

Yvan Gauthier

Einspritzdruck bei modernen PKW-Dieselmotoren

VIEWEG+TEUBNER RESEARCH

Yvan Gauthier

Einspritzdruck bei modernen PKW-Dieselmotoren

Einfluss auf die Rußemission

VIEWEG+TEUBNER RESEARCH

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der
Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über
<<http://dnb.d-nb.de>> abrufbar.

Dissertation Helmut-Schmidt-Universität/Universität der Bundeswehr Hamburg, 2009

1. Auflage 2009

Alle Rechte vorbehalten

© Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden 2009

Lektorat: Dorothee Koch / Britta Göhrisch-Radmacher

Vieweg+Teubner ist Teil der Fachverlagsgruppe Springer Science+Business Media.
www.viewegteubner.de



Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung außerhalb der engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes ist ohne Zustimmung des Verlags unzulässig und strafbar. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Umschlaggestaltung: KünkelLopka Medienentwicklung, Heidelberg
Druck und buchbinderische Verarbeitung: STRAUSS GMBH, Mörlenbach
Gedruckt auf säurefreiem und chlorfrei gebleichtem Papier.
Printed in Germany

ISBN 978-3-8348-0936-0

Vorwort

"Ich glaube, man müsste – um wirklich vorwärts zu kommen – wieder ein allgemeines, der Natur abgelaushtes Prinzip finden."

*Albert Einstein
in einem Brief an Seinem Freund Weyl im Jahr 1922*

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit im Motorenprüffeld des Geschäftsbereichs Diesel Systems der Firma Robert Bosch GmbH in Stuttgart-Feuerbach. Betreut wurde sie durch den Fachbereich Maschinenbau der Helmut-Schmidt-Universität / Universität der Bundeswehr Hamburg.

Herrn Prof. Dr.-Ing. W. Thiemann gilt mein besonderer Dank für die Anregung zu dieser Arbeit, für die stetige und wohlwollende Unterstützung, sowie für die Durchsicht der schriftlichen Fassung. Herrn Prof. Dr.-Ing. F. Joos danke ich für die Übernahme des Korreferates und das Interesse an meiner Arbeit.

Mein Dank gilt ferner Herrn Dr.-Ing. F. Wirbeleit, Herrn Dipl. Ing. D. Naber und Herrn Dipl.-Ing. J.-O. Stein, die mich seitens der Robert Bosch GmbH betreut haben und bei der Durchführung dieser Arbeit unterstützten. Der Firma Robert Bosch GmbH danke ich für die Bereitstellung des Versuchsträgers, speziell möchte ich Herrn Dr.-Ing. M. Dürnholz für die Förderung dieser Arbeit danken.

Ganz herzlich danke ich den Herren Dipl.-Ing. (FH) S. Feuerstack, Dipl.-Ing. D. Nolz, Dipl.-Ing. C. Kluck, die durch ihre Diplomarbeiten zum Fortschritt der Untersuchungen beigetragen haben. Den Kollegen der Gruppe DS/EVL2 sowie allen anderen Mitarbeitern der Robert Bosch GmbH, die mir bei der Durchführung der Versuche zur Seite standen, entrichte ich meinen Dank für ihre entgegengebrachte Unterstützung, für ihre Ratschläge, für ihre wertvollen Diskussionsbeiträge zu dieser Arbeit sowie für das stets angenehme Arbeitsklima.

Ganz besonders bedanke ich mich bei meiner Frau für die geleistete Hilfe und die liebevolle Unterstützung.

Yvan Gauthier

Inhaltsverzeichnis

Verwendete Abkürzungen und Symbole	IX
Abbildungsverzeichnis	XIII
1 Einleitung	1
2 Rußemission bei der dieselmotorischen Verbrennung.....	7
2.1 Molekulare Rußbildung.....	7
2.2 Phänomenologische Rußmodelle	9
2.3 Erfassung der Rußemission im Abgas.....	14
3 Modelle der einspritzstrahlgeführten Gemischbildung.....	17
3.1 Freistrahlausbreitung.....	18
3.2 Spray/Wand-Wechselwirkung	33
4 Einfluß der externen Abgasrückführung auf die Rußemission	39
4.1 Einfluß der Stoffzusammensetzung des angesaugten Gasgemisches	39
4.1.1 Herabsetzung der Verbrennungstemperatur durch den Abgasanteil	40
4.1.2 Luftverhältnis λ_G für das Gasgemisch aus Luft und rückgeführtem Abgas.....	54
4.2 Einfluss des Luftverhältnisses	60
4.2.1 Luftverhältnisabsenkung durch Abgasrückführung und durch Lastanhebung.....	61
4.2.2 Bestimmung des Luftverhältnisses an der Rußgrenze	70

5	Einfluss des Einspritzdrucks auf die Rußemission	75
5.1	Bestimmung des mittleren Einspritzdrucks der Haupteinspritzung	75
5.1.1	Methode mit gemessenem Raildruck für CRI3.0.....	77
5.1.2	Methode mit gemessenem Düsenraumdruck für HADI.....	81
5.2	Gesetzmäßigkeit des Rußverhaltens bei Steigerung des Einspritzdrucks	87
5.2.1	Empirische Formulierung des Rußverhaltens beim Motorbetrieb ohne Abgasrückführung.....	87
5.2.2	Empirische Formulierung des Rußverhaltens beim Motorbetrieb mit Abgasrückführung	105
6	Modell für das Zweiphasengebiet innerhalb des Kraftstoffstrahls	111
6.1	Mittlere Geschwindigkeit des Einspritzstrahls	111
6.2	Mittlere Dichte der Gasphase des Einspritzstrahls	121
7	Validierung des Modells durch motorische Untersuchungen	133
7.1	Variation der Düsenparameter hydr. Durchfluss und Lochanzahl	133
7.2	Variation der Motorparameter Düsenüberstand und Drallströmung	149
8	Zusammenfassung	169
9	Anhang	173
10	Literaturverzeichnis	199

