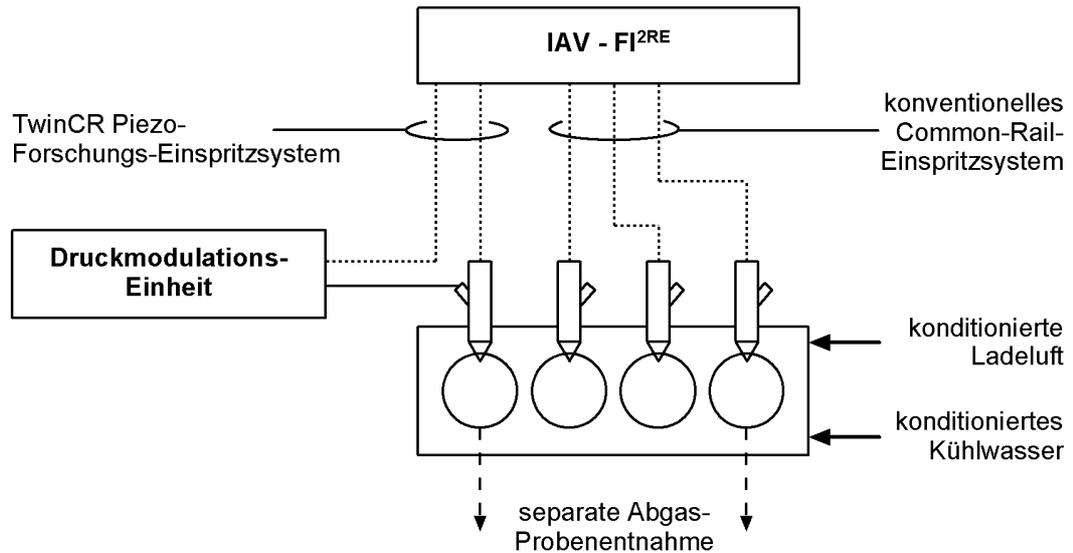


Abb. 3.21: Schaltbild der Betriebsstrategie des Versuchsaggregats nach dem so genannten „3+1“-Konzept.

Die getrennte Leistungsmessung erfolgt durch eine Zylinderdruckindizierung auf dem mit dem Forschungs-Einspritzsystem betriebenen Zylinder und auf einem Referenz-Zylinder

Modifikationen am Versuchs-Aggregat

Zur Darstellung des „3+1“-Betriebs wird der direktwirkende Piezo-Injektor anstelle eines Serien-Injektors in die unveränderte Injektorbohrung von Zylinder 4 montiert. Dem Piezo-Injektor wird die Druckmodulationseinheit mit eigener Hochdruckversorgung vorgeschaltet. Daher ist ein Druckanschluss am serienmäßigen Hochdruckspeicher des Versuchsaggregats zu verschließen. Zur getrennten Leistungsmessung und insbesondere um im Versuchsbetrieb gleiche indizierte Mitteldrücke auf den unterschiedlich betriebenen Zylindern herstellen zu können, wird der Zylinderdruck auf den Zylindern 1 und 4 mit Miniatur-Zylinderdrucksensoren erfasst. Somit können die indizierte Leistung P_i und der indizierte spezifische Kraftstoffverbrauch b_i bestimmt werden. Dazu wird die Einspritzmenge zur indizierten Leistung ins Verhältnis gesetzt. Dabei ist die begrenzte Messgenauigkeit zu beachten, die diese indizierten Werte selbst bei Verwendung modernster Indizierttechnologie aufweisen.

Die indizierte Zylinderleistung kann mit einer Messunsicherheit von schätzungsweise $\pm 2\%$ bestimmt werden. Des Weiteren können weder für das Forschungs-Einspritzsystem noch für den Serien-Injektor die Mengenabweichungen quantifiziert werden, die sich unter den verschiedenen thermischen Randbedingungen im Einspritzverlaufsindikator (EVI) und im motorischen Betrieb ergeben. Immerhin lassen sich mit Sicherheit Trends im indizierten spezifischen Verbrauch ausmachen. Eine Bestimmung der effektiven Leistung P_e bzw. des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauchs b_e ist aufgrund der unterschiedlichen Verbrennungsabläufe in den unterschiedlich betriebenen Zylindern nicht möglich.

Um die Rohemissionen von Serien- und Piezo-Injektor getrennt analysieren zu können, ist eine Probenentnahme vor der Durchmischung im Abgaskrümmern notwendig. Dazu werden Entnahmesonden direkt vor den Auslassventilen der Zylinder 1 und 4 positioniert, und die Abgasentnahme erfolgt unmittelbar während des Ausschlebens aus dem Brennraum. Die Entnahme erfolgt an den äußeren Zylindern, um Vermischungseffekte aufgrund eines möglichen Übersprechens zwischen benachbarten Zylindern auf ein Minimum zu reduzieren. Da die verwendete Abgasanalytik enge Vorgaben hinsichtlich der Abgas-Eingangstemperatur aufweist ($190^\circ\text{C} < T_{\text{abgas, Ein}} < 220^\circ\text{C}$), wird das separat entnommene Abgas nach Bedarf durch eine geregelte Konvektionskühlung bzw. eine geregelte elektrische Beheizung der Sonde konditioniert.

Als Funktionsnachweis der separaten Abgasentnahme dient zunächst ein Versuch, bei dem der Einspritzverlauf des mit dem Forschungs-Einspritzsystem betriebenen Zylinders unverändert bleibt, während der Ansteuerbeginn der Referenz-Zylinder um $\pm 4^\circ\text{KW}$ verstellt wird. In diesem Versuch soll ermittelt werden, ob es zu einem Übersprechen von Abgasen aus den Referenzzyklindern in die separate Abgasentnahme des „Piezo“-Zylinders kommt. **Abb. 3.23** zeigt, dass die gemessenen Stickoxid- und Rußemissionen des sondierten „Piezo“-Zylinders von der Variation im Rahmen der Messunsicherheit unberührt bleiben, während die Emissionen der Referenzzyklindern den erwarteten „Ruß-NO_x-Tradeoff“ zeigen.

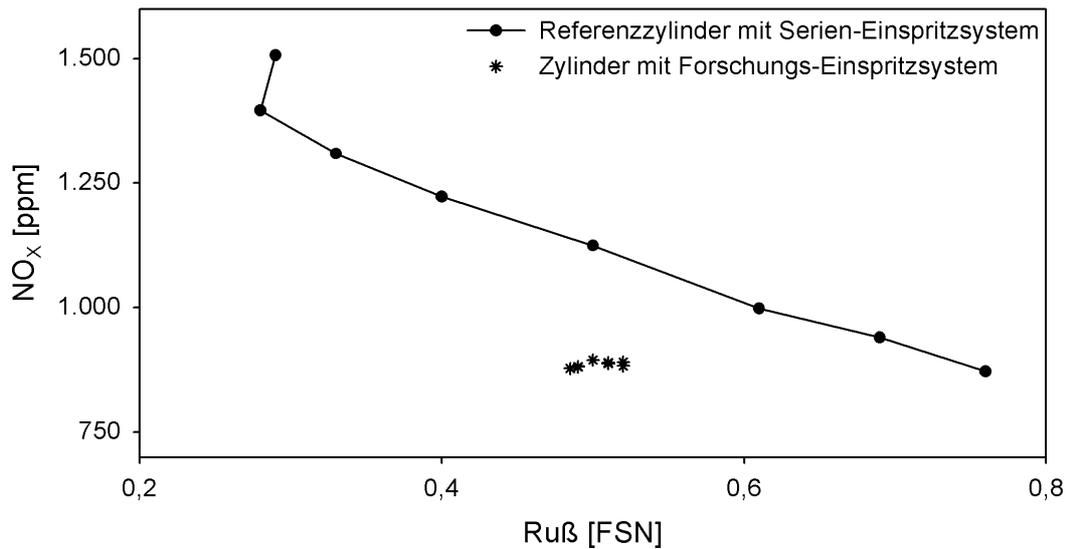


Abb. 3.23: Vergleich der Stickoxid- und Rußemissionen des „Piezo-Zylinders“ und des Referenzzylinders bei Variation des Ansteuerbeginns der Zylinder mit serienmäßigem Einspritzsystem.

Ein zweiter Versuch stellt die Stickoxid- und Rußemissionen des Referenzzylinders bei vollkommen serienmäßig betriebem Versuchsaggregat für die separate Probenentnahme und die Standard-Entnahme gegenüber. Die üblicherweise vorgeschriebene Standardentnahme findet in 2,5 m Entfernung vom Abgaskrümmen vor dem Schalldämpfer statt und entnimmt die vermischten Abgase aller Zylinder. **Abb. 3.24** zeigt die Stickoxid- und Rußemissionen bei einer Drehzahl von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ über den gesamten Lastbereich. Es ergibt sich eine gute Übereinstimmung der Emissionswerte mit leichten Abweichungen der Rußemissionen im untersten Lastbereich. Vermutlich liegen im unteren Lastbereich geringe Abgastemperaturen vor, die im Verlauf der Abgasführung der separaten Probenentnahme noch weiter sinken. Dadurch können wahrscheinlich Abgaskomponenten kondensieren und einen Teil der Rußpartikel binden. Die motorischen Messungen im Rahmen dieser Arbeit werden aufgrund des höheren Lastpunktes nicht beeinträchtigt.

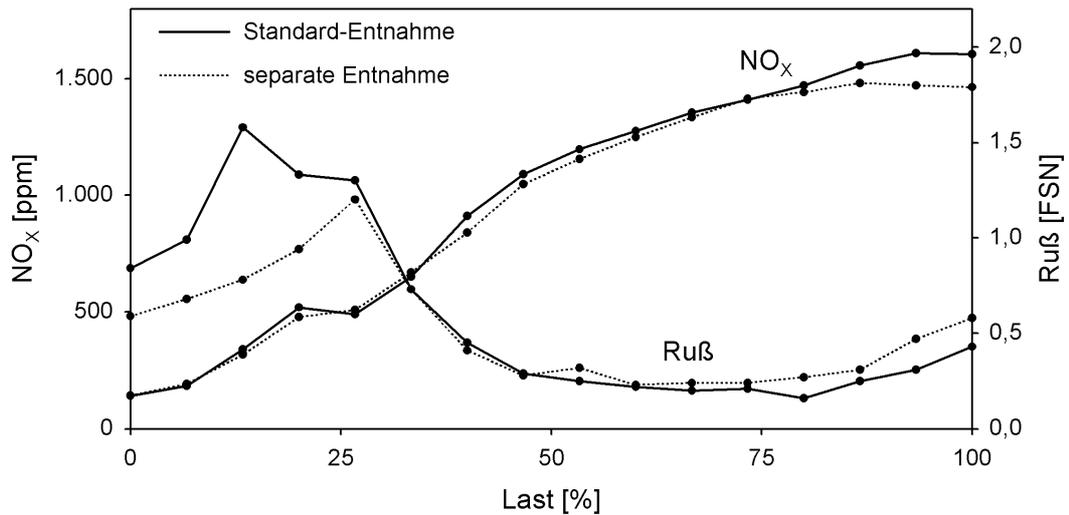


Abb. 3.24: Vergleich der Stickoxid- und Ruß-Emissionen bei Standard-Entnahme bzw. separater Probenentnahme.

Der separat entnommene Abgas-Massenstrom wird am Abgas-Turbolader vorbei direkt in die Abgasanalytik geleitet. Ein Teil der Abgasenthalpie steht daher dem Turbolader nicht zur Verfügung. Jedoch bleibt die Entnahme ohne Auswirkungen auf die Funktion des Turboladers, was **Abb. 3.25** mit einem Vergleich des Ladedrucks im serienmäßigen Motorbetrieb mit und ohne Abgasentnahme zeigt.

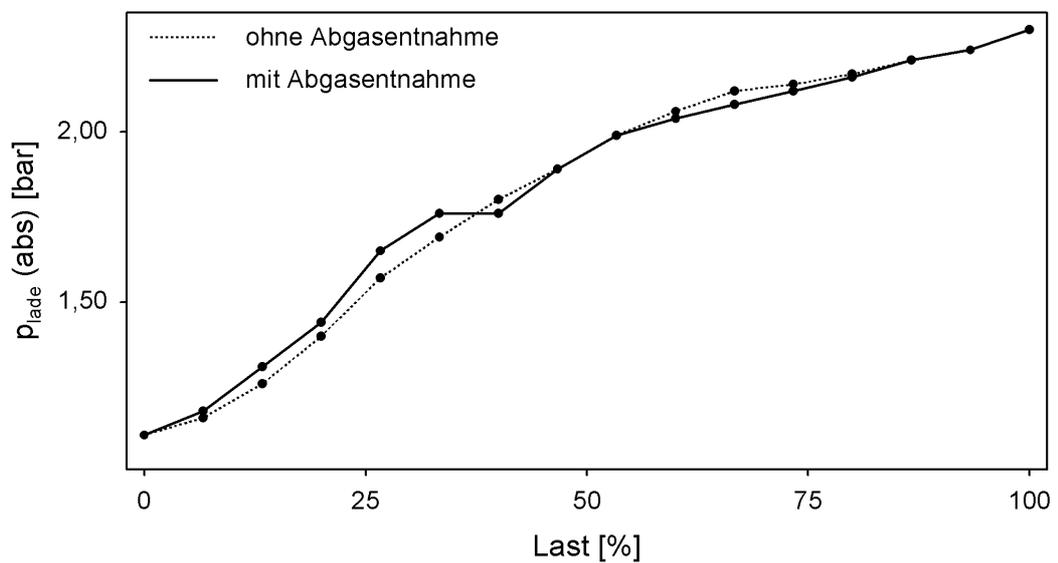


Abb. 3.25: Ladedruck des Versuchsaggregats bei serienmäßiger Betriebsweise mit und ohne separate Abgasentnahme.

Einspritzdüsen

Bei allen im Rahmen dieser Arbeit vorgenommenen Versuchreihen werden an den Injektoren des Serien-Einspritzsystems und des Forschungs-Einspritzsystems Düsen des Typs *Bosch* DLLA 160 P 1063+ verwendet, mit denen das Versuchsaggregat im Originalzustand ausgestattet ist. Die Position der Einspritzdüse in dem mit dem Forschungs-Einspritzsystem ausgestatteten Zylinder ist identisch mit der serienmäßigen Position und wird bei allen Messungen konstant gehalten. In **Tabelle 3.6** sind die wichtigsten Daten dieses Düsentyps aufgelistet.

Tabelle 3.6: Kenndaten der Einspritzdüse *Bosch* DLLA 160 P 1063+

Düsenbezeichnung	Mikrosacklochdüse mit konischem Sackloch
Anzahl Einspritzbohrungen	6
Einbauwinkel	0°
Kegelwinkel	160°
Spritzlochdurchmesser	0,152 mm
Spritzlochlänge	1,05 mm
Q_{hydr}	431...449 cm ³ / 30 s / 100 bar
k_s	1,5
Druckschwellfestigkeit	max. 1800 bar
Spritzlochfertigung	elektroerosiv + hydroerosive Verrundung

4 Messprogramm, Messmittel und Messwerterfassung

4.1 Messprogramm

Hydraulische Messungen

In den hydraulischen Messungen sollen die Systemeigenschaften des vorgestellten Forschungs-Einspritzsystems gezeigt werden. Zudem soll dargestellt werden, dass die bei der Entwicklung zugrunde gelegten Forderungen erfüllt werden. Insbesondere sind die Mengestabilität und die reproduzierbare Arbeitsweise zu belegen. Dabei ist eine systematische funktionale Trennung sinnvoll:

Zunächst werden nur der Piezo-Injektor und die Möglichkeiten zur Einspritzverlaufsformung mit Nadelsitzdrosselung untersucht. Dabei sollen die Flexibilität und die reproduzierbare Arbeitsweise des Injektors anhand von exemplarischen Einspritzverläufen unter Angabe einer Streubandbreite gezeigt werden. Auch sollen spezielle Systemeigenschaften des Piezo-Injektors wie die vom Einspritzdruck unabhängige Öffnungsgeschwindigkeit der Düsennadel und der zeitliche Verzug zwischen elektrischem Ansteuerbeginn und hydraulischem Einspritzbeginn untersucht werden

Nachfolgend finden Versuche zur Einspritzverlaufsformung durch Druckmodulation statt, in denen die Kombination aus Piezo-Injektor und Druckmodulationseinheit verwendet wird. Hier sollen ebenfalls die Flexibilität und die reproduzierbare Arbeitsweise des Einspritzsystems anhand ausgesuchter Einspritzverläufe untersucht und spezielle Systemeigenschaften demonstriert werden.

Motorische Messungen

Ziel der motorischen Messungen ist es, Potenziale der Einspritzverlaufsformung zur Minderung der dieselmotorischen Schadstoff-Rohemissionen aufzuzeigen.

Durch die hohe Flexibilität des verwendeten Forschungs-Einspritzsystems steht eine Vielzahl an Freiheitsgraden zur Verfügung, die nur durch eine sorgfältige und systematische Versuchsplanung und -durchführung beherrscht werden kann. Wichtiger noch als eine Charakterisierung über das gesamte motorische Kennfeld ist dabei eine umfassende Potenzialanalyse an einem ausgewählten Lastpunkt.

Insbesondere eignet sich ein solcher Lastpunkt, an dem das Brennverfahren keinen Einflüssen aufgrund einer Abgasrückführung oder durch hohen Drall unterworfen ist. Dies ist bevorzugt ein hoher Lastpunkt. Zugleich kommen die Freiheitsgrade und die dynamischen Vorteile des Forschungs-Einspritzsystems gegenüber dem Serien-Einspritzsystem speziell bei niedrigen Drehzahlen zur Geltung. Anhand dieser Kriterien wird als Schwerpunkt der motorischen Untersuchungen der Lastpunkt mit der Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ bei einem indizierten Mitteldruck von ca. $p_{m,i} = 15 \text{ bar}$, der als Führungsgröße für die motorischen Messungen gilt, festgelegt. An diesem

Lastpunkt erreicht das Versuchsaggregat in serienmäßiger Konfiguration ein Drehmoment von ca. $M = 200 \text{ Nm}$.

Den Schwerpunkt der Untersuchungen bildet die Einspritzverlaufsformung der Haupteinspritzung. Während die Effekte von Vor- und Nacheinspritzungen im Wesentlichen untersucht wurden, ist im Bereich der Haupteinspritzung noch dringender Forschungsbedarf zu erkennen. Aus bisher veröffentlichten Untersuchungen mit anderen Forschungs-Einspritzsystemen und aus theoretischen Überlegungen wird häufig über die Gestalt eines „idealen“ Einspritzverlaufs gemutmaßt [Doh.2], [Kam.2]. Da die während der Zündverzugszeit eingebrachte Kraftstoffmenge maßgeblich Einfluss auf den Brennverlauf und das Emissionsverhalten hat, ist von einer anfänglichen Ratenbegrenzung bei gleichzeitig verbesserter Gemischbildung ein verkürzter Zündverzug ohne Anstieg der Rußemissionen zu erwarten. Anschließend wird eine hohe Einspritzrate während der Diffusionsverbrennung benötigt, um die zu Beginn der Einspritzung beschränkte Einspritzrate zu kompensieren und um die Gemischbildung während der Verbrennung zu intensivieren. Das Einspritzende erfolgt im Idealfall möglichst abrupt. **Abb. 4.1** zeigt eine häufig gewünschte Idealform des Einspritzverlaufs in der Haupteinspritzung. Abgeleitet aus diesem Wunsch-Einspritzverlauf sollen im Rahmen dieser Arbeit vornehmlich so genannte „boot“-förmige Einspritzverläufe untersucht werden.

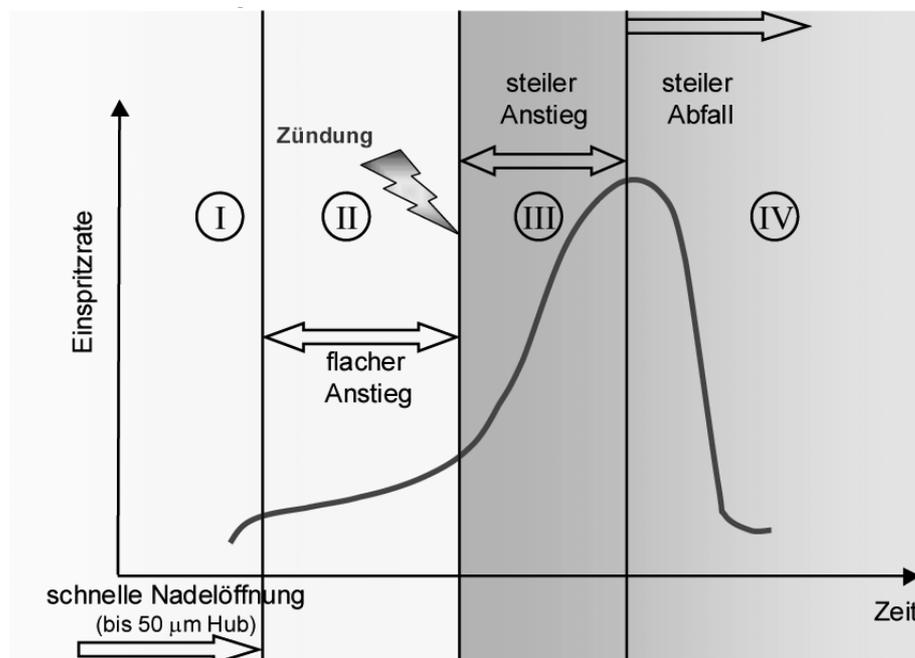


Abb. 4.1: Häufig gewünschte Formung eines „idealen“ Einspritzverlaufs [Doh.2].

Die experimentellen Untersuchungen gliedern sich in hydraulische, motorische und optische Versuche. Die hydraulische Vermessung des Einspritzsystems gibt Aufschluss über das Mengenverhalten bei verschiedenen Ansteuerverläufen.

Motorische Ergebnisse zeigen das Emissionspotenzial, und ergänzend helfen die optischen Untersuchungen mit Hilfe einer so genannten Integralen Lichtleitmesstechnik bei der Interpretation der erzielten Emissionswerte.

Variationen der Einspritzverlaufsform

Der Einspritzverlauf der Haupteinspritzung soll in Anlehnung an den zuvor gezeigten „idealen“ Einspritzverlauf systematisch variiert werden. Als Grundlage dient ein „boot“-förmiger Einspritzverlauf. Die gezeigten Einspritzverläufe werden zunächst durch Druckmodulation erzeugt. Anschließend werden hydraulisch gleiche Einspritzverläufe durch Nadelsitzdrosselung dargestellt und verglichen.

1. Parametervariation der Haupteinspritzung

In der ersten Parametervariation soll anhand einer „boot“-Einspritzung ermittelt werden, mit welchem Zeitverhältnis t_2/t_1 und dem sich daraus ergebenden Druckverhältnis (bzw. Einspritzratenverhältnis) p_2/p_1 die günstigsten Rohemissionen erzielt werden können. In diesem Fall wird in der zweiten Druckstufe stets ein hoher Einspritzdruck von $p_2 = 1550$ bar eingestellt. Bei dieser Parametervariation werden die Einspritzdauer t_i und der indizierte Mitteldruck $p_{m,i}$ fixiert. Die Variationsbreite erstreckt sich von einer nahezu rampenförmigen Einspritzung für $p_1 \ll p_2$ bis zu einem annähernd rechteckigen Profil bei einer hohen Druckstufe p_1 . **Abb. 4.2** zeigt schematisch das Vorgehen bei der ersten Parametervariation.

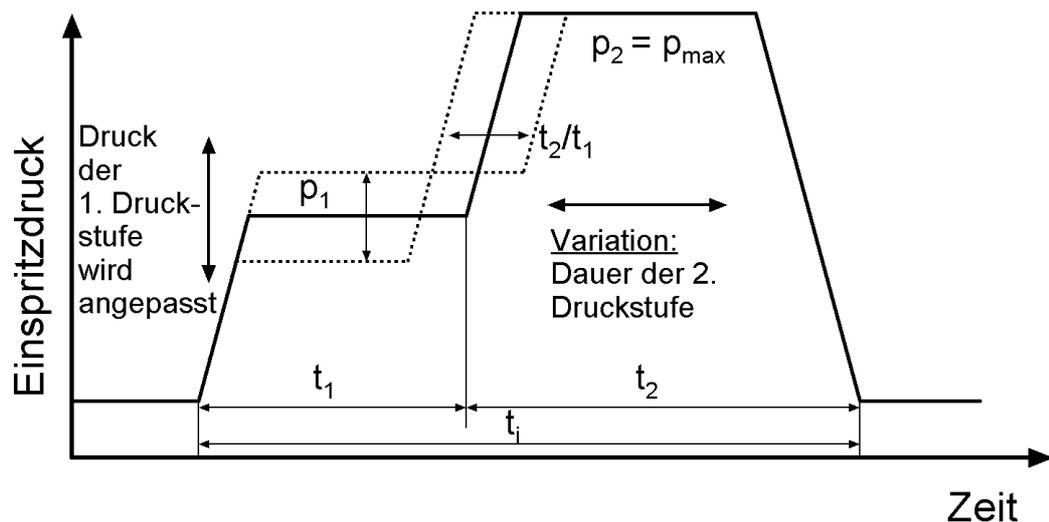


Abb. 4.2: Vorgehen bei der ersten Parametervariation der Haupteinspritzung.

