

Potenziale einer Voreinspritzung zur Steuerung der Verbrennungsführung an schweröltauglichen Großdieselmotoren

Dissertation

zur

Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik

der Universität Rostock

Vorgelegt von:

Dipl.-Ing. Jean Rom Rabe

geboren am 08.06.1970 in Berlin

Hauptberichter:

Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf, Universität Rostock

Mitberichter:

Prof. Dr.-Ing. habil. Egon Hassel, Universität Rostock

Prof. Dr.-Ing. Georg Wachtmeister, TU München

Tag der mündlichen Prüfung:

03. April 2014

Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren

Universität Rostock

2014

Rom Rabe

Potenziale der Voreinspritzung zur Steuerung der Verbrennungsführung an schweröltauglichen Großdieselmotoren

Diese Arbeit entstand während meiner Beschäftigung als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren an der Universität Rostock.

Rostock, September 2013

**Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren
Universität Rostock**

Kurzreferat

Der Einsatz von Rückstandsölen¹ und Mitteldestillaten² in Großdieselmotoren führt zu Brennverläufen, die sich von denen bei Betrieb mit Dieselmotoren unterscheiden. Ohne eine geeignete Anpassung der Verbrennungsführung kann dies in erhöhten Schadstoffemissionen und stärkeren zyklischen Schwankungen resultieren. Für die Reduzierung der Stickoxidemission vorteilhafte späte Einspritzzeitpunkte gehen mit einer weniger intensiven Verbrennung und damit höheren Rußemissionen einher. Besonders beim Einsatz hochviskoser Rückstandsöle kommt bei einer Verlagerung des Zündzeitpunktes aus verbrauchsoptimaler Lage in Richtung spät eine Verschlechterung des Zündverhaltens hinzu. Ein bekannter Ansatz zur Stabilisierung des Zündzeitpunktes ist der Einsatz einer Voreinspritzung.

Vor diesem Hintergrund werden in der vorliegenden Arbeit die Einflüsse verschiedener Voreinspritz-Strategien auf Gemischbildung, Zündung, Verbrennung und Schadstoffbildung in mittelschnelllaufenden 4-Takt-Dieselmotoren analysiert. Es wird untersucht, ob mit aktuell verfügbaren schweröltauglichen Common-Rail-Einspritzsystemen Voreinspritzungen möglich sind, die eine Minderung der Nachteile bei Einsatz von Rückstandsbrennstoffen bewirken. Dazu werden umsetzbare VE-Strategien hinsichtlich ihres Potenzials zur Beeinflussung der Verbrennungsstabilität sowie der Stickoxid- und Rußemission bewertet.

Zur Bearbeitung wurden folgende Lösungsschritte gewählt, die in der vorliegenden Arbeit beschrieben werden:

Zunächst erfolgt eine Diskussion verbrennungsrelevanter Eigenschaften hochviskoser Rückstandsöle und typischer Unterschiede zum Verbrennungsverlauf von Dieselmotoren. Anschließend werden aktuell realisierbare und bereits untersuchte Möglichkeiten beschrieben, mittels der CR-Einspritztechnik Einfluss auf die Verbrennung zu nehmen. Diese beiden Punkte bildeten die Basis zur Formulierung von Zielen für den Einsatz von VE-Strategien. Es wurde ein Ansatz abgeleitet, durch eine Verbesserung der Zünd- und Brennbedingungen unerwünschte Effekte beim Einsatz von Rückstandsölen mit aktuell verfügbaren Mitteln zu reduzieren.

Bei der Beschreibung der Voraussetzungen für die experimentellen Arbeiten wird der schweröltaugliche Einzylinder-Forschungsmotor, der für die Versuche durch ein zeit-hub-gesteuertes Einkreis-Common-Rail-System, einen optischen Brennraum-Zugang und eine frei-programmierbare Einspritzsteuerung modifiziert wurde, vorgestellt. Außerdem wird auf Methoden der thermodynamischen Auswertung sowie deren Anpassung an die verwendeten Einspritzstrategien und die Untersuchungsziele eingegangen. Zur Bewertung des Brennverhaltens wurden ergänzend zu den Zylinderdruckverläufen und den daraus berechneten Temperatur- und Brennverläufen Parameter gebildet, mit denen sich sowohl die Besonderheiten bei der Verbrennung hochviskoser Rückstandsöle als auch die Effekte einer Beeinflussung der Einspritzparameter quantifizieren lassen.

Der erste Teil der experimentellen Arbeiten konzentrierte sich auf die Frage, welche Voreinspritz-Strategien mit aktuell an mittelschnelllaufenden 4-Takt-Großdieselmotoren eingesetzten Common-Rail-Einspritzsystemen grundsätzlich realisierbar sind. Mittels eines Einspritzverlaufsindikators wurden Einspritzraten, minimale Einspritzmengen und kleinste Einspritzpausen HFO-tauglicher CR-Injektoren bestimmt. Die Eindringtiefe des Kraftstoffstrahls und das Zündverhalten von VE-Mengen unter verschiedenen Bedingungen wurden in einer Hochdruck-/Hochtemperatur-Einspritzkammer und einem Forschungsmotor analysiert.

Nach der auf dieser Basis erfolgten Umsetzung bekannter VE-Strategien und deren Anpassung an die Bedingungen am Forschungsmotor wurden zunächst deren Potenziale zur Beeinflussung der Verbrennung ermittelt.

Mit den Erkenntnissen aus diesen Untersuchungen konnte der theoretische Ansatz für eine frühe Voreinspritzung konkretisiert und eine entsprechende VE-Strategie am Einzylinder-Forschungsmotor validiert werden.

Die anschließende Diskussion der Ergebnisse erfolgt anhand von Zylinderdruckverläufen, berechneten Temperatur- und Brennverläufen sowie der daraus gebildeten Parameter „Standardabweichung der Zylinderdruckverläufe“ und „Intensität der Diffusionsphase“. Diese dienen neben den Ruß- und NO_x-Emissionen auch dem Vergleich zu den vorher untersuchten VE-Strategien.

Das besonders bei ungünstigen Zünd- und Verbrennungsbedingungen relevante Potenzial der frühen Voreinspritzung zur Stabilisierung von Zündzeitpunkt und Verbrennung sowie einer NO_x-neutralen Rußminderung wurde an einem seriennahen Vollmotor durch Einsatz sehr später Brennlagen und einer Abgasrückführung bestätigt.

Abschließend werden Empfehlungen für den Einsatz von Voreinspritzungen an schweröltauglichen, mittelschnelllaufenden 4-Takt-Dieselmotoren formuliert.

¹ Bezeichnung entsprechend DIN ISO 8217 – Synonym: Schweröle bzw. HFO (Heavy Fuel Oil).

² Bezeichnung entsprechend DIN ISO 8217 – Synonym: MDO (Marine Diesel Oil).



Abstract

Operating large diesel engines on Marine Residual Fuel Oil ^[1] or middle distillates ^[2] leads to rates of heat release which are different from those for engine operation on diesel fuel. This causes increased emissions of harmful substances and stronger cyclical variations, if the combustion process is not adequately adjusted to these fuel types. Delayed ignition and combustion result in less intense combustion processes, which come along with lower NO_x-emission but increased particulate emission. Especially for engine operation points with late injection timings the use of residual fuels with high viscosity can lead to inefficient and instable combustion processes. A known approach to reduce ignition delay and to stabilise ignition timing is the application of pre- injections (PI).

In that regard this thesis investigates the effects of different pre-injection strategies on fuel mixing, ignition, combustion and emission generation processes in medium-speed 4-stroke diesel engines. The research is based on currently available HFO-capable common-rail-injection-systems. It was analysed, whether these injection systems allow pre-injections which improve fuel mixing, stabilise the ignition timing as well as the combustion process and lead to a reduction of harmful emissions. Within the scope of this work, different pre-injection strategies, which are applicable for diesel fuel as well as for residual oils with high viscosity, were evaluated.

To process this subject the following steps were selected and presented in this paper.

In the first part of this thesis, combustion relevant properties of high viscosity residual oils are discussed and the typical differences between combustion processes of high viscous residual oils and diesel oil are highlighted. Subsequently the results of experimental investigations, which focussed on the feasibility of different pre-injection strategies based on currently available HFO-capable CR injection systems for medium-speed diesel engines, are presented.

Targets for the use of PI-strategies were then derived fully utilising the capability of CR injectors for specific requirements of the HFO combustion process. An approach was formed to reduce the disadvantages at HFO-operation by improving the conditions for ignition and combustion.

In the following chapter, the HFO-capable single-cylinder research engine is described. Fitted to the engine for the tests was a CR injection system with time-lift controlled, single circuit CR injectors. A freely programmable engine control unit was designed, manufactured and integrated at the engine to adjust the engine operation parameters for the test runs. Optical windows were fitted to the combustion chamber of the test engine to allow the analysis of the engine internal processes during fuel injection, fuel mixture preparation and ignition. As a tool for the evaluation of the measurement data, different thermodynamic analyses are presented and their adaptation to multiple injection strategies is discussed.

To assess and quantify the differences in the combustion characteristics, different parameters were discussed and tested. The combustion-characteristics of typical marine fuels were compared based on top-hat cylinder pressure measurements, calculated rates of heat release and combustion temperatures. New parameters were introduced which can be used for reliable online on-board evaluation of the combustion processes at a real marine diesel engine operated with variable fuels.

The first step of the experimental work was to investigate, what PI-strategies are feasible at CR-Systems, which are available for medium-speed 4-stroke diesel engines.

HFO-capable common-rail-injectors (CR-injectors) were investigated systematically at an injection rate analyser regarding injection rates, minimum injection quantities and minimum dwell times between injection events. Penetration lengths and ignition delays of pre-injection amounts were analysed at a high-pressure/high-temperature chamber and inside the combustion chamber of a real research engine.

Based on these results, some known pre-injection strategies were implemented and adopted to the conditions at the single-cylinder research engine. This allowed the investigation of their potential for improving the combustion.

Adapted from these researches the theoretical approach of an early pre-injection was substantiated and validated by realising a corresponding PI-strategy at the single-cylinder research engine. The following discussion of the results are based on top-hat cylinder pressure measurements, calculated rates of heat release and combustion temperatures as well as on the introduced parameters "standard deviation of cylinder pressure curves" and "Intensity of the Diffusions-Phase". They are used for comparison with the other tested PI-strategies besides the particulate- and NO_x-emissions.

The early pre-injection's high potential for stabilising ignition as well as improving the combustion and the Soot- and NO_x- emissions under unfavourable ignition- and combustion-conditions was confirmed at a near-series full engine. The corresponding test procedure included delayed combustion and, as a further measure, the application of exhaust gas recirculation.

Finally, recommendations for the use of pre-injections at HFO-capable medium-speed 4-stroke diesel engines are derived.



Abkürzungsverzeichnis	V
Symbolverzeichnis	VII
1. Einleitung	1
2. Stand der Technik	4
2.1. Einspritzsystem.....	4
2.2. Motor- und Einspritzsteuerung	5
2.3. Innermotorische Maßnahmen zur Reduzierung der Schadstoff-emission.....	6
2.4. Abgasnachbehandlung	8
3. Einsatz maritimer Kraftstoffe in Großdieselmotoren.....	11
3.1. Rückstandsöle	11
3.2. Beeinflussung der Verbrennung durch Steuerung der Einspritzung	26
4. Ableitung eines Lösungsansatzes.....	38
5. Voraussetzungen und Randbedingungen der theoretischen und experimentellen Arbeit	39
5.1. Versuchsaufbau	39
5.2. Messtechnik	46
5.3. Versuchskraftstoffe	48
5.4. Methoden der Versuchsauswertung	50
6. Bestimmung des Einflusses von Einspritzparametern und Kraftstoffeigenschaften auf das Brennverhalten und Ableitung von Bewertungskriterien	60
6.1. Einfluss von Kraftstoffeigenschaften	60
6.2. Vergleichende Bewertung der untersuchten Parameter	66
7. Umsetzungsmöglichkeiten und primäre Effekte von Voreinspritz-Strategien an einem schweröltauglichen 4-Takt-Dieselmotor	68
7.1. Untersuchungen zu Einspritz- und Zündverhalten.....	68
7.2. Umsetzung und Anpassung von Voreinspritz-Strategien am Forschungsmotor	78
7.3. Umsetzung und Potenzial einer frühen Voreinspritzung	87
8. Diskussion schadstoffrelevanter Gemischbildungs- und Verbrennungsvorgänge bei Einsatz der Voreinspritz-Strategien	95
8.1. Effekte der brennverlaufsoptimierten Voreinspritzung	95
8.2. Intensität der Diffusionsverbrennung und Schwerpunkt der Verbrennung	106
8.3. Einfluss von Voreinspritz-Strategien auf die Partikelgrößen-verteilung	108
8.4. Bildung einer aussichtsreichen Voreinspritz-Strategie.....	111



9.	Test der frühen Voreinspritzung bei späten Haupteinspritz-Zeitpunkten und bei Abgasrückführung an einem Serien-Vollmotor.....	114
9.1.	Einsatz der frühen Voreinspritzung bei extrem später Haupteinspritzung.....	114
9.2.	Einsatz der frühen Voreinspritzung bei Abgasrückführung	116
10.	Zusammenfassung und Ausblick	118
10.1.	Zusammenfassung	118
10.2.	Schlussfolgerungen und Ausblick	120
11.	Literaturverzeichnis	i
12.	Abbildungsverzeichnis	vi
13.	Veröffentlichungen	ix
14.	Thesen	xii
15.	Anhang	xiii



Abkürzungsverzeichnis

AGR/EGR	Abgasrückführung
AS	Arbeitsspiel
ATL	Abgasturbolader
AVL	Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List
BB	Brennbeginn
BD	Bestromungsdauer
BMEP	Brake Mean Effective Pressure
BsB	Bestromungsbeginn
BV	Brennverlauf
C/H	Kohlenstoff-Wasserstoff-Verhältnis
CCAI	Calculated Carbon Aromaticity Index
CCD	Charge-Coupled Device
CCR	Conradson Carbon Residue (Koksrückstand nach Conradson)
CII	Calculated Ignition Index
CR	Common Rail
CVS	Constant Volume Sampling
CZ	Cetanzahl
DK	Dieselmotor
DM	Dieselmotor
DoE	Design of Experiment
DVA	Druckverlaufsanalyse
DWI	Direct Water Injection
EB	Einspritzbeginn
ECA	Emission Control Area
ECO	Laboratory of Engines and Combustion
ECU	Engine Control Unit
ED	Einspritzdruck
EDV	Einspritzdruckverlauf
EE	Einspritzende
EP	Einspritzpause
EPA	Environmental Protection Agency
EV	Einlassventil
EVI	Einspritzverlaufsindikator
FEM	Finite Elemente Methode
FSN	Filter Smoke Number
fVE	Frühe Voreinspritzung
HAM	Humid Air Motor
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HD	Hochdruck
HE	Haupteinspritzung
HFO	Heavy Fuel Oil
HT	Hochtemperatur
IMO	International Maritime Organization
IntDiff	Intensität der Diffusionsverbrennung
KWE/FWE	Kraftstoff-Wasser-Emulsion
KWH	Kohlenwasserstoff-Hauptgruppe
LCO	Light Cycle Oil



LIEF	Laserinduzierte Exciplex-Fluoreszenz
LIF	Laserinduzierte Fluoreszenz
LII	Laserinduzierte Glühtechnik (laser-induced incandescence)
LKV	Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren
LL	Ladeluft
LNG	Liquid Natural Gas
LTC	Low Temperature Combustion
LTT	Lehrstuhl für Technische Thermodynamik
MDO	Marine Diesel Oil
MGO	Marine Gas Oil
ND	Niederdruck
NE	Nacheinspritzung
NFZ	Nutzfahrzeug
NSC	NO _x Storage Catalyst
OT	Oberer Totpunkt
PCCI	Premixed Charge Compression Ignition
PIV	Particle Image Velocimetry
PKW	Personen-Kraftwagen
PLD	Pumpe-Leitung-Düse
PM	Partikelmasse
RGB	Rot Grün Blau
SCR	Selective Catalytic Reduction
SECA	Sulphur Emission Control Area
THC	Total Hydrocarbons
UT	Unterer Totpunkt
VE	Voreinspritzung
VTA	Variable Turbine Area
VTG	Variable Turbinen Geometrie
VV	Vorverbrennung
ZDV	Zünddruckverlauf
ZV	Zündverzug
ZZP	Zündzeitpunkt



Symbolverzeichnis

Lateinische Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
A^*	K	max. Temperaturdifferenz bei Verbrennungsbeginn
B	K	Temperaturdifferenz
C	-	Konstante
c_m	m/s	mittlere Kolbengeschwindigkeit
b_e	g/KWh	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
b_i	g/KWh	indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch
d	m	Tropfendurchmesser
d_{32}	m	Sauterdurchmesser
d_{max}	m	maximaler Tropfendurchmesser
d_{min}	m	minimaler Tropfendurchmesser
d_{Nozz}	m	effektiver Düsenlochdurchmesser
d_{ZB}	-	rel. Abstand zum Zielbereich
e	-	rel. Abweichung zwischen Messwert und Modell
E	J/mol	Aktivierungsenergie
E_B	J/mol	Aktivierungsenergie Rußbildung
E_{OX}	J/mol	Aktivierungsenergie Rußoxidation
G_{DIL}	kg/h	Verdünnungsluftmassenstrom
G_{TOT}	kg/h	Gesamtmassenstrom
H	-	Häufigkeit
h_A	J/kg	spez. Abgasenthalpie
h_E	J/kg	spez. Enthalpie der Luft am Einlass
h_{Kr}	J/kg	spez. Kraftstoffenthalpie
h_{LE}	J/kg	spez. Leckageenthalpie
H_i	J/kg	unterer Heizwert
H_u	J/kg	unterer Heizwert
k	-	Klassenbereich
L_{min}	-	Mindestluftbedarf
m	kg	Masse
M	g/mol	Molare Masse
m_A	kg	Abgasmasse
m_E	kg	Luftmasse im Zylinder bei Schließen der Einlassventile
m_{Kr}	kg	Kraftstoffmasse
$m_{Kr,d}$	kg	dampfförmige Kraftstoffmasse
$m_{Kr,RG}$	kg	zur Erzeugung des Restgases benötigte Kraftstoffmasse
$m_{L,Zyl}$	kg	Luftmasse im Brennraum
m_{L,Zyl_ES}	kg	Luftmasse bei Einlass schließt
m_{LE}	kg	Leckagemasse
m_{RG}	kg	Restgasmasse
$m_{Ruß}$	kg	Rußmasse
$\dot{m}_u$	kg/s	umgesetzter Kraftstoffmassenstrom
m_{Z1}	kg	Masse der Reaktionszone
M_{Zyl}	g/mol	Molare Masse der Zylinderladung



m_{Zyl}	kg	Zylindermasse
n	1/s	Drehzahl
p	N/m ²	Druck
P	kW	Leistung
p_0	N/m ²	Schleppdruck
P_B	mg/m ³	Partikelbeladung
p_{ESL}	N/m ²	Druck in der Einspritzleitung
p_{mi}	N/m ²	indizierter Mitteldruck
p_{RAIL}	N/m ²	Raildruck
p_{Zyl}	N/m ²	Zylinderdruck
Q^2	-	Vorhersagewahrscheinlichkeit
Q_{50}	° KW n. OT	Zeitpunkt zu dem 50% des Kraftstoffes umgesetzt sind
Q_{Br}	J	umgesetzte chemische Energie
Q_{W}	J	Wandwärme
R	J/(mol·K)	universelle Gaskonstante
R^2	-	Bestimmtheitsmaß
S	(= Bezugsgröße)	Standardabweichung
T	K	Temperatur
t	s	Zeit
T_A	K	Aktivierungstemperatur
T_{Zyl}	K	Zylindertemperatur
U	J	innere Energie
u_{Drop}	m/s	Tropfengeschwindigkeit
V	m ³	Volumen
v	m ³ /kg	spez. Volumen
$\bar{x}$	-	Mittelwert
x_{O_2}	-	Massenanteil Sauerstoff
x_{RG}	-	Massenanteil Restgas
$dp/d\alpha_{\text{max}}$	Pa/° KW	max. Änderung des Zylinderdrucks
$d_{\text{Energieumsatz}}/d\alpha_{\text{max}}$	J/° KW	max. Änderung des Energieumsatzes

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
α	W/(m ² ·K)	Wärmeübergangskoeffizient
α	° KW	Kurbelwinkelstellung
ε	-	Verdichtungsverhältnis
η	kg/(m·s)	dynamische Viskosität
η_i	-	indizierter Wirkungsgrad
$\lambda, \lambda_0, \lambda_V$	-	Verbrennungsluftverhältnis
λ_2	-	Luftverhältnis des verbrannten Gemisches
λ_{ES}	-	Verbrennungsluftverhältnis bei Einlass schließt
λ_F	-	Luftverhältnis in der Flammenfront
λ_{Prmx}	-	Premixverbrennungsluftverhältnis
ν_{100}	m ² /s	kinematische Viskosität bei 100°C
ν_{50}	m ² /s	kinematische Viskosität bei 50°C
ν_B	m ² /s	kinematische Viskosität des Brenn- bzw. Kraftstoffes
ρ	kg/m ³	Dichte



ρ_{15}	kg/m^3	Dichte bei 15°C
ρ_B	kg/m^3	Brenn- bzw. Kraftstoffdichte
Σ		Standardabweichung
σ_B	N/m	Oberflächenspannung des Kraftstoffes
τ_{phys}	s	physikalischer Zündverzug
τ_{ZV}	s	Zündverzug
Φ	° KW	Kurbelwinkelstellung
Ω	1/s	Winkelgeschwindigkeit

Farbcode:

Blau	Dieselmotortreibstoff (DK)
Schwarz	Rückstandsöle (RM)
Grün	angepasste bzw. brennverlaufsoptimierte Voreinspritzung (mit kleiner Einspritzpause)
Ocker	angepasste bzw. brennverlaufsoptimierte VE (mit vergrößerter Einspritzpause)
Magenta	frühe Voreinspritzung Typ A (Voreinspritzmenge so klein, dass die Energiefreisetzung vor Beginn der Haupteinspritzung <2% des Gesamtenergieumsatzes beträgt)
Rot	frühe Voreinspritzung Typ B (Voreinspritzmenge so groß, dass die Energiefreisetzung vor Beginn der Haupteinspritzung >2% des Gesamtenergieumsatzes beträgt)



1. Einleitung

In Großdieselmotoren kommen verschiedene Kraftstoffe und Kraftstoffzusammensetzungen zum Einsatz. Der überwiegende Anteil großer seegehender Schiffe wird mit Rückstandsölen betrieben, wobei der sehr große Preisunterschied zu Destillatkraftstoffen³ und die Verfügbarkeit auch in Zukunft für einen weiteren Einsatz von Rückstandsölen sprechen. Im Folgenden soll zwischen Destillatkraftstoffen einerseits und Rückstandsölen andererseits unterschieden werden. Bei allgemeinen Aussagen wird als gemeinsamer Begriff „Brennstoff“ bzw. die Indizes „b“, „br“ oder „BR“ verwendet. Es ist nicht davon auszugehen, dass in nächster Zeit weltweit ausschließlich ein genormter Schifffahrtbrennstoff eingesetzt wird. Daher können Antriebsaggregate für Schiffe im Gegensatz zu denen im PKW- und NKW-Sektor nicht mit Blick auf einen bestimmten und genormten Kraftstoff ausgelegt und optimiert werden. Exemplarisch für die damit verbundenen Herausforderungen sind in Abb. 1-1 die Zündverzugszeiten (ZV) von 19 maritim zum Einsatz kommenden Brennstoffen im Vergleich zu einem Dieselmotorkraftstoff (DK) dargestellt.

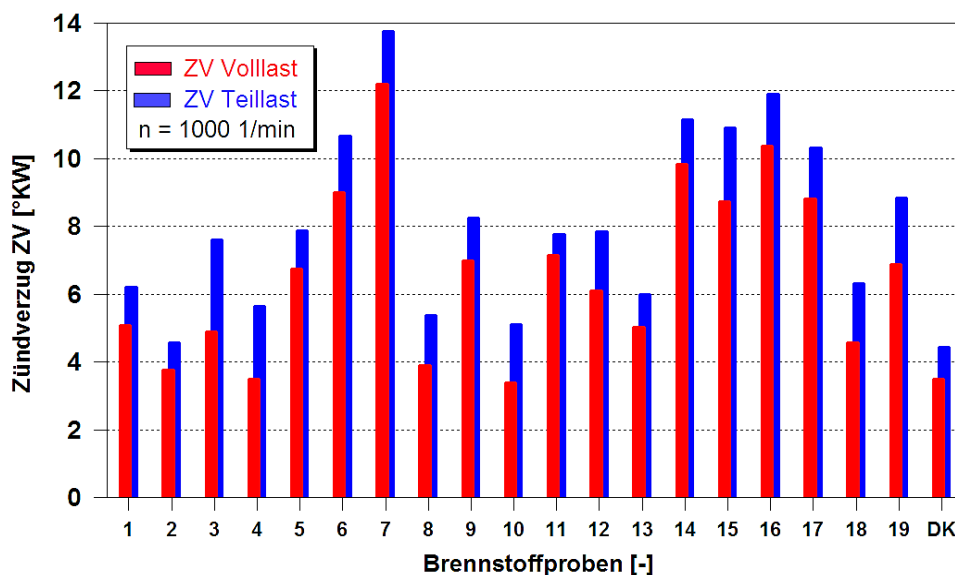


Abb. 1-1 Brennstoffabhängigkeit des Zündverzugs an einem Versuchsmotor VDS24/24 [WIC93]

Gleichzeitig gewinnt das Thema Abgasemissionen im Bereich der Großdieselmotoren zunehmend an Bedeutung. Aufgrund der großen Mengen der durch die Welthandelsflotte ausgestoßenen Schadstoffe sind durch die International Maritime Organisation (IMO) weltweit verbindliche Grenzwerte für die Stickoxidemission (NO_x) eingeführt worden. Für das Jahr 2016 ist mit der nächsten Stufe (IMO TIER III) eine Reduzierung um 75% gegenüber der aktuell gültigen Stufe II festgelegt [IMO97]. Einzelne Staaten erheben darüber hinaus Hafengebühren bzw. Steuern entsprechend dem NO_x -Ausstoß [NMD11], [SMA04], [SWA02], [TOL07].

³ Unter den Begriff Destillatkraftstoffe fallen nach DIN ISO 8217 Kraftstoffe der Qualität DMX, DMA, DMZ sowie DMB (Synonym: MGO Marine Gas Oil)

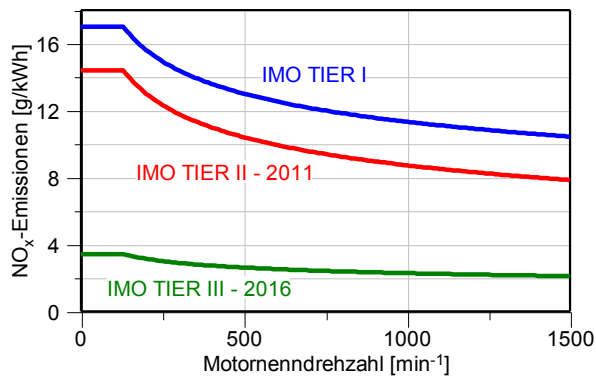


Abb. 1-2 Verbindliche Grenzwerte für die Stickoxidemission lt. IMO (gültig ab 2000)

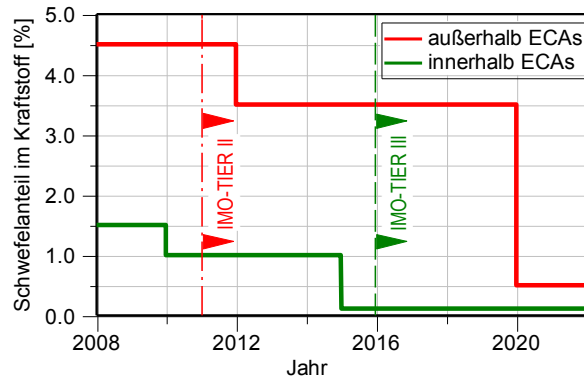


Abb. 1-3 Limitierung der SO_x - Emission über den Schwefelgehalt im Kraftstoff

In speziellen Zonen, den Emission Control Area (ECA) bzw. gesondert ausgewiesenen Sulphur Emission Control Areas (SECA), ist zur Einhaltung der Grenzwerte für Schwefelverbindungen im Abgas der Schwefelgehalt des Kraftstoffs limitiert (Abb. 1-3) [IMO08]. Alternativ ist der Einsatz einer Abgasentschwefelung zulässig.

Aktuell wird auf diese Forderung überwiegend mit dem Einsatz kostenintensiver Destillatkraftstoffe reagiert. Der Betrieb eines Großdieselmotors sowohl innerhalb als auch außerhalb dieser Zonen erfordert in diesem Fall ein Umschalten zwischen den Kraftstoffen und damit eine Anpassung der Verbrennungsführung.

Die Partikelemission wird bisher nicht flächendeckend reglementiert. Es existieren jedoch bereits Sondergebiete, in denen der Ausstoß fester Abgasbestandteile überwacht wird [AEC00].