Verwendete Abkürzungen und Symbole

Abkürzungen

Bezeichnung	Einheit	Bedeutung
ABHE	°KW	Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung
ABVE	°KW	Absteuerbeginn der Voreinspritzung
ADHE	μ s	Ansteuerdauer der Haupteinspritzung
ADVE	μ s	Ansteuerdauer der Voreinspritzung
AMESim	-	Simulationstool für Hydraulikkomponente
AVL	-	Firma, die die Prüfstandsmessgeräte herstellt
CAD	-	Rechnergestütztes Zeichnungsherstellung
CRI3.0	-	Bosch Common-Rail-Injektor mit max. 1600bar
CRS3.3	-	Bosch Common-Rail-System mit max. 2000bar
DI	-	Direkteinspritzung
DPF	-	Diesel-Partikelfilter
ETH	-	Eidgenössische Technische Hochschule in Zürich
EU	-	Europäische Union
EURO V	-	Richtlinie der EU-Emissionsgrenzwert ab 2009
FSN	-	Filter Smoke Number
GSU	-	Geometrischer Strahlursprung
HADI	-	High-pressure Amplified Diesel Injector
JANAF	-	Joint Army Navy Air Force
MI	-	Main Injection (Haupteinspritzung)
MNEFZ	-	Europäischer Fahrzyklus für Abgastest
MTS	-	Massenträgheitsschwerpunkt
NASA	-	National Aeronautics and Space Administration
NKW	-	Nutzlast Kraft Wagen
OT	-	Oberer Totpunkt (zOT: OT mit Zündung)
PAK	-	Polyzyklischer Aromatischer Kohlenwasserstoffe
PI	-	Pilot Injection (Voreinspritzung)
PKW	-	Personen Kraft Wagen
PM	-	Particulate Matter
SMD	-	mittlerer Sauterdurchmesser
UT	-	Unterer Totpunkt
VdW	-	Van der Waals'scher Ansatz für Realgasgleichung
C	-	Kohlenstoff
C ₂ H ₂	-	Acetylen
CO	-	Kohlenmonoxid
CO ₂	-	Kohlendioxidmolekül
H	-	Wasserstoff
HC	-	Kohlenwasserstoff
H ₂ O	-	Wassermolekül
N ₂	-	Stickstoff
NO	-	Stickstoffmonoxid
NO ₂	-	Stickstoffdioxid
NO _x	-	Stickoxide
O ₂	-	Sauerstoffmolekül
OH	-	Hydroxylradikal

Formelzeichen

Bezeichnung	Einheit	Bedeutung
a_a	$\text{kg}\cdot\text{m}^5/\text{kmol}^2/\text{s}^2$	Kohäsionsdruck für Luft als VdW-Realgas
$A_s(x)$	m^2	Strahlquerschnittsanteil mit Kraftstoff, Abstand x
A_{Bildung}	-	Koeffizient für die Rußbildung
$A_{\text{Oxidation}}$	-	Koeffizient für die Rußoxidation
a_D	$\text{kg}\cdot\text{m}^5/\text{kmol}^2/\text{s}^2$	Kohäsionsdruck für n-Tridekan als VdW-Realgas
$A_f(0)$	m^2	Strahlquerschnittsanteil mit Kraftstoff, Lochaustritt
$A_f(x)$	m^2	Strahlquerschnittsanteil mit Kraftstoff, Abstand x
b_a	m^3/kg	Kovolumen für Luft als VdW-Realgas
b_D	m^3/kg	Kovolumen für n-Tridekan als VdW-Realgas
b_i	g/kWh	indizierter Kraftstoffverbrauch
c_a	m/s	axiale Strömungsgeschwindigkeit, Drallmessung nach Thien
c_m	m/s	mittlere Kolbengeschwindigkeit im Zylinder
c_p	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_{SL}	-	Flächenkontraktionsbeiwert durch die Spritzlochgeometrie
c_u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit der Drallströmung nach Thien
c_v	-	Geschwindigkeitsbeiwert durch die Spritzlochgeometrie
c_w	-	Strömungswiderstandsbeiwert in Newton'scher Gleichung
c_α	-	Geometriebeiwert für die Spritzlochgeometrie nach Siebers
$dp_{\text{Zylinder}}/d\alpha$	$\text{bar}/^\circ\text{KW}$	Gradient des Zylinderdruckes über Grad Kurbelwinkel
d_{SL}	μm	geometrischer Spritzlochaustrittsdurchmesser
dt	s	infinitesimal kleines Zeitintervall
d_T	μm	Tropfendurchmesser
d_{s2}	μm	Sauterdurchmesser der Tropfen in Gleichung 3.5
$d\alpha$	Grad	infinitesimal kleines Kurbelwinkelintervall
F_K	N	Kohäsionskraft der Flüssigkeitströpfchen
F_w	N	acrodynamische Strömungswiderstandskraft
E_w (0 bis x)	N	kumulierte Strömungswiderstandskraft zwischen 0 und x
\vec{g}	$\text{kg}/(\text{m}^2\cdot\text{s})$	Vektor der Impulsdichte
h_a	J	Enthalpie des im Strahl gesaugten Gases aus der Umgebung
H/C	-	molares Verhältnis von Wasser und Kohlenstoff
HFR	$\text{cm}^3/30\text{s}/100\text{bar}$	hydraulischer Durchfluss der Einspritzdüse bei $\Delta p=100$ bar
h_K	J	Enthalpie des flüssigen Kraftstoffs im Einspritzstrahl
$J(\alpha)$	mm^5	Massenträgheitsmoment bei der Kurbelwinkelstellung α
k	-	Konstante im Strahlgeschwindigkeitsmodell
ks	-	Konizität der Spritzlochgeometrie, strömungsoptimiert
l_{FI}	mm	maximale Eindringtiefe der Flüssigkeit im Einspritzstrahl
L_{st}	-	stöchiometrischer Luftbedarf
$\dot{m}_a(x)$	kg/s	Massenstrom an eingesaugten Gas im Einspritzstrahl bei x
$\dot{m}_A, \dot{m}_{\text{Abgas}}$	kg/s	Abgasmassenstrom
m_{AGe}	mg/AS	extern rückgeführte Abgasmasse pro Arbeitspiel
m_B	mg/AS	eingespritzte Kraftstoffmasse pro Arbeitspiel
\dot{m}_D	kg/s	Massenstrom von Kraftstoffdampf
\dot{m}_{FI}	kg/s	Massenstrom von flüssigem Kraftstoff
m_g	mg/AS	gesamte angesaugte Gasmasse im Zylinder pro Arbeitspiel
\dot{m}_i	kg/s	angesaugter Gasmassenstrom, Ventilhubstellung i
$\dot{m}_K(x)$	kg/s	Massenstrom von flüssigem Kraftstoff bei x
$m_L, m_{L,\text{uff}}$	mg/AS	angesaugte Luftmasse pro Arbeitspiel