Die unterschiedlichen Einspritzverläufe werden in einer Variation des Ansteuerbeginns von ± 4 °KW bei einer Schrittweite von 1 °KW, ausgehend von dem mit dem Serien-Einspritzsystem applizierten Einspritzbeginn untersucht.

2. Parametervariation der Haupteinspritzung

In der zweiten Parametervariation soll anhand einer „boot“-Einspritzung ermittelt werden, mit welchem Zeitverhältnis t_2/t_1 und dem sich daraus ergebenden Druckverhältnis (bzw. Einspritzratenverhältnis) p_2/p_1 die günstigsten Rohemissionen erzielt werden können. Bei dieser Parametervariation werden die erste Druckstufe p_1 und der indizierte Mitteldruck $p_{m,i}$ fixiert. Die Einspritzdauer t_1 entspricht wiederum der im Serienzustand applizierten Dauer. Die Variationsbreite erstreckt sich von einem nahezu rechteckigen Profil, bei dem sich eine niedrige Druckstufe p_2 einstellt, bis zur Ausnutzung des maximal verfügbaren Systemdrucks in der zweiten Druckstufe, $p_2 = p_{\max}$. **Abb. 4.3** zeigt schematisch das Vorgehen bei der zweiten Parametervariation. Die Einspritzverläufe werden in einer Variation des Ansteuerbeginns von ± 4 °KW bei einer Schrittweite von 1 °KW, ausgehend von dem mit dem Serien-Einspritzsystem verwirklichten Einspritzbeginn untersucht.

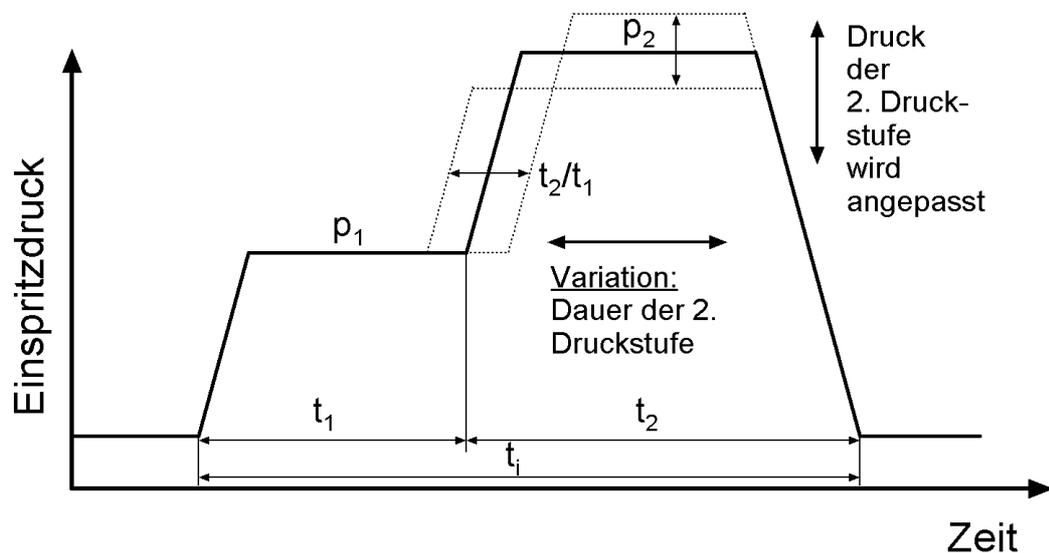


Abb. 4.3: Vorgehen bei der zweiten Parametervariation der Haupteinspritzung.

3. Parametervariation der Haupteinspritzung

In der dritten Parametervariation wird das zuvor in der ersten Variation ermittelte beste Zeitverhältnis t_2/t_1 , sowie der Druck p_2 und der indizierte Mitteldruck $p_{m,i}$ fixiert. Davon ausgehend soll die Einspritzdauer unter Anpassung der Druckstufe p_1 variiert werden. Hier soll ebenfalls ermittelt werden, wie sich die Einspritzdauer einer „boot“-Einspritzung auf die Rohemissionen auswirkt. Die Variationsbreite der Einspritzdauer wird zu $\pm 320 \mu\text{s}$ (Schrittweite $160 \mu\text{s}$ entsprechend 1 °KW bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$) ausgehend von der im Serienzustand applizierten Einspritzdauer gesetzt. **Abb. 4.4** zeigt schematisch das Vorgehen bei der dritten Parametervariation. Die unterschiedlichen Einspritzverläufe werden in einer Variation des Ansteuerbeginns von ± 4 °KW bei einer Schrittweite von 1 °KW, ausgehend von dem mit dem Serien-Einspritzsystem dargestellten Einspritzbeginn untersucht.

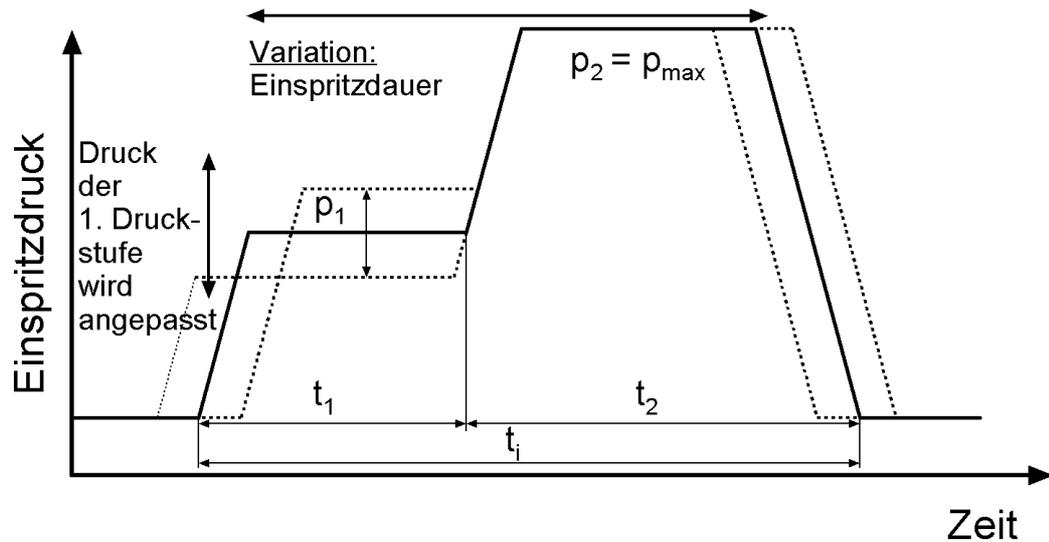


Abb. 4.4: Vorgehen bei der dritten Parametervariation der Haupteinspritzung.

4.2 Messmittel und Messwerterfassung

In den nachfolgend beschriebenen Messungen wurden folgende Messtechniken, Sensoren und Messmittel verwendet:

Es erfolgt eine Indizierung der Zylinder 1 und 4. Die Indiziermesskette besteht aus Miniatur-Zylinderdrucksensoren *AVL-GU12P*, Ladungsverstärkern *Kistler 5044* und einem *FEV-Adapt-CAS ES* Indiziersystem mit acht Indizierkanälen. Das Indiziersystem erfasst 64 Verbrennungszyklen mit einer Auflösung von $0,5^\circ\text{KW}$ und stellt wichtige motorische Führungsgrößen in Echtzeit dar. Zur Auswertung können sowohl die einzelnen Zyklen als auch ein gemittelter Zylinderdruckverlauf abgerufen werden. Zudem ermittelt das Indiziersystem in nachgestellten thermodynamischen Berechnungen eine Vielzahl von Kenngrößen, wie z. B. den indizierten Mitteldruck, den Zylinderspitzenruck und die Spitzendrucklage, oder den Verbrennungsschwerpunkt.

Als Abgasanalyse für die Abgaskomponenten Kohlenmonoxid in Vol. % und ppm, Kohlendioxid in Vol. %, Sauerstoff in Vol. %, Kohlenwasserstoffe in ppm und Stickoxide in ppm wird eine Abgasanalytik *Horiba Mexa 7100 D* verwendet. Die Abgastrübung wird durch ein *AVL-Smoke meter 415 S* ermittelt. Dieses Gerät arbeitet nach der so genannten Filterpapiermethode und gibt die Abgastrübung als *filter smoke number* (FSN) aus. Die Werte der Abgasanalyse unterliegen ständigen leichten Schwankungen und werden daher im Verlauf der Messungen durch Ablesen ermittelt. Um die Messwertschwankungen bestmöglich auszugleichen, finden drei Ablesevorgänge und eine anschließende arithmetische Mittelung der Werte statt.

Zur Bestimmung der Kurbelwellenstellung und der Motordrehzahl dient ein optischer Inkrementalwertgeber *Heidenhain ROD 426* mit einer Auflösung von $0,1^\circ\text{KW}$. Zur genauen Anpassung des Inkrementalwertgebers an den oberen Totpunkt des

Versuchsaggregats wurde ein kapazitiver OT-Wert-Geber von *AVL* verwendet. Die Phasenlage des Aggregats wird durch einen an der Nockenwelle applizierten Hallgeber definiert. Dazu wurde an der Achse der motoreigenen Unterdruckpumpe ein Permanentmagnet befestigt, der mit jeder Umdrehung der Nockenwelle ein Rechtecksignal der Hallspannung hervorruft. Das vom Versuchsaggregat abgegebene Drehmoment wird durch einen berührungslos arbeitenden Drehmomenten-Messflansch der Firma *HBM* erfasst.

Spezifische Messgrößen des Forschungs-Einspritzsystems sind die Speicherdrücke der beiden Druckspeicher, sowie der Leitungsdruck in der Zuleitung zum Piezo-Injektor. Diese Drücke werden mit piezoresistiven Hochdrucksensoren von *Kistler* hochdynamisch erfasst. Die Nadelhübe der Piezo-Proportionalventile und des Piezo-Injektors werden mit Nadelhubsensoren an der Schnittstelle zwischen Druckbolzen und Düsen-nadel der Einspritzdüse gemessen. Ein am Druckbolzen befestigter Permanentmagnet wird mit der Düsen-nadelbewegung am Hall-Sensor vorbeigeführt und ruft eine Änderung des magnetischen Flusses durch das Hall-Element hervor. Dadurch kommt es zu einer Änderung der Hall-Spannung, die anhand einer Kennlinie dem jeweiligen Nadelhub eindeutig zugeordnet werden kann. **Abb. 4.5** zeigt die Anordnung und das Messprinzip des Nadelhubensors. Die Nadelhubsensoren weisen eine Messgenauigkeit von ca. $\pm 4 \mu\text{m}$ und eine Grenzfrequenz von ca. $f_{\text{Grenz}} = 100 \text{ kHz}$ auf. Die im Injektorgehäuse versenkte Anordnung des Nadelhubensors und der Zuleitungskabel erweist sich als sehr robust gegenüber den anspruchsvollen Umgebungsbedingungen am Versuchs-Aggregat.

Als weitere spezifische Messgrößen des Forschungs-Einspritzsystems werden die Piezo-Spannungen an den Piezo-Proportionalventilen und am Piezo-Injektor gemessen. Diese schnellen Messgrößen werden mit Hilfe eines PC mit einer Abtastfrequenz von 80 kHz aufgezeichnet und weiter verarbeitet.

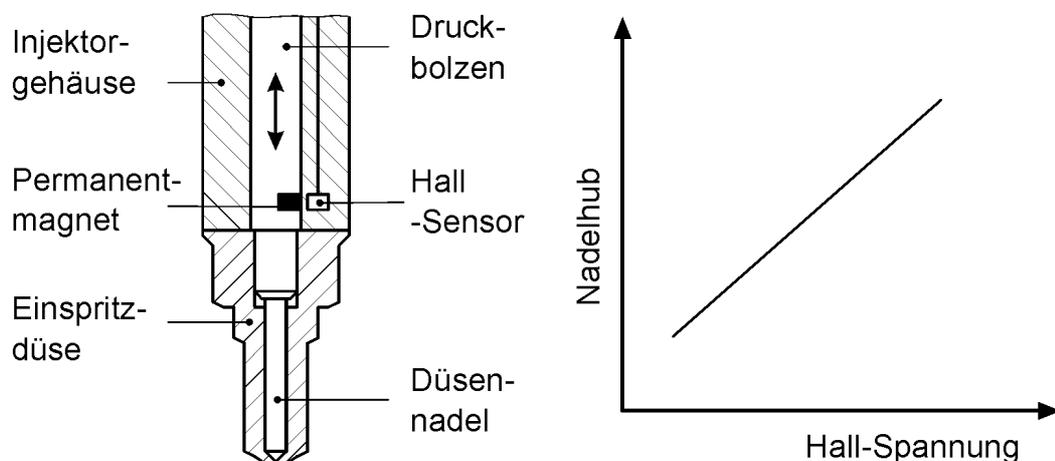


Abb. 4.5: Anordnung und Messprinzip des Nadelhubensors.

Zur Bestimmung der Einspritzrate dient ein *IAV*-Einspritzverlaufsindikator (EVI). Wird der Piezo-Injektor an diesem Messgerät appliziert, so erfolgt die Einspritzung in ein mit $p_{\text{Gegen}} = 50$ bar vorgespanntes Kraftstoffvolumen. Durch die Einspritzung kommt es hier zu einem Druckanstieg, der proportional der Massenzunahme bzw. der Einspritzmasse ist. Der Druckverlauf wird mit einem Drucksensor erfasst und mit einer nachfolgenden Messwertverarbeitung abgespeichert. Die zwischen der eingespritzten Kraftstoffmasse und dem Integral des Druckverlaufs bestehende Proportionalität kann durch gravimetrische Ermittlung der Einspritzmenge in Form eines Proportionalitätsfaktors quantifiziert und aus dem Druckverlauf ein Einspritzratenverlauf errechnet werden. Mit der Messwernerfassung werden ca. 32 Einzelspritzungen erfasst und abgespeichert. Die Messung kann bei der selben Einspritzfrequenz bzw. Drehzahl stattfinden, die dem zugehörigen motorischen Versuch zugrunde liegt. Dadurch lassen sich vergleichbare stationäre Bedingungen in der Hochdruckhydraulik und im Injektor schaffen. Die Messwertverarbeitung berechnet unter anderem einen gemittelten Einspritzverlauf und die relative Standardabweichung. **Abb. 4.6** zeigt schematisch den Aufbau des Einspritzverlaufsindikators. Bei der Interpretation der motorischen Ergebnisse wird im Hinblick auf die Rußbildung und -oxidation eine so genannte *Integrale Lichtleitmesstechnik* (ILM) verwendet [Sei]. Die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Messtechnik wurde von der *IAV GmbH* entwickelt und für die im Rahmen dieser Arbeit entstandenen Messergebnisse zur Verfügung gestellt. Die ILM, teilweise auch als Globale Lichtleitmesstechnik (GMT) bezeichnet [FVV.2], ist ein nicht bildgebendes optisches Messverfahren zur spektralen Analyse des innermotorischen Verbrennungsvorgangs. Für das dieselmotorische Brennverfahren werden die Wellenlängen $\lambda_1 = 660$ nm und $\lambda_2 = 760$ nm detektiert, die von der Festkörperstrahlung des Rußes dominiert werden. Mit Hilfe der so genannten *Absoluten Zwei-Farben-Methode* können der Temperatur- und Rußmassenverlauf während der Verbrennung berechnet werden. Ergänzend wird die Wellenlänge $\lambda_3 = 310$ nm aufgezeichnet, bei der der größte Anteil der Strahlungsintensität von OH-Radikalen ausgeht.

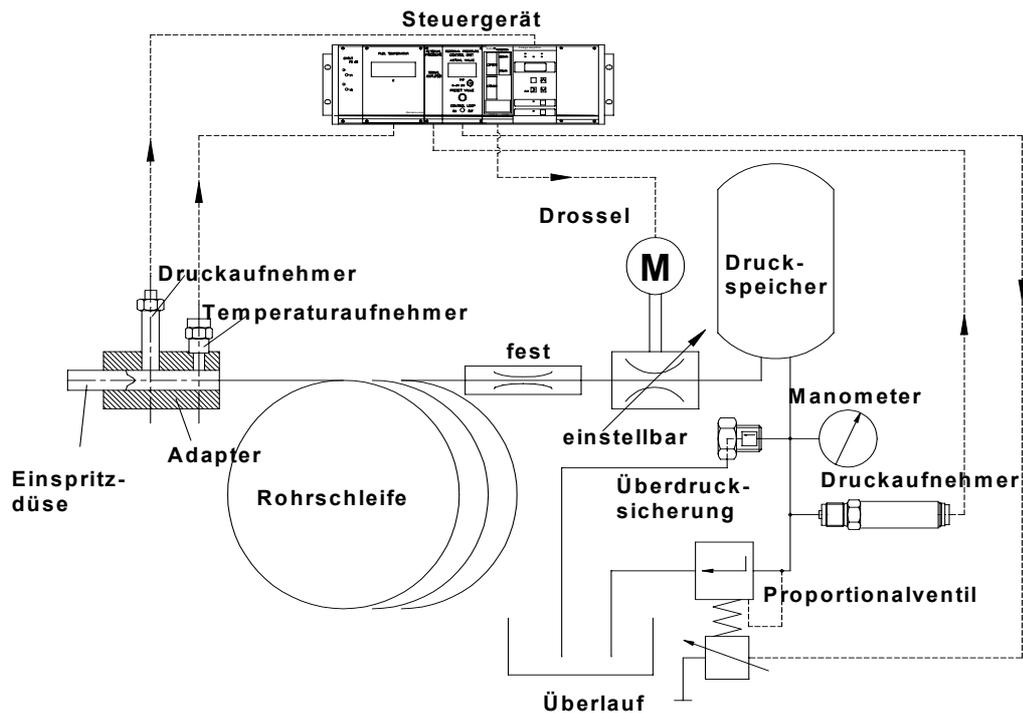


Abb. 4.6: Prinzipskizze des Einspritzverlaufsindikators (EVI), [IAV].

Die Strahlung wird durch eine in die Glühkerzenbohrung eingesetzte Brennraumsonde erfasst und mit entsprechenden optischen Filtern in ihre Bestandteile bei diskreten Wellenlängen λ_1 , λ_2 und λ_3 aufgeteilt. Die robuste Gestaltung der Sonde lässt eine Verwendung im gesamten Kennfeld zu. Die Brennraumsonde besteht aus einem Adapter für die Glühkerzenbohrung und einem darin verklebten Saphirglasstab, der am vorderen Ende zu einer Linse mit einem Öffnungswinkel von 130° geschliffen ist. Während der Messzeit verändert sich das Messvolumen durch die Kolbenbewegung permanent. Durch eine in der Messdatenerfassung implementierte Messdatenkorrektur wird das veränderliche Messvolumen rechnerisch korrigiert. Dem dafür verwendeten Algorithmus liegen die geometrischen Daten des Brennraums und die Einbaulage der Brennraumsonde zugrunde: Für verschiedene Kurbelwinkelstellungen wird die optische Länge von 128 Einzelstrahlen durch die Sonde berechnet und daraus die so genannte optische Schichtdicke des Messvolumens ermittelt. **Abb. 4.7** zeigt den schematischen Aufbau einer Integralen Lichtleitmess-technik.

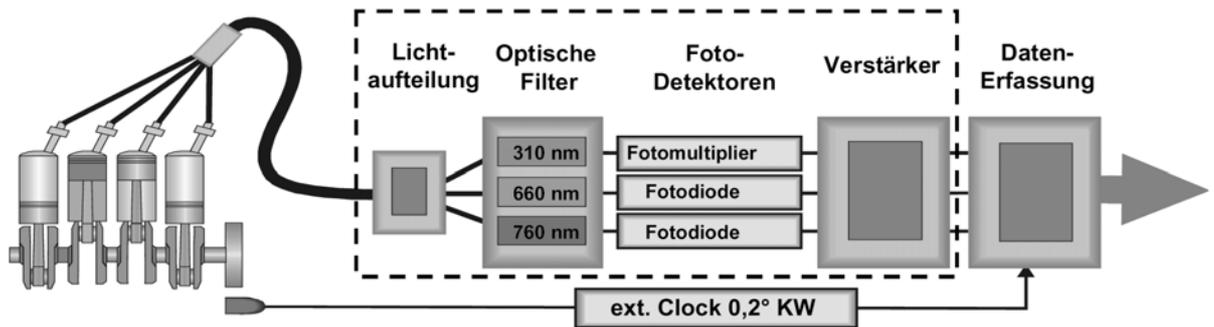


Abb. 4.7: Schematischer Aufbau der Integralen Lichtleitmesstechnik [Sei].

Die Messwernerfassung der Integralen Lichtleitmesstechnik erfolgt über ca. 120 Zyklen. In Lastpunkten der mittleren bis oberen Teillast weist die Messtechnik von Zyklus zu Zyklus Schwankungen von ca. 25 – 30 % aus. Als Ergebnis stehen die Verläufe der Rußtemperatur, der Rußmasse und der Strahlungsintensität der OH-Radikale in grafischer Form kurbelwinkelaufgelöst zur Verfügung. Die Verläufe werden wahlweise als Wasserfalldiagramm oder als zyklusgemittelter Verlauf mit einer Streubandbreite dargestellt. Die Interpretation dieser Ergebnisse basiert auf direkten Vergleichen und kann nicht anhand absoluter Zahlenwerte erfolgen. Nicht zuletzt steht der je nach Brennverfahren unterschiedliche Verschmutzungsgrad der Brennraumsonde quantitativen Messergebnissen entgegen. Typische Verläufe der Rußmasse und der Rußtemperatur werden durch **Abb. 4.8** schematisiert wiedergegeben und in Phasen eingeteilt.

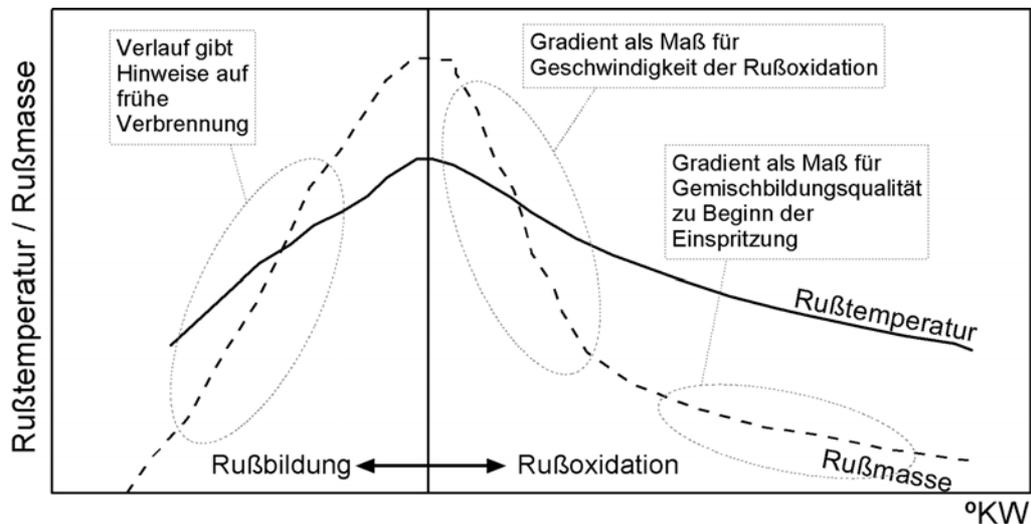


Abb. 4.8: Typische schematisierte Verläufe der Rußmasse und der Rußtemperatur während der Verbrennung.

Während der Rußbildungsphase gibt der Verlauf der Rußmasse Aufschluss über die frühe Verbrennung. Insbesondere lassen sich bei gestuften Einspritzungen Haltepunkte erkennen, die die Rußbildung in zwei Teile gliedern, die sich je einer Stufe der Einspritzung zuordnen lassen. Die Rußoxidationsphase kann in einen frühen,

„heißen“ Anteil und in einen späten, „kalten“ Anteil unterteilt werden. Der „heiße“ Teil der Rußoxidationsphase wird begleitet von einer hohen Intensität der OH-Strahlung. Ein steiler Gradient des Rußmassenverlaufs in der frühen Oxidationsphase lässt eine schnelle Rußoxidation erkennen. In der späteren Phase steht ein flacher Verlauf für eine qualitativ schlechte Gemischbildung speziell zu Beginn der Einspritzung.