Für einzelne Schadstoffgruppen gibt es in Häfen und Hoheitsgebieten verschiedener Staaten darüber hinausgehende spezielle Vorschriften [NMD11], [SWA02]. Diese Limitierungen sind dynamisch und werden permanent verschärft bzw. einander angepasst. Aus diesen lokal unterschiedlichen Emissionsvorschriften ergibt sich ein zusätzlicher Anspruch an die Flexibilität nicht-stationär eingesetzter Großdieselmotoren.

Eine angepasste Verbrennungsführung wird somit zur Einhaltung der jeweils gültigen Schadstoff-Emissionsgrenzen sowohl beim Einsatz verschiedener Kraftstoffe als auch bei der Verwendung innermotorischer Maßnahmen und dem notwendigen Einsatz von Abgasnachbehandlungsmethoden unverzichtbar.

Bei der Anpassung der Verbrennungsführung kommt einer flexiblen Kraftstoffeinspritzung eine Schlüsselposition zu. Die technischen Voraussetzungen hierfür sind mit der, aktuell auch im Bereich der schweröltauglichen Großdieselmotoren, eingeführten Common-Rail-Einspritztechnik (CR-Einspritztechnik) gegeben.

Forschungsbedarf besteht vor allem hinsichtlich des Einflusses regelbarer Einspritzparameter und Einspritzstrategien auf die Verbrennung und Schadstoffbildung beim Einsatz verschiedener Rückstandsöle und Mitteldestillate. Weiterhin sind geeignete Kriterien erforderlich, anhand derer sich das Einspritz- und Brennverhalten unterschiedlicher Kraftstoffe bewerten lässt.

Hierzu sollen in der vorliegenden Arbeit auf der Grundlage des aktuellen Standes der Forschung und eigener experimenteller Arbeiten spezifische Einflüsse verschiedener Großdieselmotoren-kraftstoffe auf Gemischbildung und Verbrennung herausgearbeitet werden. Mithilfe geeigneter Kriterien werden aus der Zylinderdruckindizierung gewonnene Informationen in Beziehung zu Schadstoffemissionen und Verbrennungsstabilität gesetzt. Vor diesem Hintergrund werden in dieser Arbeit verschiedene Voreinspritz-Strategien untersucht. Dabei steht zunächst die Umsetzbarkeit von aus dem On-road-Bereich bekannten VE-Strategien im Vordergrund. Es wird ein



Ansatz zur Einbringung einer sehr kleinen Kraftstoffmenge zu einem Zeitpunkt vorgestellt, bei dem durch die Voreinspritzung vor Beginn der Haupteinspritzung nur sehr geringe bzw. keine messbaren exothermen Reaktionen ausgelöst werden. Diese frühe Voreinspritzung (fVE) soll zu einer gleichmäßigeren Zündung und Verbrennung hochviskoser Rückstandsöle führen. Anschließend werden die mit dem am Einzylinder-Forschungsmotor realisiertem Common-Rail-Einspritzsystem umsetzbaren VE-Strategien hinsichtlich ihrer Ruß-, NO_x-Emission sowie Verbrennungsstabilität verglichen. Die Diskussion der Effekte erfolgt anhand der aus den Zylinderdruckverläufen berechneten Brennverläufe und daraus abgeleiteten Bewertungskriterien. Variationen erfolgen nur für Einspritzparameter, die sich durch eine Einspritzsteuerung während des Motorbetriebes regeln lassen. Anpassungen des Einspritzsystems und des Brennraums sind ebenso wenig Ziel dieser Arbeit wie eine Anpassung von Ladeluftdruck und -temperatur.



2. Stand der Technik

Aktuell ist die Entwicklung neuer Schiffsantriebsanlagen gekennzeichnet durch die Einführung von Technologien, die aus On-road-Anwendungen bekannt sind. Dazu zählen die Common-Rail-Technik, die mehrstufige Aufladung, die variable Turbinen-Geometrie, verschiedene Methoden zur Abgasnachbehandlung sowie komplexere Regelungs- und Steuersysteme.

2.1. Einspritzsystem

Im Bereich der Automobil- und Nutzkraftfahrzeugmotoren werden Common-Rail-Einspritzsysteme erfolgreich zur Reduzierung der Rohemissionen, der Verbrennungsgeräusche sowie zur Steuerung von Abgasnachbehandlungsverfahren eingesetzt. Schnelle Common-Rail-Injektoren, teilweise mit Piezo-Aktuatoren, die bis zu fünf Teileinspritzungen pro Arbeitstakt erlauben, gehören heute zum Stand der Technik bei On-road-Dieselmotoren.

Speichereinspritzkonzepte werden erst seit wenigen Jahren an Großdieselmotoren eingesetzt. Ursache hierfür sind neben den technischen Herausforderungen durch den Einsatz von Rückstandsölen die ohnehin hohen Wirkungsgrade dieser Motoren und das Fehlen einer durchgängigen, ambitionierten Umweltgesetzgebung.

Bei der Betrachtung des technischen Standes der Einspritzsysteme von Großdieselmotoren muss zwischen den langsamlaufenden Zweitaktmotoren, den mittelschnelllaufenden Viertaktmotoren und den Schnellläufern unterschieden werden. In erster Linie ergeben sich aufgrund der verschiedenen Kraftstoffeigenschaften unterschiedliche Anforderungen an die Einspritzsysteme. Für schnelllaufende, ausschließlich mit Destillatkraftstoff betriebene Großmotoren befinden sich CR- und CR-ähnliche Systeme bereits seit längerem auf dem Markt, während bei mittelschnelllaufenden und langsamlaufenden, schweröltauglichen Motoren diese gegenwärtig erst in die Serie eingeführt werden.

Der überwiegende Teil der bisher zur Anwendung kommenden Konzepte und Einspritzstrategien ist auf den Erfahrungen der Automobilindustrie und ihrer Zulieferer aufgebaut. Wenn lediglich Destillatkraftstoffe zum Einsatz kommen, können bei schnelllaufenden Viertaktmotoren ähnliche Konzepte wie für Motoren von PKW und NFZ eingesetzt werden. Ein wesentliches Problem stellen die Dimensionen dar. Vor allem beim Injektor erweisen sich die größeren zu bewegenden Massen als Hindernis, was sich auf dessen Reaktionszeit auswirkt. Zur Verfolgung alternativer Einspritzstrategien müssen diese mit der gleichen Qualität beherrscht werden wie sie im Kraftfahrzeug-Sektor Stand der Technik ist.

Bei Verwendung von Rückstandskraftstoffen im Bereich der mittelschnell- und langsamlaufenden Großdieselmotoren stellen bereits die notwendigen Vorheiztemperaturen eine Herausforderung dar (z.B. für die Elektromagnete am Injektor). Daher kommen Konzepte zum Einsatz, die die Trennung des Kraftstoffkreises für die eigentliche Einspritzung vom Steuerkreis für den Injektor ermöglichen. Ein anderer Weg wurde durch die Verlagerung der Elektromagneten vom Injektor zum Kraftstoff-Rail bzw. in die Hochdruck-Einspritzleitung (HD-Einspritzleitung) beschritten. Die Möglichkeiten, auch bei schweröltauglichen Großdieselmotoren den Einspritzvorgang in Hinblick auf Kraftstoffverbrauch, Rohemissionen und Laufkultur hin zu optimieren, sind primär von den verfügbaren technischen Mitteln abhängig. Mit einer weiterführenden Entwicklung einzelner



Komponenten, vor allem der Injektoren, können zukünftig auch emissionsärmere Konzepte umgesetzt werden.

Die erheblichen Entwicklungsfortschritte, zu denen die Einführung der CR-Technologie im PKW-Bereich maßgeblich beigetragen hat, lassen auch bei einer Übertragung dieses Einspritzkonzepts auf Großmotoren ein vielversprechendes Entwicklungspotenzial erwarten. Aktuell wird bei Großmotoren mit CR-System vorrangig der von der Motordrehzahl unabhängig wählbare Kraftstoffdruck genutzt, um Vorteile speziell in Bezug auf die Partikelemission bzw. die Abgastrübung zu erreichen. Auf Mehrfacheinspritzung basierende Brennverfahrenskonzepte für mittelschnell- und langsamlaufende Dieselmotoren sind noch wenig untersucht und systematisiert. Fachveröffentlichungen und eigene Versuche zeigen, dass eine direkte Übertragung der für On-road-Motoren entwickelten Konzepte auf Großdieselmotoren nicht möglich ist.

2.2. Motor- und Einspritzsteuerung

Durch die gezielte Steuerung des Einspritzsystems, z.B. auf Grundlage der in Motorsteuerungen hinterlegten Funktionen, ist eine betriebspunkt- und kraftstoffabhängige sowie den jeweiligen Erfordernissen (z.B. spezielle Emissionsgrenzwerte) angepasste Einspritzung möglich. Für schweröltaugliche Großdieselmotoren ist die Common-Rail-Einspritzung ein wesentliches Instrument zur Einflussnahme auf die Verbrennung. Voraussetzung für eine den aktuellen Bedingungen und Forderungen angepasste Einspritzung ist die Kenntnis des aktuellen Motor-Betriebszustandes. In PKW- und Nutzfahrzeug-Motormanagementsystemen wird eine Kombination aus gemessenen Betriebswerten, hinterlegten Kennfeldern und Modellen verwendet. Dadurch kann auf die Qualität der Verbrennung geschlossen und diese z.B. durch gezielte Veränderung der Einspritzparameter beeinflusst werden.

Gegenstand aktueller Forschungsarbeiten im Bereich der Großdieselmotoren ist die Zusammenführung der Steuerung der Einspritzung und von z.T. bereits recht weit entwickelten Diagnosesystemen (die allerdings eher auf die Erkennung von Schäden ausgerichtet sind als auf eine dynamische Bewertung der motorischen Verbrennung).

2.3. Innermotorische Maßnahmen zur Reduzierung der Schadstoffemission

Als innermotorische Maßnahmen zur Reduzierung der Stickoxide stehen bei Großmotoren aktuell eine angepasste Kraftstoffeinspritzung, die Nutzung des Miller-Verfahrens, eine hocheffiziente Turbo-Aufladung, die Abgasrückführung (AGR) und in Einzelfällen die Einbringung von Wasser in den Brennraum im Fokus der Forschung und Entwicklung.

Zur Steigerung der Effizienz und der damit einhergehenden Verringerung der CO₂- und Rußemission wird an der Erhöhung des Ladeluftdrucks (mehrstufige Aufladung), einer variablen Turbinengeometrie, der Erhöhung des Kraftstoffeinspritzdrucks und der Nutzung von Mehrfacheinspritzungen gearbeitet.

Das Prinzip des Miller-Zyklus, welches bereits 1947 patentiert wurde, besteht darin, durch Schließen der Einlassventile (EV) vor dem unteren Totpunkt die im Zylinder vorhandene Luftmasse infolge der Expansion zu kühlen. Das gleiche Ziel wird durch das Atkinson-Prinzip verfolgt, bei dem das Einlassventil nach UT geschlossen und die Luft im Zylinder durch eine geringere Kompression weniger stark erhitzt wird. Die geringere Kompressions-Endtemperatur verringert in beiden Fällen die Spitzentemperatur im Brennraum und damit die Bildung von thermischen NO_x. Der Nachteil besteht in der unvollständigen Füllung des Brennraums. Dies erfordert höhere Ladeluftdrücke und damit effektivere Abgasturbolader (ATL) oder eine zweistufige Aufladung, um einen Leistungsverlust zu verhindern.

Ein weiterer Nachteil des Miller-Zyklus sind starke Rußemissionen aufgrund des Luftmangels im Teillastbereich. Abb. 2-1 zeigt den Verlauf von Ruß- und NO_x-Emissionen über der Motorlast für zwei verschiedene Einlassventil-Schließzeiten (Miller 2 und Miller 4). Es wird deutlich, dass im Bereich von 25% der Nennleistung die durch Miller 2 erreichte NO_x-Minderung durch einen starken Anstieg der Filter Smoke Number (FSN) erkauft wird. Auch bei stärkerem Millern durch Schließen der Einlassventile bei 47° v.UT (Miller 4) kommt es zu einer deutlich höheren FSN, ohne dass in diesem Fall die NO_x-Rohemissionen signifikant gesenkt werden können. Dieser Effekt kann durch ein Abschalten des Miller-Zyklus im Teillastbereich umgangen werden.

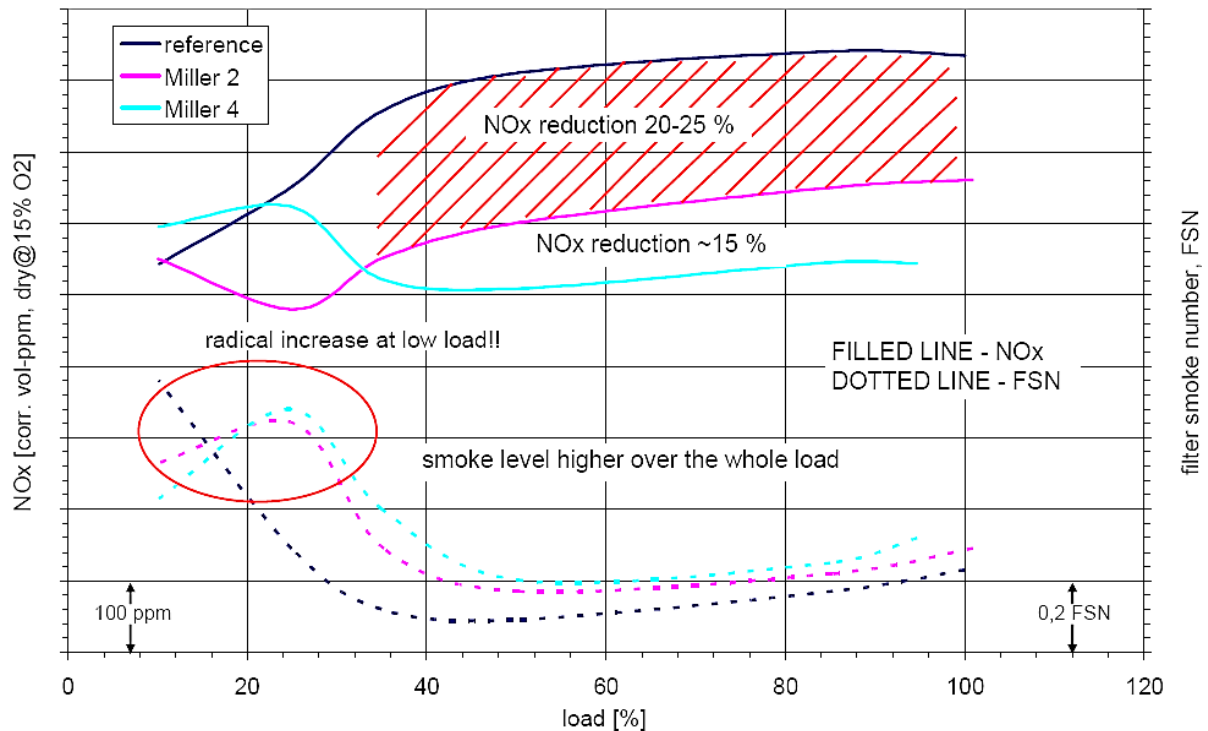


Abb. 2-1 Gegenüberstellung von NO_x- und Rußemissionen bei einem Standardprozess (Referenz), Miller 2 (ES 32° vor UT) und Miller 4 (ES 47° vor UT) bei konstanter Motordrehzahl [WIK07]

Eine weitere gegenwärtig an Großdieselmotoren untersuchte Technologie zur Verringerung der NO_x-Emissionen ist die Abgasrückführung (AGR). Dabei wird gekühltes Abgas in den Brennraum zurückgeführt, das durch seinen geringeren Sauerstoffgehalt und die hohe Wärmekapazität eine Reduzierung der Spitzentemperaturen bei der Verbrennung bewirkt. Des Weiteren besitzt Abgas eine höhere spezifische Wärmekapazität als Luft, was zur Absenkung der Kompressionsendtemperatur führt. Auch bei Großdieselmotoren folgt der Einsatz der AGR dem Trade-Off-Verhalten von Stickoxiden und Abgasschwärzung (Abb. 2-2). Über den Raildruck oder durch die Verschiebung des Einspritz- bzw. Ansteuerungsbeginns kann die durch AGR-Einsatz erhöhte Rußemission positiv beeinflusst werden [STO10].

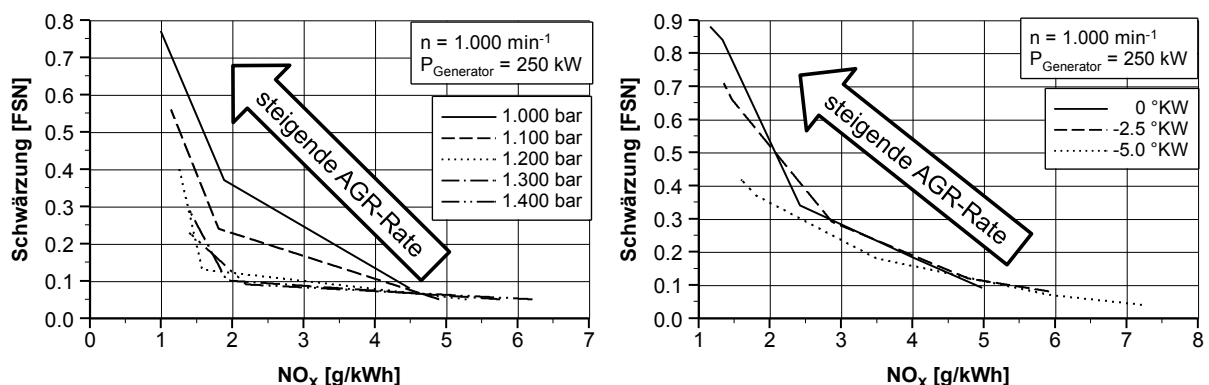


Abb. 2-2 Trade-Off-Verhalten bei steigender AGR-Rate und der Einfluss von Raildruck und Einspritz-Ansteuerbeginn auf die durch AGR erhöhte Abgasschwärzung (FSN) [STO10]

Im Schwerölbetrieb erweist sich jedoch der Schwefelgehalt im Kraftstoff als problematisch. Schwefel wird bei der Verbrennung z.T. in SO₃ umgewandelt und bildet zusammen mit dem im

Abgas enthaltenen H_2O Schwefelsäure, welche aufgrund ihres hohen Taupunktes ($\approx 160^\circ\text{C}$) im AGR-Kühler kondensiert. Es besteht die Gefahr von Korrosions-Schäden in der AGR-Strecke. Wird das Abgas nicht gekühlt, reduziert sich jedoch der Nutzen der AGR signifikant. Der Einsatz der AGR bei schwefelhaltigen Kraftstoffen könnte daher die Installation einer Abgasentschwefelung erforderlich machen.

Eine weitere Möglichkeit, die Verbrennungstemperatur zu senken, stellt die Einbringung von Wasser in den Brennraum dar. Hierfür gibt es drei verschiedene Konzepte: Kraftstoff-Wasser-Emulsionen, Wasserdirekteinspritzung und Humid-Air-Motoren. Nach [SKE02] weist die Kraftstoff-Wasser-Emulsion (KWE) dabei das größte Potenzial zur Reduzierung der NO_x -Rohemission auf. Aufgrund ihrer Unverträglichkeit mit gegenwärtig eingesetzten CR-Einspritzkomponenten wird ihr Einsatz aktuell jedoch nicht intensiv vorangetrieben. Daher wird auf diese Methode in der vorliegenden Arbeit nicht weiter eingegangen.

Von den Konzepten, die grundsätzlich das Potenzial aufweisen, die IMO Tier II Anforderungen zu erfüllen, werden gegenwärtig der Miller-Zyklus und eine effektive Ladeluftkühlung aufgrund des geringeren Aufwands am häufigsten genutzt. Sofern schwefelarme Kraftstoffe verwendet werden oder eine effektive Abgasentschwefelung möglich ist, steht zukünftig mit der Abgasrückführung ein effizientes und erprobtes Mittel zur Verringerung der NO_x -Emission zur Verfügung.

2.4. Abgasnachbehandlung

Zur Reduzierung der Stickoxidemissionen durch eine Abgasnachbehandlung steht die Entwicklung von für Großdieselmotoren geeigneten SCR-Katalysatoren im Vordergrund (Selective Catalytic Reduction). Im stationären Betrieb können mit SCR Konvertierungsraten von über 90% erreicht werden. Der Einsatz eines SCR-Katalysators ermöglicht eine wirkungsgradoptimale Motorabstimmung. Auf diese Weise können auch die Partikelemissionen minimiert werden. Neben der Reduzierung von NO_x -Emissionen können durch den Einsatz von SCR-Katalysatoren besonders HC- und CO-Emissionen deutlich verringert werden.

Die wesentlichen chemischen Reaktionen im Katalysator sind in Abb. 2-3 dargestellt. Im Unterschied zu den im On-road-Bereich eingesetzten Katalysatoren muss auf einen vor- oder nachgeschalteten Oxidationskatalysator verzichtet werden. Der Grund liegt in der Gefahr der Katalysatorvergiftung des OxiKat's, bei einem, gegenüber DIN EN590, hohem zugelassenen Schwefelgehalt von bis zu 0,1%.

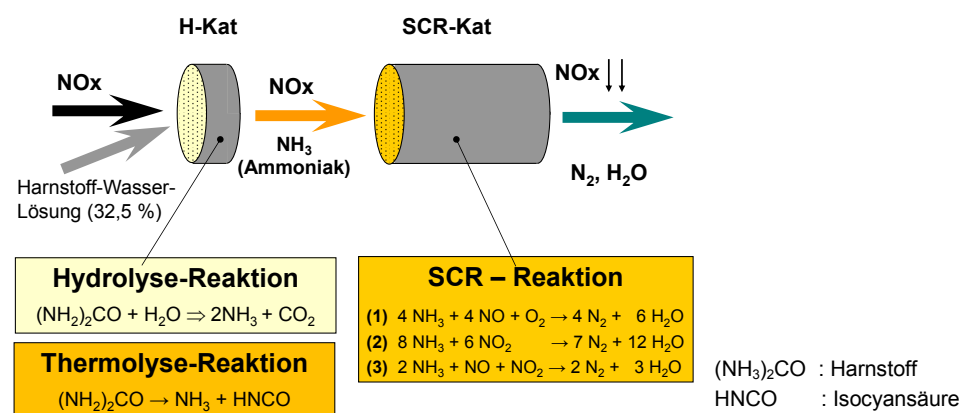


Abb. 2-3 Katalytische Prozesskette der Selektiven Katalytischen Reduktion (SCR) [HAR08]



Ein SCR-Katalysator besteht in der Regel aus mehreren Keramik-Wabenmodulen. Beschichtete SCR finden bei Großdieselmotoren bisher keine Verwendung. Stattdessen werden sogenannte Vollextrudate eingesetzt, bei denen die katalytisch aktiven Komponenten homogen im Trägermaterial verteilt sind. Bei 2-Takt-Motoren ist der Katalysator noch vor dem Abgasturbolader zu installieren, da nur in diesem Bereich ausreichend hohe Abgastemperaturen für die chemischen Reaktionen im Katalysator herrschen. Besonders in diesen Fällen ist der große Platzbedarf der SCR-Systeme problematisch. Des Weiteren müssen durch den entstehenden Druckverlust im SCR-Katalysator die Abgasturbolader und Hilfsgebläse entsprechend angepasst werden. Mit steigendem Schwefelgehalt im Kraftstoff ist eine höhere Prozesstemperatur notwendig, da es sonst zu Ablagerungen von Schwefelverbindungen im Katalysator kommen kann. In Verbindung mit dem aus dem Motorschmieröl stammenden Calcium besteht, besonders bei den hohen Schmierölraten der 2-Takt-Motoren, die Gefahr von Gipsablagerungen. Ebenfalls problematisch ist die im Katalysator stattfindende teilweise Umwandlung von SO_2 zu SO_3 , was zu Korrosion im Abgassystem sowie stark sichtbarem Abgas führt.

Da die Emission von Schwefeloxiden nicht innermotorisch verringert werden kann, müssen die SO_x -Verbindungen nachmotorisch aus dem Abgas entfernt werden, um eine weitere Abgasnachbehandlung zu ermöglichen. Dazu werden gegenwärtig verschiedene Verfahren zur Abgasentschwefelung erprobt. Diese Verfahren führen direkt oder indirekt (über den Zusammenhang der Partikelmasse mit den Schwefelanteilen im Abgas) auch zu einer Absenkung der Partikelemission.

Bei der Abgasentschwefelung wird prinzipiell zwischen nassen und trockenen Systemen unterschieden. Eine Kombination stellt die sogenannte „halbtrockene Entschwefelung“ dar.

Nasse Systeme mit offenem Kreislauf (open loop scrubber)

Abgaswäscher mit offenem Kreislauf arbeiten mit Seewasser, das in das Abgas eingespritzt wird. SO_x reagiert mit den basischen Bestandteilen des Seewassers. Mit Hilfe von Filtern werden Partikel und Ölreste aus dem Wasser abgeschieden bevor es wieder in das Meer geleitet wird. Der Seewasserbedarf liegt bei 40 bis 50 m^3/MWh . Das SO_x -Reduktionspotenzial liegt zwischen 90 und 95%. Durch die Verwendung von Seewasser muss kein zusätzlicher Betriebsstoff mitgeführt werden. Allerdings kommt es zu einer Verlagerung der SO_x -Emissionen von der Luft in das Wasser, und durch die Rückleitung des Wassers wird Kohlendioxid, das in den Ozeanen gebunden ist, im gleichen Umfang wie der in das Seewasser eingeführte Schwefel in die Atmosphäre abgegeben.

Nasse Systeme mit geschlossenem Kreislauf (closed loop scrubber)

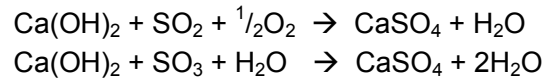
Im Gegensatz zu den offenen Kreisläufen wird bei geschlossenen Systemen Frischwasser verwendet, das mit Natronlauge (NaOH) versetzt ist. Das System wird mit Seewasser gekühlt, um den Frischwasserbedarf zu minimieren. Der Verbrauch an Frischwasser beträgt ca. 0,1 m^3/MWh . Der Platzbedarf solcher Systeme ist wesentlich geringer als bei offenen Entschwefelungsanlagen. Es wird kein Waschwasser ins Meer geleitet; das Abwasser kann in Häfen aus den Tanks gelöscht werden. Die Probleme bei dieser Methode liegen in den Möglichkeiten zur Bunkerung und Lagerung der hochkonzentrierten Natronlauge und der abgereinigten Produkte an Bord des Schiffes.

Trockene Systeme

Diese Systeme beruhen auf der Trockenabsorption. In landgestützten Abgasreinigungsverfahren wird Calciumpulver bereits als Mittel für die Absorption von Schwefel verwendet. Für die Abgas-



entschwefelung an Bord von Schiffen wurde aus Gründen des Platzbedarfes von der Firma Couple Systems ein besonderes Calciumhydroxid, $\text{Ca}(\text{OH})_2$ -Granulat, entwickelt. Bei dem aktuell für Großdieselmotoren erprobtem Verfahren Dry EGCS wird das Motor-Abgas in einem Reaktor durch dieses Granulat geleitet. Dabei laufen folgende Reaktionen ab:



Der Vorteil dieser Methode ist die Möglichkeit, das Reaktionsprodukt sicher an Bord zu lagern. Eine Verlagerung der Schwefelemissionen in die Umwelt wird somit ausgeschlossen. Der Temperaturverlust im Reaktor ist gering, so dass der Einsatz eines nachgeschalteten SCR-Katalysators unproblematisch ist. Dieser kann aufgrund der geringeren Belastung durch Schwefelverbindungen zudem kleiner ausgelegt werden.

Abb. 2-4 zeigt schematisch die Anordnung einer trockenen Entschwefelung in Kombination mit einem nachgeschalteten SCR-Katalysator.

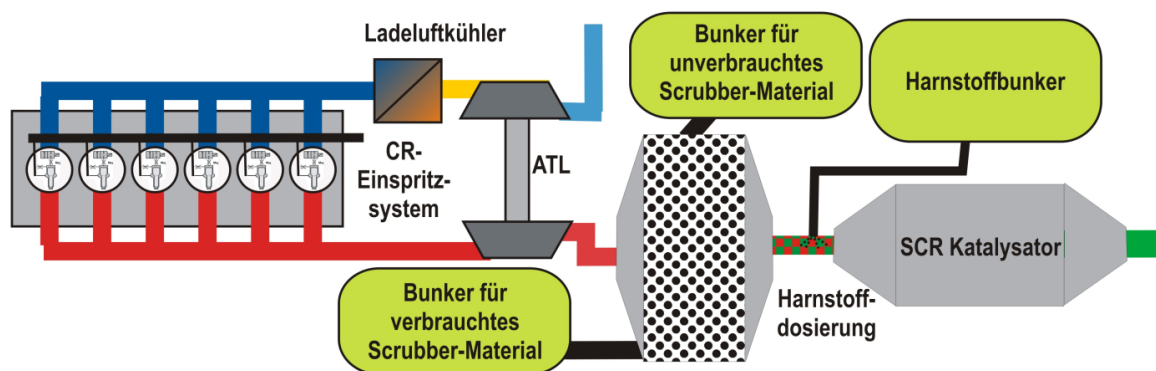


Abb. 2-4 Einsatz eines SCR-Katalysators mit vorgeschalteter Abgasentschwefelung [BUC10]

Insgesamt liegen die Kosten für Abgasentschwefelungs-Systeme und die verwendeten Betriebsstoffe unterhalb der Kosten für den Einsatz schwefelarmer bzw. -freier Kraftstoffe.