m_{O_2}	mg/AS	angesaugte Sauerstoffmasse pro Arbeitspiel
M	kg/kmol	Molmasse
n	U/min	Motordrehzahl
n_{SL}	-	Anzahl Düsenlöcher
$n(d_T)$	-	Anzahl der Tropfen mit dem Durchmesser d_T
p_a	bar	Druck des in den Strahl gesaugten Gases aus der Umgebung
p_D	bar	Druck des Kraftstoffdampfes im Strahl
p_{inj}	bar	Einspritzdruck
p_{Kammer}	bar	Brennkammerdruck
p_{me}	bar	effektiver Mitteldruck
p_{mi}	bar	indizierter Mitteldruck
p_{Norm}	bar	Druckniveau im Normzustand
p_{Rail}	bar	Druck im Common Rail
p_s	bar	Sättigungsdruck des Kraftstoffdampfes im Strahl
$p_{Sackloch}$	bar	Druck im Düsensackloch
p_{Strahl}	bar	Gesamtdruck im Gasstrahl
p_z	bar	Zylinderdruck
Q_{hyd}	cm ³ /30s/100bar	hydraulischer Durchfluss der Düse bei $\Delta p = 100$ bar
$r_{Verdampfung}$	kJ/kg	Verdampfungsenthalpie pro Kilogramm
R_a	J/(kg·K)	spezifische Gaskonstante der Luft
R_D	J/(kg·K)	spezifische Gaskonstante des dampf-förmigen n-Tridekans
$R_{u\beta}$	g Ruß/kg Fuel	emittierte Rußmasse im Abgas pro Kilogramm Kraftstoff
$s(\alpha)$	mm	Kolbenhub an der Kurbelwinkelstellung α
SZ	FSN	Schwärzungszahl nach dem Filtermeßprinzip von Bosch
t	s	Zeit
T_a	K	Temperatur der im Einspritzstrahl eingesaugte Luft
T_{aus}	K	Temperatur des Kraftstoffs im Strahl am Spritzlochaustritt
T_D	K	Temperatur des Kraftstoffdampfes im Einspritzstrahl
T_{Kammer}	K	Temperatur des vom Einspritzstrahl umgebenden Gases
T_{min}	K	minimale Bildungstemperatur des Rußes
T_{Norm}	K	Temperatur des Gases im Normzustand
T_{Strahl}	K	Temperatur im Gasstrahl
T_S	K	Sättigungstemperatur des Kraftstoffdampfes im Strahl
T_V	K	Verdampfungstemperatur
U_{aus}	m/s	Geschwindigkeit des Strahls am Spritzlochaustritt
$U(x)$	m/s	Geschwindigkeit des ausgebildeten Einspritzstrahls bei x
$U(x/2)$	m/s	Geschwindigkeit des ausgebildeten Einspritzstrahls bei x/2
$Umfang(x)$	m	Umfang des Einspritzstrahls quer zur Mittenachse bei x
U_T	m/s	Geschwindigkeit des Tropfens
V_c	cm ³	Kompressionsendvolumen
V_{eff}	m ³	effektiver Meßvolumen bei dem Filtermeßprinzip von Bosch
$V_{Gesamt}(\alpha)$	cm ³	Volumen des Brennraums bei Kurbelwinkelstellung α
V_h	cm ³	Hubraum
V_i	m ³ /s	Volumenstrom des Ansauggases bei Ventilhubstellung i
V_S	m ³	angesaugte Gasvolumen des Filtermeßprinzips von Bosch
\vec{v}_{Strahl}	m/s	Geschwindigkeit des Einspritzstrahls
V_T	m ³	Totvolumen bei dem Filtermeßprinzip von Bosch
We	-	Weberzahl
x	mm	Position auf der Mittenachse des Einspritzstrahls