Zur Überwachung der weiteren motorischen Größen werden die Temperaturen und Drücke des Kühlwassers und des Motoröls jeweils im Vor- und Rücklauf erfasst. Die Ansaugluft wird hinsichtlich Temperatur, Druck und Luftfeuchte überwacht. Ebenso wird die Abgastemperatur und – in der Sonde zur separaten Abgasentnahme – auch der Abgasgegendruck gemessen. Die motorischen Kontrollgrößen werden jeweils über eine Messzeit von mehreren Sekunden mit einem Mess-PC erfasst und nachfolgend der Mittelwert gespeichert. Zur Absicherung der Messergebnisse werden alle motorischen und hydraulischen Messungen jeweils in dreifacher Wiederholung ermittelt.

5 Ergebnisse, Fazit

5.1 Hydraulische Untersuchungen

Piezo-Injektor / Nadelsitzdrosselung

Grundlegende Ansprüche an den Piezo-Injektor sind eine freie Formbarkeit der Einspritzrate durch Nadelsitzdrosselung, eine gute Mengenstabilität – auch bei kleinsten Einspritzmengen, sowie gute dynamische Eigenschaften mit dem Potenzial eng aufeinander folgender Teil-Einspritzungen ohne gegenseitige Beeinflussung.

Die freie Formbarkeit der Einspritzrate wird beispielhaft in **Abb. 5.1** belegt. Dabei handelt es sich um eine Variation der Öffnungsgeschwindigkeit der Düsennadel, die im Verlauf der Ansteuerspannung, des Nadelhubes und der resultierenden Einspritzrate dargestellt ist. Die Zeit, in der die Düsennadel vollständig öffnet, wird in diesem Versuch ausgehend von der maximalen Geschwindigkeit mit 0,4 ms Schrittweite von 0,2 ms bis 1 ms variiert. Der Einspritzdruck beträgt $p_{inj} = 1500$ bar. Es zeigt sich, dass die Einspritzrate zu Beginn der Einspritzung durch Nadelsitzdrosselung zu unterschiedlichen Rampen geformt werden kann, ohne dass es zu einer Interaktion mit dem Schließvorgang kommt.

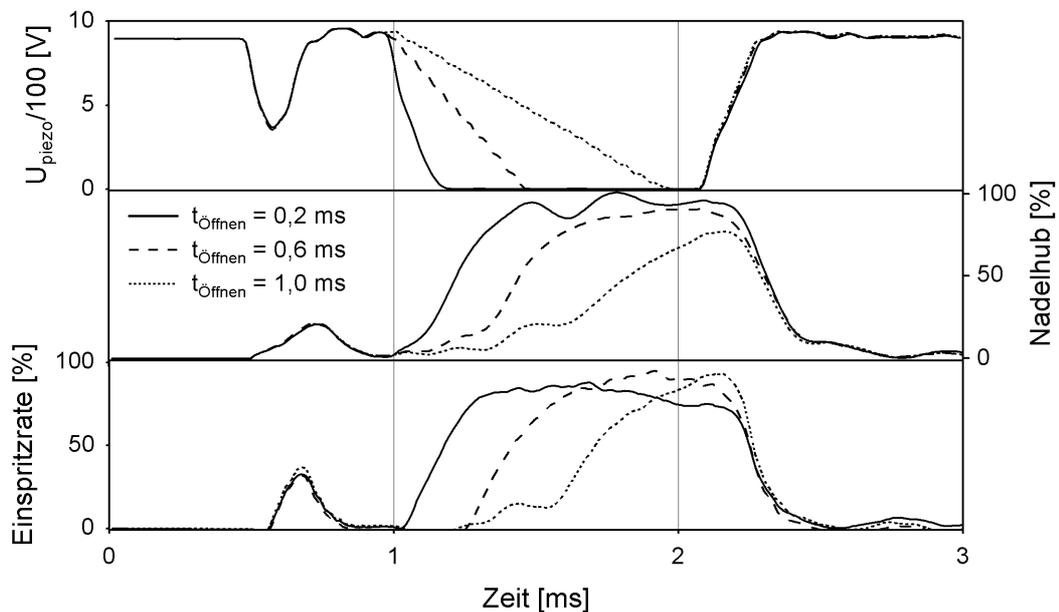


Abb. 5.1: Ansteuerspannung, Nadelhub und Einspritzrate bei einer Variation der Öffnungsgeschwindigkeit der Düsennadel.

Zum Nachweis einer guten Mengenstabilität wurde die Einspritzrate eines durch Nadelsitzdrosselung erzeugten „boot“-förmigen Einspritzverlaufs bei einem Einspritzdruck von $p_{inj} = 1500$ bar am EVI über 32 Zyklen aufgezeichnet. **Abb. 5.2** zeigt neben den einzelnen Verläufen den gemittelten Verlauf und die relative Standardabweichung mit akzeptablen Werten deutlich unterhalb von 10 %.

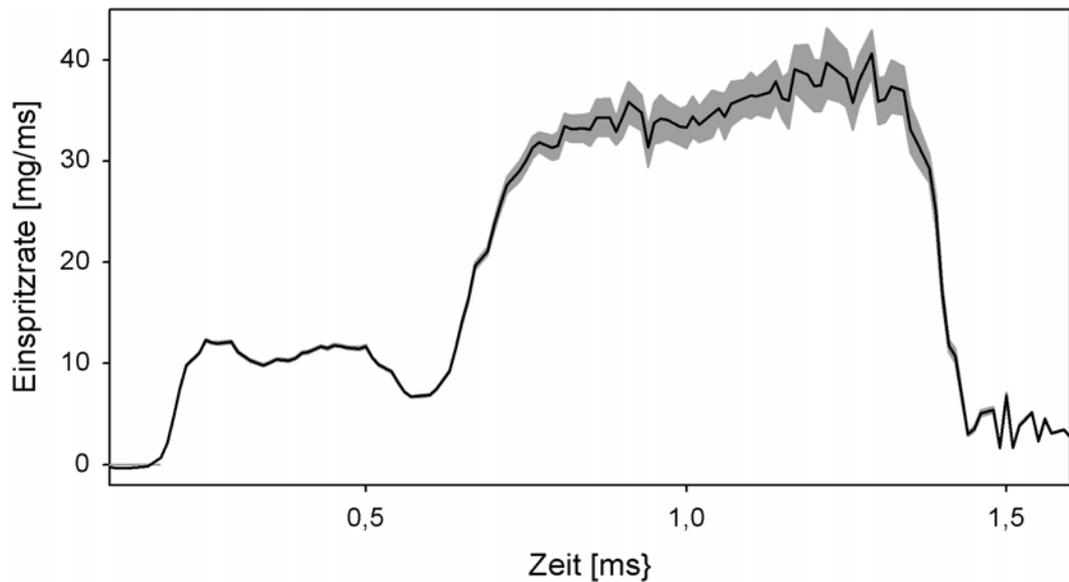


Abb. 5.2: Gemittelter Verlauf und relative Standardabweichung eines „boot“-förmigen, durch Nadelsitzdrosselung erzeugten Einspritzverlaufs. Einspritzmenge: 31,5 mg.

Die Kleinstmengenfähigkeit soll anhand eines Versuchs mit sehr kurzer Ansteuerdauer des Piezo-Injektors demonstriert werden. Durch eine schrittweise Absenkung des Nadelhubs kann die Einspritzmenge minimiert werden. **Abb. 5.3** zeigt die aus 15 Einspritzungen gemittelte Einspritzmenge, sowie deren Standardabweichung für zwei Einspritzdrücke $p_{inj,A} = 1000$ bar und $p_{inj,B} = 1500$ bar. Es ist bei sehr geringen Standardabweichungen möglich, die Einspritzmenge auf Werte deutlich unter 0,5 mg abzusenken. Vergleichswerte von serienmäßigen Common-Rail-Injektoren liegen bei ca. 1 mg.

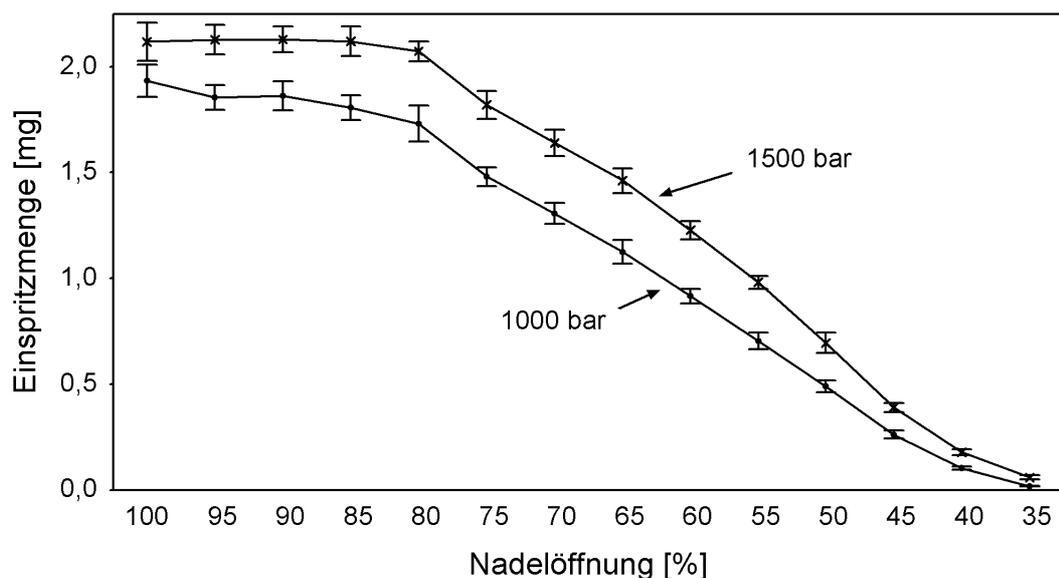


Abb. 5.3: Kleinstmengenfähigkeit des Piezo-Injektors bei Ansteuerung mit gezielten Teilhüben der Düsenadel bei Einspritzdrücken von 1000 bar und 1500 bar.

Die hohe Dynamik erlaubt Mehrfacheinspritzungen mit bis zu fünf Teil-Einspritzungen in enger Folge. In **Abb. 5.4** ist sind die Ansteuerspannung, der Nadelhub und die Einspritzrate einer Vierfacheinspritzung zu sehen. Die Einspritzdauer beträgt ca. $t_{inj} = 3 \text{ ms}$ und der Einspritzdruck $p_{inj} = 1500 \text{ bar}$. Die Pulse werden sauber voneinander getrennt und wirken keine wechselseitigen Einflüsse aufeinander aus.

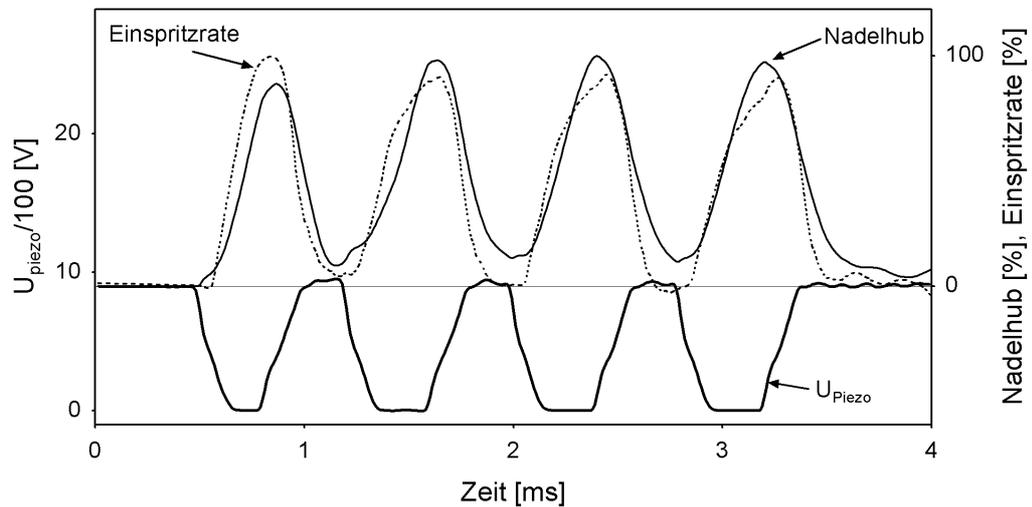


Abb. 5.4: Ansteuerspannung, Nadelhub und Einspritzrate bei einer getakteten Vierfacheinspritzung.

Der Abstand zwischen zwei Teil-Einspritzungen kann bis zur Verschmelzung der Einspritzpulse verkürzt werden. **Abb. 5.5** zeigt eine Variation des Abstands zwischen einer Vor- und einer Haupteinspritzung hinsichtlich der Ansteuerspannung, des Nadelhubs und der Einspritzrate. Der Abstand wurde mit 400 μs Schrittweite von 0,8 ms auf 0,2 ms verkürzt. Der Einspritzdruck beträgt $p_{inj} = 1500 \text{ bar}$

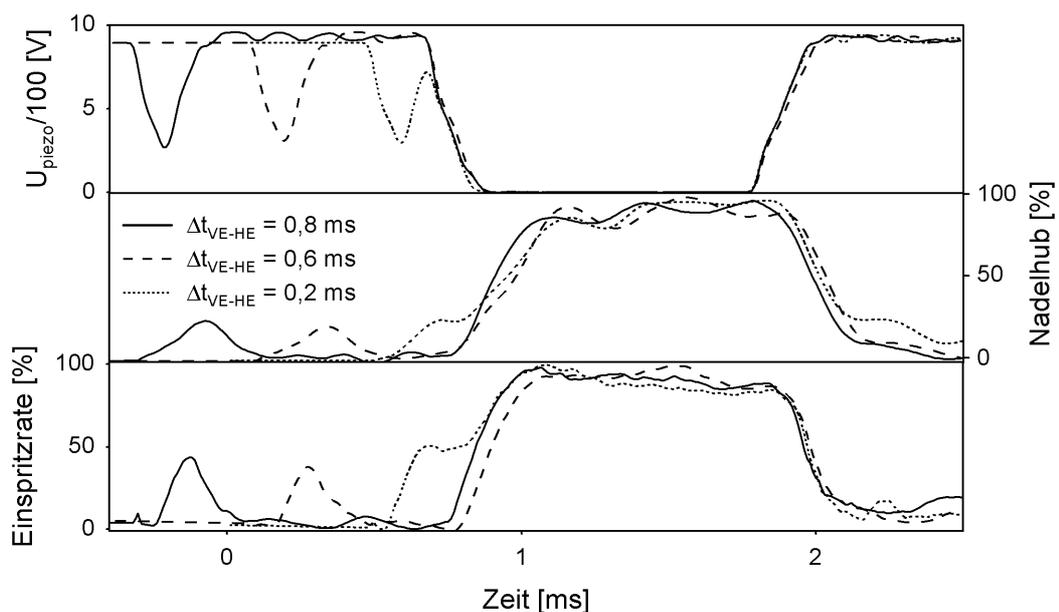


Abb. 5.5: Ansteuerspannung, Nadelhub und Einspritzrate bei einer Variation des Abstands zwischen Vor- und Haupteinspritzung bis zur Verschmelzung der Teileinspritzungen.

Ein wesentliches Unterscheidungsmerkmal zu Serien-Injektoren stellt die vom Einspritzdruck unabhängige Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit der Einspritzdüse dar. Bei serienmäßigen Common-Rail-Injektoren öffnet und schließt die Düsennadel aufgrund ihrer hydraulisch unterstützten Wirkweise bei niedrigen Einspritzdrücken langsam. Erst bei sehr hohen Drücken erreicht sie ähnliche Geschwindigkeiten wie der Piezo-Injektor. Die Unabhängigkeit der Öffnungs- und Schließgeschwindigkeit vom Einspritzdruck zeigt **Abb. 5.6** in einer Variation des Einspritzdrucks von 700 bar bis 1300 bar.

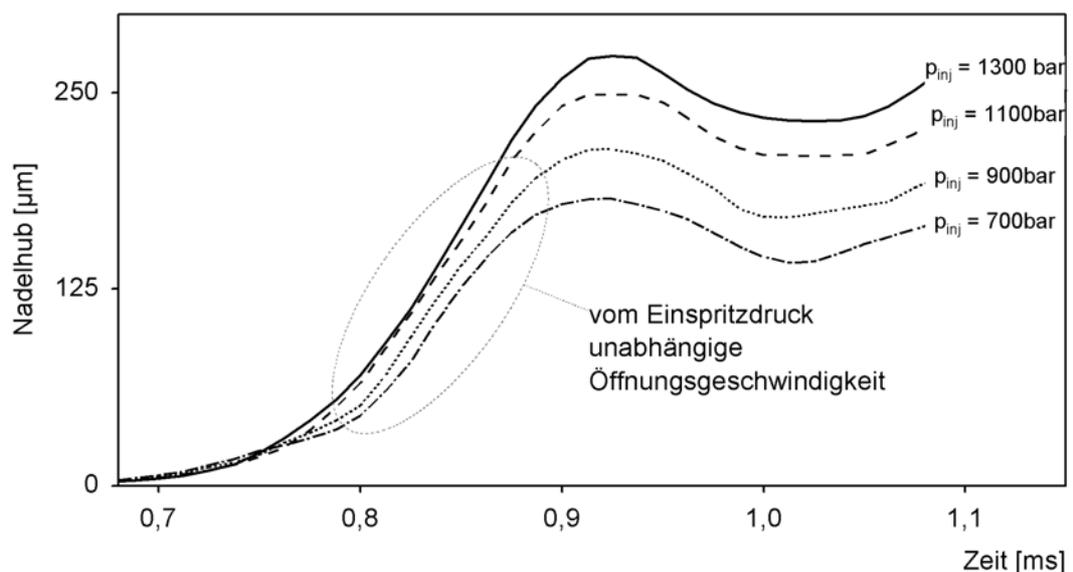


Abb. 5.6: Nadelhubverläufe während des Öffnungsvorgangs bei Variation des Einspritzdrucks.

Anhand von **Abb. 5.6** wird auch deutlich, dass der Nadelhub des Piezo-Injektors im Gegensatz zur Nadelgeschwindigkeit deutlich vom Einspritzdruck abhängig ist. Diese Eigenschaft ist mit einem Verweis auf die vergleichsweise geringe Federsteifigkeit des Piezo-Aktors zu erklären. Die mit dem Einspritzdruck wachsende hydraulische Kraft, die vom Kraftstoff auf die Düsennadel ausgeübt wird, führt zu einer zunehmenden Stauchung des Aktors. Je stärker der Aktor komprimiert wird, desto weiter kann sich die Düsennadel aus dem Nadelsitz erheben. Dadurch besteht bei niedrigen Einspritzdrücken und den damit verbundenen geringeren Nadelhüben die Gefahr unerwünschter Drosseleffekte im Nadelsitz.

Eine wichtige Größe bei der näheren Betrachtung des druckabhängigen Nadelhubs ist der so genannte Umschlagpunkt. Dabei handelt es sich um den Nadelhub, ab dem die Drosselwirkung der Einspritzbohrungen stärker ist als die der Drosselstelle im Nadelsitz. Der Nadelhub kann nach Überschreiten des Umschlagpunkts ohne Auswirkungen auf die Einspritzrate in einem weiten Rahmen variiert werden. Der Umschlagpunkt lässt sich anhand des Düsendurchflusses in Abhängigkeit vom Nadelhub einfach ermitteln. **Abb. 5.7** zeigt ein Diagramm, aus dem hervorgeht, dass der Umschlagpunkt der im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Einspritzdüse

Bosch DLLA 160 P 1063+ bei einem Nadelhub von ca. $\Delta h_{\min} = 150 \mu\text{m}$ erreicht wird. Da dieser Nadelhub vom direktwirkenden Piezo-Injektor für alle Einspritzdrücke oberhalb von 350 bar zuverlässig dargestellt werden kann, muss der Druckabhängigkeit des Nadelhubs keine weitere Beachtung geschenkt werden.

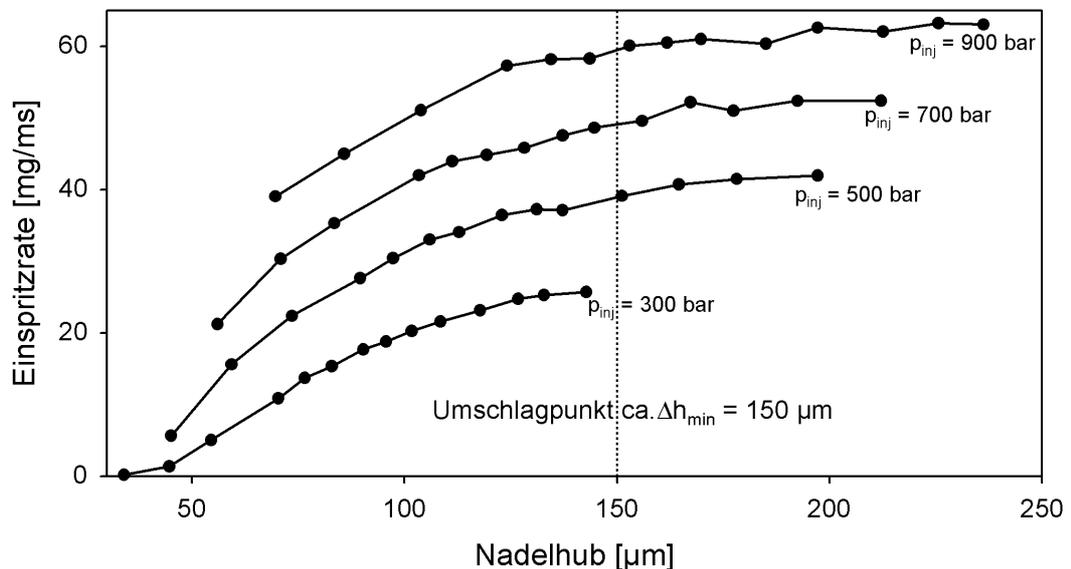


Abb. 5.7: Maximale stationäre Einspritzrate in Abhängigkeit vom Nadelhub bei verschiedenen Einspritzdrücken unter Verwendung der Düse *Bosch* DLLA 160 P 1063+.

Zur genauen Zuordnung des Einspritzbeginns im motorischen Betrieb ist eine Beziehung zwischen dem elektrischen Ansteuerbeginn des Piezo-Injektors und dem hydraulischen Einspritzbeginn herzustellen. **Abb. 5.8** zeigt für verschiedene Einspritzdrücke den zeitlichen Verzug zwischen abfallender Piezo-Spannung und ansteigender Einspritzrate. Dabei zeigt sich ein Zeitverzug von ca. $\Delta t = 150 \mu\text{s}$ für einen Einspritzdruck von $p_{inj} = 500 \text{ bar}$ und $\Delta t = 170 \mu\text{s}$ für einen Einspritzdruck von $p_{inj} = 900 \text{ bar}$. Angesichts der geringen Zeitspannen ist eine Betrachtung der Signallaufzeiten in den Messketten für den Nadelhub und die Einspritzrate erforderlich, die aus den Grenzfrequenzen der in den Messverstärkern verwendeten elektronischen Bauteile mit jeweils ca. $\Delta t_{Mess} = 30 \mu\text{s}$ abgeschätzt werden können. Die Aufzeichnung der Ansteuerspannung am Piezo-Aktor erfolgt hingegen nahezu verzugsfrei. Werden die Signallaufzeiten von den in **Abb. 5.8** sichtbaren zeitlichen Verzügen abgezogen, so ergibt sich für Einspritzdrücke unterhalb von 1000 bar überschlägig ein Zeitverzug von ca. $\Delta t = 130 \mu\text{s}$ zwischen dem elektrischen Ansteuerbeginn und dem hydraulischen Einspritzbeginn. Dieser Wert entspricht bei einer Drehzahl von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ etwa $1,5 \text{ }^\circ\text{KW}$ und liegt damit ca. 50 % unterhalb des Zeitverzugs von Serien-Injektoren.