Halbtrockene Entschwefelung

Eine Lösung zur gleichzeitigen Reduktion von SO_x - und Partikelemission stellen die sogenannten halbtrockenen Verfahren dar. In diesen zweistufigen Verfahren wird das Abgas zunächst in einem Vorreaktor mit angefeuchtetem Kalk beaufschlagt. In der zweiten Stufe wird es mit dem teilreagierten Kalk in einem Gewebefilter von den Partikeln gereinigt. Dabei bildet sich auf den Gewebetaschen ein Filterkuchen aus Kalk und Partikeln, in dem sich ein weiterer Entschwefelungsprozess vollzieht. Diese Verfahren können sich hinsichtlich der Geometrie des Vorreaktors und damit auch hinsichtlich des Wasser- und Kalkverbrauchs unterscheiden. Je höher die Menge des eingesetzten Wassers gewählt wird, umso weniger Kalk wird benötigt. Anlagen zur halbtrockenen Abgasentschwefelung werden vor allem für den Einsatz an stationär betriebenen Großdieselmotoren untersucht. Für maritime Anwendungen scheinen sie aufgrund der Schiffsbewegungen, die sich auf die Position der Filtertaschen auswirken ungeeignet.

3. Einsatz maritimer Kraftstoffe in Großdieselmotoren

3.1. Rückstandsöle

3.1.1. Einteilung und Klassifizierung

Grundlage für die Einteilung und Klassifizierung von Kraftstoffen für Großdieselmotoren ist die ISO 8217 [DNV10]. Die hierin genormte Bezeichnung enthält an erster Stelle eine Einteilung in Destillate (DM für Marine Destillate) einerseits und Rückstandsöle (RM für Marine Residual) andererseits. Es folgt die Angabe der Qualitätsklasse in Form eines Buchstabens, welcher Aufschluss über die Produkteigenschaften gibt (DIN8216). Als Kriterium für die Qualität wird in erster Linie die Dichte des Kraftstoffs bei 15°C (ρ_{15}) verwendet. Außerdem sind der CCR-Wert (Conradson Koks Rückstand), Schwefel- und Wassergehalt, Anteile an Asche, Catfines und Elemente wie Vanadium sowie der CCAI-Wert (calculated carbon aromaticity index) relevant. Abschließend wird der Wert der kinematischen Viskosität in mm^2/s angegeben. Für Destillat- bzw. Dieselmotorkraftstoffe wird die Viskosität bei 40°C, für Rückstandskraftstoffe bei 50°C angegeben.

3.1.2. Einfluss der Kraftstoffeigenschaften auf Motor und Einspritzsysteme

Motor

Im Folgenden soll auf die Herausforderungen eingegangen werden, die sich beim Einsatz von Rückstandsölen an Kraftstoffaufbereitung und Motorbetrieb ergeben. Die Qualität der Rückstandsöle sinkt durch zusätzliche Konvertierungsschritte, die von den Raffinerien mit dem Ziel einer steigenden Ausbeute an hochwertigeren Kraftstoff-Fractionen durchgeführt werden. Dadurch kommt es zu einer Anreicherung an Aromaten und einem Anstieg des Asphaltengehaltes. Eine weitere Qualitätsabsenkung stellt die zum Teil auftretende Beimischung von Altölen zu den Rückstandsölen dar. Diese führt zu geringen Viskositäten, schlechten Brenneigenschaften und, infolge der Schmieröladditive, zu hohen Metallgehalten. Für die Verbrennung bedeutet das hohe Druckschwingungsamplituden und Druckanstiege, lange Zündverzögerungen sowie Verbrennungsschwankungen. Aufgrund der bei hochviskosen Kraftstoffen notwendigen Vorwärmtemperaturen kommt es bei konventionellen Kraftstoffpumpen zu starken Wärmeausdehnungen, denen durch entsprechend große Einbauspiele Rechnung getragen werden muss. Dies führt bei Einsatz von Destillatkraftstoffen zu erhöhten Leckageverlusten.

Bei Schwerölbetrieb müssen die Einspritzdüsen ausreichend gekühlt werden, um eine Verkokung an der Düsenöffnung zu vermeiden. Dies erfordert einen separaten Düsenkühlwasserkreislauf. Bei einer zu starken Kühlung der Düsen (<40-50°C) kann es jedoch durch auskondensierende Schwefelsäure zu (Kalt-)Korrosion kommen. Auch an Zylinderbuchse oder Feuersteg besteht bei Temperaturen über 180°C die Gefahr der Schmierölverkokung - bei Temperaturen unter 160°C die Gefahr des Auskondensierens von Schwefelsäure, was hier ebenfalls zu Kaltkorrosion führen kann.

Bei der Auslegung der Bauteilkühlung und dem Betrieb des Kühlsystems für Kolbenkronen und Laubuchsen muss daher der Schwerölbetrieb gesondert beachtet werden, um die Bauteiltemperaturen unter allen Betriebsbedingungen in geeigneten Temperaturbereichen zu halten. Auch für die Auslassventile, die Auslasskanäle, den Abgasturbolader und sein Leitgitter ist eine exakte



Auslegung der Bauteilkühlung entscheidend, um die Gefahr von Hochtemperaturkorrosion durch Natrium-Vanadium-Schlacken bei zu hohen Temperaturen zu vermeiden.

Einspritzsystem

Einfluss auf Auslegung und Funktion von Komponenten des Einspritzsystems haben primär die physikalischen Eigenschaften der eingesetzten Kraftstoffe und Kraftstoffqualitäten (wie z.B. die Viskosität) und die daraus resultierenden unterschiedlichen Kraftstofftemperaturen. Vor allem beim Einsatz moderner elektronischer Einspritzsysteme, wie der CR-Technik, kann und muss dieser Tatsache Rechnung getragen werden. Die Untersuchung kraftstoffabhängiger Merkmale wie Öffnungs- und Schließverhalten, kleinstmögliche Einspritzmengen und Einspritzpausen (EP) sowie der Einfluss der dichteabhängigen Druckwellen im Hochdruckbereich sind daher Gegenstand aktueller Forschung.

In [FIN11] wurde mit Hilfe eines Einspritzverlaufsindikators [BOS64] die Abhängigkeit der Einspritzrate von Kraftstoff-Temperatur bzw. -Viskosität untersucht. Demnach ist der Zusammenhang zwischen diesen Parametern nicht linear, sondern von der Ansteuerdauer abhängig. Insbesondere im Bereich kleiner und mittlerer Einspritzmengen hat die Kraftstoff-Temperatur bzw. -Viskosität einen signifikanten Einfluss auf die Einspritzmenge, während bei größeren Ansteuerdauern der Einfluss schwindet. Neben der Tatsache, dass insbesondere im Nadel-Teilhubbereich ein starker Einfluss der Kraftstoffkonditionierung auf das Nadelschließverhalten besteht, wird festgestellt, dass auch bei Voll-Hub eine geringere Viskosität zu verzögertem Nadelschließverhalten führt. Die Untersuchungen zeigen außerdem, dass sich die Abhängigkeit des Schließverhaltens von der Kraftstoffkondition nicht auf den Öffnungsverzögerung übertragen lässt. Entsprechend der durchgeführten Versuche ist dieser primär vom Raildruck und nur in sehr geringem Maße von der Kraftstoffviskosität abhängig, wobei bei konstruktiv abweichenden CR-Injektoren ein anderes Verhalten möglich ist.

Anhand des Kraftstoffeinflusses auf die Druckfluktuationen in der Hochdruckleitung wird deutlich, dass die höhere Viskosität zu einer schnellen Dämpfung der Druckwellen führt, wohingegen die Frequenz davon nahezu unbeeinflusst bleibt (Abb. 3-1).

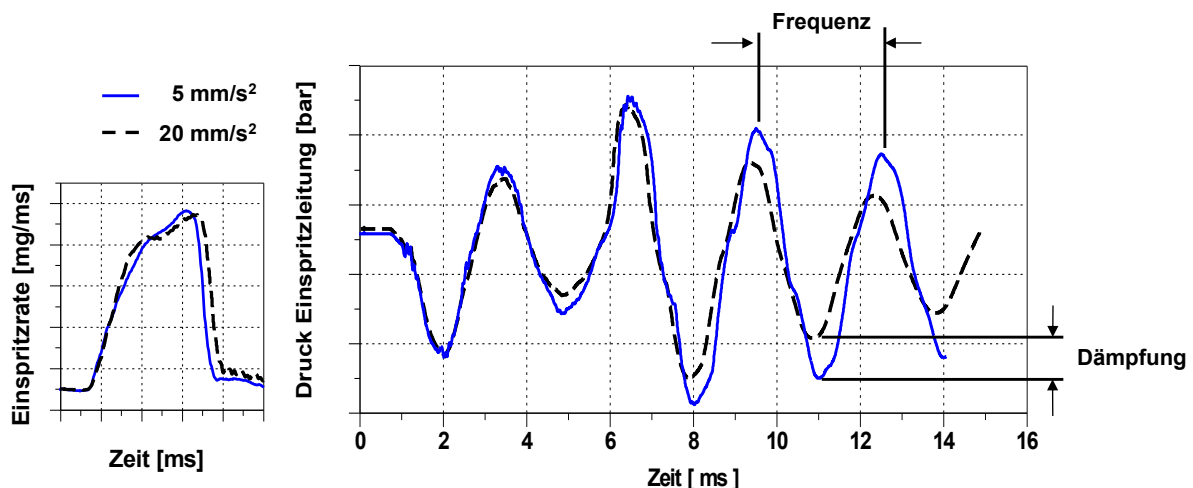


Abb. 3-1 Einfluss einer veränderten Kraftstoffviskosität auf die Druckfluktuationen in der Kraftstoffhochdruckleitung [FIN11], [RAB09]

Über das Nadelschließverhalten verursachen die unterschiedlichen Viskositäten einen Phasenversatz der Druckwellen, der sich besonders im Teilhub auswirkt (Abb. 3-2).



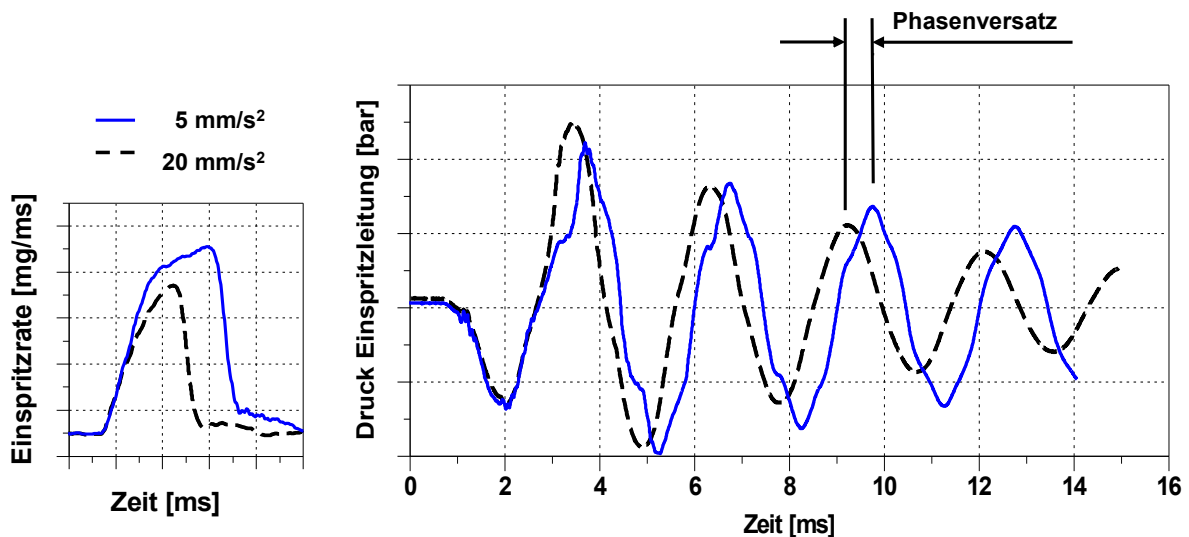


Abb. 3-2 Phasenversatz der Druckwellen in der Kraftstoffhochdruckleitung bei verschiedenen Kraftstoffviskositäten [FIN11], [RAB09]

Relevant ist die Kenntnis dieses Effektes im Falle einer Mehrfacheinspritzung, um die unterschiedlichen Schließverzögerungen berücksichtigen zu können. Wird dieser Charakteristik nicht Rechnung getragen, kann es unter Umständen dazu kommen, dass zwei aufeinander folgende Einspritzungen bei einem Wechsel der Kraftstoffviskosität nicht mehr separat ablaufen können. Darüber hinaus ergibt sich durch den viskositätsabhängigen Phasenversatz der Druckwellen ein verändertes Druckniveau für eine folgende Einspritzung, die deutlich abweichende Einspritzmengen nach sich zieht. Bei den Versuchen wurde ein Zusammenhang zwischen der Viskosität und dem Einfluss der Einspritzpausendauer auf die zweite Einspritzung dokumentiert. Außerdem wurde bestätigt, dass bei geringerer Viskosität die Schwankungen der nachfolgend eingebrachten Kraftstoffmengen zwischen aufeinanderfolgenden Mehrfach-Einspritzungen zunehmen.

3.1.3. Einfluss der Kraftstoffeigenschaften auf Einspritzung und Gemischbildung

Einen großen Einfluss auf das Verdampfungs-, Zünd- und Brennverhalten flüssiger Kraftstoffe haben der Kegelwinkel und die maximale Eindringtiefe des Kraftstoffstrahls. Aus umfangreichen Arbeiten [BUC07], [HOP05] zum Einfluss des Kraftstoffs auf den Strahlzerfall ist bekannt, dass sich Dieselmotorkraftstoff- und Schwerölsprays signifikant unterscheiden. Die kleineren Spraykegelwinkel der Rückstandsöle und die daraus resultierenden kleineren Sprayvolumen führen zunächst zu ungünstigeren Bedingungen für Verdampfung und Zündung. Die für die Verdampfung erforderliche Spraylänge wird im Fall des höherviskosen Schweröls außerdem durch die größeren Tröpfchendurchmesser erklärt. Laut [BUC07-2] gibt es kraftstoffbedingte Unterschiede in der Verteilung und dem Anteil großer Tropfen. Für Schweröl wurden vor allem größere Tropfen festgestellt. Ein größerer mittlerer Sauter-Durchmesser (d_{32} , siehe S. 16) bedeutet eine verkleinerte Oberfläche des gesamten Sprays. Bei der Verdampfung der Kraftstoffsprays führt dies zu geringeren Verdampfungsraten, was die längeren Zündverzögerungen und über die damit bei der Verbrennung entstehenden größeren Druckgradienten sowie Maximaltemperaturen die höheren NO_x -Emissionen erklärt.

Für die vorliegende Arbeit ist der Vergleich des Eindringverhaltens für Kraftstoffe unterschiedlicher Viskosität von besonderem Interesse. In Abb. 3-3 sind die mit Hilfe des kombinierten Schlieren/Streulichtbypass-Verfahrens in einer Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer (HD-HT) ermittelten Eindringtiefen des flüssigen Kraftstoffstrahlanteils dargestellt. Es zeigt sich, dass der höherviskose Kraftstoff (RMA 10) deutlich größere Eindringtiefen erreicht, was bedeutet, dass Auswirkungen auf das Emissionsverhalten des Motors auch in Abhängigkeit des Kraftstoffes und seiner Konditionierung zu erwarten sind. Die Ursachen für die unterschiedliche Strahleindringtiefe sind neben dem abweichenden Strahlaufbruch auch in der unterschiedlichen Siedecharakteristik der Kraftstoffe zu suchen.

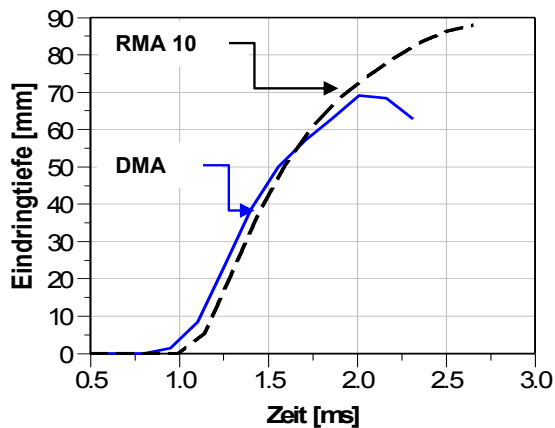


Abb. 3-3 Eindringtiefen des flüssigen Teils des Kraftstoffstrahls für einen Destillatkraftstoff (DMA) und ein Rückstandsöl (RMA10)

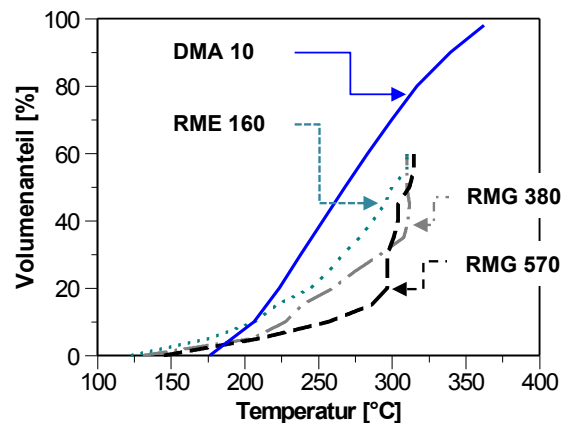


Abb. 3-4 Siedecharakteristik eines Destillatkraftstoffs und von drei Rückstandsölqualitäten

Abb. 3-4 zeigt die im lehrstuhleigenen Betriebsstofflabor ermittelten Destillationscharakteristiken für drei unterschiedliche Schweröle im Vergleich zu Dieselkraftstoff. Da die Destillation unter atmosphärischen Bedingungen durchgeführt wurde, konnte die Charakteristik im Fall der drei Rückstandsöle wegen auftretender Crackprozesse nur bis zu einem übergegangenen Volumen von ca. 60% aufgenommen werden. Es wird erkennbar, dass die Schweröle im Mittel eine um etwa 50K höhere Siedetemperatur aufweisen.

3.1.4. Einfluss der Kraftstoffeigenschaften auf Zündverhalten, Brennverlauf und Emissionsverhalten

Die Schwierigkeit einer vergleichenden Beschreibung der Unterschiede in der Verbrennung aufgrund unterschiedlicher Kraftstoffeigenschaften wird in dem Bemühen deutlich, geeignete Parameter zu deren Charakterisierung zu identifizieren. So findet man zur Beschreibung des Zünd-, Brenn- und Emissionsverhaltens eines Kraftstoffes neben oben genannten Klassifizierungsmerkmalen, wie Viskosität und Dichte, weitere Kennwerte, die auch die chemische Zusammensetzung des Kraftstoffs berücksichtigen.

Der Zündverzug (ZV) als zentraler Parameter wird in einen physikalischen und einen chemischen Zündverzug unterteilt. Die Vorgänge der Strahlausbreitung, Zerstäubung und Verdampfung werden als „physikalischer“ Anteil des Zündverzugs bezeichnet. Mit dem Beginn der Verdampfung des eingespritzten Kraftstoffes setzen bereits erste chemische Vorreaktionen des Kraftstoffdamp-



fes mit dem Luftsauerstoff ein, die nach der „chemischen“ Zündverzugszeit schließlich zur ersten lokalen Selbstzündung in der Gasphase führen. In der Gleichung von Sitkei zur Beschreibung des Zündverzugs wird dem mehrphasigen Charakter des Zündverzugs Rechnung getragen [SIT63]:

$$\tau_{ZV} = \tau_{phys} + C_1 \frac{e^{\frac{E_1}{R \cdot T}}}{p^{m_1}} + C_2 \frac{e^{\frac{E_2}{R \cdot T}}}{p^{m_2}} \quad (3.1)$$

τ_{ZV}	–	Zündverzug [s]
τ_{phys}	–	physikalischer Zündverzug [s]
C	–	Konstante [-]
E	–	Aktivierungsenergie [J/mol]
R	–	universelle Gaskonstante [J/(mol · K)]
T	–	Temperatur [K]
p	–	Druck [Pa]
m	–	Exponent

Zeitlich sind der physikalische und der chemische Anteil des Zündverzugs allerdings kaum voneinander zu trennen, da die Gemischaufbereitung auch während der chemischen Vorreaktionen weiter andauert und zum Zeitpunkt der ersten Selbstzündung noch nicht abgeschlossen ist [PIS01]. Dass sich die Vorgänge nicht klar voneinander trennen lassen, wird auch an der Tatsache deutlich, dass sich z.B. die Verdampfungseigenschaften, die sich entscheidend auf die Länge des physikalischen Zündverzugs auswirken, nicht mit Hilfe der physikalischen Kraftstoffeigenschaften, wie z.B. der Viskosität, beschreiben lassen. Die Verdampfungseigenschaften eines Kraftstoffs sind hauptsächlich in dessen chemischer Struktur begründet. Hingegen beschreibt [KYR10] den chemischen Zündverzug als Funktion des Zylinderdrucks, der Temperatur sowie des Verbrennungsluftverhältnisses. Den physikalischen Zündverzug setzt er zum Durchmesser und der Geschwindigkeit der Kraftstofftropfen ins Verhältnis:

$$\tau_{ZV} = C_1 \cdot u_{Drop}^{-1,68} \cdot d_{Nozz}^{0,88} + C_2 \cdot \left(\frac{p}{p_0}\right)^{-C_3} \cdot \lambda_{Prmx}^{C_4} \cdot e^{\frac{T_A}{T}} \quad (3.2)$$

τ_{ZV}	–	Zündverzug [s]
C	–	Konstante [-]
u_{Drop}	–	Tropfengeschwindigkeit [m/s]
d_{Nozz}	–	effektiver Düsenlochdurchmesser [m]
p_0	–	Umgebungsdruck [Pa]
p	–	Zylinderdruck [Pa]
λ_{Prmx}	–	Premixverbrennungsluftverhältnis [-]
T_A	–	Aktivierungstemperatur [K]

Zur Beurteilung der Zerstäubungsgüte wird in zahlreichen Publikationen (z.B. [BES84], [HIR86]) der Sautersche Tropfendurchmesser herangezogen. Nach [HIR86] wird dieser wie folgt definiert



$$d_{32} = \frac{\int_{d_{min}}^{d_{max}} d^3 \cdot dn}{\int_{d_{min}}^{d_{max}} d^2 \cdot dn} \quad (3.3)$$

d_{32}	–	Sauterdurchmesser [m]
d_{max}	–	maximaler Tropfendurchmesser [m]
d_{min}	–	minimaler Tropfendurchmesser [m]
d	–	Tropfendurchmesser [m]
n	–	Anzahl der Tropfen

Dass der Sautersche Tropfendurchmesser auch von den physikalischen Kraftstoffeigenschaften abhängt, zeigt [BES84] mit folgender Beziehung:

$$d_{32} \sim \underbrace{\nu_B^{0,1466} \cdot \rho_B^{0,605} \cdot \sigma_B^{0,1927}}_A \quad (3.4)$$

ν_B	–	kinematische Viskosität des Brennstoffes [m ² /s]
ρ_B	–	Brennstoffdichte [kg/m ³]
σ_B	–	Oberflächenspannung des Brennstoffes [N/m ²]

Daraus entwickelt er einen Koeffizienten A als einen Parameter, der die Zerstäubungsqualität eines Kraftstoffs bei einer bestimmten Temperatur charakterisiert.

In [SAD90] wird daraus geschlossen, dass der Tropfendurchmesser durch Anpassung der Kraftstofftemperatur beeinflusst wird. Damit hat das Energieniveau des Kraftstoffes über seine Temperatur und die davon abhängige Dichte, Viskosität und Oberflächenspannung einen maßgeblichen Einfluss auf Parameter der Zerstäubungsgüte [SAD90].

Neben dem Tropfendurchmesser wird die Zerstäubungsgüte des Kraftstoffs über den Grad der Homogenität bzw. die Gleichmäßigkeit der Tropfenverteilung beschrieben.

Fazit zum Einfluss der Kraftstoffeigenschaften auf den Zündverzug

Am Beispiel des Zündverzugs zeigt sich, dass eine Unterteilung in physikalische und chemische Vorgänge möglich ist, diese sich jedoch nicht getrennt voneinander betrachten lassen. Weiterhin wird deutlich, dass auch eine Einteilung der Kraftstoffeigenschaften nach chemischer Struktur und physikalischen Kraftstoffeigenschaften erfolgen kann, wobei diese jeweils sowohl auf den chemischen als auch auf den physikalischen Zündverzug Einfluss haben. Für diese Arbeit ist relevant, dass über die Zerstäubungsgüte und das lokale Verbrennungsluftverhältnisses Einfluss auf den Zündverzug genommen werden kann.

3.1.4.1. Verbrennungsrelevante Kraftstoffkennwerte

Kraftstoffkennwerte zur Beschreibung des Zünd- und Brennverhaltens

In der Fachliteratur lassen sich zahlreiche Ansätze finden, das Zündverhalten in Abhängigkeit kraftstoffspezifischer Eigenschaften darzustellen z.B. [GRT89]; [SAD90]; [SAD91]; [SIT64].

Kennwerte, anhand derer das Brennverhalten eines Kraftstoffes beschrieben werden soll, müssen sowohl die physikalisch wirkenden Eigenschaften als auch die Kraftstoffeigenschaften berücksichtigen, die direkt durch die chemische Struktur vorgegeben sind. Daher werden sowohl Kennwerte, die jeweils einen der beiden Einflüsse beschreiben, als auch solche, die beide Einflüsse in sich vereinen sollen, vorgeschlagen. Einige besonders aussichtsreich erscheinende Kennwerte werden in dieser Arbeit mit den Ergebnissen der durchgeführten Motorversuche in Beziehung gesetzt und sollen daher im Folgenden kurz vorgestellt werden.

CCAI-Wert, CII- und CII-1- Wert

Empirische Kennwerte, die aufgrund physikalischer Kraftstoffeigenschaften zur Abschätzung des Zündverhaltens herangezogen werden, sind z.B. der CCAI-Wert und zwei weitere aus diesem abgeleitete Kenngrößen, der CII- und CII-1-Wert (Calculated Ignition Index).

Die Einführung des CCAI-Wertes beruht auf der Erkenntnis, dass der ermittelte Zündverzug mit dem Aromaten-Gehalt des jeweiligen Kraftstoffs korreliert. Auf der Grundlage des Verhältnisses zwischen dem prozentualen Anteil der Kohlenstoffatome in Ringverbindungen zum Gesamtkohlenstoffgehalt im Kraftstoff lässt sich eine Aromatizitäts-charakterisierende Größe definieren. Aus den Beziehungen zwischen Dichte, Cetanzahl (CZ), Siedeverlauf und Temperatur wurde der „Calculated Carbon Aromaticity Index“ (CCAI), entwickelt, der sich als Funktion von Dichte und Viskosität in der Form:

$$CCAI = \rho_{15} - 140,7 \cdot \log \log(v_{50} + 0,85) - 80,6 \quad (3.5)$$

mit ρ_{15} (Dichte bei 15 °C in kg/m³) und v_{50} (kinematische Viskosität bei 50°C in mm²/s) angeben lässt [SAD90].

In neueren Quellen z.B. [VAL05] wird die Definition so erweitert, dass die kinematische Viskosität bei Einspritztemperatur anstelle der v_{50} verwendet werden kann:

$$CCAI = \rho_{15} - 140,7 \cdot \log \log(v_T + 0,85) - 80,6 - 210 \ln \left(\frac{T+279}{323} \right) \quad (3.6)$$

Dabei gibt T die Temperatur an, für die die eingesetzte kinematische Viskosität gilt.

Steigende CCAI-Werte deuten auf abnehmende Zündwilligkeit, also steigenden Zündverzug, hin. Besonders für Kraftstoffe, die eine hohe Viskosität aufweisen und mit Destillatkraftstoffen versetzt wurden, ergibt sich eine direkte Korrelation zwischen CCAI und Zündverzug.

Der Vorteil der Nutzung des CCAI-Wertes zur Bestimmung des Zündverzugs liegt darin, dass einfach zu bestimmende physikalische Größen (Viskosität und Dichte) die Berechnungsgrundlage bilden.

Ebenfalls auf Basis von kinematischer Viskosität und Dichte wurden weitere, speziell auf die Verwendung von Rückstandsölen angepasste, Kennwerte wie z.B.:



$$CII = 281,175 - 254,565 \cdot \rho_{15} + 23,708 \log \log(v_{100} + 0,7) \quad \text{bzw.}$$

$$CII = 270,795 + 0,1038 \cdot T - 254,565 \cdot \rho_{15} + 23,708 \log \log(v + 0,7) \quad (3.7)$$

$$CII-1 = 294,26 - 277,3 \cdot \rho_{15} + 13,263 \log \log(v_{100} + 0,7) \quad (3.8)$$

definiert.

Dabei gibt T in (3.7) die Temperatur an, für die die eingesetzte kinematische Viskosität gilt.