X_{AGe}	-	Rate an extern rückgeführtes Abgas im Saugrohr
α	°Kurbelwinkel	Position der Kurbelwelle bezogen auf dem oberen Totpunkt
α_K	-	Durchflusszahl nach Thien Messverfahren
Δp	bar	Druckdifferenz Zwischen Düsensacklochraum und Brennraum
$\Delta \tau$	-	Offset zwischen den Mischungsverhältnissen τ_{ber} und τ_{soll}
Δt	s	Zeitintervall
ε	-	Verdichtungsverhältnis des Motors
η_a	N·s/m ²	dynamische Viskosität der Luft
η_{Fl}	N·s/m ²	dynamische Viskosität des flüssigen Kraftstoffs
κ	-	Isentropenexponent
λ	-	Luftverhältnis
λ_a	-	Luftaufwand
λ_E	-	Einlassluftverhältnis
λ_G	-	Luftverhältnis des Gases aus Luft und rückgeführtem Abgas
ρ_a	kg/m ³	Dichte des im Einspritzstrahl eingesaugten Gases
ρ_D	kg/m ³	Dichte des Kraftstoffdampfes im Strahl
ρ_{Fl}	kg/m ³	Dichte des flüssigen Kraftstoffes im Strahl
ρ_{OT}	kg/m ³	Dichte des komprimierten Gases im zOT
ρ_{Strahl}	kg/m ³	Dichte des gasförmigen Einspritzstrahls
σ_{Fl}	N/m	Oberflächenspannung des flüssigen Kraftstoffes
τ	-	Verhältnis von Kraftstoffdampf- und Luftmasse im Strahl
ψ_i	% Vol.	Volumenanteil des Gases i
tiefgestellt		
A		Abgas
a		durch Gasentainment im Strahl angesaugtes Umgebungsgas
AGe		extern rückgeführtes Abgas
ber		berechnet
Dampf		dampfförmig
Flüssig		als Flüssigkeit
Gasentainment		Der Einspritzstrahl saugt radial Gas aus der Umgebung an
G		Gasgemisch aus Luft und rückgeführtes Abgas
Gesamt		gesamte angesaugte Gasmasse
L		Luft
max		maximaler Wert
Messung		gemessener Wert
mitAGe		das Gasgemisch enthält extern rückgeführtes Abgas
min		minimaler Wert
ohneAGe		Das Gasgemisch enthält keine extern rückgeführtes Abgas
pInj		Einspritzdruck
Rußgrenze		Definierte max. Wert für die Rußkonzentration im Abgas
soll		Sollwert
Start		Anfangswert
st		stöchiometrisch
Zyl		Motorzylinder
ρ_{OT}		Dichte des von Motorkolben komprimierten Gases im zOT
$\frac{1}{2}$		Erhöhung des Parameters für eine Halbierung der gemessenen Rußkonzentration im Abgas

Abbildungsverzeichnis

Abb. 1.1:	Überblick über die Emissionsgrenzwerte für dieselgetriebene Pkw in der EU	1
Abb. 1.2:	Innermotorische Maßnahmen zur Senkung der NO _x -Emissionen	3
Abb. 1.3:	Lastkollektive MNEFZ, 1500kg Fahrzeug mit 2.0L Vierzylinder Dieselmotor	6
Abb. 2.1:	Rußbildungsphasen nach Bockhorn [5]	9
Abb. 2.2:	Rußertrag in Abhängigkeit von λ und der Temperatur [9].	10
Abb. 2.3:	Diskretisierungsbeispiel eines Einspritzstrahles in Pakete nach Hiroyasu [18]	12
Abb. 2.4:	Filtermessprinzip	14
Abb. 3.1:	Ablenkung der Einspritzstrahlen in der Mulde [35]	17
Abb. 3.2:	Vier Zerfallsbereiche von Flüssigkeitsstrahlen [38]	19
Abb. 3.3:	Verteilung in Abhängigkeit vom mittleren Sauterdurchmesser	22
Abb. 3.4:	Sauterdurchmesser in Abhängigkeit vom Einspritzdruck [56]	23
Abb. 3.5:	Die von einem Hochdruckspray induzierte Luftströmung [50]	25
Abb. 3.6:	Maximale Eindringtiefe der Flüssigphase bei Variation des Einspritzdrucks und des Lochdurchmessers für verschiedene Ersatzkraftstoffe [47]	26
Abb. 3.7:	Spray-Modell nach Naber und Siebers [44]	28
Abb.3.8:	Brennkammeraufnahme von Pauer [17]	32
Abb. 3.9:	Skizze eines ausgebildeten Einspritzstrahls in einer Pkw Kolbenmulde mit Omega-Form positioniert im Oberen Totpunkt, angelehnt an Uhl [35]	36
Abb. 4.1:	Randbedingungen der Abgasrückführatenvariationen.....	41
Abb. 4.2:	Indizierkurven der Ladedruckvariation ohne Abgasrückführung	43
Abb. 4.3:	Verlauf der Rußemissionswerte bei Veränderung der Sauerstoffkonzentration im angesaugten Gasgemisch	45