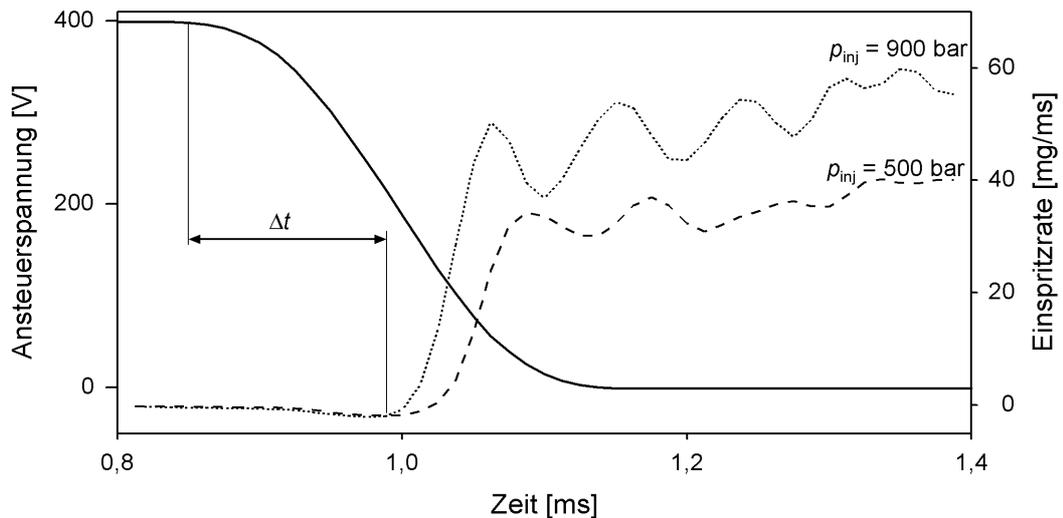


Abb. 5.8: Zeitlicher Verzug zwischen elektrischem Ansteuerbeginn und hydraulischem Einspritzbeginn des Piezo-Injektors für unterschiedliche Einspritzdrücke.

Druckmodulation

Die grundlegenden Ansprüche an das Forschungs-Einspritzsystem mit Druckmodulation sind wie beim Piezo-Injektor eine gute Mengenstabilität und die Fähigkeit zur flexiblen und hochdynamischen Modulation des Einspritzverlaufs. Da unter Verwendung der Druckmodulation die Einspritzverlaufsformung allein durch die Änderung des Einspritzdrucks erfolgen soll, sind hohe Druckgradienten, gepaart mit minimalen Druckschwingungen erforderlich.

Analog zur Einspritzverlaufsformung durch Nadelsitzdrosselung nur mit dem Piezo-Injektor kann die Anstiegsgeschwindigkeit der Einspritzrate beeinflusst werden. **Abb. 5.9** zeigt dazu die Einspritzratenverläufe verschiedener „boot“-förmiger Einspritzverläufe, die sich durch unterschiedliche Druckanstiegsgeschwindigkeiten zwischen der ersten und zweiten Druckstufe und in Folge dessen durch unterschiedliche Anstiege der Einspritzrate auszeichnen.

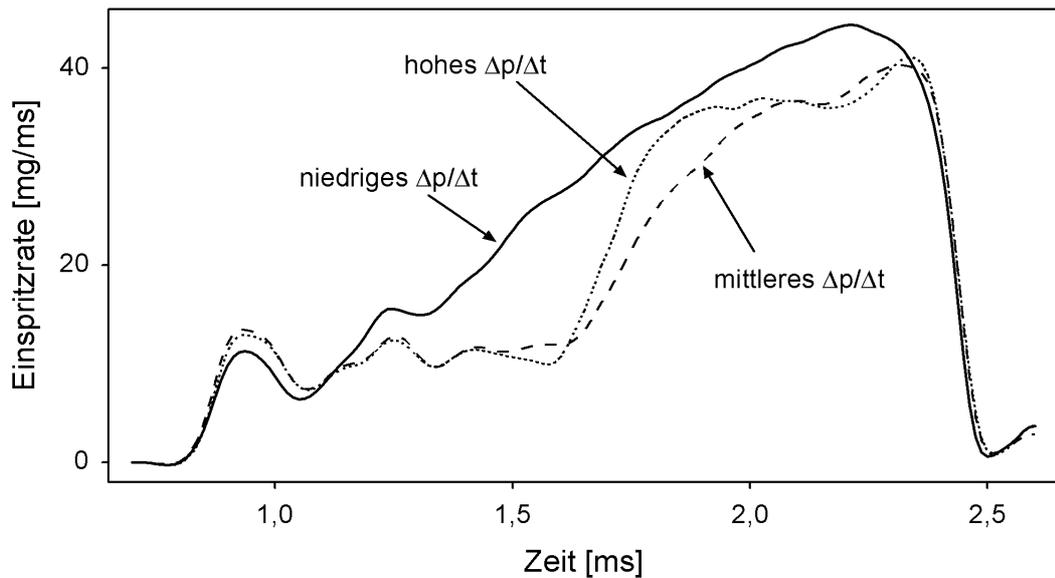


Abb. 5.9: Einspritzratenverläufe einer „boot“-förmigen Einspritzung bei Variation der Druckanstiegsgeschwindigkeit zwischen der ersten und zweiten Druckstufe.

Die hydraulische Stabilität und Reproduzierbarkeit des Einspritzsystems zeigt sich bei der Betrachtung aufeinander folgender Einspritzungen. **Abb. 5.10** zeigt den gemittelten Einspritzratenverlauf von 32 „boot“-förmigen Einspritzungen und die relative Standardabweichung der Einspritzrate als Streubandbreite mit guten Werten unterhalb von 5 %.

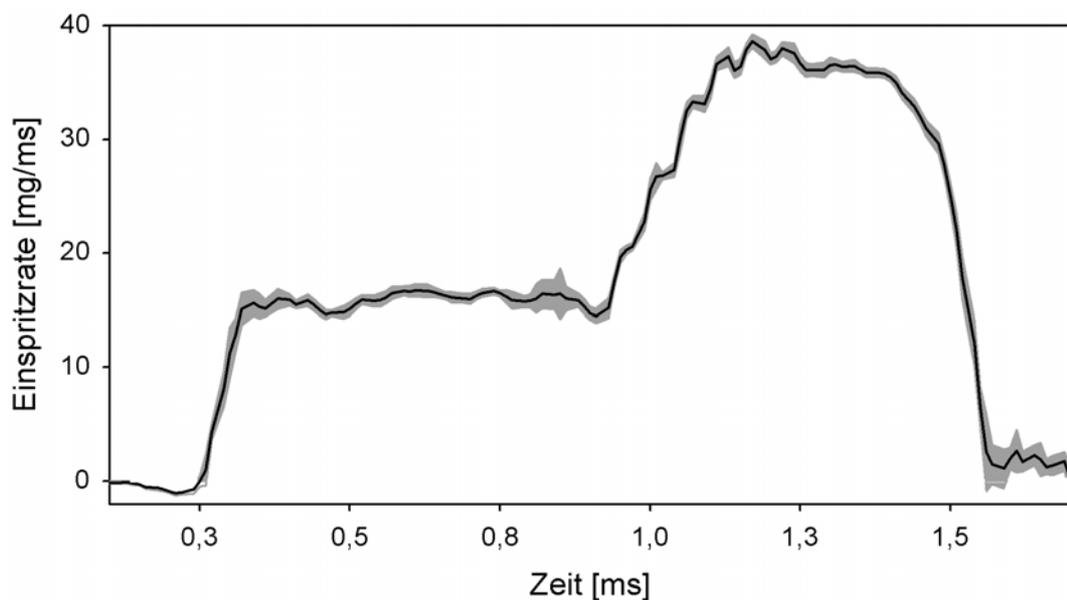


Abb. 5.10: Gemittelter Verlauf und relative Standardabweichung eines „boot“-förmigen, durch Druckmodulation erzeugten Einspritzverlaufs. Einspritzmenge: 30,5 mg.

Die maximale Geschwindigkeit des Druckanstiegs bzw. -abbaus liegt bei ca. $\Delta p/\Delta t = 1800$ bar/ms. In diesem Grenzbereich lassen sich Druckschwingungen nicht gänzlich vermeiden. Die Praxis zeigt jedoch, dass Druckanstiegsgeschwindigkeiten

von ca. $\Delta p/\Delta t = 1000 \text{ bar/ms}$ ausreichen, um innerhalb sinnvoller dieselmotorischer Einspritzdauern vielfältige Einspritzverlaufsformen darstellen zu können. Bei diesen geringeren Druckgradienten halten sich die Druckschwingungen in einem akzeptablen Rahmen. **Abb. 5.11** zeigt den Druckverlauf in der Zuleitung zum Piezo-Injektor bei einer „boot“-förmigen Einspritzung mit einer Druckanstiegsgeschwindigkeit von $\Delta p/\Delta t = 1000 \text{ bar/ms}$.

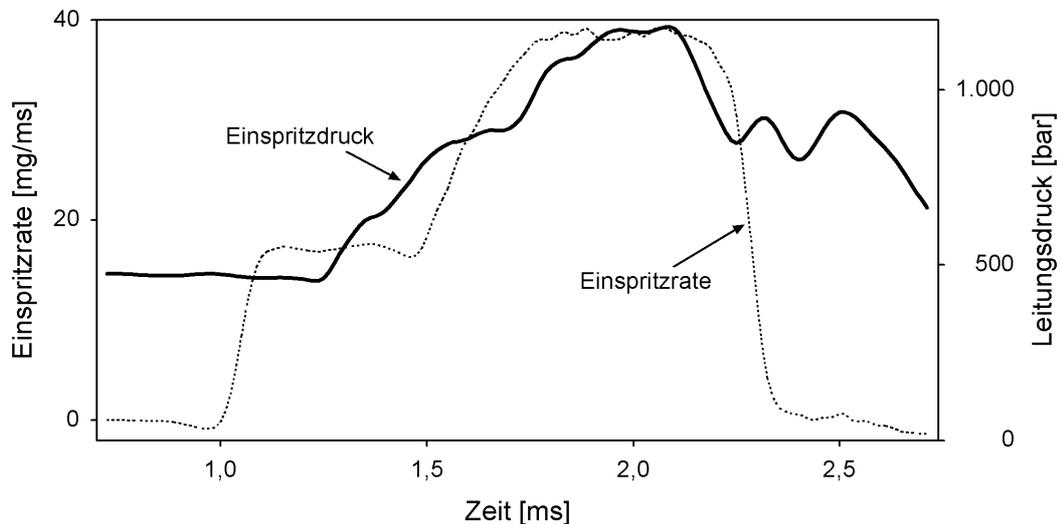


Abb. 5.11: Einspritzraten- und Druckverlauf in der Zuleitung zum Piezo-Injektor bei „boot“-förmiger Einspritzung. Druckanstiegsgeschwindigkeit: ca. $\Delta p/\Delta t = 1000 \text{ bar/ms}$.

Dank der hohen Druckgradienten ist es möglich, verschiedene Teileinspritzungen bei unterschiedlichen Einspritzdrücken abzusetzen. **Abb. 5.12** zeigt eine solche Variation anhand einer Folge vier mengengleicher Teileinspritzungen. Während der Einspritzung wird der Druck von $p_1 = 500 \text{ bar}$ auf $p_2 = 1500 \text{ bar}$ angehoben und die Ansteuerdauer der einzelnen Einspritzungen angepasst.

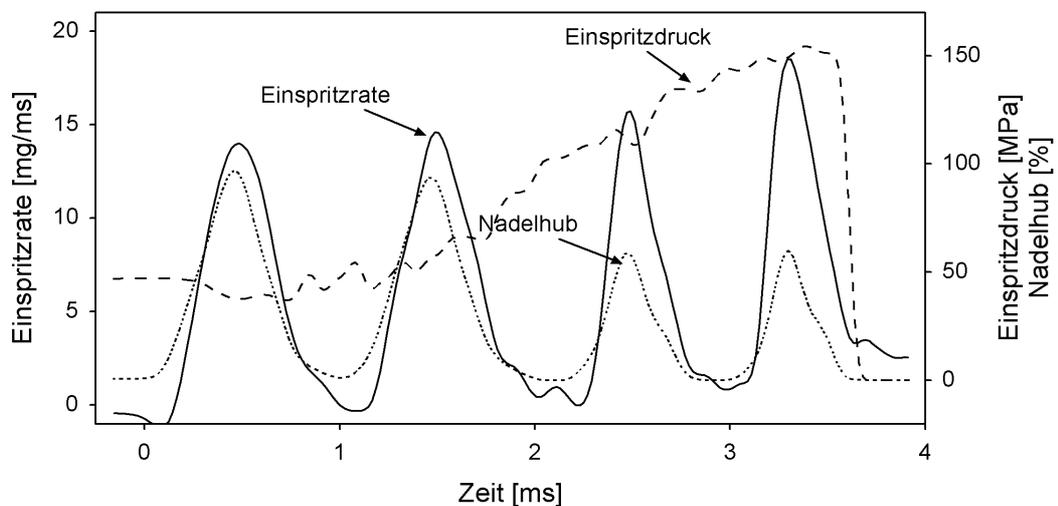


Abb. 5.12: Einspritzdruck, Nadelhub und Einspritzrate einer getakteten Vierfacheinspritzung mit mengengleichen Teileinspritzungen bei steigendem Einspritzdruck [Ste.2].

Mit den gezeigten hohen Druckerhöhungsgeschwindigkeiten kann beispielsweise auch, eine Voreinspritzung bei einem deutlich niedrigeren Einspritzdruck abgesetzt werden als die Haupteinspritzung. Insbesondere könnte damit die Voreinspritzmenge gezielt räumlich platziert werden, da Strahlaufbereitung und Strahleindringtiefe direkt vom Einspritzdruck abhängig sind. In **Abb. 5.13** ist eine Folge von Einspritzungen mit Vor- und Haupteinspritzung zu sehen, wobei der Abstand zwischen Vor- und Haupteinspritzung bei einer Drehzahl von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ mit 2°KW Schrittweite von 9°KW bis auf 5°KW verkürzt wurde. Der Einspritzdruck beträgt in der Voreinspritzung $p_{\text{inj,vor}} = 300 \text{ bar}$ und in der Haupteinspritzung $p_{\text{inj,haupt}} = 1500 \text{ bar}$.

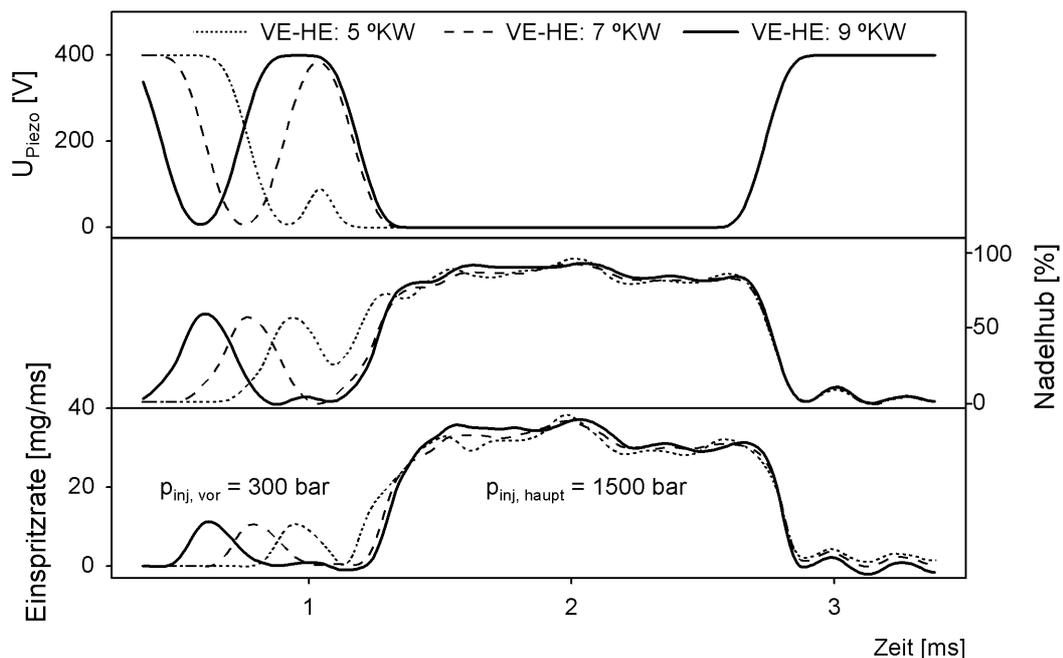


Abb. 5.13: Ansteuerspannung, Nadelhub und Einspritzrate bei der Variation des Abstands zwischen einer Voreinspritzung mit $p_{\text{inj,vor}} = 300 \text{ bar}$ und einer Haupteinspritzung mit $p_{\text{inj,haupt}} = 1500 \text{ bar}$.

5.1 Motorische Untersuchungen

1. Parametervariation der Haupteinspritzung

In der ersten Parametervariation der Haupteinspritzung ist an einem „boot“-förmigen Verlauf der Haupteinspritzung der Einfluss der ersten Druckstufe zu untersuchen. Die zweite Druckstufe wird mit $p_2 = 1550 \text{ bar}$ fixiert und ihre Dauer in 2°KW -Schritten variiert. Der Druck p_1 der ersten Druckstufe wird nachfolgend angepasst, um den gewählten motorischen Lastpunkt darstellen zu können.

Die Einspritzratenverläufe dieser Parametervariation zeigt **Abb. 5.14**. Zum Vergleich ist die rechteckige Einspritzung des Serien-Injektors mit abgebildet. Hauptunterschied zur Serienapplikation an diesem Lastpunkt ist der Entfall der Voreinspritzung

sowohl beim Forschungs- als auch beim Serien-Einspritzsystem. Die Einspritzdauer der Haupteinspritzung wird mit $t_{inj} = 1,5$ ms der Einspritzdauer des Serien-Injektors angepasst.

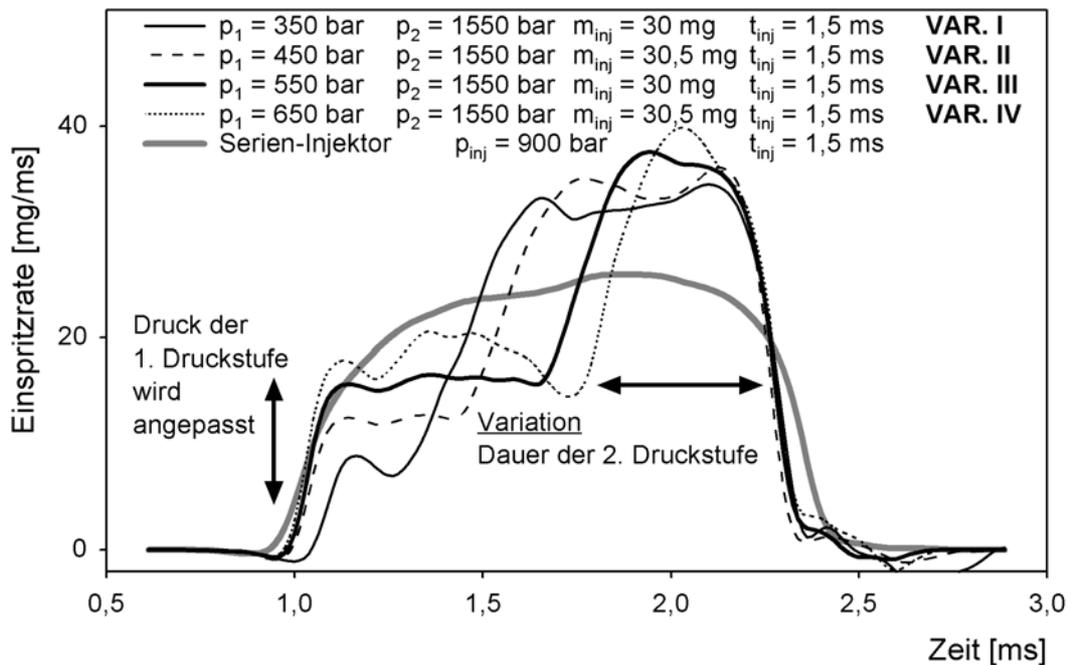


Abb. 5.14: Durch Druckmodulation erzeugte Einspritzratenverläufe. Der Einspritzdruck in der zweiten Druckstufe ist mit 1550 bar fixiert.

Die motorische Untersuchung der gezeigten Varianten erfolgt hinsichtlich des Einspritzbeginns, der Einspritzdauer und des Verbrennungsschwerpunktes in Anlehnung an die Serienapplikation des Versuchsträgers. In den Rohemissionen lassen sich deutliche Einflüsse der „boot“-Form der Haupteinspritzung nachweisen. Insbesondere die Ruß- und Stickoxidemissionen lassen sich durch die Einspritzung nachhaltig beeinflussen. **Abb. 5.15** zeigt den Tradeoff der Ruß- und Stickoxidemissionen bei Variation des Ansteuerbeginns um ± 4 °KW. Ergänzend sind die mit dem Serien-Einspritzsystem erzeugten Emissionen des Referenzzylinders, der ebenfalls einer Variation des Ansteuerbeginns um ± 4 °KW unterzogen wird, eingetragen. Die nachfolgend in Zylinderdruck- und Brennverlauf, sowie der Wärmefreisetzungsrates bzw. mit der Integralen Lichtleitmesstechnik betrachteten Punkte bei einer Stickoxidemission von ca. 1000 ppm sind jeweils mit einem Kreis gekennzeichnet.

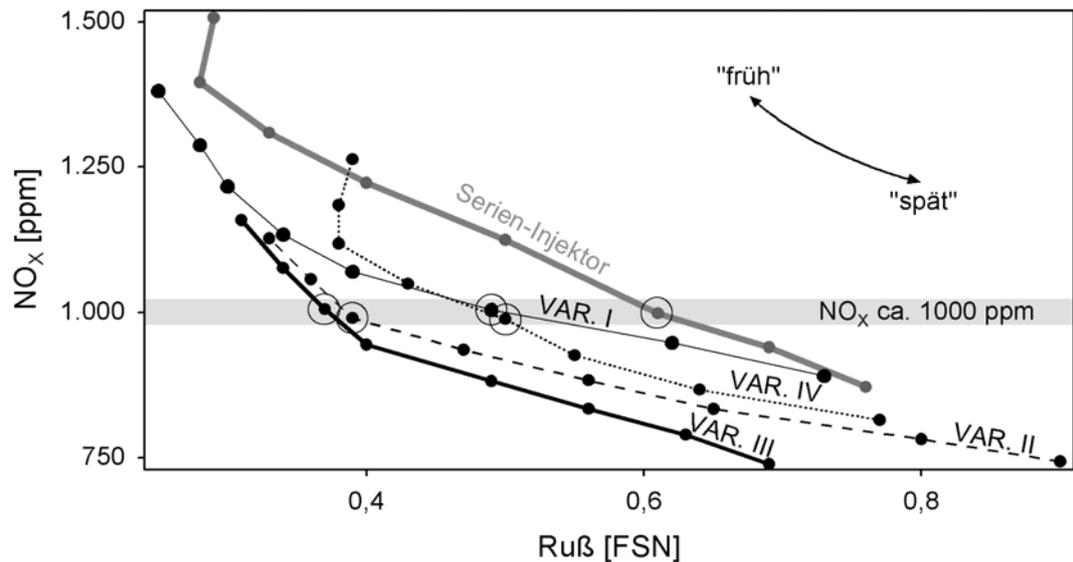


Abb. 5.15: Stickoxid- und Rußemissionen der „boot“-förmigen Einspritzungen der 1. Parametervariation im Vergleich zu den mit dem Serien-Injektor erzeugten Emissionen bei Variation des Ansteuerbeginns um ± 4 °KW.

Die Rohemissionen der „boot“-Einspritzungen liegen im Vergleich mit dem Serien-Injektor sichtbar günstiger. Als „Bestvariation“ lässt sich VAR. III mit einer ersten Druckstufe von $p_1 = 550$ bar ausmachen. Mit diesem Einspritzverlauf können die Rußemissionen je nach Ansteuerbeginn um etwa ein Drittel und die Stickoxidemissionen um ca. ein Fünftel gesenkt werden. **Abb. 5.16** zeigt exemplarisch den Zylinderdruckverlauf und den normierten Brennverlauf der VAR. III im Vergleich mit der Serien-Einspritzung. Wegen der gleich gewählten Stickoxidemissionen von ca. 1000 ppm liegen unterschiedliche Einspritzbeginne vor.