Aufgrund der vielfältigen kraftstoffabhängigen Größen, die das Zündverhalten beeinflussen, können diese Kriterien jedoch nicht uneingeschränkt und in jedem Fall verbindlich angewendet werden. Sie können nur für Kraftstoffe verwendet werden, die im doppelt-logarithmisch aufgetragenen T-v-Diagramm eine lineare Abhängigkeit aufweisen. Daher wird z.B. in [GRT64] darauf hingewiesen, dass der Verwendung des CCAI-Wertes bei der Einschätzung von Kraftstoffen niedriger Viskosität sowie bei Kraftstoffen auf Nichtmineralölbasis Grenzen gesetzt sind.

C/H- Verhältnis und KWH-Wert

Da der Zündverzug auch wesentlich von der chemischen Zusammensetzung abhängt, existieren zahlreiche Ansätze, diese anhand entsprechender Kenngrößen zu beschreiben. Eine aus der Elementar- und Standardanalyse zu bestimmende Größe ist das Kohlenstoff-Wasserstoff-Verhältnis (C/H-Verhältnis). Dieser Kennwert bildet für die Bestimmung des Zündverzugs aufgrund seines schlechteren Bestimmtheitsmaßes jedoch keine Alternative zum CCAI-Wert.

Bei der Untersuchung von Kraftstoffen mit Hilfe der Hochleistungsflüssigkeitschromatographie (HPLC) gewonnene Ergebnisse der Strukturgruppenanalyse ermöglichen die Einteilung der Kohlenwasserstoffgruppen in Paraffine, Aromaten (1-, 2- und 3-Kernaromaten) und Heteroverbindungen. Entsprechend der in [WIC93] vorgestellten Ergebnisse nimmt der Zündverzug mit steigendem Anteil an Paraffinen ab. Die einzelnen Aromaten-Gruppen beeinflussen das Zündverhalten unterschiedlich. So nimmt der Zündverzug mit steigendem 1-Kern-Aromaten ab, was mit den paraffinischen Seitenketten in der Aromatenstruktur begründet werden kann. Demgegenüber ist ein Ansteigen des Zündverzugs mit steigendem 3-Kern-Aromaten-Anteil zu verzeichnen. Eine klare Tendenz bei der Beeinflussung des Zündverzugs anhand des Anteils an 2-Kern-Aromaten ist nach [WIC93] nicht vorhanden. Mit zunehmendem Gehalt an Heteroverbindungen ist ein leichter Anstieg des Zündverzugs festzustellen. In [WIC93] wird eine Größe definiert, die alle den Zündverzug beeinflussenden Kohlen-Wasserstoff-Hauptgruppen berücksichtigen soll:

$$KWH = \frac{(a \cdot 3KA + b \cdot HV)}{(c \cdot 1KA + d \cdot Par)} \quad (3.9)$$

<i>KWH</i>	–	Kohlen-Wasserstoff-Hauptgruppe
<i>1KA</i>	–	Ein-Kern-Aromaten
<i>3KA</i>	–	Drei-Kern-Aromaten
<i>HV</i>	–	Heteroverbindungen
<i>Par</i>	–	Paraffine

Als geeignete Koeffizienten werden a = 0,26; b = 0,12; c = 1,00; d = 0,36 angegeben. Steigende KWH-Werte führen zu einem Anstieg der Zündverzugs-Zeiten.



3.1.4.2. Zündverhalten

Das Zündverhalten eines Kraftstoffes bestimmt den Zündzeitpunkt (ZZP) und damit den Zündverzug, der in starkem Maße von den Kraftstoffeigenschaften abhängig ist. Dieser Kennwert ist eine bestimmende Größe für die weiteren Verbrennungsvorgänge. So führt ein steigender Zündverzug zu einem erhöhten Brennumsatz während der ersten Phase der Verbrennung und einer damit verbundenen erhöhten NO_x-Emission. Außerdem werden die maximalen Druckanstiege größer und es kommt zu intensiveren Druckschwingungen bei der Verbrennung sowie zu verstärkten zyklischen und Langzeitschwankungen.

Eine in [SAD90] vorgestellte Untersuchung des Einflusses von Viskosität, Dichte, Selbstzündungstemperatur und Siedeverhalten unterschiedlicher, maritim eingesetzter Kraftstoffe auf den Zündverzug ergab für den CII-1 Wert im Vergleich zu CCAI und CII die höchste Korrelation zum Zündverhalten. Das ebenfalls untersuchte Siedeverhalten (bis 300°C) ist laut [SAD90] zur Bewertung des Zündverhaltens nicht aussagekräftig. Auch Untersuchungen zum Einfluss des Kraftstoffschwefelgehaltes ergaben keine allgemeingültigen Aussagen.

Nach [WIC93] sind weder die physikalischen Parameter allein, noch gängige Elementaranalysen der Chemie in der Lage, den Zündverzug umfassend zu beschreiben.

Zwischen dem Zündverzug und dem bereits eingeführten KWH-Wert hingegen wurde auch für unterschiedliche Motoren und Laststufen eine gute Korrelation festgestellt. Mithilfe des KWH-Wertes konnte, im Gegensatz zum CCAI-Wert, auch für Kraftstoffe mit einem CCAI Wert >900 (KWH >1) ein deutlicher Zusammenhang zu dem Zündverzug hergestellt werden.

Fazit zur Beschreibung des Zünd- und Brennverhaltens anhand von Kraftstoffkennwerten

Zwischen dem aus Dichte und Viskosität gebildeten CCAI-Wert und dem Zündverzug konnte bei den herangezogenen Untersuchungen ein signifikanter Zusammenhang festgestellt werden. Besonders bei den Kraftstoffen mit einem CCAI Wert >900 ist jedoch eine Vorhersage des zu erwartenden Zündverzugs nur bedingt möglich. Alle weiteren Korrelationsuntersuchungen ergaben, dass keine, auf einfachen chemischen und physikalischen Analysedaten basierenden Parameter gefunden werden konnten, die das Zündverhalten besser charakterisieren als der CCAI Wert. In [WIC93] wird ein Wert eingeführt, der direkt auf den Ergebnissen der Strukturtypenanalyse beruht. Mit diesem KWH-Wert ist es möglich, auch das Zündverhalten hochviskoser Rückstandsöle mit ausreichender Genauigkeit vorauszusagen.

3.1.4.3. Einfluss der Kraftstoffeigenschaften auf den Verlauf der Verbrennung

Zur Beschreibung des Ablaufes einer innermotorischen Verbrennung werden im Wesentlichen der Zylinderdruckverlauf (ZDV) und daraus berechnete Energieumsätze, wie Brennverlauf (BV) und Summenbrennverlauf verwendet. Für die Bestimmung des Zündverzugs (ZV) sowie die Abgrenzung der Diffusions- von der Nachverbrennung werden außerdem Einspritzbeginn (EB) und Einspritzende (EE) benötigt.

Abb. 3-5 zeigt einige dieser Parameter, auf die im Folgenden näher eingegangen werden soll.



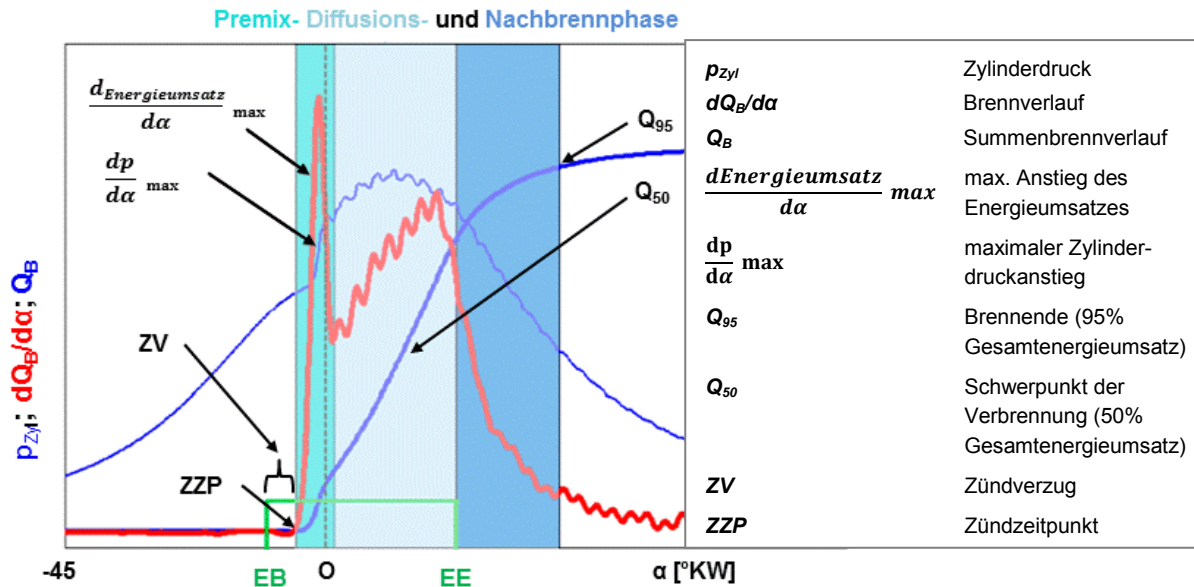


Abb. 3-5 Darstellung von Parametern zur Beschreibung des Verlaufs der Verbrennung

Ein Parameter zur Beschreibung des Verbrennungsablaufes ist der maximale Zylinderdruckanstieg $(dp/d\alpha)_{\max}$. Wie der Zündverzugszeitpunkt wird dieser von den Kraftstoffeigenschaften beeinflusst. Laut [WIC93] besteht keine deutliche Abhängigkeit des maximalen Druckanstieges von Viskosität und Dichte, insbesondere für CCAI-Werte größer 900. Gegenüber diesen aus physikalischen Eigenschaften abgeleiteten Werten lässt sich der Zusammenhang zwischen Kraftstoffzusammensetzung und maximalem Druckanstieg mit Hilfe des KWH-Wertes besser darstellen, wobei dieser mit zunehmendem KWH-Wert steigt. Nach [MOT93] sinkt die maximale Druckanstiegsgeschwindigkeit mit zunehmendem Asphaltgehalt. Aus der Tatsache, dass sowohl der Zündverzugszeitpunkt als auch der maximale Druckanstieg mit dem KWH-Wert korrelieren, ließe sich ein direkter und nachvollziehbarer Zusammenhang zwischen der Länge des Zündverzugszeitpunktes und dem maximalen Druckanstieg vermuten. In [SAD90] wird jedoch festgestellt, dass lange Zündverzugszeiten nicht zwangsläufig zu hohen Druckanstiegsgeschwindigkeiten führen. Als mögliche Ursachen werden die Lage des Zündpunktes oder spezielle Kraftstoffkomponenten angeführt. Des Weiteren wurde festgestellt, dass auch unter Voraussetzung konstanter Zündzeitpunkte bei höheren Zündverzugszeiten nicht grundsätzlich höhere Druckanstiegsgeschwindigkeiten erreicht werden. Auch in den Untersuchungen von [WIC93] zeigte sich, dass beim Einsatz von Rückstandsölen bei einem gegenüber Destillatkraftstoff um 3° bis 5°KW verlängerten Zündverzugszeitpunkt noch keine wesentliche Veränderung des maximalen Druckanstieges eintritt. Dementsprechend müssen bei der Bewertung des Kraftstoffeinflusses auf den Ablauf der Verbrennung sowohl die Länge des Zündverzugszeitpunktes als auch der maximale Zylinderdruckanstieg $(dp/d\alpha)_{\max}$ betrachtet werden.

Sowohl für die Effizienz der Verbrennung als auch für die Schadstoffemission ist die erste Phase der Verbrennung, die sogenannte Premixphase, von entscheidender Bedeutung. Die Premixphase ist dadurch definiert, dass in dieser Phase der Kraftstoff umgesetzt wird, der in der Zündverzugsphase eingespritzt und aufbereitet wurde. Welcher Anteil der insgesamt umgesetzten Energie in dieser Phase der Verbrennung umgesetzt wird und wie dieser Umsatz erfolgt, wird neben Einspritzzeitpunkt und -druck auch von den Kraftstoffeigenschaften und dem damit zusammenhängenden Zündverzugszeitpunkt beeinflusst. So ist eine Zunahme der in der Premixphase umgesetzten Energie sowohl durch lange Zündverzugszeiten als auch durch hohe Druckanstiegsgeschwindigkeiten gekennzeichnet.



Während eines längeren Zündverzugs kann mehr Kraftstoff eingespritzt werden, welcher anschließend verdampft und für die Verbrennung bereit steht. Bei der Zündung kommt es zu einer örtlichen Erhöhung der Temperatur, die zu einer schnellen Aktivierung des umliegenden Kraftstoffluftgemisches führt. Die zu diesem Zeitpunkt vorliegende Aktivierungsenergie führt zu einer kettenreaktionsartigen Ausbreitung der Verbrennung, bei der auch die schwerzündenden Bestandteile des Kraftstoffes aktiviert und umgesetzt werden. Dabei ist die maximale Brenngeschwindigkeit wiederum abhängig von der Kraftstoffmasse, die in der Zeit des Zündverzugs für die Premix-Verbrennung eingespritzt und aufbereitet wird. Somit ist auch die maximale Brenngeschwindigkeit ($(d_{\text{Energieumsatz}}/d\alpha)_{\text{max}}$ = maximal umgesetzte Kraftstoffmasse pro °KW) ein Parameter zur Beschreibung der ersten Phase der Verbrennung und steht mit $(dp/d\alpha)_{\text{max}}$ in enger Beziehung. Die vorgemischte Verbrennung erreicht ihre maximale Umsatzrate, wenn der gesamte aufbereitete Kraftstoff erfasst ist. Danach nimmt die Brenngeschwindigkeit wieder ab, wodurch das Ende der Premixverbrennung gekennzeichnet ist. Im Brennverlauf spiegelt sich die schlagartige Umsetzung des bis zum Zündzeitpunkt eingebrachten Kraftstoffs in einem Bereich schnell ansteigenden und schnell abfallenden Energieumsatzes wieder. Dieser Ausschlag wird als „Premix-Peak“ bezeichnet. In dieser Arbeit wird die Premixphase als Bereich vom Zündzeitpunkt bis zum ersten darauf folgenden Minimum im Brennverlauf definiert (Abb. 3-5).

Es folgt die sogenannte „diffusionsgesteuerte“ Verbrennung. Sie ist dadurch gekennzeichnet, dass weiterhin Kraftstoff eingespritzt wird, der nach seiner Aufbereitung direkt verbrennt. Der Einfluss der Kraftstoffzusammensetzung auf diese auch als Diffusionsverbrennung bezeichnete Phase ist laut [WIC93] nicht ausgeprägt, da zu diesem Zeitpunkt die im Brennraum herrschenden Temperatur- und Druckverhältnisse sowie die Turbulenz dominieren. Die Phase der Diffusionsverbrennung verläuft vom Ende der Premix-Verbrennung bis zum Ende der Kraftstoffeinspritzung. Die sich anschließende Phase, in der der noch verbleibende Kraftstoff bis zum Ende der Verbrennung (Brennende; definitionsabhängig 95% bzw. 98% des gesamten Energieumsatzes) reagiert, wird als Nachverbrennung bezeichnet. Diffusions- und Nachbrennphase werden in der Literatur z.T. als Hauptverbrennung zusammengefasst. Zum Teil extrem lange Zündverzugs-Zeiten (z.B. in der Motorteillast bei gleichzeitigem Einsatz von Rückstandsölen) können dazu führen, dass die Einspritzung der gesamten Kraftstoffmenge während des Zündverzuges erfolgt und vorgemischt verbrennt. In diesen Fällen findet keine Hauptverbrennung statt.

Fazit zum Einfluss von Kraftstoffkennwerten auf den Verlauf der Verbrennung

Bei der Beschreibung des Kraftstoffeinflusses auf den Verlauf der Verbrennung muss zwischen den Kraftstoffeigenschaften, die den Zündverzug und die erste Phase der Verbrennung bestimmen, und den Einspritzparametern, die die Diffusions- und Nachbrennphase dominieren, unterschieden werden.

Während der Zündverzug und der Verlauf der Premixverbrennung deutlich von der Kraftstoffzusammensetzung und dessen Struktureigenschaften abhängen, sind diese für Diffusions- und Nachverbrennung nicht mehr dominierend.

3.1.4.4. Emissionsverhalten

Alle genannten Einflüsse beim Einsatz unterschiedlicher Kraftstoffe wirken sich direkt auf die Emissionsbildung aus. So entsteht bei der Verwendung hochviskoser Rückstandsöle allein durch den längeren Zündverzug und dessen Auswirkung auf die Premixphase und die Maximaltemperaturen deutlich mehr thermisches NO_x. Nach [KLE92] verlängert sich die Zündverzugsphase für mittelschnelllaufende Großdieselmotoren bei Einsatz von Rückstandsölen im Vergleich zu Die-



selbststoff um 1 bis 2 ms – eine Zeitspanne, in der bei mittelschnelllaufenden Großdieselmotoren bis zu 20% der insgesamt erforderlichen Kraftstoffmasse in den Brennraum eingebracht wird. Zur Darstellung der Unterschiede bezüglich der Partikelemission⁴ beim Einsatz von Rückstandsölen ist eine Diskussion der Bildung und Zusammensetzung notwendig. Nach der Entstehung primärer Partikel im Brennraum koagulieren diese und bilden größere, unregelmäßig geformte Partikel (sog. particulates). Die ursprüngliche Partikelgröße ist im zweistelligen Nanometer-Bereich zu finden. Bei Abkühlung des Abgases lagern sich unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Sulphate an der Oberfläche der Partikel an. Im Falle einer ausreichend schnellen Abkühlung des Abgases, z.B. nach Austritt in die Atmosphäre können durch sogenannte nucleations-Prozesse (Keimbildungsprozesse) weitere, flüchtige, sekundäre Partikel gebildet werden. So können in der Atmosphäre zwei Typen extern gemischter Partikel gefunden werden. Die mit einem festen Kern werden als „accumulation mode particulates“ bezeichnet, die ohne festen Kern als „nucleation mode particulates“. Abb. 3-6 zeigt idealisierte anzahlbezogene (schwarze Linie) und massenbezogene (graue Linie) Partikel-Größenverteilungen eines Dieselabgases.

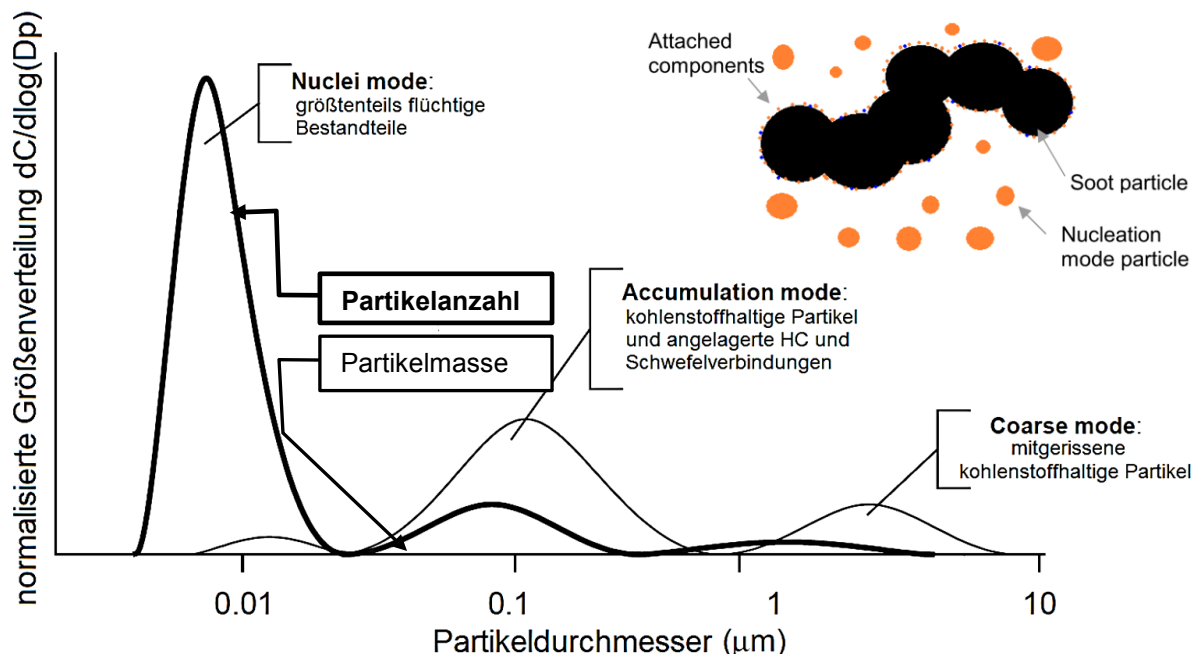


Abb. 3-6 Zusammensetzung der Partikel entsprechend ihrer Herkunft / Bildung sowie Unterschied in der Betrachtung der Partikelanzahl und Partikelmasse über der Partikelgröße [auf Grundlage KIT89]

Der Nukleationsmodus (nuclei mode) trägt bei Einsatz von Destillatkraftstoffen kaum zur Partikelmasse bei, allerdings können Nanopartikel (bis 50 nm) bis zu 90% der gesamten Partikelzahl ausmachen [KIT98]. Dabei ist zu beachten, dass zu den Nanoteilchen auch kleinere Rußpartikel hinzuzählen.

Der Akkumulationsmodus (accumulation mode) wird auch als Rußmodus bezeichnet und besteht vor allem aus kohlenstoffhaltigen Agglomeraten mit aufkondensierten oder adsorbierten flüchtigen HC- und Schwefelverbindungen. Dieser Modus macht den Hauptteil der Partikelmasse im Abgas aus und hat ihr anzahlbezogenes Maximum bei modernen On-road-Dieselfahrzeugen zwischen 40 nm und 100 nm.

⁴ Als Partikelmasse (PM) werden die Abgaskomponenten bezeichnet, die auf einem Filter aufgefangen und bei Temperaturen unterhalb 52°C nicht verdampfen.

Der Grobstaubmodus (coarse mode) besteht aus Akkumulations-Partikeln, die sich an den Oberflächen im Abgasstrang anlagern und später wieder abgelöst werden.

Die Partikelemission setzt sich bei Dieselmotoren vorwiegend aus Ruß (unverbrannter Kohlenstoff), langen oder ringförmigen Kohlenwasserstoffen und Aschen (Komponenten aus Metalloxiden), Schwefeloxiden und Schwermetallen zusammen. Die Gesamt-Partikel-Emission besteht aus festen und flüchtigen Bestandteilen. Die festen Bestandteile bilden sich aus dem Ruß, den Aschen und agglomerierten Kohlenstoffkugeln. Die flüchtige Komponente wird durch gravimetrische Messung des Gewichtsverlustes des beladenen Filters in einer aufgeheizten Stickstoff-Atmosphäre bestimmt. Sie enthält Schwefelsäure und unverbrannte Kohlenwasserstoffe, die aus dem Kraftstoff stammen, sich an vorhandenen Partikeln niederschlagen und von ihnen aufgenommen werden. Bei Motorbetrieb mit Destillatkraftstoffen ist Ruß der bestimmende Partikelmassen-Anteil.

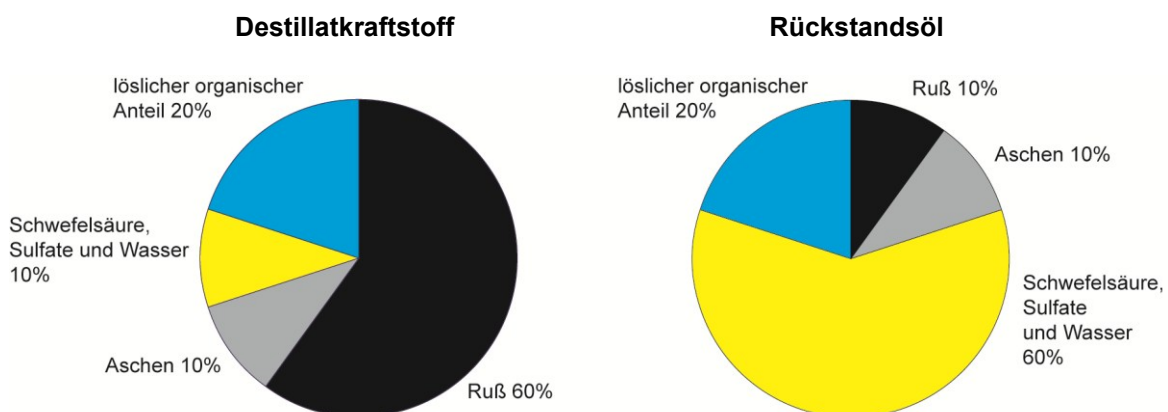


Abb. 3-7 Vergleich der Zusammensetzung der Gesamt-Partikelmasse im Motorenabgas eines Destillatkraftstoffes und eines Rückstandsöls [aus HEL07]

Dass die Zusammensetzung der Gesamt-Partikelmasse bei Einsatz von Rückstandsöl signifikant von der PM-Zusammensetzung bei Einsatz von Destillatkraftstoffen abweicht, ist vor allem mit dem deutlich größerem Schwefelgehalt der eingesetzten Rückstandsöle zu erklären. Nach [HEL07] beträgt der Anteil flüchtiger Bestandteile (Schwefelsäure, Sulfat und Wasser) bei Einsatz von Rückstandsölen ca. 60%, bei Destillatkraftstoffen 10% der Gesamt-Partikelmasse (Abb. 3-7). Der Anteil der Aschen (Metalloxide) an der Gesamtmasse ist mit 10–20% dem Anteil bei DK ähnlich, wobei die Gesamt-Partikelemission von Rückstandsölen bereits deutlich größer ist – absolut gesehen handelt es sich also um wesentlich mehr Aschen. Das Gleiche gilt für den Anteil der löslichen organischen Partikel. Das bedeutet, dass in der Regel 50–70% der Partikelzusammensetzung von Rückstandsölen direkt durch die Zusammensetzung des Kraftstoffes bestimmt wird. Dieser Teil kann durch eine verbesserte Verbrennung nicht reduziert werden, lediglich 30–50% der Partikelzusammensetzung können beeinflusst werden. So ist die PM-Komponente Ruß, die sich vor allem im Bereich der Partikelgrößen zwischen 60 und 100 nm widerspiegelt, direkt von der Qualität der Verbrennung abhängig. Bei transientem Betrieb oder sonstigem relativen Luftmangel steigt der Rußanteil an der Gesamtpartikelmasse stark an.

Fazit zu den Besonderheiten der Schadstoffemissionen bei Einsatz von Rückstandsölen

Bis auf den geringen Anteil des Kraftstoff- NO_x ist die NO_x -Emission nicht direkt vom eingesetzten Kraftstoff abhängig. Die Bildung des thermischen NO_x wird durch die Auswirkungen des Einsatzes von Rückstandsölen auf den Ablauf der Verbrennung beeinflusst (verlängerter Zündverzug,

verstärkte Premix-Phase usw.). Bezüglich der Partikelemissionen sind bei Einsatz von Rückstandsölen verschiedene Effekte zu berücksichtigen. So führt der Betrieb eines Dieselmotors mit Rückstandsölen zu größeren PM-Emissionen und zu einer veränderten Zusammensetzung der Partikel [BUC08]. Die gegenüber Destillatkraftstoffen höhere Partikelmasse wird durch den Schwefel- und Ascheanteil in Rückstandsölen verursacht. Im Gegensatz zu dem beim Einsatz von Rückstandsölen meist dominierenden Anteil fester Partikel aus Aschen und Schwefel kann der Rußanteil mit innermotorischen Maßnahmen reduziert werden.

3.1.5. Einfluss der Kraftstoffeigenschaften auf die Verbrennungsstabilität

Der Einsatz von hochviskosen Rückstandsölen führt im Vergleich zu Destillatkraftstoffen zu größeren Unterschieden bei der Zündung und im Ablauf der Verbrennung zwischen den einzelnen Arbeitsspielen (AS). So nimmt mit einem für Rückstandskraftstoffe typischen Ansteigen des Zündverzugs auch der Unterschied der Zündverzüge von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel (die Standardabweichung σ_{ZV}) zu (Abb. 3-8).

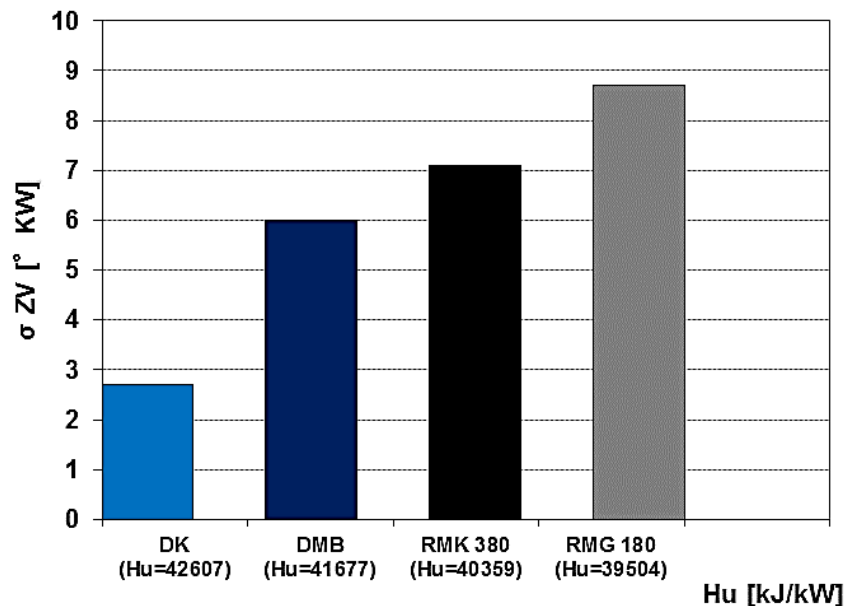


Abb. 3-8 Standardabweichung der Zündverzugsdauer maritim eingesetzter Kraftstoffe

In [WIC93] wird bis zu einer bestimmten Zündverzugsdauer (bei konstantem Einspritz- und Ladeluftdruck; in diesem Fall ca. 7°KW) eine relativ geringe Änderung der Standardabweichung zwischen den einzelnen Arbeitsspielen beobachtet. Bei längeren Zündverzügen nehmen die zyklischen Schwankungen zu und damit steigt die Standardabweichung der Zündverzüge deutlich (Abb. 3-9 oben links).