Abb. 4.4:	NO _x -Reduzierungsrate bei Absenkung der Sauerstoffkonzentration im Ansauggemisch.....	46
Abb. 4.5 :	Änderungen der Konzentration von Stoff <i>i</i> im Ansaugtrakt	48
Abb. 4.6:	Vergleich der gemessenen und gerechneten Werte des Sauerstoffgehalts im Abgas	50
Abb. 4.7:	Verlauf der Stoffkonzentration im Ansauggemisch über den Abgasanteil	52
Abb. 4.8:	Einfluss der Konzentration der Moleküle CO ₂ und H ₂ O im Ansauggemisch auf die adiabate Verbrennungstemperatur	53
Abb. 4.9:	Verlauf der Sauerstoffkonzentration im Ansaugtrakt.....	55
Abb. 4.10:	Verläufe von Luftverhältnis und Einlassluftverhältnis bei Veränderung der Abgasrückführrate	56
Abb. 4.11:	Schwarzrauchwerte über dem Luftverhältnis und dem Einlassluftverhältnis dargestellt	58
Abb. 4.12:	Vergleich zwischen dem Luft- und dem Gasgemischverhältnis	59
Abb. 4.13:	Schwarzrauchwerte über dem Gasgemischverhältnis λ_G Aufgetragen	60
Abb. 4.14:	Indizierkurven der Luftverhältnisabsenkungen durch Abgasrückführung	62
Abb. 4.15:	Russemissionsergebnisse der Luftverhältnisabsenkungen	63
Abb. 4.16:	Verläufe des Luftverhältnismwerts über Abgasrückführrate für die Luftverhältnisabsenkungen durch Rückführung von Abgas im Saugrohr.....	66
Abb. 4.17:	Unterschiede in der zugeführten Brennstoffmasse zwischen den zwei durchgeführten Luftverhältnisabsenkungen	67
Abb. 4.18:	Verhältnismwerte der zugeführten Brennstoffmassen an der Rußgrenze der Luftverhältnisabsenkungen mit und ohne Abgasrückführung über dem Einflussfaktor des Abgasanteils aufgetragen	68
Abb. 4.19:	Veränderung der angesaugten Gasmassen über λ_{Start}	70

Abb. 4.20:	Erreichte Abgasrückführrate an der definierten Rußgrenze von 0.6g/kg fuel bei den untersuchten Luftverhältnisse λ_{Start}	72
Abb. 4.21:	Erreichter Luftverhältniswert mit rückgeführtem Abgas an der definierten Russgrenze bei den untersuchten Ausgangsluftverhältnisse λ_{Start}	73
Abb. 5.1:	Darstellung des Sacklochdruckplateaus bei höheren Einspritzmassen	78
Abb. 5.2:	Approximation des Verlaufs des Formfaktors	79
Abb. 5.3:	Vergleich der mittels Gleichung 5.4 berechneten und der mittels AMESim simulierten Werte	81
Abb. 5.4:	Schnittbild der Düsenkuppe	82
Abb. 5.5:	Approximation des Verlaufs von Formfaktor über maximalem Sacklochdruck	83
Abb. 5.6:	Approximation des Verlaufs von mittlerem Sacklochdruck	84
Abb. 5.7:	Vergleich der maximalen Druckwerte in der Düse	85
Abb. 5.8:	Darstellung des Druckverlustes über dem hydraulischen Durchfluss	86
Abb. 5.9:	Zylinderdruckverläufe der Raildruckvariation bei konstantem λ	88
Abb. 5.10:	Gemessene Werte von zugeführter Brennstoffmasse und von Rußemission im Abgas aus den Luftverhältnisabsenkungen ohne Voreinspritzung	89
Abb. 5.11:	Darstellung der berechneten Werte des mittleren p_{inj}	91
Abb. 5.12:	Vergleich zwischen der Mess- und der berechneten Werte von Russemission	93
Abb. 5.13:	Darstellung der berechneten Werte von mittlerer p_{inj}	94
Abb. 5.14:	λ -Werte über dem mittleren Sacklochdruck	94
Abb. 5.15:	Zylinderdruckverläufe der Raildruckvariation bei konstantem Luftverhältnis	95
Abb. 5.16:	Gemessene Werte von zugeführter Brennstoffmasse und von Rußemission im Abgas aus den Luftverhältnisabsenkungen mit Voreinspritzung	96
Abb. 5.17:	λ -Werte über dem mittleren Sacklochdruck	97

Abb. 5.18:	Zylinderdruckverläufe der Gasdichteveriation bei konstantem Luftverhältnis	99
Abb. 5.19:	Zugeführter Brennstoffmasse und Rußemission im Abgas aus den Luftverhältnisabsenkungen bei verschiedenen Ladedrücken	100
Abb. 5.20:	Darstellung der berechneten Werte der mittleren p_{inj}	101
Abb. 5.21:	Luftverhältniswerte bei Steigerung der Gasdichte für zwei Raildruckniveaus	102
Abb. 5.22:	Luftverhältniswerte bei Steigerung des Einspritzdrucks...	103
Abb. 5.23:	Luftverhältniswerte im Teillastbetrieb bei Änderung der Gasdichte und des Einspritzdrucks am Aggregat Nr.1 mit Basiszylinderkopf und „enge“-Mulde	104
Abb. 5.24:	Verlauf der Rußwerte aus der Raildruckvariation über dem Luftverhältnis	106
Abb. 5.25:	Verlauf der Rußwerte bei Raildrücken von 800 und 1600 bar über λ_G	107
Abb. 5.26:	Luftverhältniswerte an der Rußgrenze mit und ohne Abgasrückführung.....	108
Abb. 6.2:	maximale Eindringtiefe der Flüssigphase gemessen an der Hochtemperatur- / Hochdruckbrennkammer der Robert Bosch GmbH [61].....	113
Abb. 6.3:	Modell zur Berechnung der mittleren Strahlgeschwindigkeit	115
Abb. 6.4:	Berechnete maximale Eindringtiefe der Flüssigphase bei Veränderung der Gasdichte, nach Siebers [47]	118
Abb. 6.5:	Berechnete Werte der mittleren Strahlgeschwindigkeit und der Eindringtiefe der Strahlspitze	120
Abb. 6.6:	Schematische Darstellung des Verdampfungsmodells.....	122
Abb. 6.7:	Siedekurve des in den Motorversuchen verwendeten Dieselmotorkraftstoffes	123
Abb. 6.8:	Iterationsalgorithmus zur Berechnung von T_{Strahl}	125
Abb. 6.9:	Berechnete Werte für λ und für T_{Strahl} bei einer Variation der Gasdichte	125
Abb. 6.10:	Berechnete Werte der mittleren Impulsdichte des Strahls am Muldenrand	128