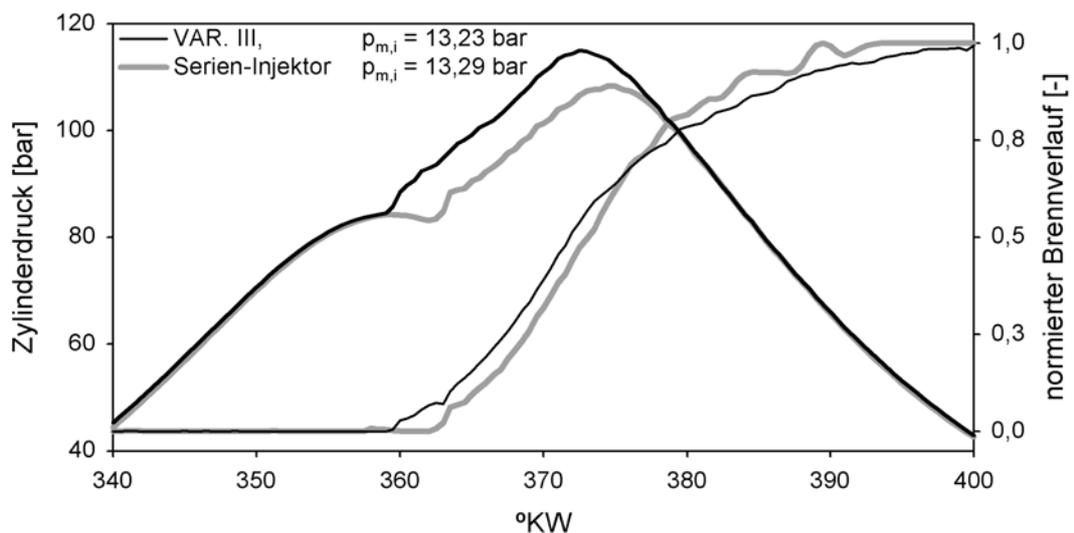


Abb. 5.16: Zylinderdruckverläufe und normierte Brennverläufe der „Bestvariation“ VAR. III und des Serien-Injektors.

Die Verbrennung setzt bei der „boot“-förmigen Einspritzung aufgrund des früheren Einspritzbeginns deutlich früher ein als beim Serien-Injektor. Im normierten Brennverlauf zeigt sich, dass die Verbrennung der VAR. III bezogen auf den Brennbeginn langsamer erfolgt. In den Bereichen ab ca. 380°KW ist zu erkennen, dass die „boot“-Einspritzung noch nennenswert Energie umsetzt, während der Energieumsatz des seriennah betriebenen Zylinders nahezu abgeschlossen ist. Näheren Aufschluss über den Verbrennungsablauf geben auch die Verläufe der Wärmefreisetzung. **Abb. 5.17** zeigt die Wärmefreisetzungsraten bei Einspritzung mit VAR. III und mit dem Serien-Injektor.

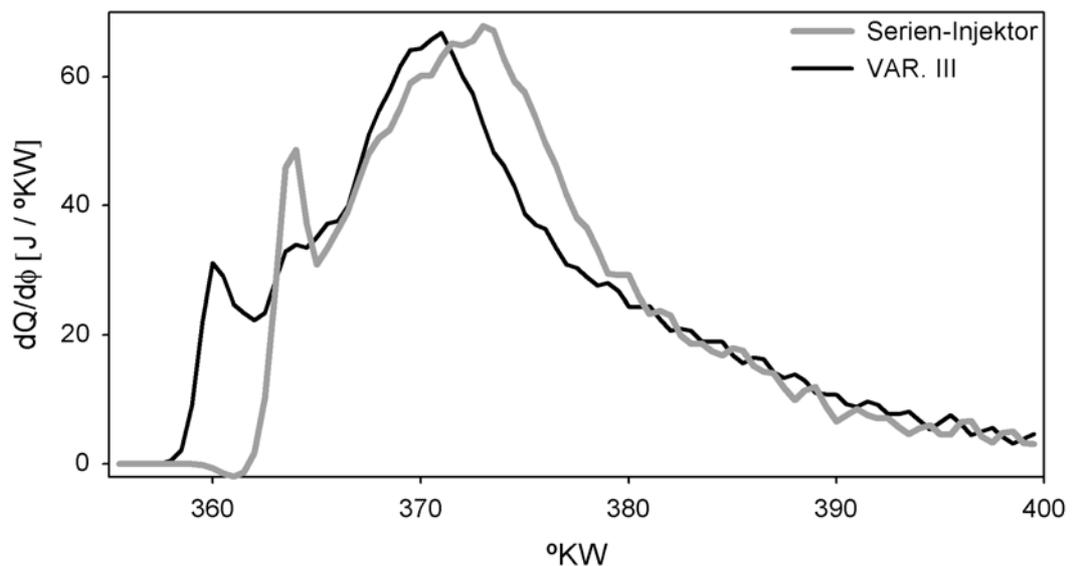


Abb. 5.17: Wärmefreisetzung während der Verbrennung der „boot“-förmigen Einspritzung VAR. III und der Einspritzung des Serien-Injektors.

Es wird deutlich, dass der Vormisch-Anteil der Verbrennung bei „boot“-förmiger Einspritzung deutlich kleiner ausfällt. Dies ist durch die infolge des anfänglich geringen Einspritzdrucks kleine in der Zündverzugszeit eingebrachte Kraftstoffmenge zu erklären. Nach der Vormisch-Verbrennung steigt die Wärmefreisetzung rasch an und weist bei VAR. III einen steileren Gradienten als das Vergleichssystem auf. Offenbar führt der höhere Kraftstoffdruck im weiteren Verlauf der Einspritzung zu einer Beschleunigung der Gemischbildungsvorgänge und stellt in der zweiten, mischungskontrollierten Phase der Verbrennung mehr zündfähiges Gemisch pro Zeiteinheit bereit. Die Wärmefreisetzung nimmt zum Ende der Verbrennung bei der „boot“-förmigen Einspritzung langsamer ab, und die Verbrennung endet sanfter als beim Serien-System. Bei identischer Einspritzdauer führt also die „boot“-förmige Einspritzung zu einer längeren Brenndauer. Infolge dessen kommt die Rußoxidation mutmaßlich erst später zum Erliegen, was die niedrigeren Rußemissionen der „boot“-förmigen Einspritzungen erklärt. Anhand der Messergebnisse der Integralen Lichtleitmesstechnik lassen sich die deutlich unterschiedlichen Rußemissionen der „boot“-Einspritzungen im Vergleich zur Serien-Einspritzung weiter erklären. **Abb. 5.18** zeigt dazu die normierten Verläufe der Rußmasse, der Rußtemperatur und der Intensität

der OH-Strahlung während der Verbrennung im direkten Vergleich zwischen rechteckiger und „boot“-förmiger Einspritzung.

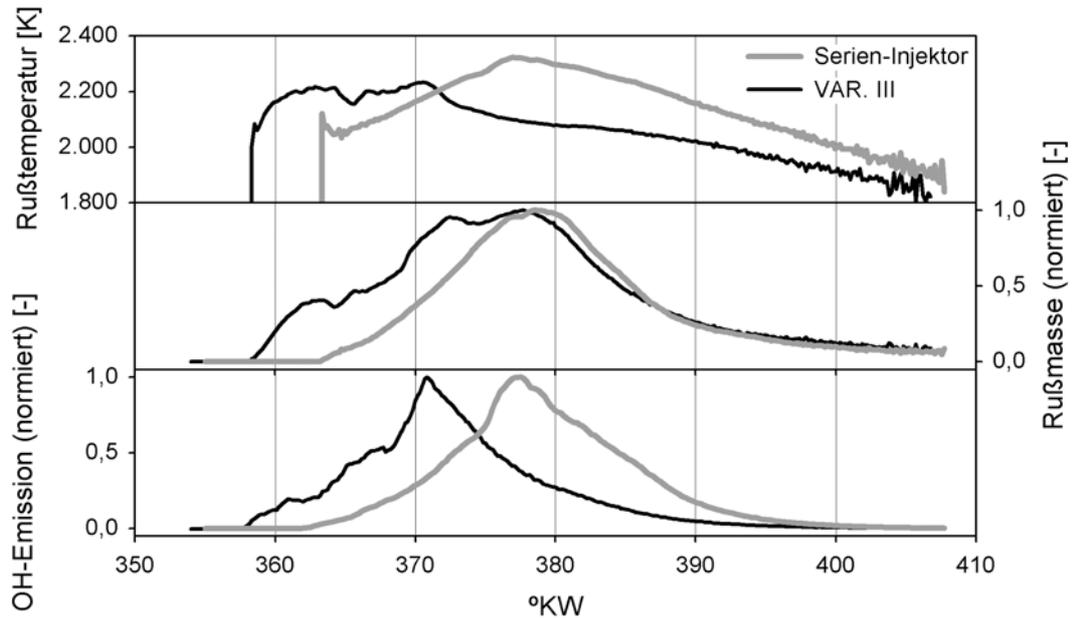


Abb. 5.18: Verläufe der Rußmasse, Rußtemperatur und Intensitätsverlauf der OH-Strahlung während der Verbrennung bei Einspritzung mit dem Serien-Injektor und bei „boot“-förmiger Einspritzung mit VAR. III.

Der Rußmassenverlauf kann gemäß **Abb. 4.12** in drei Phasen unterteilt werden. In der ersten Phase zeigt sich die Intensität der Rußbildung. Während die Gradienten in etwa gleich ausfallen, zeigt sich bei der „boot“-Einspritzung deutlich ein Haltepunkt. Offenbar kann hier die Rußbildung für die erste und zweite Druckstufe getrennt betrachtet werden. Das Maximum wird bezogen auf den Brennbeginn bei beiden Verläufen etwa gleich schnell erreicht. Bei VAR. III verharrt die Rußmasse jedoch im Gegensatz zum Serien-Injektor für ca. 5°KW auf dem Maximalwert, ehe die Rußoxidation einsetzt. In der zweiten Phase des Rußmassenverlaufs weist der Serien-Injektor einen sichtbar steileren Gradienten auf. Bezogen auf den Brennbeginn ist die zweite Phase beim Serien-Injektor deutlich früher beendet als bei VAR. III. In der anschließenden dritten Phase des Rußmassenverlaufs sind unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Brennbeginne kaum Unterschiede auszumachen.

Im Folgenden werden die „boot“-förmigen Einspritzungen der ersten Parametervariation der Haupteinspritzung untereinander verglichen. Zunächst zeigt **Abb. 5.19** die Druckverläufe der VAR. I bis IV. Da der Darstellung gleiche Stickoxidemissionen von ca. 1000 ppm zugrunde liegen, erfolgen die Einspritzbeginne zu unterschiedlichen Zeitpunkten.

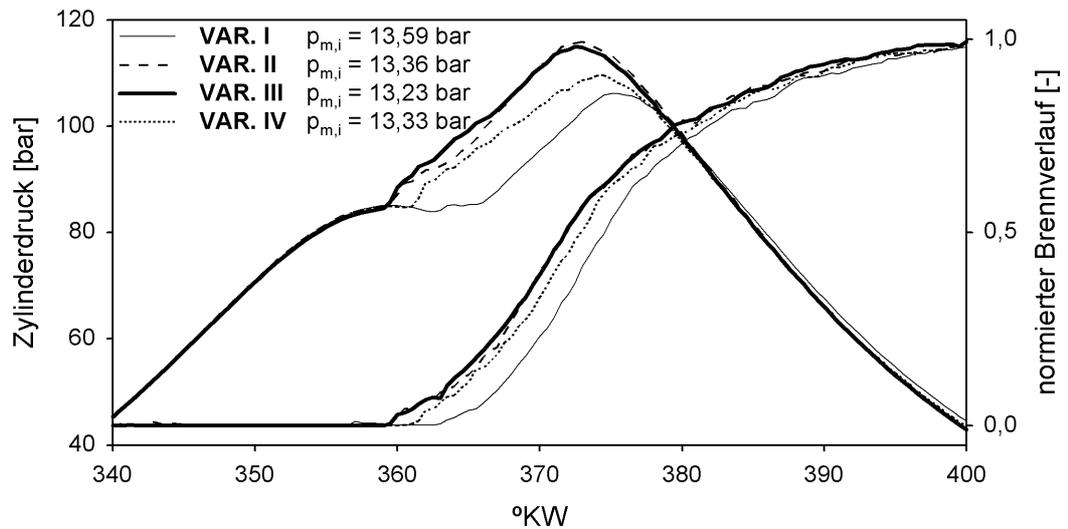


Abb. 5.19: Zylinderdruckverläufe und normierte Brennverläufe im Vergleich der „boot“-förmigen Einspritzungen aus der 1. Parametervariation der Haupteinspritzung.

Die Zylinderdruckverläufe zeigen bei den Einspritzungen mit niedriger erster Druckstufe einen verzögert einsetzenden Druckanstieg. Speziell bei VAR. I mit dem niedrigsten p_1 erfolgt die Verbrennung ungeachtet des in dieser Abbildung konstanten Wertes für die Stickoxidemission sehr spät. Die normierten Brennverläufe zeigen, dass die später einsetzenden Verbrennungen bei niedrigen p_1 durch den größeren Hochdruckanteil der Einspritzungen zeitgleich mit den anderen Variationen enden. Vermutlich beschleunigt der hohe Einspritzdruck p_2 im zweiten Teil der Einspritzung die Gemischbildung, so dass die Verbrennung bezogen auf den Brennbeginn früher endet. Diese Vermutungen werden durch die Verläufe der Wärmefreisetzungsrate gestützt, die in **Abb. 5.20** dargestellt sind.

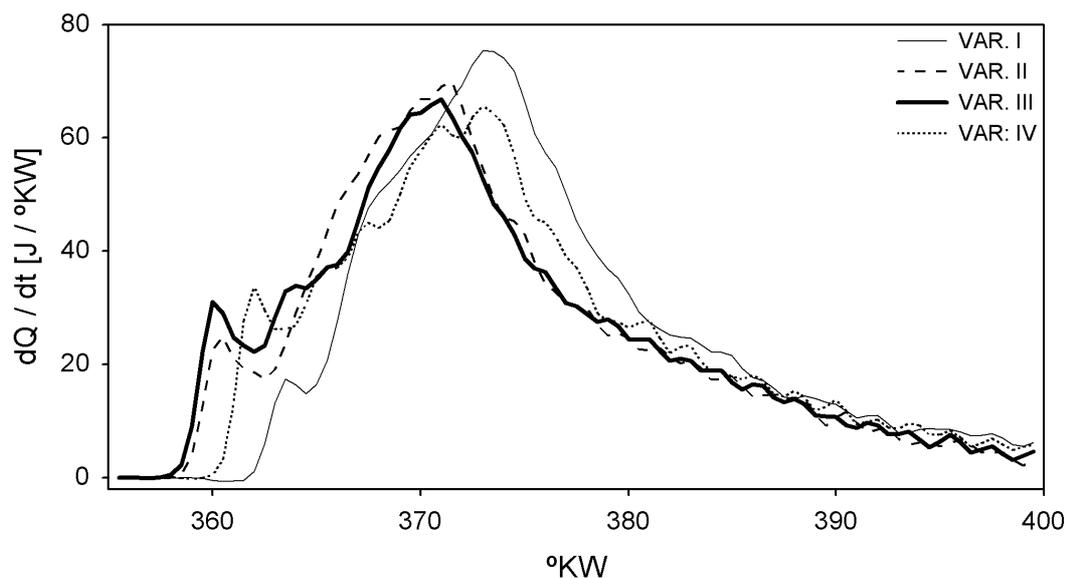


Abb. 5.20: Wärmefreisetzungsrate der „boot“-förmigen Einspritzungen aus der ersten Parametervariation der Haupteinspritzung.

Die Wärmefreisetzungsraten zeigen deutlich unterschiedliche Ausprägungen des Vormischanteils der Verbrennung. Bei den Einspritzverläufen mit niedrigem p_1 bildet sich erwartungsgemäß nur eine geringe Menge zündfähigen Gemischs während der Zündverzugsphase. Der auf die Vormischverbrennung folgende steile Anstieg der Wärmefreisetzung fällt innerhalb dieser Variation deutlich unterschiedlich aus. Da bei allen Einspritzungen derselbe Einspritzdruck $p_2 = 1500$ bar in der zweiten Druckstufe anliegt, ist von einem Einfluss der unterschiedlichen Einspritzdauer t_1 der ersten Druckstufe auszugehen. Der Vergleich von VAR. I und VAR. IV zeigt, dass ein später Druckanstieg im Verlauf der „boot“-Einspritzung einen niedrigen Gradienten der Wärmefreisetzungsrates nach sich zieht. In **Abb. 5.21** sind die Verläufe der Rußmasse und der Rußtemperatur vergleichend für die „boot“-förmigen Einspritzverläufe dargestellt.

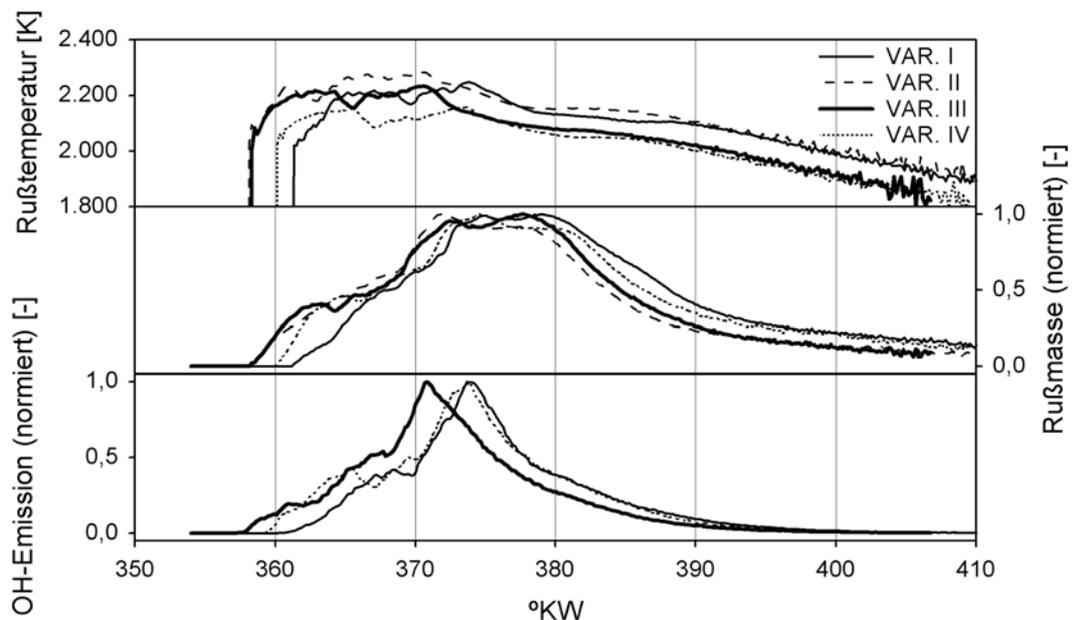


Abb. 5.21: Rußmassen-, Rußtemperatur- und Intensitätsverläufe der OH-Strahlung bei den der „boot“-förmigen Einspritzverläufen aus der ersten Parametervariation der Haupteinspritzung.

Auch hier erfolgt die Betrachtung in Anlehnung an **Abb. 4.12** in drei Phasen. Die erste Phase zeigt unterschiedliche Ausprägungen des Haltepunktes in der Rußbildung. Insbesondere weisen VAR. I und VAR. II mit ihren niedrigen Einspritzdrücken p_1 in der ersten Druckstufe keinen, bzw. nur einen minimalen Haltepunkt auf. Ebenso zeigen diese Verläufe in der zweiten Phase einen etwas flacheren Verlauf, der für eine langsamere Rußoxidation steht. VAR. III und VAR. IV zeigen hier steilere Gradienten. In der dritten Phase sind die Unterschiede minimal, jedoch zeigt der direkte Vergleich von VAR. I und VAR. IV leichte Abweichungen in den Steigungen. Der steilere Verlauf bei VAR. IV steht für eine schnellere Rußoxidation. Die Unterschiede sind vermutlich auf die unterschiedliche Gemischbildung zu Beginn der Einspritzung infolge der verschiedenen Einspritzdrücke p_1 zurückzuführen.

Die gezeigten Einspritzverläufe werden im Folgenden durch eine Nadelhubkurve, also durch Nadelsitzdrosselung erzeugt. Dazu werden hydraulisch nahezu identische Verläufe an die zuvor durch Druckmodulation erzeugten Einspritzverläufe angepasst. **Abb. 5.22** zeigt den Vergleich der Einspritzraten der 1. Parametervariation. Die gezeigten Variationen sind dieselben wie in **Abb. 5.14**, und die Darstellung zielt primär auf einen direkten optischen Vergleich der durch Druckmodulation und Nadelsitzdrosselung erzeugten Einspritzverläufe.

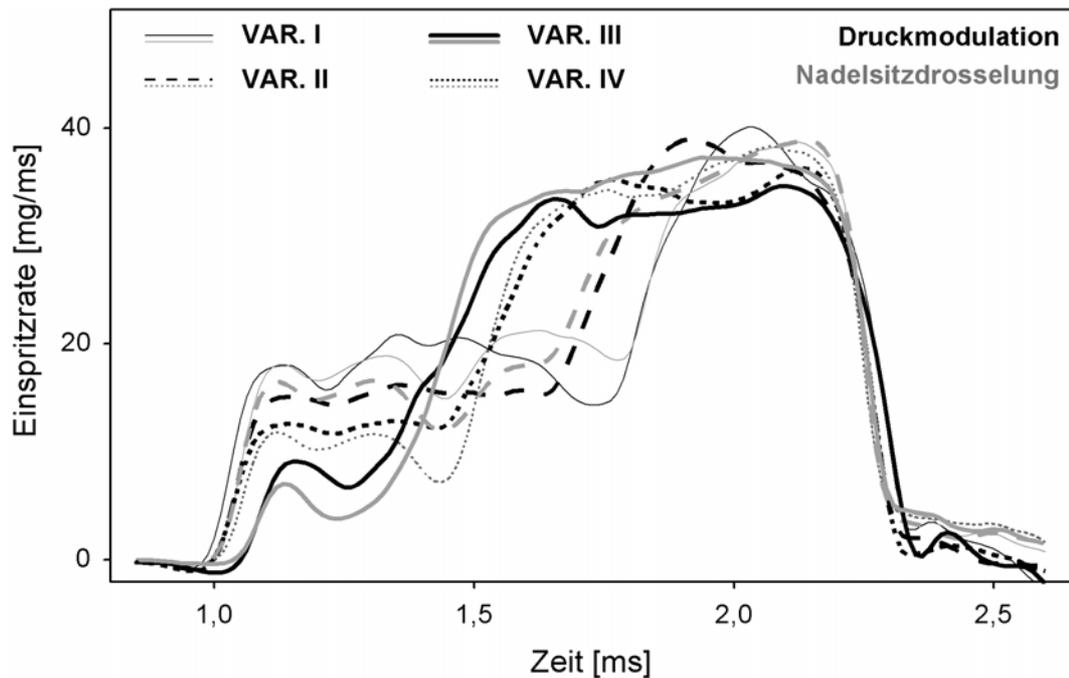


Abb. 5.22: Hydraulisch gleiche Einspritzratenverläufe der 1. Parametervariation, erzeugt durch Nadelsitzdrosselung bzw. Druckmodulation.

Die motorische Untersuchung der mit Nadelsitzdrosselung erzeugten Einspritzverläufe zeigt vergleichsweise hohe Rußemissionen. Während die Stickoxidemissionen im Vergleich mit dem Serien-Einspritzsystem nahezu unberührt bleiben, nimmt die Abgastrübung bei der gezeigten Parametervariation um bis zu 50 % zu. **Abb. 5.23** zeigt die Stickoxid- und Rußemissionen bei Variation des Ansteuerbeginns um ± 4 °KW. Ergänzend sind die Emissionswerte des Serien-Einspritzsystems abgebildet. Die nachfolgend hinsichtlich ihrer Rußmassen- und Rußtemperaturverläufe betrachteten Messpunkte mit einer Stickoxidemission von ca. 1000 ppm sind wiederum mit Kreisen gekennzeichnet.