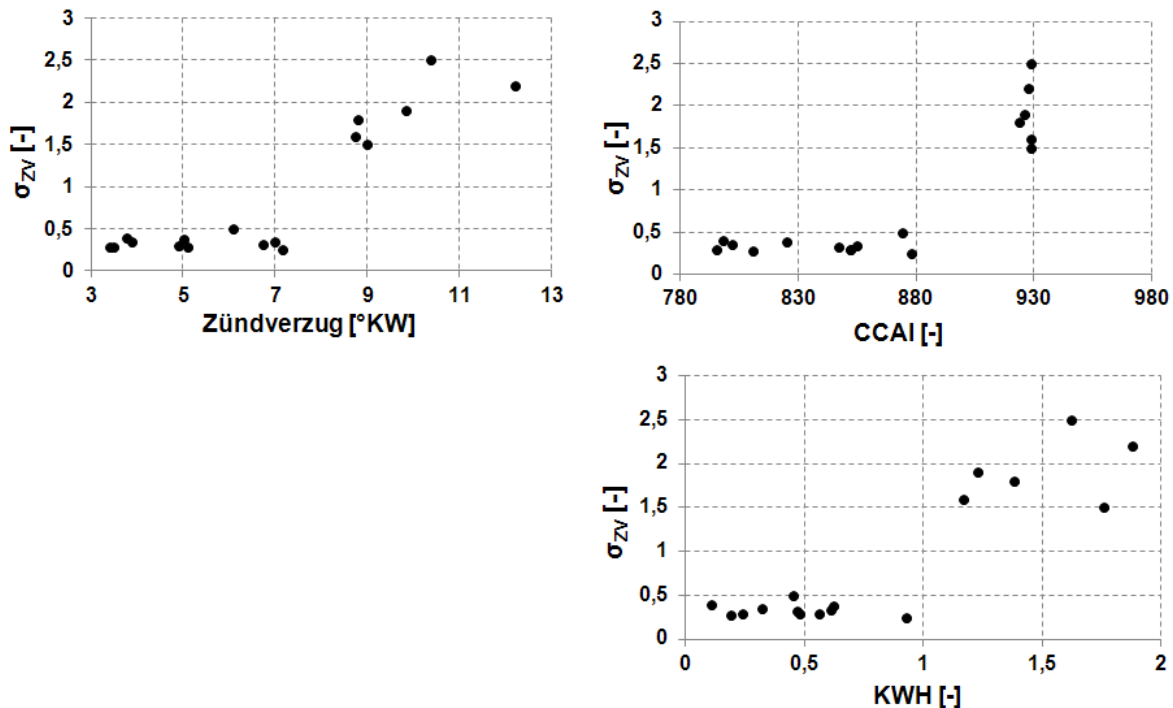


Abb. 3-9 Standardabweichung der Zündverzögerungen (σ_{ZV}) in Abhängigkeit von der Länge des Zündverzugs sowie von CCAI- und KWH-Wert (aus Messungen von [WIC96])

Die Darstellung von σ_{ZV} in Abhängigkeit von CCAI- und KWH-Wert verdeutlicht, dass mit schlechteren Zündeigenschaften auch die Streubreite der Zündverzugszeiten zunimmt (Abb. 3-9 rechts). Dieses Verhalten ist jedoch nicht linear. Bei KWH-Werten <1 ist der Anstieg der Standardabweichung σ_{ZV} gering, während σ_{ZV} bei KWH-Werten >1 sprunghaft steigt. Die Ausprägung der Zündverzugschwankungen steht mit den (zyklischen) Schwankungen der anderen verbrennungsspezifischen Parameter (z.B. maximaler Druckanstieg) in einer engen, im Wesentlichen linearen Beziehung.

3.1.6. Fazit zu Besonderheiten bei der Verbrennung von Rückstandsölen

Durch den Einsatz von Rückstandsölen werden wesentliche Verbrennungsparameter und damit auch die Schadstoffemissionen beeinflusst. Darüber hinaus werden die Abweichungen dieser Parameter von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel größer, was sich auf die Stabilität von Zündzeitpunkt und Verbrennung auswirkt. Aus den vorliegenden Untersuchungen wird ersichtlich, dass der Einfluss des Kraftstoffes auf den Ablauf der Verbrennung differenziert betrachtet werden sollte. Demnach erscheint die Einteilung der Kraftstoffeigenschaften in:

1. Parameter, die sich über die chemische Zusammensetzung und Struktur des Kraftstoffes auf Vorgänge der Zündung und des Durchbrandes auswirken, und
2. Parameter, die über die physikalischen Eigenschaften des Kraftstoffes die Vorgänge der Einspritzung, des Strahlaufbruchs sowie des Lufteintrittes und damit das Kraftstoff-Arbeitsgas-Gemisch beeinflussen,

sinnvoll. Erstere können z.B. durch das C/H-Verhältnis oder den KWH-Wert ausgedrückt werden, letztere durch Kennwerte, die z.B. aus Kraftstoffdichte und Viskosität bestimmt werden. Mit Blick



auf die Zielstellung der vorliegenden Arbeit sollen nur die Parameter, die die physikalischen Eigenschaften beeinflussen, untersucht werden. Dazu ist es notwendig, Kraftstoffdichte und Kraftstoffviskosität auf die Einspritztemperatur bezogen zu betrachten. Die Einspritzviskosität wirkt über den Zündverzug hinaus direkt auf das Kraftstoff-Arbeitsgas-Gemisch im Brennraum und damit auf den gesamten Verbrennungsablauf. Eine gegenüber Destillatkraftstoffen höhere Einspritzviskosität beim Einsatz von Rückstandsölen kann dazu führen, dass der Strahlkonuswinkel verringert wird, was geringere Strahlvolumina und eine schlechtere Kraftstoff-Arbeitsgas-Durchmischung nach sich zieht. Da die Vorgänge von Einspritzung und Gemischbildung durch eine Steuerung der Einspritzparameter beeinflusst werden können, liegt hier ein Potenzial zur Anpassung der Verbrennung an verschiedene Kraftstoffe. Neben der Konditionierung der Ladeluft (LL) ist die Adaption der Einspritzparameter die effektivste Anpassung der Verbrennung an verschiedene Kraftstoffe.

Zusammenfassend sollen folgende Ziele abgeleitet werden, die die negativen Auswirkungen des Einsatzes von Rückstandsölen in mittelschnelllaufenden Großdieselmotoren verringern sollen und über die Beeinflussung der Kraftstoffeinspritzung realisierbar erscheinen:

- Stabilisierung des Zündzeitpunktes,
- Verkürzung des Zündverzugs,
- Reduzierung der maximalen Energieumsatzrate in der Premixverbrennung bei gleichzeitiger Intensivierung von Diffusions- und Nachverbrennung,
- Verringerung der Unterschiede im Ablauf der Verbrennung zwischen den einzelnen Arbeitsspielen (zyklischen Schwankungen).

3.2. Beeinflussung der Verbrennung durch Steuerung der Einspritzung

Im Folgenden sollen die Möglichkeiten zur Reduzierung negativer Effekte bei Einsatz von Rückstandsölen mit Hilfe der Steuerung von Einspritzparametern diskutiert werden, die sich im Betrieb einer Großdieselmotorenanlage regeln lassen. Anpassungen von Komponenten des Einspritzsystems sind nicht Gegenstand der weiteren Betrachtungen. Stattdessen stehen die Möglichkeiten im Vordergrund, für die der Einsatz moderner Einspritzsysteme wie der CR-Technik Voraussetzung ist. Dabei wird vor allem auf Erfahrungen beim Einsatz von Rückstandsölen in Großdieselmotoren eingegangen.



3.2.1. Möglichkeiten durch Steuerung beeinflussbarer Einspritzparameter

Einspritzviskosität

Besonders beim Einsatz hochviskoser Rückstandsöle kommt es trotz geregelter Kraftstoff-Vorwärmung zu Einspritzviskositäten, die sich von der bei DK-Betrieb deutlich und auch untereinander unterscheiden. Bei unveränderter Einspritzdüsengeometrie und ohne Änderung der Einspritzparameter werden Einspritz- und Gemischbildungsverhalten nicht unwesentlich von der Viskosität des eingespritzten Kraftstoffs beeinflusst. So kann durch eine Erhöhung der Kraftstoffeinspritztemperatur und der damit einhergehenden Verringerung der Einspritzviskosität eine Verkürzung des Zündverzugs erreicht werden. Der Einfluss einer angepassten Einspritzviskosität auf die Dauer des Zündverzugs steigt mit schlechter werdenden Kraftstoffeigenschaften (steigendem KWH-Wert). Die Verringerung der Einspritzviskosität durch eine Erhöhung der Einspritztemperatur ist jedoch durch die maximal zulässige Kraftstofftemperatur begrenzt. Diese ist sowohl durch die maximale Betriebstemperatur der Einspritz- bzw. der Hochdruckpumpe als auch durch die Neigung des Kraftstoffes zum sogenannten „Cracken“ bei Temperaturen $>180^{\circ}\text{C}$ festgelegt. Die Mindestviskosität zur Selbstschmierung der Einspritzdüse, und bei konventionellen Einspritzsystemen des Einspritzpumpenstempels, wird lt. [WIC93] von den meisten Motorherstellern mit $4\text{ mm}^2/\text{s}$ angegeben.

Da in dieser Arbeit die Beeinflussung des Einspritz- und Gemischbildungsverhaltens durch Nutzung der CR-Einspritztechnik im Vordergrund stehen soll, sei an dieser Stelle auf weiterführende Literatur zu den Einflussmöglichkeiten über die Einspritzviskosität verwiesen ([REM11], [WIC93]).

Einspritzdruck

Mit elektronischen Einspritzsystemen ist (z.B. über den Raildruck) der Kraftstoffeinspritzdruck Motorbetriebspunkt- und -drehzahlunabhängig einstellbar. Über diesen, neben dem Einspritzzeitpunkt wichtigsten Einspritzparameter lassen sich die Eindringtiefe des Kraftstoffes in den Brennraum sowie dessen Zerstäubung beeinflussen. Ein höherer Einspritzdruck (ED) führt zu größeren Strahllängen, ohne dass dadurch die Strahlkegelwinkel wesentlich verkleinert werden. Das Strahlvolumen wächst, woraus eine bessere Vermischung von Kraftstoff und Luft resultiert. Die Höhe der maximal möglichen Einspritzdrücke ist aus technischer Sicht limitiert. So sind für das Erreichen möglichst hoher Einspritzdrücke neben den technischen Möglichkeiten der Hochdruckpumpe auch die Materialeigenschaften der Einspritzsystemkomponenten limitierend. Während im On-road-Bereich Effekte von Einspritzdrücken über 2000 bar untersucht werden, liegen die momentan an Großdieselmotoren realisierten Drücke bei ca. 1200 bis 1800 bar. Untersuchungen mit verringertem Ladeluftdruck an Großdieselmotoren zeigen, dass bei einer Steigerung des Einspritzdruckes über einen bestimmten Wert hinaus keine weitere Verringerung von Partikelemissionen und Abgasschwärzung zu erzielen ist [BUC08]. Bei einem zu hohen Einspritzdruck kann der flüssige Strahlkern auf die Brennraumwand treffen, was neben der Gefahr eines Schmierölfilmabrisses zu einem starken Anstieg der Emission unverbrannter Kohlenwasserstoffe (HC) und der Rußemission führt.

Einspritzbeginn

Der Einspritzbeginn (EB) beeinflusst den für die Qualität der motorischen Verbrennung entscheidenden Zündzeitpunkt und damit sowohl den Verbrennungsschwerpunkt (Q_{50}) als auch die Lage des Brennendes (BE). Die kürzesten Zündverzüge werden bei einem Einspritzbeginn im Bereich des oberen Totpunktes erreicht, da bei dieser Kolbenposition der hohe Zylinderinnendruck mit



einer hohen Gastemperatur einhergeht, die die Selbstzündung des Kraftstoffes begünstigt. Die Lage des Minimums des Zündverzugs ist dabei sowohl Kraftstoff- als auch lastabhängig. Vor allem bei zündträgen Kraftstoffen kann eine Verschiebung des Einspritzbeginns zur Verbesserung der Zündbedingungen eingesetzt werden. Wird der Einspritzbeginn so gewählt, dass für die Aufbereitung des Gemisches hohe Brennraumtemperaturen und eine, entsprechend der Motordrehzahl, ausreichende Zeit zur Verfügung steht, kann neben einer Verkürzung des Zündverzugs auch eine bessere Oxidation des während der ersten Brennphase gebildeten Rußes erreicht werden. Bei späten Einspritzbeginnen kann über die niedrigeren Prozesstemperaturen die Stickoxidbildung verringert werden. Dieses führt jedoch auch zu verstärkter Rußbildung und einem Anstieg des Kraftstoffverbrauchs. Die bei Spätverlagerung kontinuierlich abnehmenden maximalen Druckanstiege und geringeren maximalen Brennraumdrücke (Zünddruck) sind auf die Verschiebung der Verbrennung in die Expansionsphase zurückzuführen.

3.2.2. Einspritzstrategien mit modernen CR-Einspritzsystemen und Stand der Übertragung auf den Einsatz in schweröltauglichen Großdieselmotoren

Im Folgenden sollen Einspritzstrategien diskutiert werden, die für eine Verbesserung der Verbrennung von Rückstandsölen erfolgversprechend erscheinen. Dazu werden Veröffentlichungen herangezogen, in denen Möglichkeiten untersucht werden, wie die CR-Technik für eine Verbrennungsoptimierung von Rückstandsölen in Großdieselmotoren nutzbar gemacht werden kann. Außerdem sollen potenziell übertragbare Einspritzstrategien aus dem On-road-Sektor vorgestellt und vor dem Hintergrund des Einsatzes an schweröltauglichen Großdieselmotoren diskutiert werden. Als Ergebnis soll ein zielführender Ansatz für die experimentellen Arbeiten abgeleitet werden.

3.2.2.1. Mehrfacheinspritzungen

Aufgrund des permanent verfügbaren Druckes im Rail des CR-Systems ist es möglich, Mehrfacheinspritzungen nach einem weitgehend frei wählbaren Regime einzusetzen.

Voreinspritzung

Bei Voreinspritzungen (VE) wird ein Teil der Gesamteinspritzmenge frühzeitig in den Brennraum eingebracht. Im Bereich der PKW-Dieselmotoren werden Voreinspritzungen vor allem mit dem Ziel der Geräuschminimierung realisiert. Der Einfluss einer klassischen, kurz vor Haupteinspritzbeginn liegenden Voreinspritzung auf NO_x - und Rußemission wird differenziert, überwiegend jedoch negativ bewertet (z.B. [REI12]). Nach [WAG06] können durch kleine, der eigentlichen Haupteinspritzung (HE) vorgelagerte Voreinspritzmengen Vorteile bei den Geräusch- und Stickoxidemissionen im Vergleich zu einer Verbrennung ohne Voreinspritzung erzielt werden. Infolge der durch die Voreinspritzung, im Verhältnis zur Premixphase, längeren Phase der Diffusionsverbrennung kommt es jedoch zu einer erhöhten Rußbildung und gleichzeitig stärkerer Rußoxidation.

In [KLE92] werden zunächst Ergebnisse bereits vorliegender Untersuchungen zum Einsatz von Voreinspritzungen an Großdieselmotoren mit nichtzündfreudigen Rückstandsölen gegenübergestellt. Dabei zeigen sich unterschiedliche Resultate bei den Auswirkungen einer Voreinspritzung auf Zylinderspitzenruck, NO_x -Emission, Ruß-Emission und Kraftstoffverbrauch, wobei die ge-



neuen Abhängigkeiten von Voreinspritzmenge und -zeitpunkt aufgrund fehlender Angaben nicht verglichen werden können. Die Untersuchungen bestätigen jedoch übereinstimmend, dass durch eine Voreinspritzung bei mittelschnelllaufenden Dieselmotoren der Zylinderdruckgradient und die Brennrate gesenkt werden können. Bei den in [KLE92] beschriebenen eigenen Versuchen zum Einfluss einer Kraftstoffvoreinspritzung bei Verwendung (auch zündträger) Rückstandskraftstoffe an einem mittelschnelllaufenden 4-Takt-Großdieselmotor wurden geeignete Voreinspritzmengen und -zeitpunkte bestimmt sowie der Einfluss einer Voreinspritzung auf Verbrennungsablauf, Abgas-, Geräuschemission und Kraftstoffverbrauch untersucht. Da der technische Stand 1992 es nicht erlaubte aussichtsreiche Mehrfach-Einspritzkonzepte umzusetzen, wurden zwei Einspritzdüsen mit separaten Einspritzsystemen im Brennraum des Einzylinder-Versuchsmotors (1L24/30) eingesetzt. Aspekte minimaler Einspritzpausen, Kleinstmengen und die gegenseitige Beeinflussung der einzelnen Einspritzungen konnten daher in diesen Untersuchungen nicht betrachtet werden. Es wurden die Dauer der Voreinspritzung und der zeitliche Abstand von Vor- und Haupteinspritzung variiert. Die Untersuchungen erstreckten sich auf Destillate, Mitteldestillate und Rückstandsöle. Die für die vorliegende Arbeit relevanten Ergebnisse der Untersuchungen werden sinngemäß folgendermaßen zusammengefasst:

- Durch eine Kraftstoffvoreinspritzung kann insbesondere die Verbrennungseinleitung erheblich verbessert werden. Der Verbrennungsbeginn wird vorverlegt und der Zündverzug der Haupteinspritzmenge maßgeblich verkürzt. Die maximalen Brennraten werden signifikant gesenkt. Der ohne Voreinspritzung deutlich erkennbare Drucksprung bei Brennbeginn (BB) kann durch eine geeignete Voreinspritzung auch im Motorbetrieb mit sehr zündträgen Schwerölen nahezu eliminiert werden.
- Erfolgt die Voreinspritzung bei unverändertem Haupteinspritzbeginn (ausgelegt für eine konventionelle Einspritzung), so resultiert daraus in den meisten Betriebspunkten ein etwas höherer Zylinderspitzenruck. Unter diesen Randbedingungen bewirkt die Voreinspritzung eine geringe Erhöhung der NO_x -Emission.
- Erfolgt die Voreinspritzung in Verbindung mit einer um etwa 2°KW späteren Haupteinspritzung, so lassen sich im Betrieb mit Dieselmotorkraftstoff deutliche Reduzierungen von Zündverzug, Druckgradient und Verbrennungsgeräusch erzielen, ohne dass Kraftstoffverbrauch und NO_x -Emission ansteigen. Ähnliche Verbesserungen werden im höheren Lastbereich auch bei der Verbrennung von zündträgem Schweröl erreicht, wobei hier die absoluten Reduzierungen von Zündverzug und Druckgradient noch deutlich höher ausfallen.
- Weitreichende Verbesserungen lassen sich durch eine Voreinspritzung insbesondere im Schwerölbetrieb bei niedriger Motorlast erzielen. Neben erheblichen Reduzierungen von Zündverzug, Brennrate und Druckgradient werden zusätzlich Absenkungen des Verbrennungsgeräusches, geringe NO_x -Minderungen und marginal geringere Kraftstoffverbräuche erzielt. Darüber hinaus wird auch die Rauchgastrübung vermindert. Die Ursache dieser Verbesserungen liegt in der durch die Voreinspritzung veränderten Gemischaufbereitung der Haupteinspritzmenge.
- Sinnvolle Abstände zwischen Vor- und Haupteinspritzbeginn liegen bei 8 bis 16°KW . Optimale Voreinspritzmengen betragen in allen Lastpunkten etwa 2 bis 3% des Vollastkraftstoffbedarfs. Diese Voreinspritzmengen bewirken keine Verschlechterung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs.

Bei Untersuchungen in [SKE02] zu Voreinspritzungen im Teillastgebiet an einem MaK-Aggregat vom Typ 6 M 20 LEE wurden für den unteren Teillastbetrieb erhebliche NO_x -Minderungen er-



reicht, die jedoch durch einen Mehrverbrauch und erhebliche Rußemission erkauft wurden. Im höheren Teillastgebiet (75%) konnte durch die Absetzung einer Voreinspritzung der Ausstoß an Stickoxiden minimiert werden. Der Einfluss auf den Verbrauch und die Rußbildung war dabei marginal. Mit einer Voreinspritzmenge von etwa 2% der Gesamteinspritzmenge konnten die besten Ergebnisse erzielt werden. Da die Abstände der Voreinspritzungen zu den Haupteinspritzungen allerdings nur in sehr großen Schritten variiert wurden (10°KW, 25°KW und 45°KW), können hier über eine optimale Lage keine hinreichenden Aussagen getroffen werden.

In [PIT97] vorgestellte Resultate zu Versuchen mit Voreinspritzungen am WTZ Roßlau basieren auf einer Voreinspritzmenge von 10% der Gesamteinspritzmenge. Kleinere Mengen zeigten in den durchgeführten Untersuchungen keine Effekte, und größere führten zu einem Anstieg der Abgasschwärzung (FSN – Filter Smoke Number) und des Kraftstoffverbrauches. Bei Einsatz einer Piloteinspritzung kurz vor der Haupteinspritzung (Einspritzpause ca. 20°KW) konnte der Beginn einer Vorverbrennung ca. 10°KW vor der Haupteinspritzung festgestellt werden. Die Verbrennung der Voreinspritzmenge ging direkt in die Hauptverbrennung über. Da in diesem Fall die Haupteinspritzung in eine bereits stattfindende Verbrennung erfolgt, oxidiert der entstandene Ruß aufgrund des lokalen Luftmangels langsamer. Auch anhand optisch bzw. laseroptisch bestimmter Flammentemperatur und Rußkonzentration wurde festgestellt, dass der Einsatz dieser VE-Strategie mit einer starken Rußbildung verbunden war.

Nacheinspritzung

Nacheinspritzungen (NE) werden entsprechend ihrer Lage zum Ende der Haupteinspritzung in abgesetzte und angelagerte Nacheinspritzungen unterteilt.

Abgesetzte Nacheinspritzungen sollen die Verdampfung der Kohlenwasserstoffe im Brennraum begünstigen, um so ausreichend hohe Temperaturen für Komponenten der Abgasnachbehandlungseinrichtungen (wie z.B. DPF oder SCR) zur Verfügung zu stellen. Ein innermotorischer Effekt auf Schadstoffemissionen ist nicht Ziel dieser Nacheinspritz-Strategie, sie ist daher nur im Zusammenhang mit Abgasnachbehandlungs-Methoden sinnvoll.

Ziel der angelagerten Nacheinspritzung ist in der Regel eine innermotorische Rußminderung. Die in der Nacheinspritzung abgesetzte Kraftstoffmenge wird in die noch laufende Verbrennung eingespritzt. Dadurch können während der Brennphase entstandene Ruß-Partikel nachträglich oxidiert werden. Bei Nacheinspritzungen unmittelbar nach der Haupteinspritzung (und somit noch während der Hauptverbrennung) kann die Erhöhung der Flammentemperatur zu erhöhten NO_x-Emissionen führen. Eine Herausforderung stellt die Gewährleistung eines geeigneten Einspritzdrucks für die Nacheinspritzung dar, da infolge der Haupteinspritzung Druck-Fluktuationen im Einspritzsystem auftreten (vgl. 3.1.2.). Aufgrund der Druckwellen erfolgt die Nacheinspritzung abhängig vom relativen Timing mit höheren oder geringeren Drücken als die Haupteinspritzung, was auch die Rußemission beeinflusst.

In [BUC07-2] werden angelagerte Nacheinspritzungen unter den Bedingungen mittelschnelllaufender 4-Takt-Großdieselmotoren untersucht. Um getrennte Einspritzeffekte zu erreichen, wird hier eine minimale Bestromungspause von ca. 4°KW angegeben. Die stärkste Rußminderung wurde bei einer Nacheinspritzmenge von 8% der Gesamteinspritzmenge erreicht. Die Flammensignale zeigten die Verbrennung des Kraftstoffes der Nacheinspritzung im Bereich von etwa 20°KW n. OT. Die Nachverbrennung bewirkt dabei eine Erhöhung der Flammentemperatur. Der Kraftstoff der Nacheinspritzung wird in die heiße Flamme eingespritzt, wo er zunächst eine stärkere Rußbildung bewirkt. Die zu diesem Zeitpunkt erhöhte Rußkonzentration im Brennraum lässt sich anhand optischer Untersuchungen belegen. Das höhere Temperaturniveau und die durch die Einspritzung verursachte verstärkte Turbulenz im Brennraum führen jedoch zu einer beschleunigten Rußoxidation während der Nachverbrennung. Die Rußkonzentration am Ende der



Verbrennung als Resultat von Rußbildung und Rußoxidation unterschied sich zwischen den Verbrennungen mit und ohne Nacheinspritzung aufgrund der sich überlagernden, gegenläufigen Effekte insgesamt nicht wesentlich. Die NO_x -Emissionen blieben gegenüber dem Motorbetrieb ohne Nacheinspritzung ebenfalls gleich.

Bei den Versuchen von [SKE02] an einem 6 M 20 LEE wurden Nacheinspritzungen in Teillastbereichen (10% und 75% der Nennleistung) untersucht. Für Nacheinspritzmengen zwischen 10% und 20% der Haupteinspritzmenge wurden die Spritzabstände variiert. Ein Abstand von 6°KW bis 8°KW zeigte dabei die besten Effekte, wobei eine Kraftstoffmenge von ca. 15% der Gesamteinspritzmenge bei einem Ansteuerabstand von 8°KW (entspricht $\approx 1,3$ ms) ein Minimum der Ruß- und NO_x -Emission sowie des Verbrauchs markierte. Auf diese Weise konnte einer durch späte Haupteinspritzungen oder AGR verursachte stärkere Rußemission bei nahezu verbrauchsneutralem Verhalten entgegengewirkt werden.

Versuche an einem mittelschnell-laufenden Großdieselmotor 6 M 20 der Universität Rostock haben zum Ziel, die infolge der AGR gestiegene Rußemission durch eine angelagerte Nacheinspritzung zu reduzieren. Mit der nach Ende des Verbrennungsprozesses zur Verfügung gestellten Energie soll eine Temperatur- und Turbulenzsteigerung erreicht werden, die zu einer Rußreduktion mittels innermotorischer Oxidation führt. Aktuelle Ergebnisse zeigen eine erhebliche Ruß-Minderung (Abb. 3-10) [PUE12].

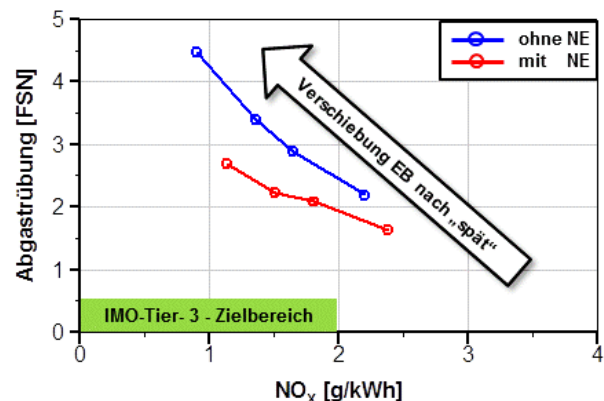


Abb. 3-10 Einfluss der Nacheinspritzung auf die Filterschwärzung bei Einsatz von AGR [PUE12]

3.2.2.2. Einspritzverlaufsformung

Common-Rail-Systeme bieten neben der Option von Mehrfacheinspritzungen auch die Möglichkeit, einzelne Einspritzvorgänge zu „formen“. Bei klassischen Einspritzvorgängen fällt der Raildruck im Verlauf der Einspritzung ab, was dazu führen kann, dass ein für die Verbrennung unzureichend zerstäubtes Gemisch zur Verfügung steht. Kann dieses durch Beeinflussung des Einspritzdruckverlaufes (EDV) umgangen werden, ist z.B. eine Reduzierung der Rußemission zu erwarten.

Durch die Beeinflussung der Einspritzverläufe können diese in Form einer Rechteckfunktion, einer Rampen-Funktion („Ramp“-Funktion) oder einer so genannten „Boot-Funktion“ abgebildet werden. Abb. 3-11 zeigt, dass für unterschiedliche Motorbetriebspunkte verschiedene Einspritzverlaufsformen vorteilhaft sein können [TAN05]. Eine variable Einspritzverlaufsformung auf einem hohen Druckniveau ist mit den derzeit verfügbaren CR-Einspritzsystemen nur bedingt zu realisieren. Für einen Verlauf, der den in der jeweiligen Brennphase benötigten Einspritzvorgang variiert, eignen sich vor allem Injektoren mit der Möglichkeit zu einem reproduzierbaren Teilhub der Düsennadel.