Abb. 6.11:	Vergleich der berechneten Dampfpartialdrücke aus der Dampfdruckkurve und aus Gleichung 6.20.....	129
Abb. 6.12:	Ausgewertete Größen von Mattes [41].....	131
Abb. 7.1:	Düsenkonfigurationen der Lochanzahlvariation.....	134
Abb. 7.2:	Konfigurationen der Düsen des hydraulischen Durchflusses	135
Abb. 7.3:	Berechnete Werte der mittleren Strahlggeschwindigkeit am Muldenrand für eine Lochanzahl- und für eine Q_{hyd} -Variation	136
Abb. 7.4:	Berechnete mittlere Strahlggeschwindigkeit zur Darstellung des Einflusses der Lochanzahl	137
Abb. 7.5:	Berechnete mittlere Impulsdichte am Muldenrand für beide Variationen	138
Abb. 7.6:	Indizierkurven aus der Raildruckvariation mit $Q_{hyd} = 380 \text{ cm}^3/30\text{s}@100\text{bar}$	140
Abb. 7.7:	Indizierkurven aus der Q_{hyd} -Variation mit 900bar konstantem Raildruck	141
Abb. 7.8:	Ruß- und NO_x - Messwerte aus den Abgasrückführatenvariationen bei der Variation des hydraulischen Durchflusses	142
Abb. 7.9:	Abgasrückführrate an der Rußgrenze 0.4g/kg fuel bei einer Variation des hydraulischen Durchflusses	144
Abb. 7.10:	Indizierkurven aus der Lochanzahlvariation bei einem Raildruck von 900 bar	146
Abb. 7.11:	Abgasrückführrate an der Rußgrenze 0,4 g/kg fuel bei der Variation der Lochanzahl am Aggregat Nr. 2	147
Abb. 7.12:	Berechneter Lochdurchmesser bei beiden Variationen der Lochanzahl	148
Abb. 7.13:	Schematische Darstellung zur Definition von Größen bei der Variation der Düseneinragtiefe	151
Abb. 7.14:	Unterlegscheibendicke und entsprechender geometrischer Strahlursprung	151
Abb. 7.15:	Gemessene Indizierkurven der Raildruckvariation bei dem geometrischen Strahlursprung von $GSU = 0,47 \text{ mm}$.	152

Abb. 7.16:	Gemessene Abgasrückführrate an der Rußgrenze 0,6 g/kg fuel bei der Variation der Düseneinragtiefe am Aggregat Nr. 1	153
Abb. 7.17:	Berechneter Auftreffanteil auf dem Turbulenzring bei Variation der Düseneinragtiefe am Aggregat Nr. 1, angelehnt an [41]	156
Abb. 7.18:	Aufnahme der Einlasskanäle vor und nach der Bearbeitung	158
Abb. 7.19:	Messergebnisse des stationär durchströmten Zylinderkopfes	159
Abb. 7.20:	Brennraummodell zur Berechnung des Massenträgheitsmomentes	162
Abb. 7.21:	Halbschnitt der verwendeten Mulde	163
Abb. 7.22:	Berechnete Drallverhältnisse c_u/c_m für die Drallvariation am Aggregat Nr.1	164
Abb. 7.23:	Ergebnisse aus der Drallvariation mit der 7-Lochdüse am Aggregat Nr. 1	166
Abb. 7.24:	Vergleich der Umsatzpositionen aus der Drall- und Raildruckvariation	168

1 Einleitung

Mit der Einführung kleiner aufgeladener direkteinspritzender (DI) Dieselmotoren für Personenkraftwagen zu Beginn der 1990er Jahre hat sich das Bild des Pkw-Dieselmotors gewandelt. Zu seinen Vorzügen gehört es, neben hoher Wirtschaftlichkeit und Drehmomentstärke, dass der Dieselmotor spezifische Leistungswerte erreicht, die den Vergleich mit Ottomotoren nicht zu scheuen brauchen: zum Beispiel bis zu 74 Kilowatt pro Liter Hubraum beim BMW Alpina D3. Auch wenn der Dieselmotor durch seinen günstigen Verbrauch in der Bilanz des Treibhausgases Kohlendioxid (CO_2) zurzeit wettbewerbsfähig ist, muss er sich mit seinen Partikel- (PM) und Stickoxidemissionen¹ (NO_x) den immer schärfer werdenden Schadstoffemissionsgrenzwerten stellen. Seit der Einführung der Abgasgesetzgebung in der EU sind die Grenzwerte für Diesel-Pkw stets gesunken. Einen Überblick für dieselgetriebene Pkw gibt Abbildung 1.

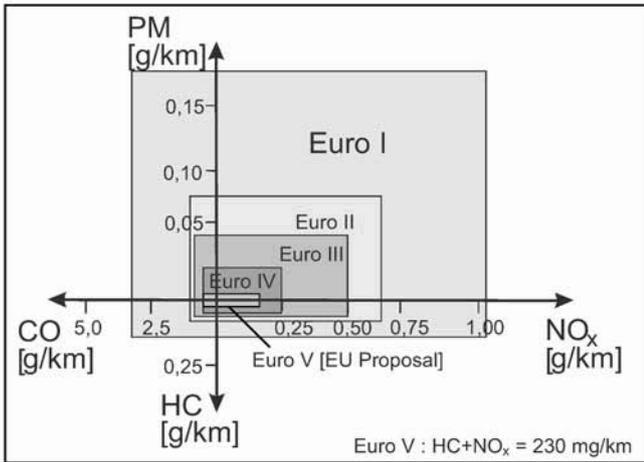


Abbildung 1: Überblick über die Emissionsgrenzwerte für dieselgetriebene Pkw in der EU

¹ Stickoxide (NO_x) sind Moleküle, die durch Oxidation von Stickstoff (N_2) bzw. stickstoffhaltigen Verbindungen entstanden sind, wobei diese in Motorabgasen fast ausschließlich als NO, NO_2 und N_2O (Lachgas) vorliegen.