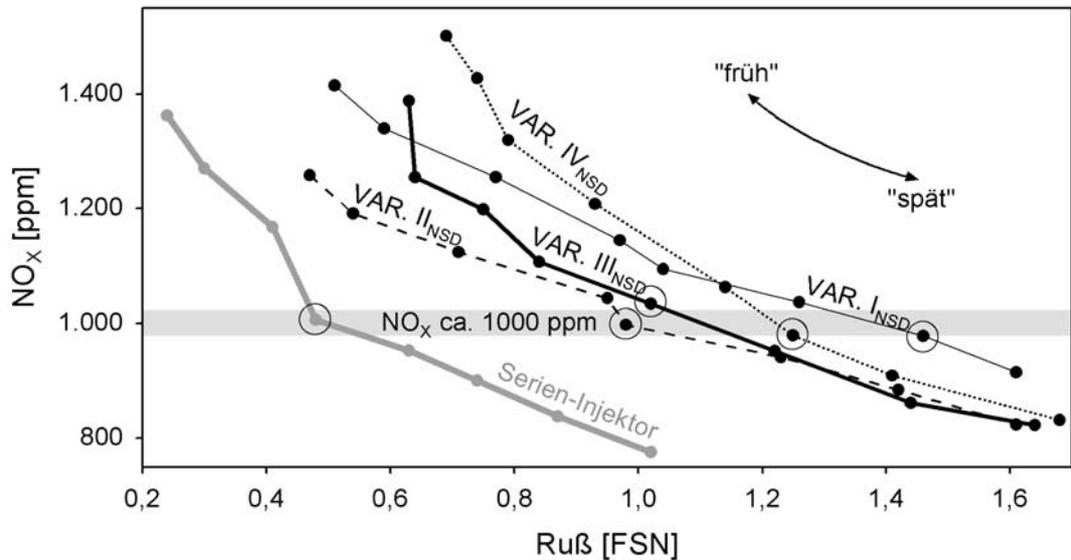


Abb. 5.23: Stickoxid- und Rußemissionen der durch Nadelsitzdrosselung erzeugten Einspritzverläufe im Vergleich zu den mit einem Serien-Injektor erzeugten Emissionen bei Variation des Ansteuerbeginns um ± 4 °KW.

Bei der Interpretation der deutlich unterschiedlichen Rußemissionen bei Nadelsitzdrosselung und Druckmodulation liefern die Ergebnisse der Integralen Lichtleitmesstechnik wertvolle Hinweise: **Abb. 5.24** zeigt den Rußkonzentrationsverlauf während der Verbrennung für zwei hinsichtlich der Stickoxidemissionen gleichwertige Einspritzungen.

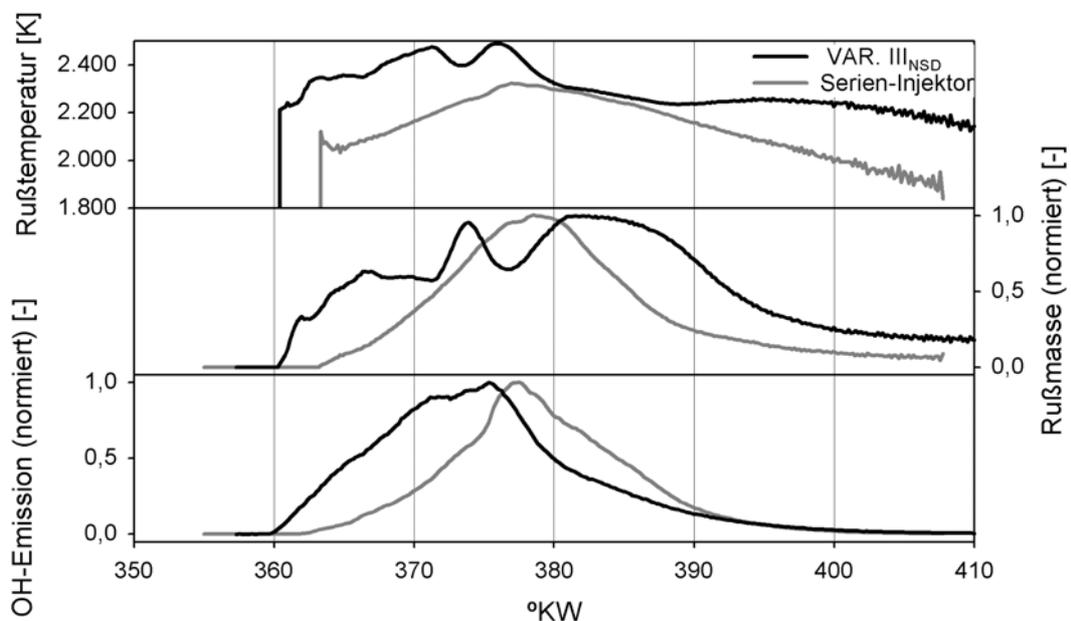


Abb. 5.24: Rußtemperatur- Rußmassen- und Intensitätsverlauf der OH-Strahlung bei der „boot“-förmigen Einspritzung von VAR. III_{NSD}, erzeugt durch Nadelsitzdrosselung, im Vergleich mit dem Serien-Injektor.

Analog zu den in Abb. 5.21 gezeigten Verläufen zeigt sich im Rußmassenverlauf eine zweistufige Rußbildungsphase. Auffällig ist hier der steile Gradient, mit dem die zweite Stufe der Rußbildung eingeleitet wird. Mutmaßlich wird der zweite Teil der „boot“-Einspritzung in eine düsennahe Flamme eingespritzt und verursacht eine starke Rußbildung. Die intensive Rußbildung wird von einem breiten Verlauf der OH-Strahlung begleitet, der sich von dem Verlauf des Serien-Injektors deutlich unterscheidet. Die Phase der Rußoxidation wird bei der nadelsitzgedrosselten „boot“-förmigen Einspritzung erst sehr spät nach einem ca. 8 °KW dauernden Haltepunkt erreicht. Die Geschwindigkeit der Rußoxidation zeigt sich anhand des Gradienten des Rußmassenverlaufs in der zweiten Phase und unterscheidet sich nicht von der des Serien-Injektors. Die dritte Phase der Rußoxidation auf niedrigem Temperaturniveau ab ca. 390 °KW zeigt bei der nadelsitzgedrosselten Einspritzung noch deutliche Aktivitäten im Rußtemperatur- und Rußmassenverlauf. Ein solcher Effekt ist entweder auf einen ungewollten Kraftstoffauftrag auf die Brennraumwände zu Beginn der Einspritzung oder auf fette Zonen in Düsennähe zum Ende der Einspritzung zurückzuführen [Sei]. Die hohe Intensität der OH-Strahlung zu Beginn der Verbrennung deutet jedoch auf eine sehr gute Gemischbildung hin. Bei der nadelsitzgedrosselten „boot“-förmigen Einspritzung ist daher von fetten Zonen in der Nähe der Einspritzdüse auszugehen.

Die hohe Abgastrübung ist offenbar auf die geänderten Randbedingungen für die Gemischaufbereitung bei Einspritzverlaufsformung durch Nadelsitzdrosselung zurückzuführen. Dieser Effekt wurde von *Stegemann* [Ste.3] ausführlich untersucht und mit optischen Messverfahren erklärt. Demnach entstehen durch die im Nadelsitz befindliche Drosselstelle Kavitationszonen in der Kraftstoffströmung, die mit dem Einspritzstrahl in den Brennraum getragen werden und erst dort kollabieren. Die beim Kollaps frei werdende Energie erhöht die Strahlerturbulenz. Der primäre Strahlaufbruch wird dadurch intensiviert und es kommt zu einem relativ großen Strahlaufbruchswinkel. Die Zündung erfolgt daher bei Nadelsitzdrosselung sehr schnell und nahe der Einspritzdüse. Nachfolgend eingespritzte Anteile der Einspritzmenge werden in die düsennahe Flamme eingespritzt und können vor der Entzündung die Gemischbildungsvorgänge nicht vollständig durchlaufen. Dadurch kommt es zu einer unvollständigen Verbrennung und der gezeigten hohen Rußentwicklung. **Abb. 5.25** zeigt anhand der Schlierenbilder eines Einzelstrahls den deutlich unterschiedlichen Strahlaufbruch bei Druckmodulation und Nadelsitzdrosselung zu verschiedenen Zeitpunkten. Die Aufnahmen zeigen identische rampenförmige Einspritzverläufe und beziehen sich nicht auf die im Rahmen dieser Arbeit verwendete Einspritzdüse.

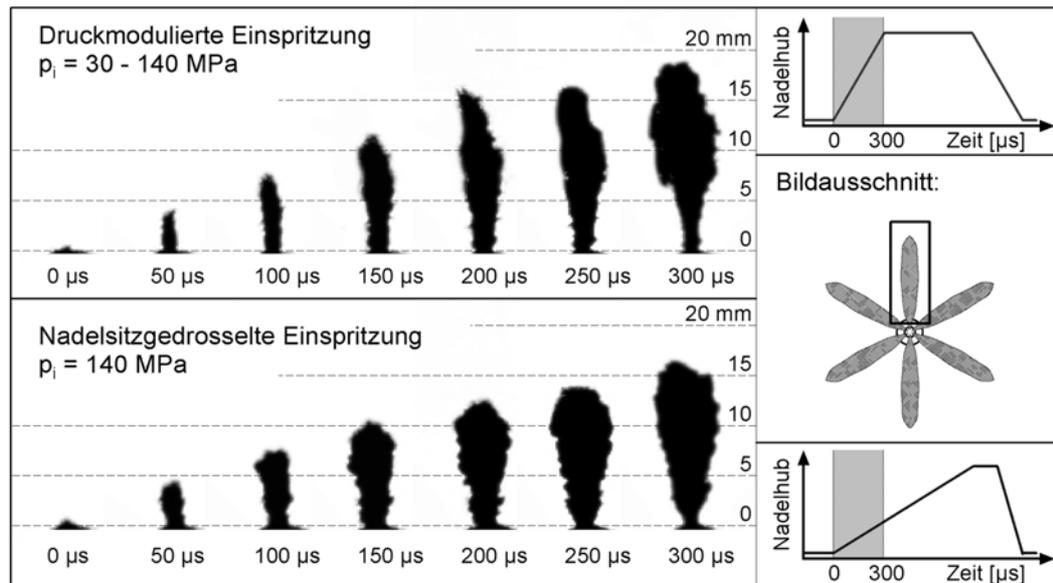


Abb. 5.25: Vergleich zwischen Nadelsitzdrosselung und Druckmodulation anhand von Mie-Aufnahmen eines Einzelstrahls [Ste.2].

Ein auffälliges Ergebnis dieser ersten Parametervariation der Haupteinspritzung ist, dass die besten Rohemissionen weder bei einem besonders hohen, noch bei einem besonders niedrigen Einspritzdruck p_1 in der ersten Druckstufe erzielt werden. Vielmehr sind die besten Ergebnisse bei einem mittleren Einspritzdruck $p_1 = 550 \text{ bar}$ zu finden. Bei kleineren Drücken erfolgt der Brennbeginn vermutlich infolge des geringeren Strahlimpulses und der schlechteren Zerstäubung später. Die Zündung erfolgt düsenah und nachfolgender Kraftstoff wird in die Flamme eingespritzt, was zu vermehrter Rußbildung führt. Höhere Einspritzdrücke in der ersten Druckstufe hingegen führen zu einem größeren Vormisch-Anteil der Verbrennung. Die höhere Verbrennungstemperatur und der höhere Spitzendruck bedingen eine vermehrte Bildung thermischer Stickoxide. Zusammenfassend spielt neben dem Einspritzdruck zu Beginn der Einspritzung auch die Dauer der ersten Druckstufe eine bedeutende Rolle. Mit zunehmender Dauer wird ein größerer Anteil der gesamten Einspritzung von der relativ schlechten Gemischbildung in der ersten Druckstufe dominiert und führt zu schlechten Ergebnissen. Eine zu geringe Ausprägung der ersten Druckstufe führt ebenso zu schlechten Ergebnissen, da vermutlich die Gemischbildung aufgrund des geringen Einspritzdrucks unbefriedigend abläuft.

2. Parametervariation der Haupteinspritzung

Gemäß Kapitel 4.1 ist bei einer „boot“-förmigen Haupteinspritzung der Einfluss der ersten Druckstufe zu untersuchen. Ausgangspunkt für diese Variation ist die zuvor ermittelte „Bestvariation“, VAR. III. Wie bei der ersten Parametervariation der Haupteinspritzung wird bei einer konstanten Einspritzdauer von $t_{inj} = 1,5 \text{ ms}$ die zeitliche Dauer der zweiten Druckstufe variiert. Jedoch wird in diesem Falle der Einspritzdruck der ersten Druckstufe mit $p_1 = 550 \text{ bar}$ fixiert, und die Anpassung der

Einspritzmenge erfolgt durch Nachstellen des Drucks p_2 in der zweiten Druckstufe. **Abb. 5.26** zeigt die Einspritzratenverläufe dieser Parametervariation. Ergänzend ist der Einspritzratenverlauf der rechteckigen Einspritzung des Serien-Injektors mit abgebildet.

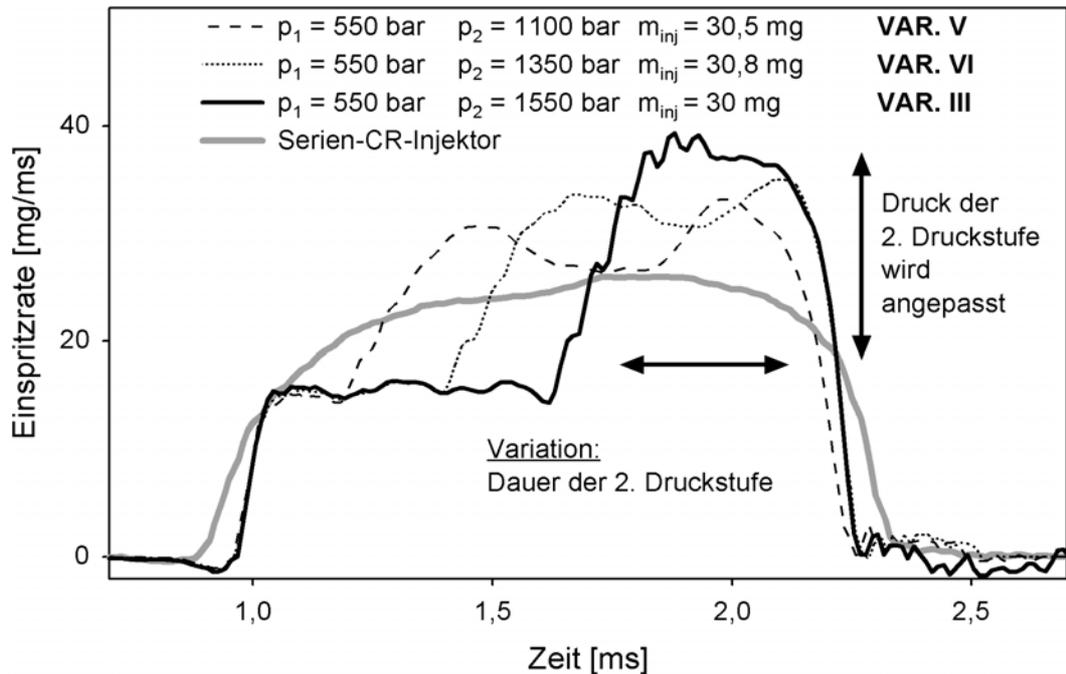


Abb. 5.26: Einspritzratenverläufe der 2. Parametervariation der Haupteinspritzung und des Serien-Injektors.

Die motorische Untersuchung der gezeigten Einspritzverläufe erfolgt analog zur ersten Parametervariation. Verbrennungsschwerpunkt und Einspritzbeginn lehnen sich wiederum an die serienmäßig applizierte Einspritzung an. **Abb. 5.27** zeigt die Rohemissionen bei Variation des Ansteuerbeginns um $\pm 4 \text{ }^\circ\text{KW}$. Ergänzend sind die Emissionswerte des Serien-Einspritzsystems abgebildet. Die nachfolgend hinsichtlich ihrer Rußmassen-, und -temperaturverläufe, sowie der Intensität der OH-Strahlung betrachteten Messpunkte mit einer Stickoxidemission von ca. 1000 ppm sind wiederum mit Kreisen gekennzeichnet.

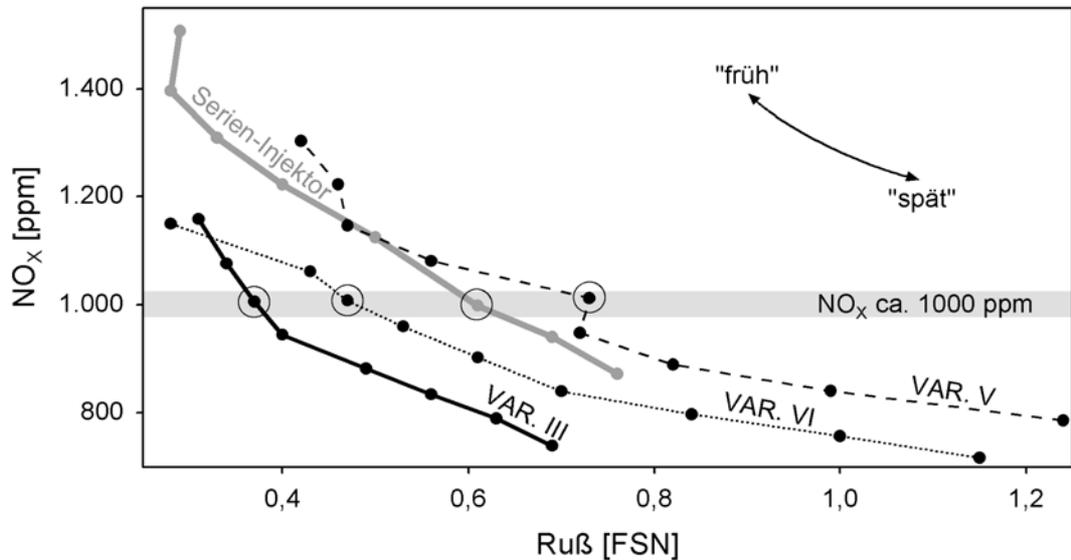


Abb. 5.27: Stickoxid- und Rußemissionen der „boot“-förmigen Einspritzverläufe der 2. Parametervariation im Vergleich zu den mit einem Serien-Injektor erzeugten Emissionen bei Variation des Ansteuerbeginns um ± 4 °KW.

In den Stickoxid- und Rußemissionen bestätigt sich die Eignung „boot“-förmiger Einspritzverläufe zur Minderung der dieselmotorischen Rohemissionen. Wie zuvor ist bei gleichem Ansteuerbeginn eine gleichzeitige Minderung der Stickoxid- und Rußemissionen zu verzeichnen. Es zeigt sich, dass ein möglichst hoher Einspritzdruck p_2 in der zweiten Druckstufe zu den besten Ergebnissen führt. Auch aus dieser zweiten Parametervariation der Haupteinspritzung geht daher VAR. III als „Bestvariation“ hervor. **Abb. 5.28** zeigt die Zylinderdruckverläufe und die normierten Brennverläufe der „boot“-förmigen Einspritzungen. Wegen der gleich gewählten Stickoxidemissionen von ca. 1000 ppm liegen unterschiedliche Einspritzbeginne vor.

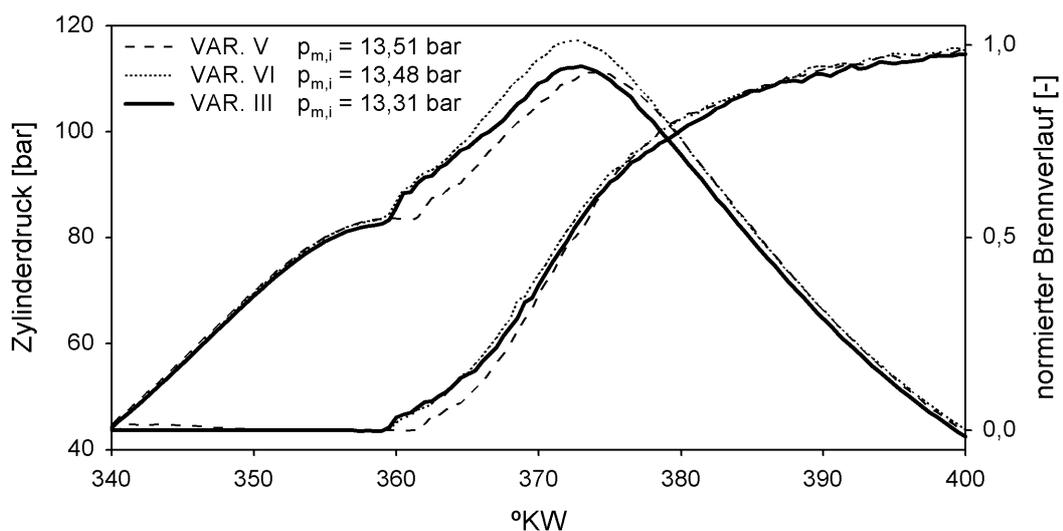


Abb. 5.28: Zylinderdruckverläufe und normierte Brennverläufe der „boot“-Einspritzungen der 2. Parametervariation der Haupteinspritzung.

An den normierten Brennverläufen fällt auf, dass die Verbrennung bei VAR. V, die mit $p_2 = 1100$ bar den niedrigsten Einspritzdruck in der zweiten Druckstufe besitzt, bezogen auf den Brennbeginn am schnellsten abgeschlossen ist. Bei dieser Variation nimmt die zweite Druckstufe einen größeren zeitlichen Anteil der Einspritzdauer ein, was der Gemischbildung - und damit der Brenngeschwindigkeit - insgesamt zugute kommt. In **Abb. 5.29** werden die Wärmefreisetzungsraten der „boot“-Einspritzungen gegenüber gestellt.

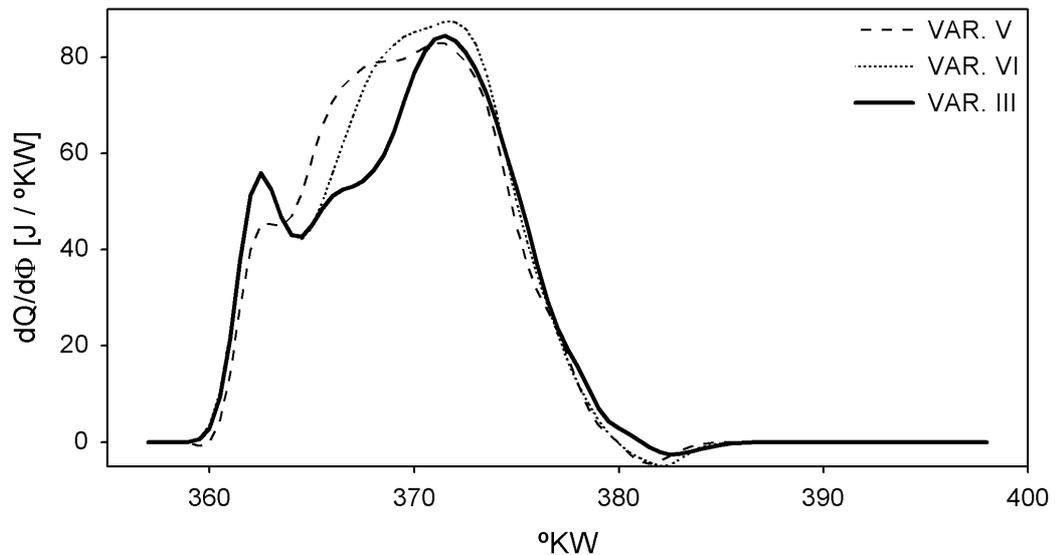


Abb. 5.29: Verläufe der Wärmefreisetzungsraten der „boot“-Variationen der 2. Parametervariation der Haupteinspritzung.

Die verschiedenen Einspritzverläufe erzeugen unterschiedliche Vormischanteile der Verbrennung. Während VAR. III und VAR. VI exakt den gleichen Vormischanteil zeigen, fällt dieser bei VAR. V deutlich kleiner aus. Offenbar kann mit VAR. V die in der Zündverzugszeit gebildete Menge zündfähigen Gemischs effektiv begrenzt werden. Da die gezeigten Variationen mit $p_1 = 550$ bar alle den gleichen Einspritzdruck in der ersten Druckstufe aufweisen, sind die Effekte sicher auf die unterschiedliche Dauer t_1 der ersten Druckstufe zurückzuführen. Der auf die Vormischverbrennung folgende Anstieg in der Wärmefreisetzungsraten spiegelt die Lage des Drucksprungs von p_1 auf p_2 in den Einspritzverläufen wider. So erfolgt der Anstieg bei VAR. V analog zum Einspritzratenverlauf früher als bei VAR. VI und VAR. III. Als Besonderheit fällt auf, dass der Anstieg bei VAR. III zunächst noch von der niedrigen Druckstufe p_1 geprägt ist, was sich an einem Haltepunkt zeigt. Erst anschließend setzt die intensivierete Wärmefreisetzung infolge der zweiten Druckstufe ein. In **Abb. 5.30** sind die Verläufe der Rußmasse und der Rußtemperatur für die „boot“-Einspritzungen zu sehen.