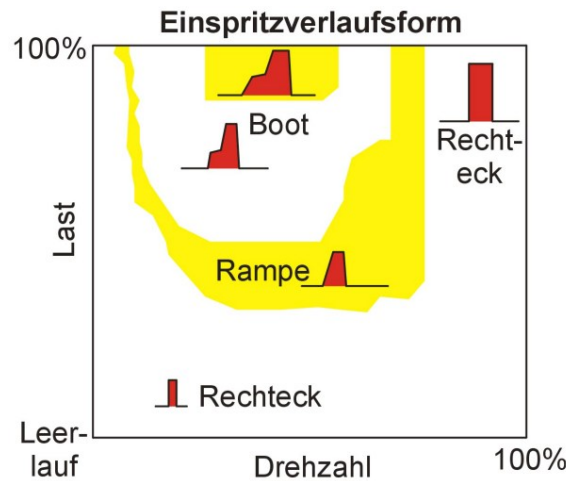


Abb. 3-11 geeignete Einspritzverlaufsformen in Abhängigkeit des Betriebspunktes [TAN05]

Ein anderer Ansatz besteht darin, die Druckwellen, die sich infolge eines Einspritzvorgangs in Rail und Einspritzleitung ausbilden, so zu beeinflussen, dass auch im späteren Bereich des Einspritzvorganges der Druck an der Einspritzdüse nicht abfällt, sondern durch eine auflaufende Druckwelle verstärkt wird. Versuche an der Universität Rostock zeigen die erwarteten positiven Effekte. Bei den bisher am Forschungsmotor 1VDS 18/15 durchgeführten Untersuchungen zeigte eine Kombination aus ramp- und boot-Verlauf für mittlere Lasten Vorteile bei der Stickoxid- und Rußemission (Abb. 3-12). Zu Beginn der Einspritzung wird nur ein geringer Volumenstrom in den Brennraum eingebracht. Hierdurch sinkt die Kraftstoffmenge, die während des Zündverzugs aufbereitet und bei den entsprechenden Zündbedingungen explosionsartig umgesetzt wird. Infolge der geringeren Intensität sinken Druck und Temperaturspitzen, wodurch die Bildung von thermischem NO_x reduziert wird. An diese geringe Einspritzrate mit vorgemischter Verbrennung schließt sich eine umso intensivere Diffusionsverbrennung an. Da diese relativ langsam ist, jedoch eine nahezu vollständige Oxidation aufweist, wurde neben einer Minderung der Stickoxide auch ein besserer Rußabbrand und somit eine Rußminderung erreicht.

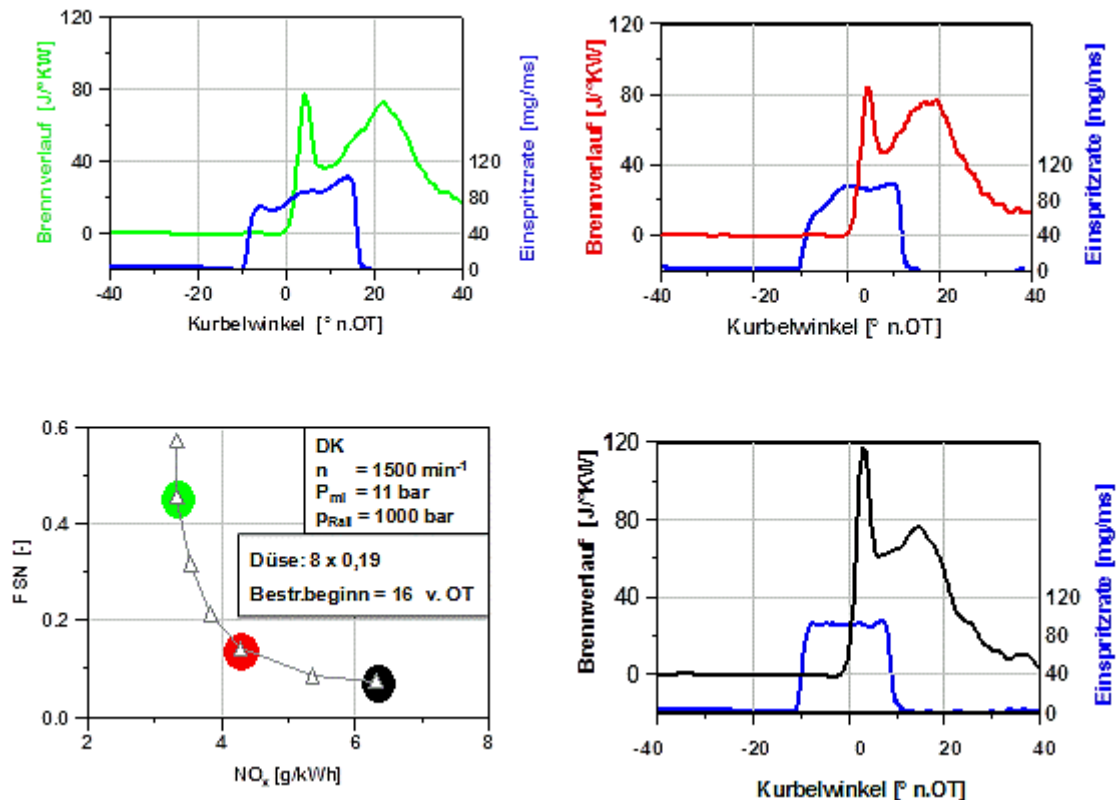


Abb. 3-12 Am Einzylinder-Forschungsmotor umgesetzte Einspritzverlaufsformen und deren Möglichkeiten zur Beeinflussung des Brennverlaufs [FIN12]

3.2.2.3. Einspritzstrategien mit dem Ziel einer möglichst homogenen Verteilung des Kraftstoff-Arbeitsgasgemisches

Ein Ansatz, die Bedingungen für eine möglichst vollständige Verbrennung zu verbessern, besteht in einer möglichst homogenen Verteilung des Kraftstoff-Arbeitsgasgemisches vor Beginn der Verbrennung. Dazu muss für diese Gemischbildung ausreichend Zeit zur Verfügung stehen, ohne dass eine Zündung stattfindet. Dieses kann durch Verlagerung der Einspritzung sowohl in weit vor dem oberen Totpunkt (OT) liegenden als auch in deutlich nach dem OT liegenden Zeitfenstern erfolgen. Dementsprechend werden die sogenannten HCCI-Brennverfahren (Homogeneous Charge Compression Ignition) in frühe und späte Einspritzstrategien eingeteilt. Außerdem werden Ansätze verfolgt, durch Mehrfacheinspritzung eine (Teil-)Homogenisierung zu realisieren, das heißt, einen Teil der eingespritzten Kraftstoffmenge homogen zu verbrennen. Die Literatur der letzten Jahre enthält eine große Zahl an Veröffentlichungen zum Einsatz der HCCI-Verfahren, besonders im Sektor der On-road-eingesetzten Motoren. Es wird von einer Minderung der NO_x - und Rußemissionen berichtet – gleichzeitig wird ein Anstieg von HC- und CO-Emissionen festgestellt. Ein besonders großes Potenzial der HCCI-Verfahren wird in Verbindung mit anderen inermotorischen Maßnahmen, wie der AGR, gesehen. Als größtes Problem gilt die Sicherstellung bzw. Steuerung ausreichend großer Zündverzüge und reproduzierbarer Zündzeitpunkte, da der Zeitpunkt der Selbstzündung des Gemisches von dessen jeweiliger Qualität bestimmt wird. Trotz der Schwierigkeiten bei der Realisierung wird für PKW-Motoren die homogene Diesel-Verbrennung im Teillastbereich mit einem $p_{\text{me}} < 6 \text{ bar}$ als eine Möglichkeit zur Emissionsminderung angesehen [ANI03], [BAR01].

Untersuchungen zur Gemisch-Homogenisierung durch späten Einspritzbeginn unter den Bedingungen von Großdieselmotoren

Auch bei Einsatz von Rückstandskraftstoffen ist der Zündverzug zur Realisierung eines homogenen Kraftstoff-Luft-Gemisches zu kurz. Voraussetzung für eine homogene Verbrennung ist jedoch eine möglichst vollständige Vermischung (Homogenisierung) des Kraftstoffdampfes mit dem Arbeitsgas. Untersuchungen des WTZ Roßlau verfolgten daher den Ansatz, durch einen sehr späten Einspritzzeitpunkt zumindest teilweise homogene Bedingungen darzustellen. Dazu wurde, beginnend mit einem Standard-Einspritzzeitpunkt von 12°KW v. OT der Einspritzbeginn so weit wie möglich in Richtung spät verschoben. Der späteste mögliche Einspritzbeginn lag bei den Untersuchungen bei 4°KW n. OT. Für diesen Einspritzzeitpunkt verdoppelte sich die Länge des Zündverzugs von 6° auf 12°KW .

Die thermodynamische Analyse der Verbrennungsprozesse bei Motorbetrieb mit sehr spätem Einspritzbeginn zeigte eine überproportionale Erhöhung des Zündverzugs mit der Folge einer intensiven Energieumsatzrate. Die Brenndauer wurde signifikant reduziert und die mittlere Gas-massentemperatur stieg an. Die Erklärung liegt darin, dass der verlängerte Zündverzug eine sehr gute Verteilung des Kraftstoffdampfes im Brennraum ermöglicht, was im Vergleich zu normalen Einspritzbeginnen zu einer abrupten und vorwiegend vorgemischten Verbrennung führt. Das hohe Temperaturniveau und der intensive Energieumsatz weisen auf ein Kraftstoff-Luft-Verhältnis nahe den stöchiometrischen Bedingungen in der gesamten Kraftstoff-Luft-Mischzone hin.

Die festgestellten Auswirkungen auf das Emissionsverhalten lassen sich durch die oben diskutierten Veränderungen im Verbrennungsprozess erklären. Bei einer Verschiebung des Einspritzbeginns in Richtung spät verringern sich die NO_x -Emissionen infolge des verringerten Temperaturniveaus im Brennraum. FSN und Partikel-Emissionen steigen an. Die Partikel-Zusammensetzung verändert sich infolge eines überproportionalen Anstiegs der nicht-flüchtigen Bestandteile. Bei sehr spätem Einspritzbeginn und damit einhergehenden langen Zündverzügen kommt es aufgrund der dann sehr spontanen Verbrennung zu hohen Temperaturen und damit zu höheren NO_x -Emissionen. Gleichzeitig wurde bei den sehr späten Einspritzbeginnen eine starke Minderung der FSN und der Partikel-Emissionen beobachtet, die unter den Emissionen im Referenzbetriebspunkt bei Standard-Einspritzbeginn lagen. Der Anteil nicht-flüchtiger Bestandteile der Partikelemission, zum Beispiel Ruß, verringerte sich dabei deutlich stärker als die Gesamt-Partikelemission. Diese Feststellung wurde durch die bei den Versuchen beobachteten Ruß-Konzentrationen innerhalb des Brennraumes bestätigt. Die bei späten Einspritzbeginnen vorliegenden Verbrennungsbedingungen führten erwartungsgemäß zu signifikanten Wirkungsgradverlusten.

Homogene Brennverfahren mit Mehrfacheinspritzung

Als eine die Mehrfacheinspritzung nutzende Variante der homogenen Brennverfahren soll im Folgenden das PCCI-Verfahren (Premixed Charge Compression Ignition) diskutiert werden, da ein ähnlicher Ansatz im Rahmen dieser Arbeit als Möglichkeit zur Verbrennungsoptimierung von Rückstandskraftstoffen in Großdieselmotoren untersucht wird.

Das PCCI-Verbrennungsverfahren wird durch die frühzeitige Einspritzung eines Teils des Kraftstoffs realisiert, so dass sich vor dem Absetzen der HE-Menge eine vorgemischte VE-Menge bilden kann. Dieses, auch als LTC (Low Temperature Combustion) bekannte, Verfahren soll zu einer Absenkung sowohl der NO_x - als auch der Partikelemissionen bereits während der Verbrennung führen.



Entsprechend [LAN10] geht es bei der in dieser Quelle beschriebenen vorhomogenisierten Verbrennung im Wesentlichen darum:

1. die Gemischaufbereitung vor Beginn der Verbrennung zu verbessern, um die Partikelbildung zu reduzieren und
2. die Verbrennungstemperatur abzusenken, um die Stickoxide zu reduzieren.

In der unteren Teillast wird eine verbesserte Gemischaufbereitung durch eine frühe Einspritzung realisiert. Der Zündverzug wird deutlich vergrößert, da die Zündbedingungen durch Kompressionsdruck und -temperatur bestimmt werden und weniger durch den Einspritzbeginn. Dadurch steht mehr Zeit für die Gemisch-Homogenisierung zur Verfügung. Zur Einstellung des genauen Zündzeitpunkts wird hier eine Steuerung der Gemisch-Temperatur über die Abgasrückführung verwendet. Die zur Realisierung von Punkt 2 notwendige Absenkung der lokalen Verbrennungstemperaturen kann lt. [LAN10] z.B. durch eine Steigerung der AGR-Rate bei gleichzeitiger Verbesserung der AGR-Kühlung erreicht werden. Anhand dieser Aussage wird deutlich, dass das vorgestellte PCCI-Verfahren und seine Effekte vor dem Hintergrund eines gleichzeitigen Einsatzes von AGR gesehen werden. Bei höheren Lasten ($p_{me} > 4$ bar) lässt sich bei dem in [LAN10] vorgestellten Verfahren nicht mehr genügend Abgasrückführrate einstellen, um die Verbrennungslage geeignet zu steuern. Daher muss in diesem Lastbereich auf eine späte Einspritzung zurückgegriffen werden. Hierdurch werden zwar die angestrebten Ziele hinsichtlich NO_x - und Partikelemissionen erreicht, die Stabilität der Verbrennung muss jedoch durch eine Verbrennungsregelung mit Brennraumdrucksensoren sichergestellt werden. Die erzielten Emissionsverbesserungen gehen zu Lasten des Kraftstoffverbrauchs und des Verbrennungsgeräusches. Dieser Zielkonflikt begrenzt die Anwendbarkeit der vorhomogenisierten Verbrennung mit später Einspritzung auf Teillast-Betriebspunkte des Motors und erfordert entsprechende Modus-Wechsel-Strategien für den Übergang zwischen vorhomogenisierter und konventioneller Verbrennung.

Versuche mit einer sehr frühen Voreinspritzung

In [BUC07] werden Versuche vorgestellt, in denen unter anderem das Potenzial einer sehr frühen Voreinspritzung untersucht werden sollte. Da auch diese Strategie eine (teilweise) Homogenisierung des Kraftstoff-Arbeitsgas-Gemisches zum Ziel hat, sollen die Ergebnisse im Folgenden zusammengefasst dargestellt werden.

Im Falle einer sehr frühen Voreinspritzung (10% der Gesamteinspritzmenge bei $EB_{VE} = 60^\circ \text{KW v. OT}$) war der Beginn der Flammenstrahlung identisch zu dem ohne Voreinspritzung. Eine Vorverbrennung konnte anhand der aufgenommenen Flammensignale (Strahlung 850nm Wellenlänge) nicht festgestellt werden. Lediglich im Brennverlauf wurde eine geringe Wärmeabgabe bei ca. 25°KW v. OT detektiert. Dies korreliert mit der beobachteten, langsam ansteigenden Rußkonzentration vor dem Einsetzen der Hauptverbrennung. Eine detailliertere spektroskopische Untersuchung ergab eine extrem geringe Molekular-Band-Strahlung im ultra-violetten Bereich (280-350 nm) bei einer frühen Voreinspritzung. Die Vorverbrennung ist eine Premix-Verbrennung ohne signifikante Rußemission. Die Flammentemperaturen bei einer sehr frühen Voreinspritzung sind nahezu identisch zu denen ohne Voreinspritzung. Nur bei $EB_{VE} \approx 20^\circ \text{KW n. OT}$ ist ein leichter Temperaturanstieg feststellbar, was mit der intensivierten Rußoxidation in dieser Phase korreliert. Emissionsmessungen führten zu der Schlussfolgerung, dass das Potenzial einer Voreinspritzung zur Reduzierung der Rußemission ungeachtet der festgestellten Veränderungen im Verbrennungsprozess gering ist. Die Rußemission am Ende der Verbrennung mit und ohne Voreinspritzung lag bei den Versuchen in vergleichbarer Größenordnung. Lediglich im Fall eines VE-



Bestromungsbeginnes (BsB) bei 40°KW v. OT wurde eine marginale Reduzierung der FSN gegenüber der Verbrennung ohne Voreinspritzung beobachtet. Genaue Partikelmessungen wurden daher im weiteren Verlauf der Versuche nicht vorgenommen. Die NO_x-Emissionen stiegen mit einer Verkürzung der Einspritzpause. Begründet wird dies durch den früheren Brennbeginn in Kombination mit einer längeren Hochtemperatur-Phase, die auch anhand der beobachteten Flammentemperaturen gezeigt werden konnte [BUC08].

Versuche zu HCCI- bzw. partiellen HCCI-Brennverfahren (PCCI)

Am Laboratory of Engines & Combustion (ECO) der Kyushu University wurden Versuche zu teil-homogenen Brennverfahren (HCCI-Verfahren) an einem 2-Takt-Schiffsdieselmotor (1-Zylinder mit 50 kW Leistung) unter Einsatz eines LCO (light cycle oil) durchgeführt [STR08]. Beim partiellen HCCI-Brennverfahren wird die Kraftstoffeinbringung in eine nahezu größengleiche Vor- und Haupteinspritzung aufgeteilt. Dabei verbrennt die Voreinspritzmenge nach dem HCCI-Prinzip, während die Haupteinspritzung zu einer Diffusionsverbrennung führt, welche die Verbrennung des gesamten Kraftstoffs im Brennraum gewährleisten soll. Im Ergebnis der Untersuchungen konnte festgestellt werden, dass das partielle HCCI-Brennverfahren für LCO aufgrund seiner guten Verdampfungseigenschaften (geringe Viskosität) verbunden mit seinen schlechten Zünd-eigenschaften (hoher Aromaten-Anteil) ein großes Potenzial zur NO_x-Reduzierung aufweist. Im Fall des Einsatzes eines Mitteldestillats (MDO - Marine-Diesel-Oil) hingegen ergeben sich geringere thermische Wirkungsgrade. Ursache sind die großen, deutlich vor OT eingebrachten VE-Mengen. Deren Energieumsatz führt zu entsprechend hohen, der Kolbenaufwärtsbewegung entgegenwirkenden Kräften.

3.2.3. Fazit zur Beeinflussung der Einspritzparameter und aussichtsreiche Einspritzstrategien

Die Bewertung der vorgestellten Einspritzparameter und -strategien erfolgt vor dem Hintergrund der unter 3.1.6 gestellten Ziele zur Reduzierung negativer Einflüsse der spezifischen Eigenschaften von Rückstandsölen auf den Verlauf der Verbrennung in mittelschnelllaufenden 4-Takt-Großdieselmotoren:

- Stabilisierung des Zündzeitpunktes,
- Verkürzung des Zündverzugs,
- Reduzierung der maximalen Energieumsatzrate in der Premixverbrennung bei gleichzeitiger Intensivierung von Diffusions- und Nachverbrennung und
- Verringerung der Abweichungen zwischen den Brennverläufen einzelner Arbeitsspiele.

Neben den bekannten Steuerungsgrößen, wie der Beeinflussung von Raildruck und Einspritzbeginn, stellen die Strategien mit Voreinspritzung einen aussichtsreichen Untersuchungsgegenstand dar. Werden Rückstandsöle eingesetzt, versprechen sie eine bessere Brenneinleitung mit kürzerem Zündverzug bei gleichzeitig geringerem Drucksprung zu Brennbeginn und eine Absenkung der maximalen Brennraten. Vorteile im Ruß-NO_x-trade-off ohne Verschlechterung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs wären die Folge. Durch die Voreinspritzung ist eine Stabilisierung des Zündzeitpunktes zu erwarten. Des Weiteren könnte bei verbesserter Gemischaufbereitung



der Haupteinspritzmenge auch der weitere Ablauf der Verbrennung intensiver und gleichmäßiger erfolgen.

Eine mittels Voreinspritzung mögliche (Teil-)Homogenisierung ist für Rückstandsöle nicht flächendeckend untersucht – bei Optimierung der Einspritzparameter ist hier jedoch ein hohes Potenzial bezüglich des Ruß-NO_x-trade-off zu erwarten.



4. Ableitung eines Lösungsansatzes

Der Betrieb von Großdieselmotoren mit Rückstandsölen führt zu Brennverläufen, die sich von denen mit Destillatkraftstoff unterscheiden und zu ungünstigen Schadstoffemissionen und stärkeren zyklischen Schwankungen führen können. Der durch längere Zündverzüge verursachte höhere Energieumsatz während der Phase der vorgemischten Verbrennung geht mit höheren Druckanstiegsgradienten einher und führt über die damit verbundenen Anstiege der Brennraumtemperaturen zu höheren NO_x -Emissionen. Für die Optimierung der Brennverläufe beim Einsatz von Rückstandsölen ist der Anteil des Energieumsatzes in der Premixphase zu verringern und gleichzeitig die Diffusions- und Nachverbrennung zu intensivieren. Die zur Reduzierung der NO_x -Emission bevorzugten späten Haupteinspritz-Zeitpunkte gehen jedoch mit einer weniger intensiven Verbrennung und damit höheren Rußemissionen und Kraftstoffverbräuchen einher. Besonders beim Einsatz hochviskoser Rückstandsöle kommt bei einer Verlagerung des Zündzeitpunktes aus optimaler Lage in Richtung spät eine Verschlechterung des Zündverhaltens hinzu. Daher besteht vor allem in diesem Fall die Forderung nach einer schnelleren und gleichmäßigeren Zündung der Haupteinspritzmenge sowie einer Steigerung der Intensität der Hauptverbrennung.

Wie in Kap. 3 beschrieben, besteht ein Lösungsansatz darin, zur Verkürzung des Zündverzugs und gleichzeitiger Stabilisierung des Zündzeitpunktes eine Voreinspritzung zu nutzen.

Unter Berücksichtigung der Möglichkeiten verfügbarer CR-Einspritztechnik an Großdieselmotoren besteht ein Ziel der in dieser Arbeit beschriebenen Untersuchungen darin, das Potenzial von Mehrfacheinspritzungen auszuloten. Die Umsetzbarkeit erfolgversprechender VE-Strategien ist durch die Nutzung nur eines Injektors zur Realisierung von Teil- und Haupteinspritzmengen sowie dessen Dynamik jedoch begrenzt. Vor diesem Hintergrund sind folgende Fragen zu klären:

- Welche VE-Strategien sind mit den gegenwärtigen CR-Einspritzsystemen für 4-Takt-Großdieselmotoren realisierbar, bzw. welche Anpassungsmaßnahmen sind notwendig?
- Sind diese VE-Strategien auf den Betrieb mit Rückstandsölen übertragbar und werden die angestrebten Einflüsse auf den Brennverlauf und die Verbrennungsstabilisierung erzielt?
- Für welche Betriebsbedingungen und Haupteinspritz-Zeitpunkte besteht durch welche VE-Strategie ein Potenzial für Verbesserungen im Ruß- NO_x -trade-off?

Es ist zu erwarten, dass Einspritzpausen und VE-Mengen, die denen an Personenkraftwagen (PKW)- und Nutzfahrzeug (NFZ)- Dieselmotoren relativ betrachtet vergleichbar sind, aufgrund der Injektordynamik nicht umgesetzt werden können. Daher sollen auch sehr frühe VE-Lagen untersucht werden, um möglichst lange Gemisch-Homogenisierungszeiten für die VE-Menge zu erreichen. Das Ziel dieses Ansatzes besteht darin, die Brennraumbedingungen für Verdampfung, Zündung und Verbrennung der Haupteinspritzmenge positiv zu beeinflussen.

Den Versuchen am Einzylinder-Forschungsmotor gehen Untersuchungen des Einspritzverhaltens am Einspritzverlaufsindikator, in der Hochdruck- Hochtemperatureinspritzkammer und am optisch zugänglichen Brennraum voraus. Die Ergebnisse der motorischen Versuche am Einzylinder-Motor werden anhand der Brennverlaufsanalyse diskutiert und anschließend exemplarisch am Vollmotor verifiziert.



5. Voraussetzungen und Randbedingungen der theoretischen und experimentellen Arbeit

5.1. Versuchsaufbau

5.1.1. Versuchsträger und Prüfstand

Der Einzylinder-Forschungsmotor 1VDS 18/15 des Lehrstuhls für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren (LKV) der Universität Rostock hat eine Nennleistung von 80 kW bei 1500 min^{-1} und kann durch Einsatz verschiedener Kolbenoberteile mit unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen im Bereich von $\epsilon=13, 15$ bzw. 16 betrieben werden. Der Motor ist schweröltauglich und repräsentiert bezüglich seines Aufbaus einen typischen mittelschnelllaufenden Großdieselmotor. Die Fremdaufladung sowie eine elektrische Belastungseinheit, mit der auch der Schleppbetrieb bis zur Nenndrehzahl möglich ist, tragen bei den vorgesehenen Versuchen zu einer großen Flexibilität bei. Die wesentlichen Kenngrößen des Versuchsträgers sind in Tab. 5-1 zusammengefasst.

Tab. 5-1 Technische Daten des Forschungsmotors 1VDS 18/15 CR

Parameter	Wert
Motorbezeichnung	1 VDS 18/15
Gemischbildungsverfahren	direkte Einspritzung
Aufladeverfahren	fremdaufgeladen
Hub	180 mm
Bohrung	150 mm
Hubvolumen	3,18 dm ³
Pleullänge	332 mm
Verdichtungsverhältnis ϵ	13 (15, 16)
Nennleistung	80 kW
max. Druck	170 bar
effektiver Mitteldruck (p_{Nenn})	20 bar
Nenndrehzahl (n_{Nenn})	1500 min ⁻¹
Takt	4
Kühlung	wassergekühlt
Einspritzsystem	1-Kreis-CR, schweröltauglich
maximaler Einspritzdruck	1700 bar
Einspritzdüse	9 Loch; 0,26 mm Bohrung; 155° Strahlwinkel
maximale Abgastemperatur	550°C
Öffnungswinkel Auslassventil	143 ° KW n. ZOT
Öffnungswinkel Einlassventil	310 ° KW n. ZOT
Schließwinkel Auslassventil	405 ° KW n. ZOT
Schließwinkel Einlassventil	560 ° KW n. ZOT



Die Belastung des Motors erfolgt durch einen Gleichstrompendelgenerator. Wie der Motor 1 VDS 18/15 ist auch das Kraftstoffsystem für den Betrieb mit Rückstandsölen, d.h. für hochviskose, hochsiedende und schlecht zündende Kraftstoffe, ausgelegt.

5.1.2. Common-Rail-Einspritzsystem am Versuchsträger

Zur Untersuchung verschiedener Einspritzstrategien bei Einsatz maritimer Kraftstoffe wurde der Versuchsträger auf ein CR-Einspritzsystem umgerüstet.

Zur Realisierung der Einspritzdrücke kommt eine Kolbenpumpe zum Einsatz, die durch einen Elektromotor angetrieben wird. Dessen Drehzahl ist über einen Frequenzumrichter steuerbar. Die Regelung des Raildrucks erfolgt über eine elektronisch geregelte Saugdrossel. Zusätzlich ist die Möglichkeit der hochdruckseitigen Druckregelung über Ventile zum Absteuern der überschüssig geförderten Kraftstoffmasse gegeben. Als Rail fungiert ein Hochdruckspeicher mit einem Speichervolumen von 400 ml.