Zur Erfüllung zukünftiger Abgasgrenzwerte in Europa (abgekürzt: EURO V) ist beim Pkw-Dieselmotor neben der bereits realisierten CO- und HC-Konvertierung durch Oxidationskatalysatoren eine deutliche Partikel- und Stickoxidminderung unabdingbar. Zur Reduzierung der ausgestoßenen Stickoxidemissionen sind zwei Wege möglich: Eine innermotorische Vermeidung der Entstehung und eine zusätzliche Abgasnachbehandlung.

Die Katalysatoren zur NO_x-Reduktion im Abgas fanden bisher nur in Einzelfällen Einsatz in Serienfahrzeugen: z.B. mit dem Mercedes-Benz-BLUETEC-Konzept in der E-Klasse in Kalifornien (USA) [74], wo die Grenzwerte auf sehr niedrigem Niveau liegen. Dort reichen die innermotorischen Maßnahmen zur Erfüllung der NO_x-Grenzwerte nicht mehr aus, so dass die Zusatzkosten für einen NO_x-Katalysator in Kauf genommen werden müssen.

Die wirkungsvollste innermotorische Maßnahme zur Minimierung der Stickoxidemissionen stellt die Abgasrückführung dar. Die derzeit am weitesten verbreitete Abgasrückführungsart zur Erfüllung der heute gültigen Norm Euro IV bei Diesel-Pkw ist die externe Abgasrückführung. Dabei wird dem Abgastrakt vor der Turbine des Turboladers über ein Abgasrückführventil eine definierte Menge Abgas entnommen und der Ansaugluft hinter dem Verdichter des Turboladers zugeführt. Die Verminderung von NO_x durch Abgasrückführung bewirkt jedoch eine Erhöhung der Partikelemissionen. Aus der Senkung der Stickoxidemissionen und dem gleichzeitigen Anstieg der Partikelemissionen ergibt sich ein NO_x-Partikel-Konflikt, Abb. 1.2.

Ansätze zur innermotorischen Verbesserung der Stickoxid- und Partikel-Emissionen zielen vor allem in Richtung einer Verringerung der Partikel; damit wird eine Erhöhung der Abgasrückführrate ermöglicht. Der Partikelanstieg aufgrund hoher Abgasrückführrate findet dadurch bei geringeren NO_x-Werten statt.

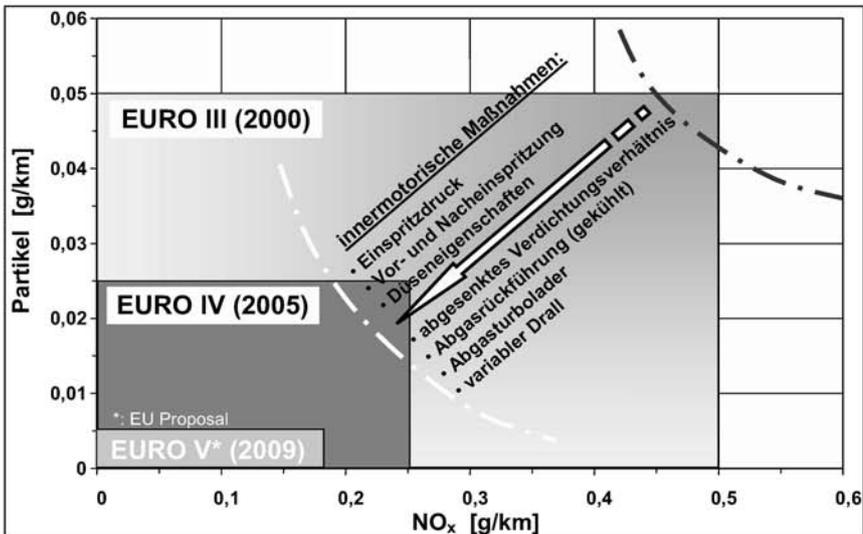


Abbildung 1.2: Innermotorische Maßnahmen zur Senkung der NO_x-Emissionen

Die effektivste Möglichkeit zur Einhaltung zukünftiger Grenzwerte für Partikelemissionen ist der Einsatz eines Dieselpartikelfilters (DPF), der sich derzeit im Automobilssektor etabliert. Das Abgas durchströmt den Filter, in dem die Partikel festgehalten werden. Eine technische Herausforderung stellt die Filterregeneration dar. Partikelablagerungen führen zu erhöhtem Abgasgedruck, wodurch der Kraftstoffverbrauch steigt. Die Regeneration selbst wird während des Fahrens durchgeführt, mittels eines Motorbetriebs, der einen schlechten Wirkungsgrad aufweist (mit einer zusätzlichen späten Nacheinspritzung zur Anhebung der Abgastemperatur). Um diese Nachteile beim Betrieb mit DPF zu reduzieren, ist es notwendig, die erzeugten Partikelemissionen auf niedrigem Niveau einzugrenzen. Da die Abgasrückführrate künftig eher erhöht wird, um die zukünftige NO_x-Grenzwerte einzuhalten, muß das Partikelemissionsniveau bei hoher Abgasrückführrate durch innermotorische Maßnahmen weiter reduziert werden.