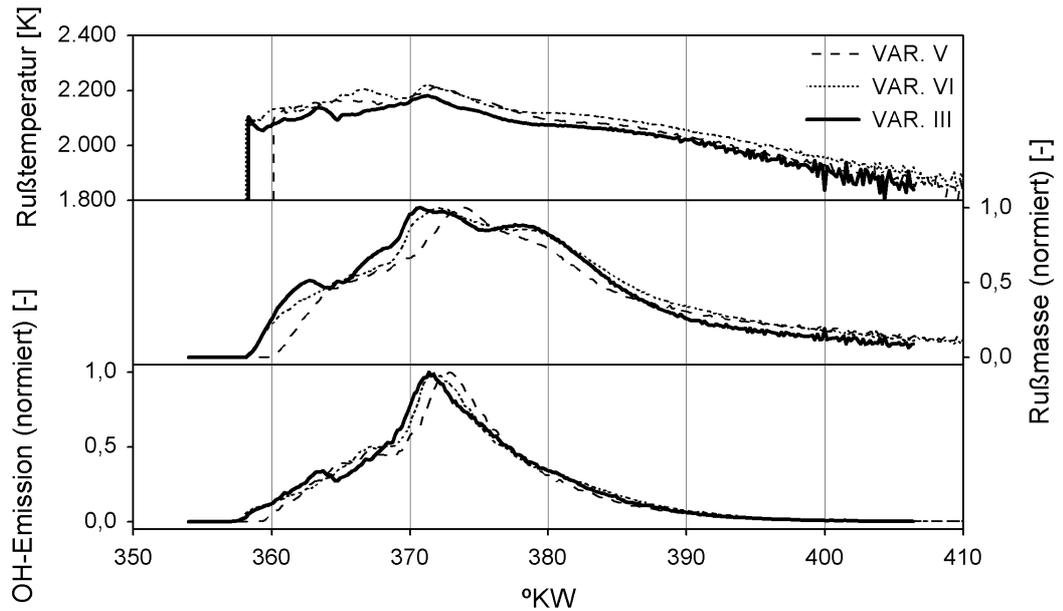


Abb. 5.30: Rußmassen- und Rußtemperatur- und Intensitätsverlauf der OH-Strahlung bei den „boot“-Variationen der 2. Parametervariation der Haupteinspritzung.

3. Parametervariation der Haupteinspritzung

In der dritten Parametervariation der Haupteinspritzung ist der Einfluss einer veränderten Einspritzdauer untersuchen. Aus der ersten und zweiten Parametervariation wurde als bester Verlauf VAR. III mit den Druckstufen $p_1 = 550$ bar und $p_2 = 1550$ bar und einer Einspritzdauer von $t_{inj} = 1,5$ ms ausgewählt. Ihre Einspritzdauer wird mit einer Schrittweite von $\Delta t = 160 \mu s$ (entsprechend $2 \text{ }^\circ KW$ bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$) variiert. Dabei wird die zweite Druckstufe mit p_2 fixiert und der Druck p_1 der ersten Druckstufe zur Angleichung der Einspritzmenge angepasst. Die Einspritzratenverläufe dieser Parametervariation zeigt **Abb. 5.31**. Ergänzend ist der rechteckige Einspritzverlauf des Serien-Injektors mit abgebildet.

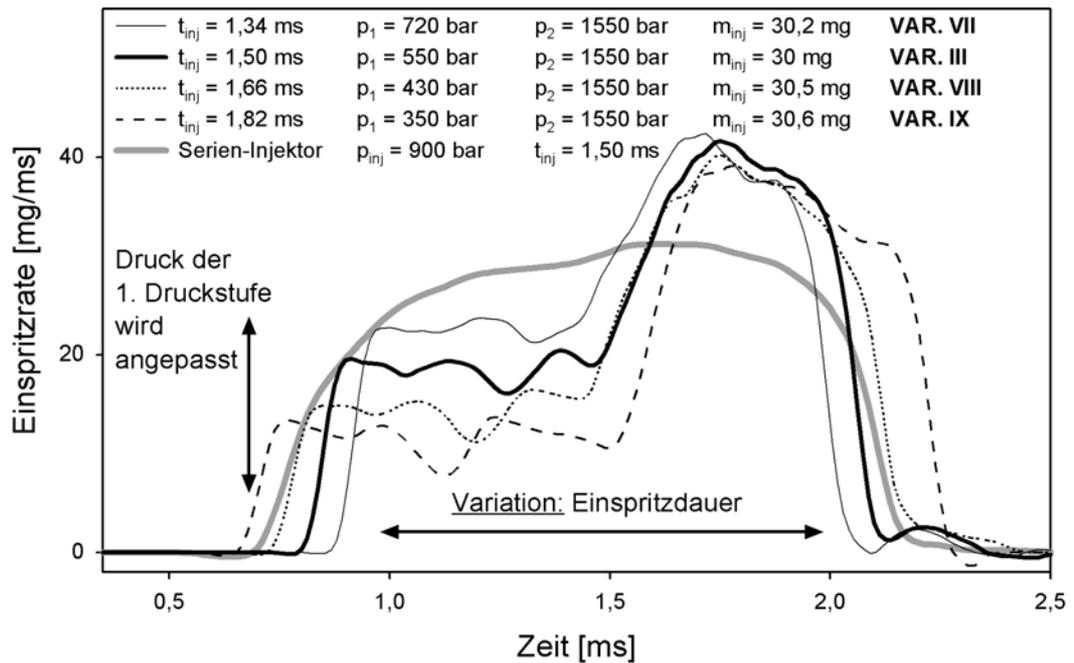


Abb. 5.31: Einspritzratenverläufe der 3. Parametervariation der Haupteinspritzung.

Die motorische Untersuchung der gezeigten Einspritzverläufe zeigt, dass eine Verlängerung der Einspritzdauer nicht zielführend ist. **Abb. 5.32** zeigt die Rohemissionen bei Variation des Ansteuerbeginns um ± 4 °KW. Ergänzend sind die Emissionswerte des Serien-Einspritzsystems abgebildet. Die nachfolgend hinsichtlich ihrer Rußmassen- und -temperaturverläufe, sowie der Intensitätsverläufe der OH-Strahlung betrachteten Messpunkte mit einer Stickoxidemission von ca. 1000 ppm sind wiederum mit Kreisen gekennzeichnet.

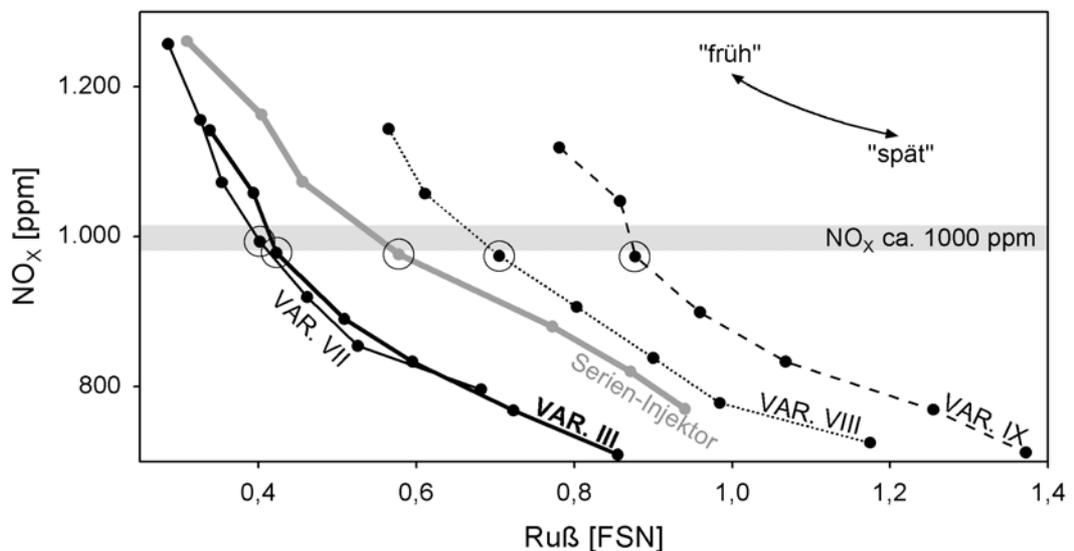


Abb. 5.32: Stickoxid- und Rußemissionen der „boot“-förmigen Einspritzverläufe der 3. Parametervariation im Vergleich zu den mit dem Serien-Injektor erzeugten Emissionen bei Variation des Ansteuerbeginns um ± 4 °KW.

Während die Stickoxidemissionen der Variationen VAR. VIII und VAR. IX noch leicht unter den Vergleichswerten des Serien-Injektors liegen, sind die Rußemissionen um ca. 10–20 % höher. Die schlechtere Gemischaufbereitung während der ersten Druckstufe der „boot“-förmigen Einspritzung wird mutmaßlich bei einer Verlängerung der Einspritzdauer dominant und führt zu einer unvollständigen Verbrennung mit erhöhten Rußemissionen. Auch eine Verkürzung der Einspritzdauer in VAR. VII führt zu keinen weiteren Verbesserungen gegenüber der bisherigen Bestvariation VAR. III. **Abb. 5.33** vergleicht die Zylinderdruckverläufe und die normierten Brennverläufe der „boot“-Einspritzungen. Dieser Darstellung liegen gleiche Stickoxidemissionen von ca. 1000 ppm zugrunde, daher unterscheiden sich die Einspritzbeginne.

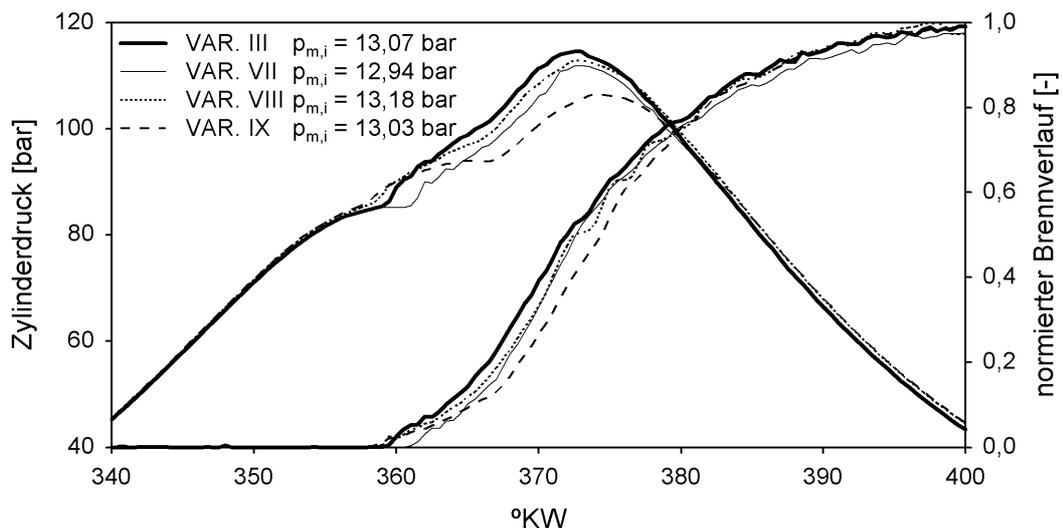


Abb. 5.33: Zylinderdruckverläufe und normierte Brennverläufe der „boot“-Variationen der 3. Parametervariation der Haupteinspritzung.

Anhand von VAR. VIII und VAR. IX wird deutlich, dass eine Verlängerung der Einspritzdauer zu einer zweistufigen Verbrennung führt. Der erste Anstieg im Zylinderdruckverlauf endet in einem Haltepunkt, ehe die Verbrennung der zweiten Druckstufe einsetzt. Die normierten Brennverläufe bestätigen diese Beobachtung. Auch VAR. III weist noch Ansätze einer zweistufigen Verbrennung auf. Vergleicht man VAR. III und VAR. VII, so ist anhand des normierten Brennverlaufs zu sehen, dass die Verbrennung bei verkürzter Einspritzdauer bezogen auf den Brennbeginn früher abgeschlossen ist. Der Anteil der Einspritzung unter hohem Einspritzdruck dominiert hier vermutlich die gesamte Einspritzung und führt zu einer Intensivierung der Gemischbildung und Verbrennung. **Abb. 5.34** zeigt die Verläufe der Wärmefreisetzungsrates der „boot“-Einspritzungen.

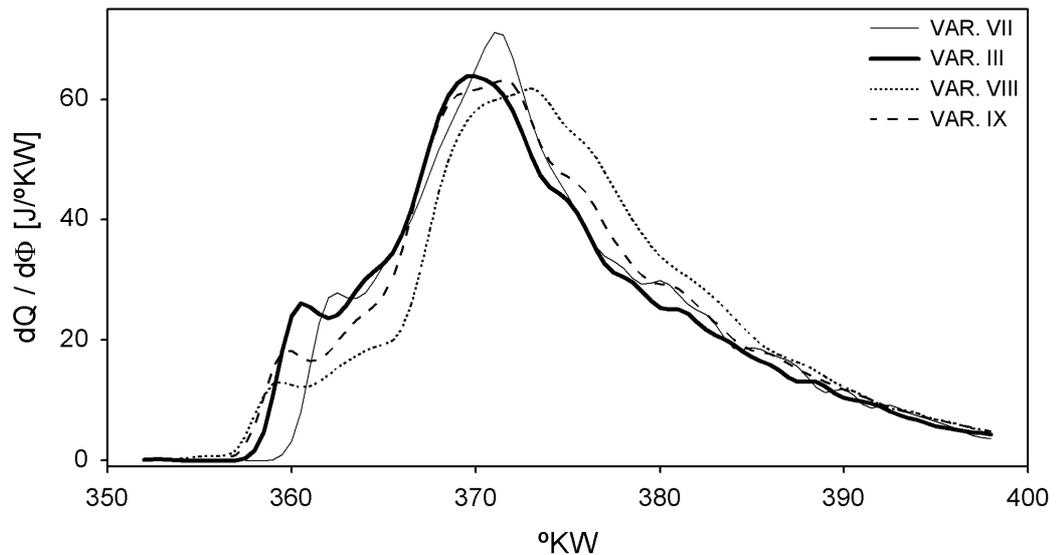


Abb. 5.34: Verläufe der Wärmefreisetzung der „boot“-Variationen der 3. Parametervariation der Haupteinspritzung.

Die Einspritzverläufe mit verlängerter Einspritzdauer weisen zur Angleichung der Einspritzmenge niedrigere Einspritzdrücke p_1 auf. Anhand der unterschiedlichen Ausprägung der Vormischanteile der Verbrennung wird wiederum deutlich, dass die Begrenzung der Einspritzrate zu Beginn der Einspritzung die während der Zündverzugszeit gebildete Menge zündfähigen Gemischs effektiv mindern kann. Anhand der Gradienten des auf den Vormischanteil folgenden steilen Anstiegs der Wärmefreisetzungsrates bestätigt sich der bereits diskutierte zweistufige Verbrennungsablauf in VAR. VIII und VAR. IX. Auch VAR. III zeigt noch die leichte Tendenz zum zweistufigen Ablauf der Verbrennung. Die kürzeste Einspritzdauer wird mit VAR. VII erreicht. Hier zeigt sich ein zeitlich sehr kompakter Verlauf der Wärmefreisetzungsrates. In **Abb. 5.35** sind die Verläufe der Rußmasse, der Rußtemperatur und der Intensität der OH-Strahlung während der Verbrennung für die dritte Parametervariation der Haupteinspritzung dargestellt.

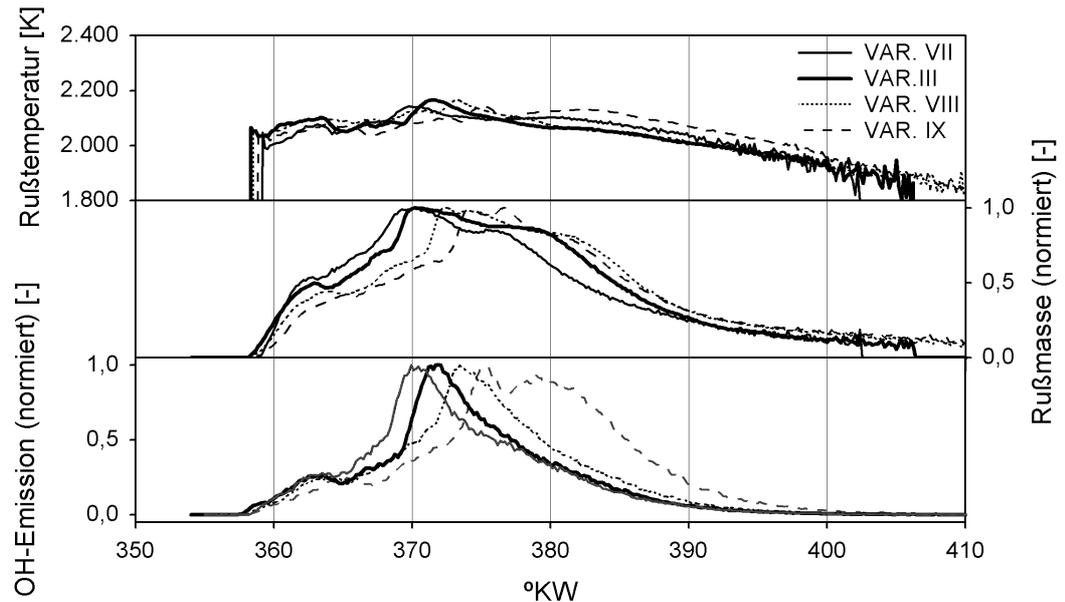


Abb. 5.35: Rußmassen- und Rußtemperatur- und Intensitätsverlauf der OH-Strahlung bei den „boot“-Variationen der 3. Parametervariation der Haupteinspritzung.

In der ersten Phase der Verbrennung zeigt sich anhand des Rußmassenverlaufs, dass eine Verlängerung der Einspritzdauer eine länger andauernde Rußbildungsphase nach sich zieht. Als Erklärungsansatz könnte die Zeit, in der Kraftstoff unter starker Rußentstehung in eine bereits bestehende Flamme eingespritzt wird, einen größeren Anteil an der Einspritzdauer einnehmen. Die dadurch später einsetzende Rußoxidation kann offenbar den zusätzlich gebildeten Ruß nicht vollständig abbauen, so dass die Einspritzungen mit verlängerter Einspritzdauer zu höheren Rußemissionen führen. In allen Verläufen zeigt sich wiederum deutlich eine zweistufige Rußbildung mit einem Haltepunkt, der nur durch die gestufte Einspritzung begründet sein kann. Offenbar beeinflusst der Einspritzdruck in der ersten Stufe der Einspritzung die anfängliche Rußbildung nur marginal. Obwohl der Druck p_1 zur Angleichung der Einspritzmenge bei Variation der Einspritzdauer zwischen 350 bar und 720 bar liegt, sind die Verläufe der Rußtemperatur, Rußmasse zu Beginn der Verbrennung nahezu deckungsgleich. In den Verläufen der OH-Strahlung zeigt sich jedoch, dass mit steigendem Einspritzdruck p_1 der ersten Druckstufe der Schwerpunkt der OH-Emissionen - und vermutlich damit der Verbrennungsschwerpunkt - in Richtung „früh“ wandert.

Fazit

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten motorischen Messungen mit dem Forschungs-Einspritzsystem belegen eindeutig, dass die Rohemissionen überaus empfindlich auf geringfügige Veränderungen im Einspritzverlauf reagieren und sich im direkten Vergleich mit dem Serien-Einspritzsystem deutlich verbessern lassen. Verwandte Messungen mit dem ITV-Forschungs-Einspritzsystem führen zu der selben Kernaussage, wenngleich sich an unterschiedlichen Lastpunkten und an verschiedenen Aggregaten unterschiedliche „optimale“ Einspritzverläufe ergeben. Die hier erfolgte Beschränkung auf einen einzigen Lastpunkt gibt Raum für die detaillierte Untersuchung der Effekte unterschiedlich geformter und durch verschiedene Mechanismen erzeugter Einspritzverläufe. Der vorliegende Lastpunkt bei einer mittleren Drehzahl in der oberen Teillast wurde gezielt danach ausgesucht, die Gemischbildung weitest möglich von Einflüssen durch Drall oder Abgasrückführung zu entkoppeln und ausschließlich die Effekte der Einspritzverlaufsformung beschreiben zu können.

Die gezeigten „boot“-förmigen Einspritzverläufe führen nicht in allen Fällen zu einer Verbesserung der Rohemissionen. Insbesondere steigen die Rußemissionen bei einer Einspritzverlaufsformung durch Nadelsitzdrosselung deutlich an. Dieses Ergebnis deckt sich mit Erkenntnissen, die in der einschlägigen Literatur zu finden sind und mit Untersuchungen, die mit dem *ITV*-Forschungs-Einspritzsystem an einem NKW-Aggregat durchgeführt wurden [See]. Das Emissionsniveau des Serien-Einspritzsystems kann mit einigen durch Druckmodulation erzeugten Einspritzverläufen deutlich unterboten werden, jedoch sind mit den gezeigten Parametervariationen auch Verschlechterungen möglich.

Einige wichtige Kriterien bei der Potenzialanalyse der Einspritzverlaufsformung werden im Rahmen dieser Arbeit nicht explizit erfasst: So können über die Auswirkungen auf die Geräuschemissionen, die Triebwerksbelastungen und den Kraftstoffverbrauch nur qualitative Aussagen getroffen werden:

Die Geräuschemissionen werden im Rahmen dieser Arbeit nicht direkt gemessen, sondern es wird versucht einen Trend aus dem Zylinderdruckverlauf abzuleiten. Die von der Verbrennung ausgehenden Geräuschemissionen hängen wesentlich vom Gradienten des Druckanstiegs $dp/d\Phi$ ab. An den gezeigten Zylinderdruckverläufen lassen sich keine Anhaltspunkte für höhere Geräuschemissionen ausmachen. Vielmehr spricht der kleine Vormischanteil der Verbrennung bei „boot“-förmiger Einspritzung für eine Minderung des Verbrennungsgeräuschs.

Die Triebwerksbelastung hängt neben den Gradienten des Zylinderdrucks zusätzlich vom Spitzendruck ab. Hinsichtlich der Geräuschemissionen und der Triebwerksbelastungen lassen die Druckverläufe einiger „boot“-Einspritzung höhere Zylinder-Spitzendrücke erkennen, jedoch sind die Druckgradienten niedriger. Es ist davon auszugehen, dass durch die gezeigten Einspritzverläufe keine massiv erhöhten Triebwerksbelastungen verursacht werden.

Betrachtet man den indizierten spezifischen Kraftstoffverbrauch b_i , so zeigt sich im Vergleich zum Serien-Einspritzsystem ein Trend zu etwas niedrigeren Werten bei der druckmodulierten „boot“-Einspritzung. Versucht man trotz der in Kapitel 4 diskutierten Messunsicherheit bei der Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs, den Verbrauchsvorteil zu quantifizieren, so ergibt sich für Messpunkte mit konstanter Stickoxidemission von ca. 1000 ppm ein Vorteil von bis zu ca. 5 %. Angesichts des um ca. 1,5 – 2 °KW in Richtung „spät“ verschobenen Verbrennungsschwerpunkts bei „boot“-förmiger Einspritzung und den damit einhergehenden thermodynamischen Nachteilen ist der geringere spezifische Kraftstoffverbrauch nur durch eine mutmaßliche Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades zu interpretieren. Möglicherweise wirkt sich der kleinere Vormischanteil der Verbrennung positiv aus. Die durch Nadelsitzdrosselung erzeugten „boot“-Einspritzungen zeigen einen mit dem Serien-Einspritzsystem vergleichbaren indizierten Kraftstoffverbrauch.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung

In der Einspritzverlaufsformung, der gezielten zeitlichen und räumlichen Verteilung des Kraftstoffs im Brennraum direkteinspritzender Dieselmotoren, ist eine effiziente Möglichkeit zur Optimierung des Verbrennungsablaufs und zur Minderung der dieselmotorischen Rohemissionen zu sehen.

Massive Entwicklungsschritte im Bereich der Einspritzsysteme trugen in den vergangenen fünfzehn Jahren maßgeblich zur Verbreitung direkteinspritzender Dieselmotoren quer durch alle Fahrzeugklassen bei. Vordergründiges Ziel waren Motorleistung, Fahrkomfort und ein niedriges Motorengeräusch. Zuletzt sind die dieselmotorischen Schadstoffemissionen zum Inhalt einer öffentlich geführten Diskussion geworden. Zudem verlangt die schrittweise Verschärfung der Abgasgrenzwerte nach einer Verlagerung der Entwicklungsziele. Bestimmend für die Entwicklung zukünftiger Einspritzsysteme wird die Minderung der Schadstoffemissionen am Ort ihrer Entstehung sein. Aus heutiger Sicht werden teure Systeme zur Abgasnachbehandlung – z.B. Rußpartikelfilter und Technologien zur Stickoxidreduzierung – die Marktfähigkeit direkteinspritzender Dieselmotoren immens schwächen, sobald Abgasnormen über EU IV hinaus in Kraft treten. Dieses Szenario ließe sich durch ein insgesamt niedrigeres Rohemissionsniveau entschärfen.