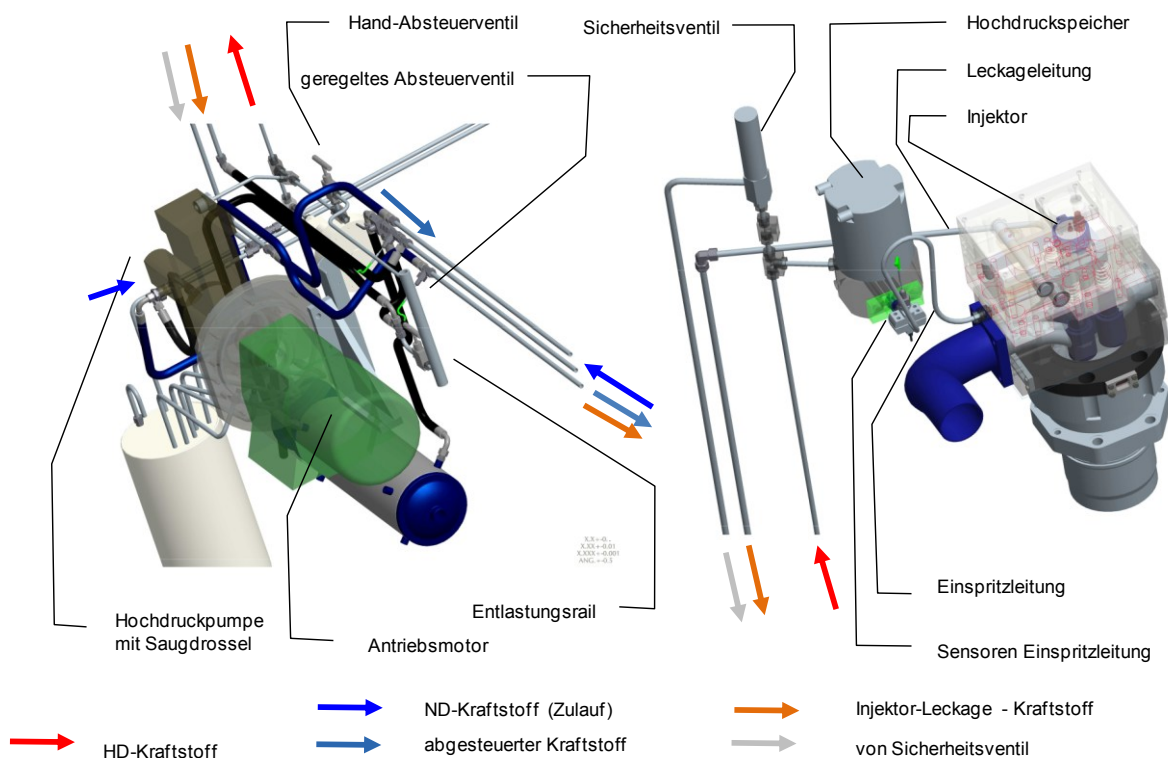


Abb. 5-1 Anordnung der Komponenten des CR-Einspritzsystems am 1VDS 18/15-Forschungsmotor

Die Einspritzsteuerung erfolgt durch Bestromung eines direkt am CR-Injektor befindlichen Elektromagneten (Ein-Kreis-zeit-hub-gesteuerter CR-Injektor). Die bei Einsatz von Rückstandsölen notwendigen, hohen Kraftstofftemperaturen erfordern eine Injektor-Kühlung, die über das Motorschmieröl erfolgt. Zur Integration des CR-Injektors in den bestehenden Zylinderkopf war dessen Modifikation und eine Neukonstruktion des Kipphebelkastens notwendig (Abb. 5-2).

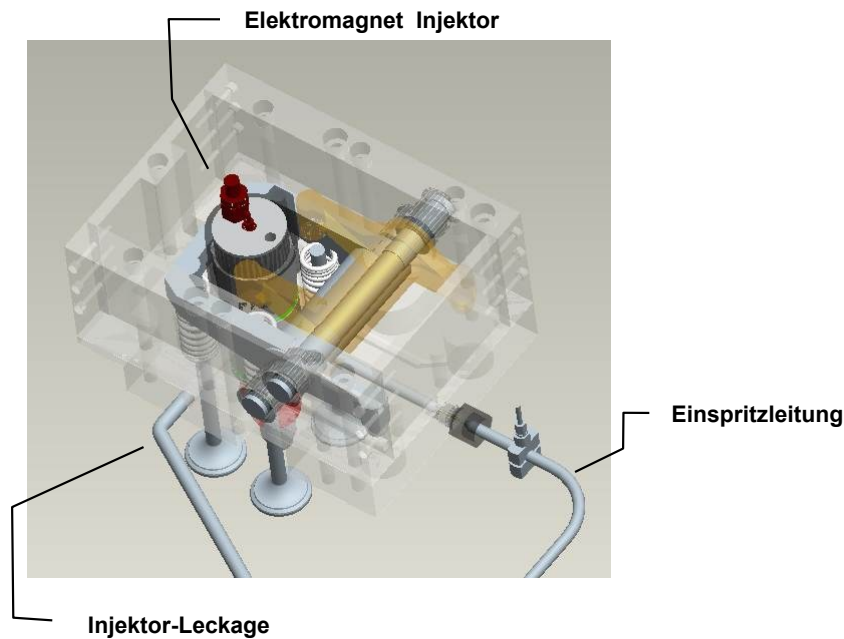


Abb. 5-2 Konstruktion des Kipphebelkastens nach Modifikation zur Aufnahme des CR-Injektors

5.1.3. Optischer Zugang

Um die Wirkkette Strahlzerfall, Verdampfung, Gemischbildung, Zündung, Verbrennung und Schadstoffbildung unter realen Motorbedingungen beobachten zu können, wurde der Forschungsmotor mit Zugängen für optische und laseroptische Analysen versehen. Aufgrund der gegebenen Bedingungen wurde ein seitlicher Zugang zum Brennraum realisiert. Die Zylinderlaufbuchse wurde verkürzt, nach unten versetzt und im Bereich um den oberen Totpunkt mit einem Ring mit vier, jeweils um 90° versetzten Quarzglasfenstern versehen. Die eingesetzten Quarzglasfenster sind auch an der Brennraumseite plan bearbeitet, was einen unverfälschten Strahlengang ermöglichen soll.

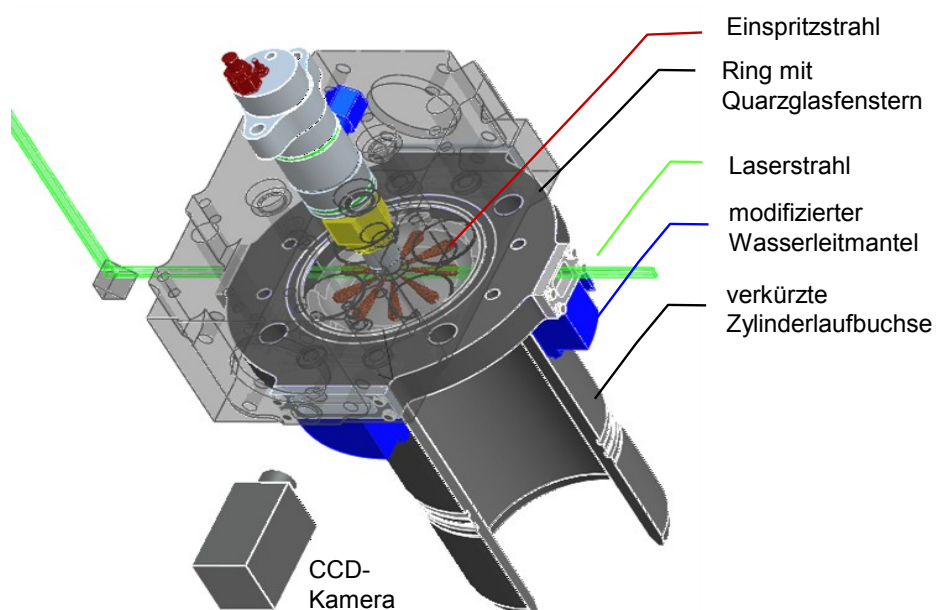


Abb. 5-3 Realisierung des optischen Zugangs am Ein-Zylinder-Forschungsmotor



Um die optische Zugänglichkeit zu den relevanten Brennraumregionen bei jeder Kolbenposition zu gewährleisten, war eine Modifikation der Kontur des Kolbenoberteils erforderlich. Dazu wurden die Stege zwischen den Ventiltaschen an den Stellen reduziert, an denen sie den Strahlengang in die Kolbenmulde behindern. Das dadurch und durch die geraden brennraumseitigen Flächen der Quarzglasfenster veränderte Verdichtungsverhältnis wird durch Einsatz eines Kolbenoberteils mit kleinerer Kolbenmulde kompensiert. Für die Analyse von innermotorischen Vorgängen anhand optischer Messverfahren ist es sinnvoll, Eindringverhalten, Strahlerfall und Gemischbildung eines einzelnen Kraftstoffstrahls zu erfassen. Zu diesem Zweck wurde durch Abblenden von zwei Einspritzbohrungen des Versuchsinjektors, bzw. durch Einsatz einer Düse mit sieben Bohrungen, ein kraftstofffreies Segment von 120° im Brennraum realisiert (Abb. A 1). Eine detailliertere Darstellung von Konzeptionierung und Einsatz der optischen und laseroptischen Messmethoden findet sich in [EPP13] und [REM11].

5.1.4. Einspritzsteuergerät

Zur Steuerung von Einspritzzeitpunkt, Raildruck und Einspritzdauer wurde ein frei programmierbares Steuergerät entwickelt. Die Injektorbestromung ermöglicht die Realisierung von bis zu fünf voneinander unabhängigen Einspritzvorgängen in der Hochdruckphase. Die Definition der Einspritzevents kann sowohl zeit- als auch kurbelwinkelbezogen erfolgen. Zu den Aufgaben des Einspritzsteuergerätes zählt auch die implementierte Regelung der Motordrehzahl. Abb. 5-4 stellt das Zusammenwirken der wesentlichen Komponenten der Einspritzsteuerung dar.

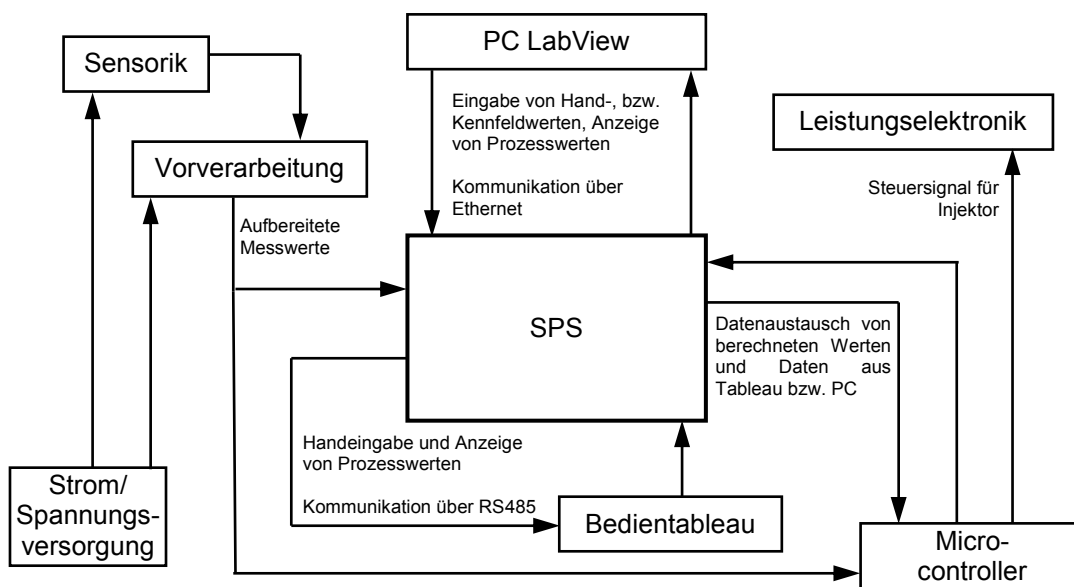


Abb. 5-4 Hauptfunktionsblöcke und -datenflüsse der Einspritzsteuerung

Die Kommunikation zwischen der speicherprogrammierbaren Steuerung und dem Microcontroller erfolgt über eine bidirektionale Verbindung, über die sowohl alle relevanten Daten an den Controller übertragen, als auch alle vom Controller berechneten Werte zurück an die SPS gesendet werden. Zu den Aufgaben des Microcontrollers zählt die Generierung von bis zu fünf Einspritzsignalen bei einer maximalen Einspritzsequenzlänge von 10 ms und einer Genauigkeit von $1\ \mu\text{s}$. Mit derselben Genauigkeit wird ein Triggersignal für die Kamera erzeugt. Der im Controller hinterlegte Programmcode beinhaltet neben der Ermittlung der entsprechenden Signale auch die Funk-

tion zur Motordrehzahlregelung. Diese wird über einen PI-Regler mittels Verstellung der Haupteinspritzmenge realisiert. Über das Einspritzsteuergerät erfolgt auch die saug- und druckseitige Einspritzdruckregelung. Zum Schutz des Motors wird gleichzeitig die maximale Füllmenge begrenzt. Die Leistungselektronik realisiert die Bestromung von Injektor- und Saugdrossel der Hochdruckeinspritzpumpe. Dauer und die Stärke für Injektor-, Anzugs- und Haltestrom werden auf Grundlage des vom Controller vorgegebenen Steuersignals generiert. Auf der Bedienoberfläche des Steuer-PCs werden die Einspritzparameter angezeigt, eingestellt und an die SPS übergeben. Gleichzeitig stellt der PC die Berechnung von Parametern aus hinterlegten Kennfeldern bzw. hinterlegten Funktionen bereit. Als Sicherheitsfunktionen sind die Limitierung der Einspritzmengen und „Begrenzer“ implementiert, die dem aktuellen Stand der elektronischen Drehzahlregler entsprechen (Überdrehzahlschutz, Startdrehzahl, ladeluftabhängige Füllungsbegrenzung, usw.). Bei Beginn der Einspritzung wird ein Integrator gestartet, der während der Einspritzung linear ansteigt und bei Bestromungsende auf einem konstanten Wert verbleibt. Bei Mehrfacheinspritzung ergibt sich ein entsprechend gestuftes Signal. Wird ein vorher festgelegter Schwellwert überschritten, so wird die Bestromung des Injektors beendet und damit die Einspritzung gestoppt. Das System ist offen für die Einbindung und Verarbeitung weiterer motorrelevanter Messwerte; auch das Hinzufügen weiterer zu steuernder Größen ist möglich. Schnittstellen zur Übertragung von Daten für eine Weiterverarbeitung (z.B. einem gesonderten Diagnosesystemrechner für alle Messwerte) sind vorhanden. Auf dem Steuerrechner wurde neben der Möglichkeit zur manuellen Einstellung der Einspritzparameter eine kennfeld- und eine funktionsbasierte Steuerung der Injektorbestromung anhand aufbereiteter Betriebswerte und externer Vorgaben, wie z.B. der Wahl der aktuellen Zielfunktionen, realisiert. Darüber hinaus wurde eine Möglichkeit zur Regelung der Einspritzparameter auf Grundlage einer permanenten Zylinderdruckindizierung umgesetzt. Die Auswahl von Einspritzdruck und -zeitpunkt erfolgt dabei anhand ermittelter Zusammenhänge zwischen Indizierdaten, gemessenen Schadstoffemissionen und einstellbaren Einspritzparametern.

5.1.5. Kennfeldbasierte, funktionsgesteuerte und geregelte Einspritzung

Kennfeldgesteuerte Einspritzung

Auf der Grundlage von Messreihen mit fünf verschiedenen Kraftstoffen wurden Kennfelder zur motorlast- und kraftstoffabhängigen Einstellung von Raildruck und Einspritzzeitpunkt erstellt. Anhand daraus ermittelter Zusammenhänge zwischen Einspritzparametern und NO_x - bzw. Rußemissionen wurden innerhalb festgelegter Grenzen für verschiedene Zielfunktionen unterschiedliche Einstellwerte hinterlegt. Im Ergebnis kann zwischen Kennfeldern mit dem Ziel „Sicherer Betrieb“, „ NO_x -optimierter Betrieb“, „Ruß-optimierter Betrieb“ und „trade-off-optimierter Betrieb“ jeweils für Dieselkraftstoff, Mitteldestillat und hochviskose Kraftstoffe gewählt werden.

Zur Wahl von Betriebspunkt- und Emissionsziel-angepassten Einspritzparametern ist deren Einfluss auf die Emissionsziele zu bewerten. Dazu bietet sich der Ruß- NO_x -trade-off an, bei dem als Optimierungsziel ein Zielfenster festgelegt wird. Dieses kann sich z.B. aus dem laut IMO Tier III für NO_x vorgeschriebenen Wert bei gleichzeitig nicht sichtbarer Abgastrübung ergeben⁵. Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine automatisierte Bewertung anhand des jeweiligen Abstandes umgesetzt, der zur Steuerung der Einspritzparameter verwendet wird. Dazu wird für jeden Mess-

⁵ Entsprechend der IMO-Gesetzgebung ist die NO_x -Rohemission auf die Motorleistung bezogen und wird in g/kWh angegeben. Die entsprechend IMO Tier II und III gültigen NO_x -Grenzwerte für Motoren mit 1500 min^{-1} betragen 8 g/kWh, für die ab 2016 gültige IMO Tier III gelten 2 g/kWh. Als anzustrebende, wenn auch global nicht festgeschriebene, Grenze für die Filter Smoke Number wurde ein Wert von 0,3 gewählt. Dieser, als „Sichtbarkeitsgrenze“ angesehene, Wert berücksichtigt die Tatsache, dass in einer zunehmenden Anzahl von Häfen und Sondergebieten die Ruß- bzw. Partikelemission auf der Grundlage des Abgasbildes bewertet wird.



punkt der Abstand zum Zielbereich bestimmt. Optional kann auch der anhand der Messungen einer Variation approximierte trade-off-Punkt mit dem kleinsten Abstand zum Zielbereich ermittelt werden. Für die rechentechnische Umsetzung wird jeweils der gewichtete euklidische Abstand vom Zielfenster bestimmt. Es können Linien gleichen Abstandes vom Zielbereich definiert werden, die ohne Wichtung einer der beiden Größen (NO_x bzw. FSN), Bereiche gleicher Wertigkeit in einem Ruß- NO_x -trade-off darstellen.

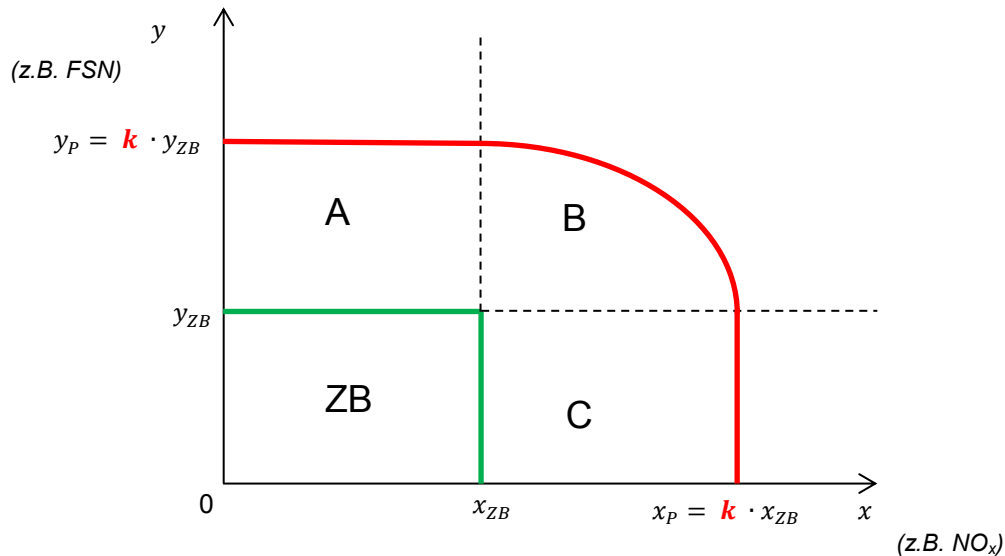


Abb. 5-5 Abstand zu einem Zielbereich (z.B. NO_x lt. IMO TIER III und $\text{FSN} < 0,3$) durch Einsatz des gewichteten euklidischen Abstandes

In Abb. 5-5 wird durch die rote Kurve verdeutlicht, welche Punkte aus den Bereichen A, B und C nach Definition einen gleichen gewichteten Abstand zum Zielbereich erhalten. In der Darstellung und den folgenden Formeln stellt die x-Komponente die NO_x -, und die y-Komponente den FSN-Wert einer Messung dar. Durch den Faktor k wird die Wirkung der Wichtung veranschaulicht.

Für einen Punkt $P = (x_P, y_P)$ im Bereich A gilt:

$$d_{ZB}(P) := \frac{y_P - y_{ZB}}{y_{ZB}} \quad (5.1)$$

Hierbei stellt $1/y_{ZB}$ das Gewicht dar.

Für einen Punkt $P = (x_P, y_P)$ im Bereich C gilt:

$$d_{ZB}(P) := \frac{x_P - x_{ZB}}{x_{ZB}} \quad (5.2)$$

Hier ist das Gewicht $1/x_{ZB}$. Durch diese Art der Gewichtung wird deutlich, dass ein Punkt im Bereich A, der um ein bestimmtes Vielfaches von y_{ZB} entfernt ist, denselben Abstand wie ein Punkt im Bereich C erhält, der um das gleiche Vielfache von x_{ZB} vom Zielbereich entfernt ist. Demnach sind nicht die absoluten Abstände allein entscheidend.

Im Bereich B wird für einen Punkt $P = (x_P, y_P)$ der gewichtete euklidische Abstand zur Definition verwendet:

$$d_{ZB}(P) := \sqrt{\left(\frac{x_P - x_{ZB}}{x_{ZB}}\right)^2 + \left(\frac{y_P - y_{ZB}}{y_{ZB}}\right)^2} \quad (5.3)$$

Die Gewichte $1/x_{ZB}$ und $1/y_{ZB}$ fließen beide anteilmäßig in die Berechnung ein.

Funktionsbasierte Einspritzsteuerung

Die im Rahmen der Versuche gefundenen Zusammenhänge können auch zu einer funktionsbasierten Steuerung verwendet werden. Da sich die zu erwartende Vielzahl unterschiedlicher Kraftstoffe und Betriebsregimes mit Kennfeldern nur sehr ungenau und mit hohem Aufwand abdecken lässt, stellt die Interpolation zwischen Funktionen bekannter Zusammenhänge mit Parametern, die aus der Zylinderdruckindizierung bestimmt werden können, eine Alternative dar [REM11]. Abb. 5-6 veranschaulicht das Prinzip der rechentechnischen Umsetzung.

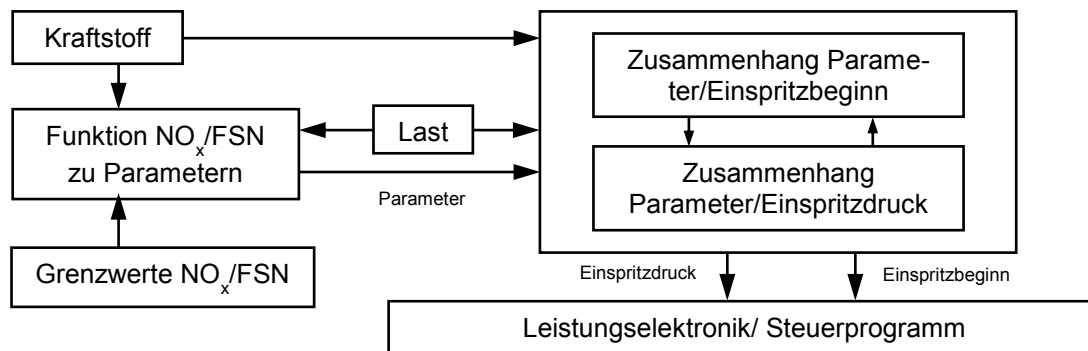


Abb. 5-6 Prinzip der rechentechnischen Umsetzung einer funktionsbasierten Einspritzsteuerung

Geeignete, aus der Zylinderdruckindizierung gewonnene Parameter stellen dabei das Bindeglied zwischen Zielfunktionen und Einspritzparametern dar. Dazu ist die Kenntnis der Zusammenhänge sowohl zwischen Parameter und Einspritzbeginn bzw. -druck als auch zwischen Parameter und Zielfunktion (NO_x , FSN und spezifischer Kraftstoffverbrauch b_e) erforderlich. Einen geeigneten Parameter kann z.B. der aus dem Brennverlauf ermittelte Schwerpunkt der Verbrennung (Q_{50}) darstellen (vgl. Kap. 6). Für die Auswahl optimal an die Zielfunktion angepasster Einspritzparameter sind darüber hinaus Informationen über die Art des Kraftstoffes, die aktuell anliegende Last sowie über die Obergrenze der Emissionen bezüglich NO_x und FSN erforderlich. Anhand dieser Daten wird mit Hilfe der bekannten Zusammenhänge der Wert des Parameters errechnet. Dieser wird an die Funktionen für Einspritzbeginn und -druck übergeben. Auch diese sind sowohl vom Motorbetriebspunkt als auch vom Kraftstoff abhängig. Bedingt durch die wechselseitige Beeinflussung von Einspritzbeginn und Einspritzdruck werden diese beiden Parameter über ein iteratives Verfahren ermittelt.

Online-Indizierung

Der nächste Schritt zu einer angepassten Regelung der Einspritzparameter besteht darin, die gefundenen funktionalen Zusammenhänge mit einer permanenten Erfassung der Parameter zu verbinden. Zu diesem Zweck wurde eine Möglichkeit geschaffen, die indizierten Zylinderdruckverläufe mittels einer schnellen Messwerterfassungskarte dem Steuerrechner zur Verfügung zu stel-



len, in dem eine thermodynamische Auswertung erfolgt. So ermöglicht zum Beispiel der aus dem Summenbrennverlauf bestimmte Schwerpunkt der Verbrennung (Q_{50}) unter Nutzung der hinterlegten Zusammenhänge eine Vorhersage der zu erwartenden Schadstoffemissionen. Gleichzeitig wird der Q_{50} -Wert als Regelgröße für die Auswahl von Einspritzzeitpunkt und Einspritzdruck verwendet. Unter Kenntnis der geforderten Emissionsgrenzwerte können auf diese Weise optimierte Einspritzparameter ermittelt und eingestellt werden.

5.2. Messtechnik

5.2.1. Motor- und Prüfstands-Messtechnik

Das messtechnische Konzept des Motorprüfstandes 1 VDS 18/15 ist in Abb. 5-7 schematisch dargestellt.

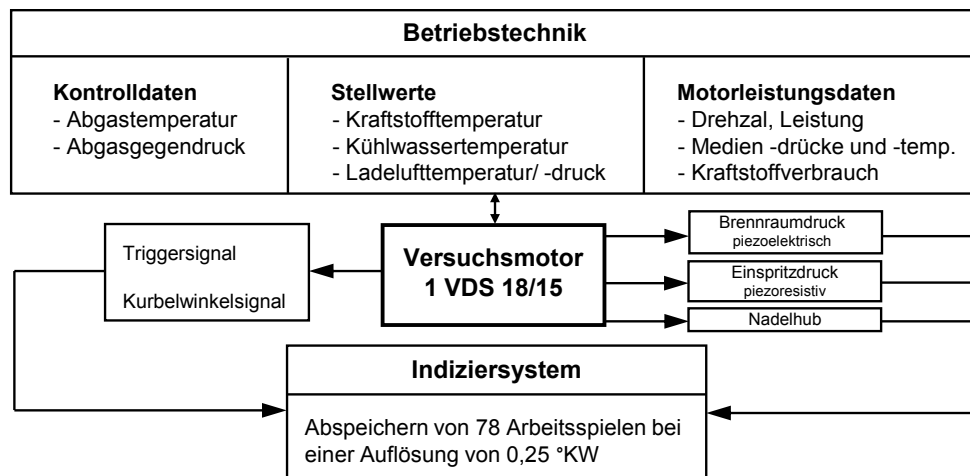


Abb. 5-7 Mess- und Regelungstechnik am Prüfstand des Einzylinder-Forschungsmotors

Die am Prüfstand umgesetzte Betriebsmesstechnik erfasst Größen, die für betriebstechnische Zwecke genutzt werden und zur Überwachung des Motorverhaltens mit unterschiedlichen Kraftstoffen dienen.

Die für die Bewertung der innermotorischen Verbrennung eingesetzte Messtechnik ermöglicht eine hochtransiente Erfassung schnellveränderlicher Messgrößen und deren Synchronisation über das Motor-Indiziersystem. Von diesem werden z.B. Zylinderdruckverlauf (ZDV), Druckverlauf vor Injektor (p_{ESL}) und, wenn am Injektor implementiert, der Nadelhub erfasst. Der Zylinderdruck wird mit einem brennraumbündigen, wassergekühlten Piezo-Quarzdruckgeber aufgenommen. Zur Synchronisation der Messwerte mit der Kolbenstellung werden Signale eines Kurbelwinkelgebers auf z.B. 0,25° KW (optional 0,1° bzw. 1° KW) aufgeteilt und pro Umdrehung ein Triggersignal verwendet. Der obere Totpunkt wird aus der Kompressionsdruckkurve unter Einbeziehung des thermodynamischen Verlustwinkels bestimmt.

5.2.2. Abgasmesstechnik

Gasförmige Abgaskomponenten

Die gasförmigen Emissionen werden unverdünnt vermessen. Als Messgerät wurde der Abgasanalysator AVL CEB II eingesetzt, der folgende Abgaskomponenten erfasst:

Tab. 5-2 Mit CEB II der AVL gemessene Abgaskomponenten

Abgaskomponente	Messverfahren
Kohlendioxid	nicht dispersive Infrarot-Absorption
Sauerstoff	Paramagnetismus
Kohlenmonoxid	nicht dispersive Infrarot-Absorption
Kohlenwasserstoffe	Flammenionisations-Detektor
Stickoxide	Chemilumineszens-Detektor
Schwefeldioxid	nicht dispersive Infrarot-Absorption

Feste Abgaskomponenten

Parallel zu den gasförmigen Emissionen kann die Abgastrübung (FSN) bei den festgelegten Laststufen mittels „Smoke Meter“ der Firma AVL gemessen werden. Die mit Hilfe des „Smoke Meter“ als Abgastrübung gemessene FSN gibt unmittelbar keinen direkten Aufschluss über die Partikelmasse (PM).