Eine innermotorische Partikelminderungsmaßnahme mit der bestehenden diffusiven¹ Verbrennung im Pkw - Dieselmotor, bei der keine Verschlechterung der innermotorischen CO- und HC-Emission eintritt, ist die Steigerung des Einspritzdrucks. Die Weiterentwicklung der Dieseleinspritzsysteme in den vergangenen Jahren ging mit einem starken Anstieg der Einspritzdrücke einher, wobei aktuelle Systeme Spitzendrücke von 2000 bar² erreichen und eine weitere Steigerung absehbar ist. Besondere Bedeutung kommt in diesem Zusammenhang dem Einspritzsystem und der Frage zu, ob mit konventioneller Verbrennungsführung im Pkw-Dieselmotor wesentliche Fortschritte bei der Absenkung der Partikelemission bei hoher Abgasrückführrate durch Anhebung des Einspritzdrucks überhaupt zu erzielen sind. Als Schlüsselinformation für eine solche Potenzialabschätzung gilt die Antwort auf die Frage: Wie wird die hohe kinetische Energie des Kraftstoffstrahls im Pkw-Brennraum, der einen hohen Anteil an extern rückgeführtem Abgas enthält, in eine Absenkung der Partikelemission umgesetzt?

Durch den hohen Einspritzdruck wird ein hohes Druckgefälle an den Spritzlöchern der Düse erreicht, das für eine hohe Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffstrahls sorgt. Die direkte Einbringung des Kraftstoffs mit hoher Geschwindigkeit in den Brennraum beeinflusst die Aufbereitung des Kraftstoff-Luft-Gemisches und dadurch den Verbrennungsablauf. Der Brennverlauf beeinflusst den Innenwirkungsgrad und die Schadstoffemissionen. Hierbei sind einzelne Auswirkungen der intensiven Wechselwirkung des Kraftstoffstrahls mit dem Brennraumgas erforscht worden: Die feinere Zerstäubung des Kraftstoffstrahls in kleine Tröpfchen, die Erhöhung der Turbulenz im Brennraum, die durch den Strahl induzierten Gasbewegungen, das Einbringen des Gases in den Strahl (Gasentrainment) oder die intensivere Interaktion mit der Mulde. Jedoch steht eine Gewichtung der einzelnen Prozesse in einem einheitlichen Modell noch aus. Gesucht ist ein Modell, das ein besseres Verständnis des Vorgangs erlaubt, der

¹ Als diffusiv wird ein kompletter Verbrennungsvorgang bezeichnet, der zu Beginn eine zeitliche Überlappung der Einspritzung und der Verbrennung im Brennraum aufweist. Eine diffusive Dieselverbrennung fängt aufgrund des vorhandenen Zündverzugs mit einem vorgemischtem Verbrennungsanteil an.

² Das Einspritzsystem CRS3.3 der Robert Bosch GmbH weist einen maximalen Raildruck von 2000bar auf.

diejenige Aufbereitung des Kraftstoff-Luft-Gemisches ermöglicht, die zu niedrigen Partikelemissionen führt.

Ziel der folgenden Darstellungen ist es zu zeigen, wie die kinetische Energie des Kraftstoffstrahls im mittleren Teillastbetrieb mit diffusiver Verbrennungsführung unter Verwendung von Abgasrückführung umgesetzt werden kann, und zwar so, dass die Partikelemission im Abgas maßgebend reduziert wird. Als Versuchsträger stehen hierfür zwei Einzylinder-Versuchsmotoren zur Verfügung, die im Motorenprüffeld des Geschäftsbereichs Diesel Systems der Robert Bosch GmbH betrieben werden. Die zwei Aggregate verfügen über eine moderne Brennverfahrensauslegung mit einem Verdichtungsverhältnis von 16:1 und sind mit Common Rail Einspritzsystemen¹ ausgerüstet. Beide Aggregate sind repräsentativ für aktuelle Serienmotoren in Pkw-Fahrzeugen mit Dieselmotorkraftstoff. Eine detaillierte Beschreibung der Aggregate ist dem Anhang 1 zu entnehmen.

Untersucht wird an beiden Einzylindermotoren an einem für den europäischen Fahrzyklus relevanten Teillastbetriebspunkt. Abbildung 1.3 veranschaulicht den gewählten Betriebspunkt im Kennfeld eines Vollmotors. Zusätzlich ist das Lastkollektiv eines 1500 kg Mittelklasse-Pkw mit einem 2.0 Liter Hubraum Vierzylinder Dieselmotor im Europäischen Zyklus dargestellt.

Der blau eingezeichnete Betriebspunkt mit einer Drehzahl von $n = 2000$ U/min und einer effektiven Last von $p_{me} = 6,5$ bar liegt im oberen Bereich der Lastkollektive. Dieser Betriebspunkt weist passend zu den Anforderungen der Untersuchungen eine diffusive Verbrennung mit einem Anstieg der Partikelemission bei hoher Abgasrückführtrate auf. Bei den Motorergebnissen der Einzylinderversuche ist stets die indizierte Motorlast angegeben, da die Reibung des Einzylindermotors nicht der Reibung eines vergleichbaren Vollmotors entspricht und somit effektive Größen des Einzylindermotors von realistischen Vollmotorwerten abweichen.

¹ Beim Common Rail System (CRS) ist die Einspritzung von der Druckerzeugung entkoppelt. Der Kraftstoffspeicher (Common Rail) hält dabei den Kraftstoffdruck auch nach der Entnahme von Kraftstoff auf nahezu konstantem Niveau, da aufgrund der Elastizität des Kraftstoffs eine Speicherwirkung entsteht. Eine Beschreibung des Funktionsprinzips kann dem Anhang 3 entnommen werden.