Aus der einschlägigen Literatur lässt sich zusammenfassend eine Anforderungsliste für die funktionalen Eigenschaften zukünftiger Einspritzsysteme ebenso formulieren, wie ein aus heutiger Sicht „ideales Einspritzgesetz“. Dabei handelt es sich um eine stufenförmige Einspritzung, die häufig auch „boot“-förmiger Einspritzverlauf genannt wird.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird ein Forschungs-Einspritzsystem für direkteinspritzende PKW-Dieselmotoren vorgestellt, mit dessen hoher Zahl an Freiheitsgraden weitreichend das Potenzial der Einspritzverlaufsformung untersucht werden kann. Das Einspritzsystem zeichnet sich durch einen piezoaktuierten Forschungs-Injektor mit mechanischer Direktbetätigung der Düsenadel aus. Die Einspritzung kann bei entsprechender Ansteuerung durch Nadelsitzdrosselung in einem weiten Rahmen frei geformt werden. Ergänzend steht eine so genannte Druckmodulationseinheit zur Verfügung, mit der der Einspritzdruck während des Einspritzvorgangs hochdynamisch moduliert werden kann. Mit der Nadelsitzdrosselung und der Druckmodulation stehen zwei vollkommen unterschiedliche Mechanismen zur Einspritzverlaufsformung zur Verfügung.

Anhand hydraulischer Untersuchungen mit einem Einspritzverlaufsindikator wird das Forschungs-Einspritzsystem in seinen Eigenschaften und Möglichkeiten beschrieben. In motorischen Messungen an einem modernen Vierzylinder-PKW-Dieselmotor wird der aus der Literatur und aus vorangegangenen Messungen mit

dem beschriebenen Forschungs-Einspritzsystem bekannte „ideale“ Einspritzverlauf aufgegriffen und systematischen Parametervariationen unterzogen. Dabei lassen sich bezogen auf die Rohemissionen des Versuchsträgers in Serien-Konfiguration simultan konkrete Verbesserungen der Rußemissionen um bis zu 30 % und eine Minderung der Stickoxidemissionen um ca. 20 % reproduzierbar nachweisen. Der Zylinderdruckverlauf weist dabei gleichzeitig einen geringeren Spitzendruck und geringere Druckgradienten auf, was die Vermutung einer geringeren Triebwerksbelastung und Geräuschemission nahe legt. Im spezifischen Kraftstoffverbrauch lassen sich trotz einer Spätverlagerung des Verbrennungsschwerpunkts keine signifikanten Verschlechterungen feststellen – im Trend zeigen sich sogar eher günstigere Werte.

Eine Gültigkeit der vorliegenden Ergebnisse kann nur für die untersuchten Lastfälle und den verwendeten Versuchsträger, insbesondere für die Konfiguration aus Kolbenmuldenform, Drallniveau und Einspritzdüse beansprucht werden. Aus der Literatur und aus Messungen an NKW-Aggregaten lassen sich jedoch Trends ableiten, die in der vorliegenden Arbeit bestätigt werden. Daraus lassen sich folgende Aussagen mit einer gewissen Allgemeingültigkeit formulieren:

1. Die Einspritzverlaufsformung durch Nadelsitzdrosselung führt generell zu einem Anstieg der Rußemissionen und kann für ein heterogenes dieselmotorisches Brennverfahren nicht als zielführend erachtet werden.
2. Die Begrenzung der Einspritzrate in der Phase des Zündverzugs führt zu einem kleineren Premixed-Anteil der Verbrennung verbunden mit geringeren Spitzendrücken und -temperaturen und dadurch geringeren Stickoxidemissionen.
3. Die Einspritzverlaufsformung mit „boot“-förmigen Einspritzverläufen führt zu einer Spätverschiebung des Verbrennungsschwerpunkts. Obwohl aus der thermodynamischen Betrachtung eine Verschlechterung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs abzuleiten ist, kann dieser Trend messtechnisch nicht nachgewiesen werden.

Ausblick

Mit dem beschriebenen Forschungs-Einspritzsystem liegt ein Werkzeug zur weitreichenden Untersuchung der Einspritzverlaufsformung zur Minderung der dieselmotorischen Rohemissionen vor. Das Ruß- und Stickoxidminderungspotenzial sollte in weiteren Untersuchungen in einen direkten Bezug zu künftigen Abgasnormen gesetzt werden. Dazu sind auch Untersuchungen in zyklusrelevanten Niedriglastpunkten nötig, bei denen die Gemischbildung bzw. das Brennverfahren heute von Abgasrückführung und Drall dominiert wird. Insbesondere sollte in diesen Lastpunkten unter Verzicht auf den Drall die Möglichkeit zur Verlagerung der Gemischbildungsenergie von der Ladungsbewegung auf das Einspritzsystem untersucht werden.

Auch könnten weitere Parameter der Brennverfahrensentwicklung wie zum Beispiel die Einspritzdüsengeometrie, die Brennraumgestaltung, die AGR-Rate, der Drall oder das Verdichtungsverhältnis bei zukünftigen Untersuchungen mit einbezogen werden.

Das System wurde konstruktiv so gestaltet, dass es an verschiedensten modernen Common-Rail-Motoren appliziert werden kann. Dadurch sollte sich die Allgemeingültigkeit der festgestellten Potenziale weiter untermauern lassen und ein Beitrag zur Optimierung zukünftiger Einspritzsysteme geleistet werden können.

Ein allgemein gültiger „optimaler“ Einspritzverlauf für alle Lastpunkte des motorischen Kennfelds wird sich vermutlich nicht finden lassen. Daher ist mit einem hohen Aufwand der jeweils beste Einspritzverlauf für verschiedenste Punkte des motorischen Kennfeldes zu finden.

Aufgrund der sehr empfindlichen Reaktion der Rohemissionen auf kleine Veränderungen an der Einspritzverlaufsformung ist für weitergehende Anwendungen zu berücksichtigen, ob die positiven Auswirkungen über die Lebensdauer eines Verbrennungsmotors überhaupt gewährleistet werden können, oder ob infolge verschleißbedingter Veränderungen am Einspritzsystem Verschlechterungen auftreten können.

7 Literaturhinweise

- [Ani] Anitsis, F.; Borgmann, K.; Kratochwill, H.; Steinparzer, F.: *Der neue BMW-Sechszylinder-Dieselmotor*. MTZ 59(1998) 698–709.
- [Bad] Badami, M.; Mallamo, F.; Millo, F.; Rossi, E.E.: *Influence of multiple injection strategies on emissions, combustion noise and BSFC of a DI common rail diesel engine*. SAE 2002-01-0503.
- [Bau] Bauer, W.; Hesse, A.; Binder, K.: *Einfluß der Einspritzverlaufsformung auf die Strahlausbreitung und dieselmotorische Verbrennung*. Dieselmotorentchnik 96, Band 505 (1996) 137-153.
- [Bea] Beatrice, C.; Belardini, P.; Bertoli, C.; Lisbona, M.G.; Rossi Sebastiano, G.M.: *Diesel combustion control in common rail engines by new injection strategies*. Int. J. Engine Research (Vol. 3) 23-36, ImechE (2002).
- [Bec] Becher, S.: *Beitrag des Einspritzsystems zur Verminderung der Partikelemission von NKW-Dieselmotoren*. Forum Partikelemissionen. Darmstadt, Beiträge (2000) 109-116.
- [Bus] Busch, R.: *Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Deseleinspritzdüsen*. Dissertation, Universität Hannover (2003).
- [CBa] Baumgarten, C.: *Modellierung des Kavitationseinflusses auf den primären Strahlerfall bei der Hochdruck-Deseleinspritzung*. Fortschritt – Berichte VDI, Reihe 12 Nr. 543 (2003).
- [Chm.1] Chmela, F.; Herzog, P.: *Einspritzverlaufsformung zur Emissionsverbesserung an DI-Dieselmotoren*. 20. Internat. Wiener Motorensymp. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Band 376,1 (1999) 361-378.
- [Chm.2] Chmela, F.; Jager, P.; Herzog, P.; Wirbeleit, F.: *Emissionsverbesserung an Dieselmotoren mit Direkteinspritzung mittels Einspritzverlaufsformung*. MTZ 60(1999) 552–558.
- [Cor] Corcione, F.E.; Vaglieco, B.M.; Corcione, G.E.; Lavorgna, M.: *Potential of multiple injection strategy for low emission diesel engines*. SAE 2002-01-1150.
- [DKr] Krome, D.: *Charakterisierung der Tropfenkollektive von Hochdruck-einspritzsystemen für direkteinspritzende Dieselmotoren*. Dissertation, Universität Hannover, 2003.
- [Doh.1] Dohle, U.: *Innovative Einspritztechnologie für den Diesel-PKW von morgen*. 12. Aachener Kolloquium "Fahrzeug- und Motorentechnik", Band 1 (2003) 107-123.

- [Doh.2] Dohle, U.; Dürnholz, M.; Stein, J.: *Einflüsse künftiger Hochdruck-Dieseleinspritzsysteme auf Akustik und Emissionsverhalten moderner Verbrennungsverfahren*. 25. Wiener Motorensymposium, Band 1 (2004) 279-291.
- [Dor] Dorenkamp, R.; Stehr, H.: *Potenzial der Hochdruckeinspritzung*. MTZ Extra „25 Jahre Dieselmotoren von Volkswagen“, Band 62 (2001) 50-54.
- [Dür.93] Dürnholz, M.; Gürich, G.; Laumen, H.J.: *Piezoelektrisch gesteuertes Einspritzsystem zur Verbesserung des Emissionsverhaltens von direkteinspritzenden Dieselmotoren*. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Band 182,2 (1993) 324-348.
- [Dür.2] Dürnholz, M.; Wintrich, T.; Polach, W.: *Potenzial der Einspritzung zur Reduzierung der Schadstoffemissionen von Dieselmotoren*. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Band 455 (2001) 242-270.
- [Eid] Eidenböck, T.; Ratzberger, R.; Statsny, J.; Stütz, W.: *Zylinderkopf in Vier-ventiltechnik für den BMW-Dieselmotor*. MTZ 59(1998) 368–376.
- [Erl] Erlach, H.; Chmela, F.; Cartellieri, W.; Herzog, P.: *Auswirkungen druckmodulierter Einspritzung auf Emissionen und Verbrennung eines Nutzfahrzeug-Dieselmotors*. 5. Tagung: „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz (1995) 383-409.
- [Fes] Fessler, H.; Langridge, S.; Eckhardt, T.; Gstrein, W.: *Chancen des Dieselmotors bei verschärften Emissionsvorschriften*. 9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz (2003) 1-26.
- [Fre] Freudenberg, H.; Klügl, W.; Schürz, W.; Warga, J.: *PCR3, das Piezo Common Rail System der 3. Generation von Siemens VDO, die innovative Weiterentwicklung des seit 2000 in Serie produzierten PCR2-Systems*. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Band 539, 2 (2003) 127–143.
- [FVV.1] Chmela, F.: *Einspritzratenregelung durch druckmoduliertes Common Rail System*. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Heft R 515 (2002) 170-194.
- [FVV.2] Bargende, M.: *Untersuchung des Zusammenhanges zwischen thermodynamischen Analysegrößen und optischen, integralen Lichteitmesssignalen beim DE-Dieselmotor*. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Heft R 521 (2003)
- [Gan] Ganser, M.A.: *Common rail injector with injection rate control*. SAE 981927.

- [Gär] Gärtner, U.; Koch, T.; König, G.: *Analyse des dieselmotorischen Verbrennungsprozesses zur Potentialbewertung flexibler Einspritzverlaufsformungen*. 6. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden (2004) 8-19.
- [Gil.02] Gill, D.; Chmela, F.; Jager, P.; Danckert, B.: *Emissionen und Verbrauchsverbesserungen an DI-Dieselmotoren mit druckmoduliertem Einspritzsystem*. 11. Aachener Kolloquium „Fahrzeug- und Motorentechnik“, Band 1 (2002) 327-341.
- [Gil.03] Gill, D.; Chmela, F.; Jager, P.: *The emissions and performance potential of a pressure modulated common rail system on a heavy duty diesel engine*. Fuel Injection Systems, London, 2003. IMechE Conference Transaction, Band 2 (2003) 107-119.
- [Ham] Hammer, J.; Dürnholz, M.; Dohle, U.: *Entwicklungstrends bei Einspritzsystemen für PKW-Dieselmotoren*. Dieselmotorentechnik 2004. Expert Verlag (Bd. 656) 36-52.
- [Her.1] Herzog, P.L.: *Fuel injection – the key to efficient low-emission diesel engines?* Fuel Injection Systems, London, 1999. IMechE Seminar Publication, Band 17 (1999) 1-11.
- [Hlo] Hlousek, J.; Bernhaupt, M.; Kögler, B.: *Electronically controlled injection rate shaping for medium speed diesel engines*. CIMAC, Band 2 (2001) 511-518.
- [IAV] *Einspritzverlaufsindikator (EVI-IAV) – Technische Beschreibung*. Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr GmbH, Berlin (2001).
- [Ima] Imarisio, R.; Ricco, M.; Rossi Sebastiano, G.M.: *Mehrfacheinspritzung, eine kostengünstige Lösung für Emissionsminderung von Common Rail DI Dieselmotoren*. 9. Aachener Kolloquium „Fahrzeug- und Motorentechnik“, Band 2 (2000) 1047-1062.
- [Jen] Piezosystem Jena: *Piezofibel: Theorie, Anleitung, Anwendung*. Jena, 1995.
- [Kah.1] Kahrstedt, J.; Behnk, K.; Sommer, A.; Wormbs, T.: *Entwicklungsszenario für PKW-Dieselmotoren mit optimierten Brennverfahren zur Erfüllung künftiger Abgasstandards*. MTZ 64(2003) 832-839.
- [Kah.2] Kahrstedt, J.; Manns, J.; Sommer, A.; Wormbs: *Brennverfahrensseitige Ansatzpunkte zur Erfüllung künftiger EU- und US-Abgasstandards*. 5. Int. Stuttgarter Symposium (2003) 2-18.
- [Kam.1] Kammerdiener, T.; Bürgler, L.; Herzog, P.L.: *A new common rail concept with pressure-modulated injection*. Fuel Injection Systems, London, 1999. IMechE Seminar Publication, Band 17 (1999) 205-218.

- [Kam.2] Kammerdiener, T.; Bürgler, L.: *Ein Common-Rail-Konzept mit druckübersetzter Einspritzung*. MTZ 61(2000) 230–238.
- [Kra.1] Kracke, T.; Fengler, H.P.; Müller, P.; Barsun, N.: *FI^{2re} – Ein Entwicklungssteuergerät für flexible Einspritzung und Zündung*. MTZ 62(2001) 36–40.
- [Kri] Krieger, K.: *Diesel-Einspritztechnik für PKW-Motoren - Überblick über Verfahren und Ergebnisse*. MTZ 60(1999) 308-313.
- [Kro] Kropp, M.; Magel, H.-C.; Mahr, B.; Otterbach, W.: *Ein druckübersetztes Common-Rail-System mit flexibler Einspritzverlaufsformung*. 2. Tagung „Diesel- und Benzindirekteinspritzung“, Berlin (2000) 28-45.
- [Lin] Lindner, H.: *Physik für Ingenieure*. 14. Auflage, Fachbuchverlag Leipzig, Leipzig / Köln 1993
- [Mah] Mahr, B.: *Potential of a flexible high-pressure fuel injection system for heavy duty diesel engines*. Fuel Injections Systems, London, 2003. IMechE Conference Transaction, Band 2 (2003) 11-20.
- [Mer.1] Merker, G.P.; Stiesch, G.: *Technische Verbrennung Motorische Verbrennung*. Teubner Verlag, Stuttgart, Leipzig (1999).
- [Mey.1] Meyer, S.; Stegemann, J.; Seebode, J.; Merker, G.P.: *Ein vollvariables, piezoaktuiertes Forschungs-Einspritzsystem als Werkzeug in der dieselmotorischen Brennverfahrensentwicklung*. 9. Symposium „Dieselmotorenteknik“. Esslingen (2003) 11-22.
- [Mey.2] Meyer, S.; Krause, A.; Krome, D.; Merker, G.P.: *Piezo-Common-Rail-System mit direktgesteuerter Düsennadel*. MTZ 62(2002) 86-93.
- [Mey.3] Meyer, S.; Merker, G.P.: *Potenziale der freien Einspritzverlaufsformung beim direkteinspritzenden Pkw-Dieselmotor*. VDI-Berichte 1704 (2002) 63-78.
- [Mey.4] Meyer, S.; Merker, G.P.: *Piezo-Aktuatorik in einem Forschungs-Common-Rail-Einspritzsystem*. Symposium "Keramik im Fahrzeugbau" (2003) 15-20.
- [Mey.5] Meyer, S.; Merker, G.P.: *Hochdynamisch betriebene, große Piezo-Aktuatoren in einem Forschungs-Einspritzsystem für Dieselmotoren*.: „Materials Week 2003“, Vortragsreihe in Verbindung mit den Messen Materialica und Ceramitec, München, 16.-18. September 2003.
- [Mey.6] Meyer, S.; Merker, G.P.: *Piezo-Aktuatoren in Hochvolt-Stapelbauweise zur Betätigung der Einspritzdüse in einem Forschungs-Common-Rail-Einspritzsystem*. „Technische keramische Werkstoffe“, 77. Ergänzungslieferung, Kapitel 8.3.1.6 (2003) 1-12, Deutscher Wirtschaftsdienst.

- [Mol] Mollenhauer, K.: Handbuch Dieselmotoren. Springer – Verlag Berlin Heidelberg New York, 1997.
- [Net] Netterscheid, M.; Herrmann, H.-O.; Düsterhöft, M.; Krüger, M.: *Das Potential von Piezo-gesteuerten Common-Rail-Einspritzsystemen*.
- [Nis] Nishimura, T.; Satoh, K.; Takahashi, S.; Yokota, K.: *Effects of fuel injection rate on combustion and emission in an DI diesel engine*. SAE 981929
- [Pag] Pagel, S.: *Verdampfungs- und Selbstzündungsmodelle für Mehrkomponentengemische*. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12 (2004) Nr. 565.
- [Pot] Potz, D.; Lewentz, G.; Kreh, A.: *Register-Düse Diesel-Einspritzung mit steuerbarem Spritzquerschnitt*. Stuttgarter Symposium „Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren“, Band 1 (1995) M13.1-M13.17.
- [Prd] Predelli, O.; Kracke, T.; Schmidt, W.; Meyer, S.: *FI^{2RE} – Neues Steuermodul für Piezoinjektoren*. MTZ 64 (2004) 36-42.
- [Pre] Prescher, K.; Bauer, W.: *Einspritzverlaufsformung durch mehrfach unterbrochene Einspritzung mit Hilfe eines Common-Rail-Einspritzsystems*. 16. Internat. Wiener Motorensymposium. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Band 239,1 (1995) 125-139.
- [Rak] Rakowski, S.; Meyer, S.; Delebinski, T.; Merker, G. P.: *Experimental and Numerical Investigation of High Pressure Gasoline Direct Injection*, Fisita 2004 World Automotive Congress, Barcelona, F2004V239.
- [Ric] Ricaud, J.C.; Lavoisier, F.: *Optimizing the multiple injection settings on an HSDI diesel engine*. THIESEL (2002) 251-275.
- [Rog] Rogers, B.J.; Such, C.H.; Best, C.H.: *Investigation of a two valve electronically controlled unit injector on a Euro IV heavy duty diesel engine using design of experiments method*. Fuel Injections Systems, London, 2003. IMechE Conference Transaction, Band 2 (2003) 145-158.
- [Rum.1] Rumphorst, M.: *Ein neues elektronisches Hochdruck-Einspritzsystem für Dieselmotoren*. MTZ 56(1995) 142-148.
- [Rum.2] Rumphorst, M.: *Konzeption eines elektronischen Hochdruck-Dieseleinspritzsystems*. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Band 218 (1994).
- [Sch] Scher, U.; Hadler, J.; Dorenkamp, R.: *Entwicklungsschwerpunkte zur Darstellung zukünftiger Emissions- und Kraftstoffverbrauchsziele des PKW-Dieselmotors*. Dieselmotorentchnik 2004. Expert Verlag (Bd. 656) 143-160.
- [See.1] Seebode, J.: *Dieselmotorische Einspritzratenformung unter dem Einfluss von Druckmodulation und Nadelsitzdrosselung*. Dissertation, Universität Hannover (2004).

- [Sei] Seiffert, A.; Diezemann, M.; Sommer, A.; Kahrstedt, J.: *Integrale Lichtleit-Messtechnik (ILM) und Abbildende Lichtleit-Messtechnik (ALM) – moderne optische Werkzeuge für die Brennverfahrensentwicklung*. Optisches Indizieren – Verbrennungsentwicklung für Otto- und Dieselmotoren. Haus der Technik e.V. Essen, 14. November 2002, 1-19.
- [Sta] Stan, C.: *Direkteinspritzsysteme für Diesel- und Ottomotoren*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg (1999).
- [Ste.1] Stegemann, J., Seebode, J., Baltes, J., Merker, G.P.: *Potentialabschätzung verschiedener Einspritzstrategien unter dem Einfluss von Druckmodulation und freier Ratenformung am Nfz-Motor*. 6. Int. Kongress „Motorische Verbrennung“, München (2003) 119-129.
- [Ste.2] Stegemann, J.; Meyer, S.; Rölle, T.; Merker, G.P.: *Forschungseinspritzsystem zur vollvariablen Einspritzverlaufsformung*. MTZ 65(2004) 114-121.
- [Ste.3] Stegemann, J.: *Dieselmotorische Einspritzverlaufsformung mit piezoaktuierten Einspritzsystemen*. Dissertation, Universität Hannover, 2003.
- [Ste.5] Stegemann, J., Seebode, J., Baltes, J., Baumgarten, C., Merker, G.P.: *Influence of Throttle Effects at the Needle Seat on the Spray Characteristics of a Multihole Injection Nozzle*. ILASS Europe, Zaragoza (2002) 31-36.
- [Stz.1] Steinparzer, F.; Kratochwill, H.; Mattes, W.; Steinmayr, T.: *Neuer Vierzylinder-Dieselmotor von BMW*. MTZ 62(2001) 888-897.
- [Stz.2] Steinparzer, F.; Mattes, W.; Hall, W.; Bock, C.: *Die Dieselantriebe der neuen BMW 7er-Reihe*. MTZ 63(2002) 790-803.
- [Stö] Stöcklein, W.; Sugg, B.; Boecking, F.: *Wechselseitiger Einfluss von Piezoaktor und Injektor*. 5. Dresdner Motorenkolloquium (2003) 151-159.
- [Sty] Stastny, J.; Ratzberger, R.; Fessel, C.; Keber, A.: *Die Ausgleichswellen des neuen Vierzylinder-Dieselmotors von BMW*. MTZ 63(2002) 178-185.
- [Tan] Tanabe, K.; Kohketsu, S.; Mori, K.; Kawai, K.: *Innovative injection rate control with next generation common rail fuel injection system*. Seoul 2000 Fisita World Automotive Conference.
- [Tak] Takahashi, S.; Shimazaki, N.; Nishimura, T.: *Improvement of exhaust emissions by early injection in multiple stage fuel injection*. Fuel Injection Systems, London, 2003. IMechE Conference Transaction, Band 2 (2003)
- Tul] Tullis, S.D.; Greeves, G.; Barker, B.: *Emission reduction with advanced two-actuator EUI for heavy duty diesel engines*. Fuel Injection Systems, London, 2003. IMechE Conference Transaction, Band 2 (2003) 121-144.

- [Wag] Wagner, E.; Öing, H.; Renner, G.; Ellwanger, S.; Maly, R.; Koyanagi, K.: *Optimierungspotential der Common Rail Einspritzung für emissions- und verbrauchsarme Dieselmotoren*. Motor und Umwelt, Graz (1999) 173 - 184.

Wissenschaftlicher Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Steffen Meyer-Salfeld
Geburtsdaten: 15.07.1975 in Hannover

Schulbildung

08 / 1981 – 07 / 1985 Grundschule in Gehrden
08 / 1985 – 07 / 1987 Orientierungsstufe in Gehrden
08 / 1987 – 07 / 1994 Matthias-Claudius-Gymnasium in Gehrden

Studium

10 / 1995 – 09 / 2000 Allgemeiner Maschinenbau, Universität Hannover

Abschluss: Dipl.-Ing.

Berufliche Tätigkeit

11 / 2000 – 08 / 2004 Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Technische Verbrennung, Universität Hannover.

Seit 09 / 2004 Mitarbeiter bei der Robert Bosch GmbH, Stuttgart.