Entsprechend [MAR06] liegt jedoch eine direkte Korrelation vor, die mit folgender Beziehung angegeben wird:

$$PB \left[\frac{mg}{m^3} \right] = \frac{1}{0,405} \cdot 4,95 \cdot FSN \cdot \exp(0,38 \cdot FSN) \quad (5.4)$$

Zur Bewertung der gemessenen FSN-Werte wurde eine Vergleichsmessung mittels eines elektrischen Niederdruckimpaktors (ELPI) durchgeführt. Mit diesem kann die Partikelmasse in Abhängigkeit von der Partikelgröße in einem Bereich von ca. 30 nm bis 10 µm bestimmt werden [BIS03]. Ein direkter Vergleich der Messungen mit den mittels „Smoke Meter“ ermittelten FSN zeigt, dass im Fall von Destillatkraftstoff die Netto-Rußemission mit der ermittelten FSN gut wiedergegeben wird. Aufgrund der deutlich abweichenden Zusammensetzung des Motorabgases bei Verwendung von Rückstandsölen besteht in diesem Fall keine eindeutige Korrelation zwischen FSN und Partikelmasse. Ursache hierfür ist der hohe Anteil von Metalloxid-Aschen, die sich in der Partikelmasse widerspiegeln, jedoch nicht zu einer Schwärzung des Filters bei der Messung der FSN beitragen. Da in den Versuchen jedoch nur die Bildung und die Oxidation von Ruß untersucht werden, wird die Änderung der FSN in der vorliegenden Arbeit als Kriterium zur Bewertung der untersuchten Einspritzstrategien herangezogen.

Zur Erfassung der Partikelgrößenverteilung und der Konzentration in einem Bereich von 1 nm bis 1 µm wurde bei einzelnen Messungen ein Scanning Mobility Particle Sizer (SMPS) verwendet [BRU07].



5.3. Versuchskraftstoffe

Um die spezifischen Einflüsse verschiedener Marine-Destillatkraftstoffe und Rückstandsöle auf das Verbrennungs- und Emissionsverhalten zu untersuchen, wurden Testkraftstoffe gewählt, die repräsentativ für den Einsatz in und außerhalb von (S)ECAs sind.

Der mit Abstand am häufigsten eingesetzte Schifffahrtskraftstoff ist ein Rückstandsöl mit einer maximalen Viskosität $380 \text{ mm}^2/\text{s}$. Die für die Versuche am 1VDS 18/15 eingesetzten Kraftstoffe mit den Probennummern 6662 und 6394 entsprechen der Qualität RMK 380 bzw. RMG 380 gemäß DIN ISO 8217. Als drittes Rückstandsöl kam ein Kraftstoff der Qualität RMK 180 zum Einsatz. Es muss allerdings festgestellt werden, dass der Kraftstoff den in dieser Norm vorgeschriebenen Grenzwert für die Dichte um 4 kg/m^3 übersteigt. Ungewöhnlich ist auch, dass der Kraftstoff RMK 180 einen geringeren Heizwert (H_i), eine höhere Dichte, einen höheren Schwefelgehalt sowie einen höheren KWH-Wert aufweist als die beiden anderen Rückstandsöle. Trotz seiner untypischen Eigenschaften wurde dieser Kraftstoff in die Versuche einbezogen, um die Einflüsse der unterschiedlichen Kraftstoffeigenschaften auf das Brennverhalten differenzierter betrachten zu können. Auch am Markt kommt es immer wieder zur Beobachtung solcher Qualitäten. Neben den Rückstandsölen wurde ein Mitteldestillat als DMA (Destillat Marine; Qualität: A) bezogen. Eine Analyse am lehrstuhleigenen Betriebsstofflabor ergab jedoch eine Viskosität bei 40°C , die mit $\nu_{40}=7,05 \text{ mm}^2/\text{s}$ oberhalb der Grenze liegt, bis zu der ein Kraftstoff noch als DM der Qualität A eingestuft werden darf, so dass entsprechend DIN ISO 8217 dieser Kraftstoff in der weiteren Arbeit mit der Bezeichnung DMB geführt wird. Mit einem Anteil von 1,4% Schwefel entspricht dieser Kraftstoff außerdem nicht der Qualität, die in den SECAs seit Mitte 2010 mit einem maximalen Schwefelanteil von 1% festgeschrieben ist. Eine weitere Besonderheit diesen, aus Rückstandsöl mit Anteilen von Destillatkraftstoff bestehenden, Kraftstoffes ist der sehr hohe Anteil an Aromaten (ca. 35%), wobei besonders der Anteil an 2- und 3-Kern-Aromaten mit 14% bzw. 6,5% als ungewöhnlich hoch einzuschätzen ist. Zum Vergleich wird ein Dieselmotorkraftstoff in Tankstellenqualität nach DIN EN 590 (im Folgenden DK) betrachtet, der mit einem Schwefelgehalt $<0,1\%$ auch künftig in SECAs eingesetzt werden kann.

Bei der Darstellung der Zylinderdruck- und Brennverläufe zeigen die als Testkraftstoffe eingesetzten Marine-Destillatkraftstoffe und Rückstandsöle die erwarteten spezifischen Charakteristika (Abb. 5-8).

Deutlich erkennbar sind die, im Vergleich zu den Destillatkraftstoffen, größeren Zylinderdruckgradienten, die höheren Maximaldrücke sowie die stärker ausgeprägten Premix-Peaks beim Einsatz von Rückstandsölen. Da in der vorliegenden Arbeit die Gemischbildung beeinflusst und der Erfolg dieser Maßnahme vor allem anhand der Rußemission diskutiert werden soll, lohnt ein Blick auf die unterschiedliche Zusammensetzung der als Partikel zusammengefassten Abgasbestandteile. Anhand des in Abb. 5-9 dargestellten Vergleiches der Partikelgrößenzusammensetzung im Abgas eines Rückstandsöles und eines Destillatkraftstoffes werden die charakteristischen Unterschiede deutlich, die sich sowohl aus der unterschiedlichen Zusammensetzung der Kraftstoffe an sich als auch durch ihr unterschiedliches Brennverhalten ergeben (siehe auch 3.1.4.4).

Da bei den durchgeführten Messungen für den Destillatkraftstoff keine Partikel $<15 \text{ nm}$ erfasst wurden, fehlt dieser Bereich, in dem eine Häufung der Partikelgrößenverteilung infolge Nukleations-Modus auftritt (Abb. 5-9). Trotzdem wird anhand der Verteilung der Gesamtkonzentration deutlich, dass der Anteil der kleineren Partikelgrößen (Metallaschen und Sulfate) aufgrund des höheren Metall- und Schwefelgehaltes in Rückstandsölen größer ist.

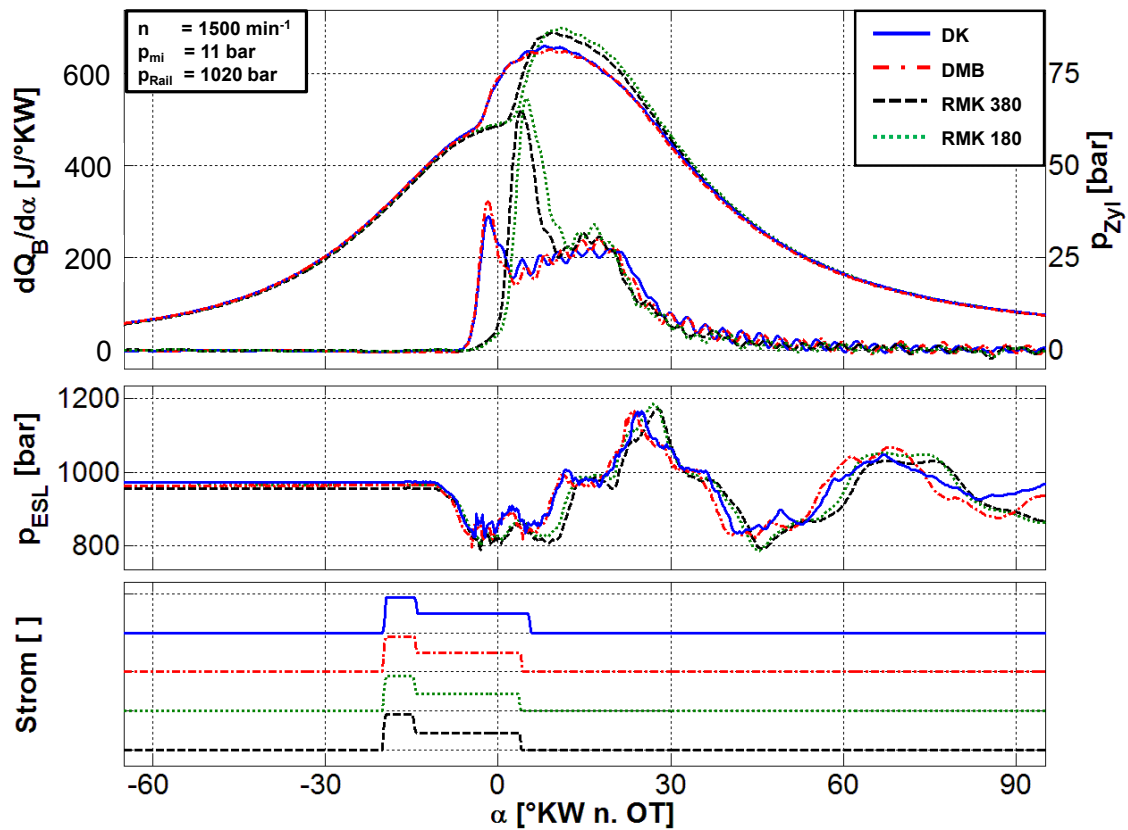


Abb. 5-8 Vergleich eingesetzter Versuchskraftstoffe in Bestromungssignal-, Zylinder-, Einspritzdruck- und Brennverlauf $Q_{50, DK} = 14,5^\circ \text{ KW n. OT}$; $Q_{50, DMB} = 14,25^\circ \text{ KW n. OT}$; $Q_{50, RMK380} = 11,75^\circ \text{ KW n. OT}$; $Q_{50, RMK180} = 11,5^\circ \text{ KW n. OT}$

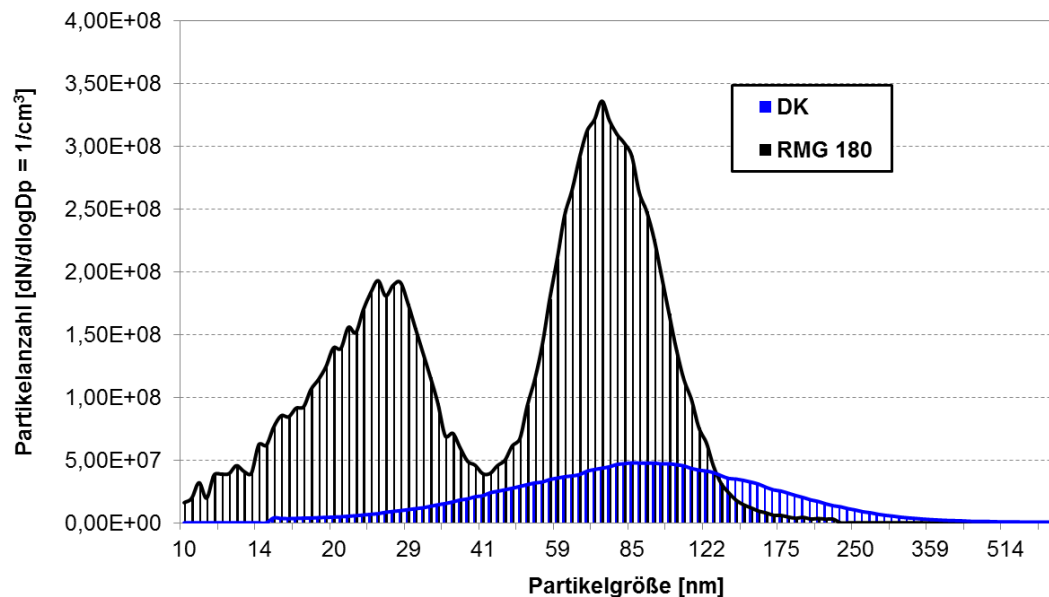


Abb. 5-9 Vergleich der Partikelgrößenverteilung im Abgas von Destillatkraftstoff und Rückstandsöl

5.4. Methoden der Versuchsauswertung

5.4.1. Thermodynamische Auswertung durch Zylinderdruckverlaufsanalyse

Zur Analyse des Verbrennungsprozesses und zur Untersuchung des Einflusses verschiedener Einspritzstrategien wurde eine auf Messdaten basierende thermodynamische Analysesoftware entwickelt. Das auf die thermodynamische Auswertung anhand der Zylinderdruckverläufe aufgebaute MATLAB-Programm berechnet zeitliche Verläufe (z.B. Brenn- und Temperaturverlauf) sowie Kenngrößen und Mittelwerte für die einzelnen Arbeitsspiele. Damit lassen sich umfangreiche Informationen (z.B. Zündzeitpunkt, Zündverzug, maximale Zylinderdrücke) direkt aus Zylinder- und Einspritzdruckverlauf gewinnen. Es kommt ein nulldimensionales Modell zum Einsatz (Abb. 5-10), wobei innerhalb der Systemgrenzen das Prozessmedium Gas als ideal homogenisiert betrachtet wird.

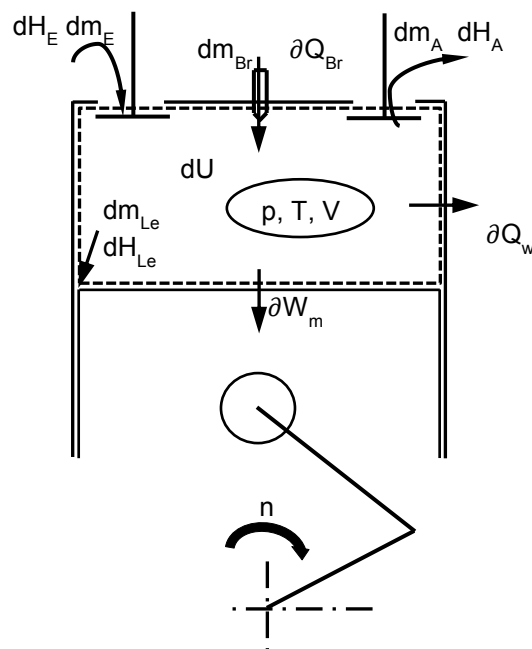


Abb. 5-10 Nulldimensionales Modell des Brennraums eines Verbrennungsmotors

Massen- und Energiebilanz werden mit folgenden Gleichungen bestimmt:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dm_E}{dt} - \frac{dm_A}{dt} + \frac{dm_{Br}}{dt} - \frac{dm_{Le}}{dt} \quad (5.5)$$

$$\frac{dU}{dt} = \frac{\partial Q_{Br}}{dt} - \frac{\partial Q_w}{dt} - p \frac{dV}{dt} - h_E \frac{dm_E}{dt} - h_A \frac{dm_A}{dt} + h_{Br} \frac{dm_{Br}}{dt} - h_{Le} \frac{dm_{Le}}{dt} \quad (5.6)$$

Die Berechnung der Hochdruckphase beginnt bei „Einlass schließt“ und endet bei „Auslass öffnet“. Für den geschlossenen Prozess werden die Enthalpieströme durch die Leckage- und Kraftstoffmasse vernachlässigt, sodass Massen- und Energiebilanz sich folgendermaßen ergeben:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dm_{Br}}{dt} \quad (5.7)$$



$$\frac{dU}{dt} = \frac{\partial Q_{Br}}{dt} - \frac{\partial Q_W}{dt} - p \frac{dV}{dt} \quad (5.8)$$

Die dem Prozess als Folge der Verbrennung zugeführte Energie wird dem Produkt aus umgesetzter Kraftstoffmasse und dem unteren Heizwert des Brennstoffes gleichgesetzt.

$$\frac{\partial Q_{Br}}{dt} = \dot{m}_{Br} \cdot H_U \quad (5.9)$$

Zur Bestimmung der inneren Energie und der Temperatur des Zylindergases wird ein empirischer Polynomansatz nach Zacharias verwendet. Nach diesem Ansatz ist die spezifische innere Energie bzw. die Temperatur des Verbrennungsgases als Funktion des Luftgehaltes R , des spezifischen Volumens v und des Zylinderdruckes p darstellbar.

$$u = R \cdot [1,0330121 \cdot 10^{-6} \cdot p^2 \cdot v^2 + 2,3048741 \cdot p \cdot v - 3017,1634 - 1,60734 \cdot 10^{-3} \cdot (p - p_0) - 5,541 \cdot 10^{-9} (p - p_0) \cdot p \cdot v] + (1 - R) \cdot [1,56073 \cdot 10^{-6} \cdot p^2 \cdot v^2 + 2,391371 \cdot p \cdot v - 2371,074 + 4,4 \cdot 10^{-5} \cdot (p - p_0) - 1,2404 \cdot 10^{-8} \cdot (p - p_0) \cdot p \cdot v] \quad (5.10)$$

$$\text{mit } p_0 = 5 \cdot 10^6 \frac{N}{m^2} \quad \text{und}$$

$$T_G = R \cdot [18,236 + 330,582 \cdot 10^{-5} \cdot p \cdot v + 1,78 \cdot 10^{-10} \cdot p^2 \cdot v^2 - 1,68 \cdot 10^{-6} \cdot (p - p_0) - 5,525 \cdot 10^{-12} (p - p_0) \cdot p \cdot v] + (1 - R) \cdot [38,912 + 320,188 \cdot 10^{-5} \cdot p \cdot v + 2,66 \cdot 10^{-10} \cdot p^2 \cdot v^2 - 9,435 \cdot 10^{-8} \cdot (p - p_0) - 1,2 \cdot 10^{-11} \cdot (p - p_0) \cdot p \cdot v] \quad (5.11)$$

Für die Berechnung der Wandwärmeverluste $\frac{\partial Q_W}{dt}$ wird der Wärmeübergangskoeffizient α nach dem Ansatz von Hohenberg bestimmt, da dieser auf Erfahrungswerten von Großdieselmotoren beruht.

$$\frac{\partial Q_W}{dt} = \alpha \cdot (T_G - T_W) \cdot A \quad (5.12)$$

$$\text{mit } \alpha = C_1 \cdot V^{-0,06} \cdot p^{0,8} \cdot T^{-0,4} \cdot (c_m + C_2)^{0,8}$$

Die Zeitabhängigkeit wird durch p und T erfasst. Die Kolbengeschwindigkeit c_m berücksichtigt die Erhöhung des Geschwindigkeitsniveaus mit steigender Drehzahl während die Konstante C_2 die Verbrennungsturbulenz sowie zusätzlich den relativ kleinen Anteil an Wärmetransport durch Strahlung bemisst. Die Bestimmung der Konstanten C_1 und C_2 erfolgte durch umfangreiche experimentelle Analysen.

Für die Konstanten C_1 und C_2 werden folgende Werte verwendet:

$$C_1 = 130 \quad C_2 = 1,4$$

Da der Druck und die Temperatur bei nulldimensionalen Modellen als ortsunabhängig angesehen werden, ist es nicht möglich, lokale Prozesse (z.B. Schadstoffbildung) zu betrachten. Aus diesem Grund wurde das Modell von Heider [HEI98] implementiert.



NO_x – Modell nach Heider

Die Berechnung der NO-Bildungsrate erfolgt mittels des erweiterten Zeldovich-Mechanismus [ZEL46]. Zur Ermittlung der für die NO-Bildung relevanten Temperatur in der Reaktionszone wird nach Heider [HEI98] ein vereinfachtes 2-Zonen-Modell verwendet, das aus einer Reaktionszone einerseits und der Zone unverbrannten Gases andererseits besteht (Abb. 5-11). Dieser empirische Ansatz weist keine geometrische Abhängigkeit auf und ist daher laut [HEI98] allgemeingültig.

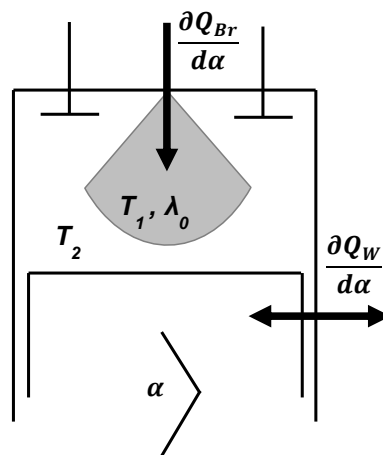


Abb. 5-11 Vorstellung des 2-Zonen-Modells nach Heider [HEI98]

Nach diesem Ansatz findet die gesamte Energieumsetzung des Verbrennungsprozesses in der Reaktionszone statt. Das Verbrennungsluftverhältnis λ_0 in der Reaktionszone wird als konstant angenommen. Die Masse der Reaktionszonen ist damit eindeutig über den bekannten Brennverlauf aus der Kreisprozessrechnung festgelegt und bestimmt damit maßgeblich den Temperaturverlauf in der Reaktionszone. Die Zone unverbrannten Gases stellt das restliche Volumen im Brennraum dar. In ihr findet keine Verbrennung statt.

Weiter werden folgende Annahmen getroffen:

- Die Konzentrationsverteilung der Stoffe im Zylinder ist vor der Verbrennung gleich.
- Der vorherrschende Zylinderdruck ist in beiden Zonen gleich.
- Die Temperatur ist vor Brennbeginn in beiden Zonen gleich.
- Nach Abschluss der Verbrennung muss sich im Zylinder das globale Luftverhältnis ergeben.
- Die Stickoxid-Bildung findet nur in der Reaktionszone statt.

Die Aufteilung der im Zylinder vorhandenen Systemenergie auf die zwei Zonen legt die Temperaturdifferenz zwischen den beiden Zonen fest. Über den Verlauf der Temperaturdifferenz der beiden Zonen können folgende Aussagen getroffen werden:

- Die Temperaturdifferenz zwischen beiden Zonen muss zu Beginn der Verbrennung infolge der hohen Temperaturdifferenz zwischen der Flamme und dem unverbrannten Gas maximal sein.
- Der Verlauf der Temperaturdifferenz ist vom Verbrennungsverlauf abhängig.
- Turbulenz, fortschreitende Durchmischung und Wärmeleitung führen zu einer Abnahme der Temperaturdifferenz zwischen den beiden Zonen.

- Nach dem Verbrennungsende und der vollständigen Durchmischung des Zylinderinhalts ist die Temperatur ausgeglichen, die Temperaturdifferenz muss deshalb gegen Null gehen.

Diese Aussagen führen zu folgendem empirischen Ansatz für die Temperaturdifferenz:

$$T_{Z1}(\alpha) - T_{Z2}(\alpha) = B(\alpha) \cdot A^* \quad (5.13)$$

A^* – maximale Temperaturdifferenz bei Verbrennungsbeginn [K]

Die Funktion B (°KW) beschreibt den zeitlichen Verlauf der Temperaturdifferenz:

$$B(\alpha) = \frac{K - \int_{\alpha_{VB}}^{\alpha} (p(\alpha) - p_0(\alpha)) \cdot m_{Z1}(\alpha) d\alpha}{K} \quad (5.14)$$

$p(\alpha)$	–	Zylinderdruck	[bar]
$p_0(\alpha)$	–	Zylinderdruck ohne Energieumsetzung infolge Verbrennung	[bar]
$m_{Z1}(\alpha)$	–	Masse der Reaktionszone	[kg]

$$\text{mit} \quad K = \int_{\alpha_{VB}}^{\alpha_{A0}} (p(\alpha) - p_0(\alpha)) \cdot m_{Z1}(\alpha) d\alpha. \quad (5.15)$$

Der Faktor A^* , der motorspezifisch angepasst werden muss, legt das Temperaturniveau in der Reaktionszone fest. Die Anpassung des A^* -Wertes erfolgt iterativ anhand eines Betriebspunktes mittels der gemessenen NO-Emission.

Anhand des Temperaturverlaufs in der verbrannten Zone wird die Stickoxidkonzentration mit Hilfe des Zeldovich-Mechanismus berechnet [ZEL46]. Über diesen werden etwa 90 bis 95% der bei der motorischen Verbrennung entstehenden Stickoxide erfasst.

5.4.2. Bestimmung des Zündzeitpunktes

Klassische Verfahren zur Bestimmung des Zündzeitpunktes sind die Erfassung des ersten signifikanten Anstieges des Druckgradienten im Zylinderdruckverlauf (Abweichung von der Kompressionsdruckkurve), die Bestimmung des Beginns der Umsetzung chemisch gebundener Energie anhand des Brennverlaufes und die Bestimmung mit Hilfe des Polytropenexponenten. Alle diese Verfahren zeigen Schwächen, besonders bei deren Anwendung für die Bestimmung von Zündzeitpunkten für Mehrfacheinspritzungen. Ungenauigkeiten entstehen bereits durch die Verfahren von Mittelung und Glättung von Zylinderdruckverläufen und den daraus berechneten Energieumsetzungsraten. Bei der Berechnung des Brennverlaufes kommen Fehler durch Annahmen und eingesetzte Modelle, wie dem Wandwärmeübergangsmodell, hinzu. Im Folgenden sollen eine Methode zur ZZP-Bestimmung mit Hilfe der Entropie [OMA06] und ein Ansatz, der auf den Abweichungen in den Zylinderdruckverläufen beruht, vorgestellt werden. Es erfolgt eine Bewertung hinsichtlich ihres Potenzials für die vorgesehenen Untersuchungen mit Mehrfacheinspritzung.

5.4.2.1. Bestimmung des Zündzeitpunktes mit Hilfe der Entropie

Ein von [OMA06] vorgestelltes Verfahren verwendet zur Bestimmung des Zündzeitpunktes die Entropie. Die Methode basiert auf der Bestimmung der Energiefreisetzung bei der Zündung des Kraftstoff-Arbeitsgas-Gemisches. Die Entropie setzt sich aus der Änderung des Wärmeinhaltes und den Reibungsverlusten zusammen:

$$ds = \frac{\partial q}{T} + \frac{\partial W_R}{T} \quad (5.16)$$

mit ∂W_R = spezifische Reibungsarbeit [J/kg].

Bei Einsetzen der Verbrennung wird die Verbrennungswärme $\partial q_B > 0$ freigesetzt. Da zu diesem Zeitpunkt aufgrund der höheren Gastemperatur ein Wärmetransport an die kälteren Brennraumwände stattfindet, addiert sich ∂q_B mit der Wandwärme $\partial q_B < 0$ nach Gleichung:

$$\partial q = \partial q_W + \partial q_B \quad (5.17)$$

zu dq .

Werden die Reibungsverluste nicht berücksichtigt, ergibt sich die Entropie aus dem Wandwärmeübergang und der umgesetzten Brennstoffenergie.

Bei Darstellung der Entropie im T-s-Diagramm führt die Zündung der Kraftstoffmenge im Brennraum zu einer schnellen, signifikanten Richtungsänderung der Funktion $T=f(s)$ (Abb. 5-12). Dieser Punkt kann lt. [OMA06] als Zündzeitpunkt (ZZP) definiert werden.

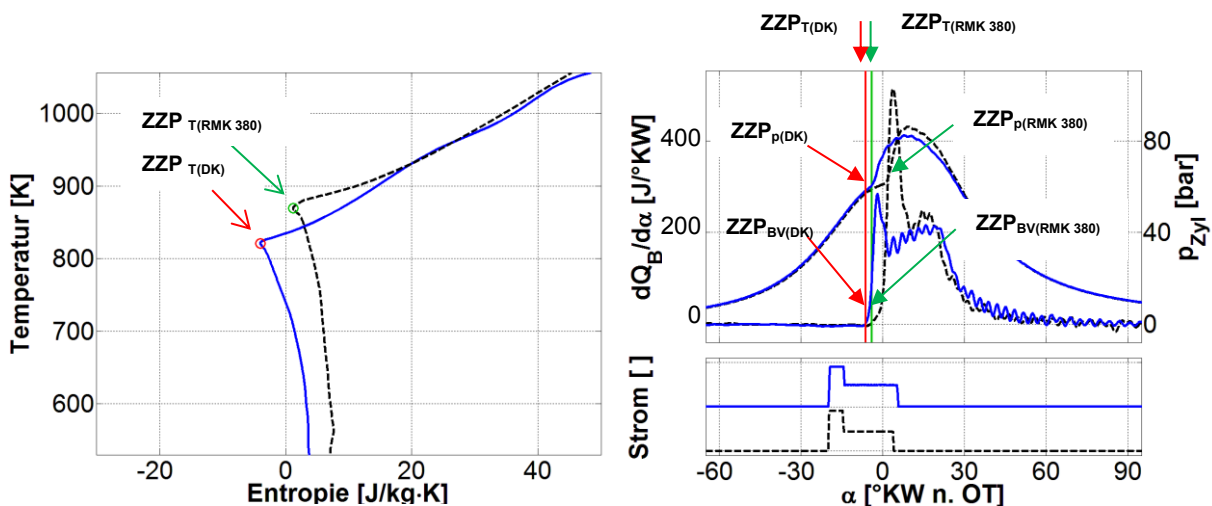


Abb. 5-12 Ermittlung des Zündzeitpunktes (ZZP) aus dem Entropieverlauf und Vergleich mit dem ZZP aus Zylinderdruck- und Brennverlauf

Zum Vergleich der mit der Entropie-Methode ermittelten Zündzeitpunkte (ZZP_T) mit klassischen Verfahren wurden in Abb. 5-12 diese in den entsprechenden Darstellungen von Zylinderdruck- und Brennverlauf markiert (rechtes Bild). Besonders für DK liegt in diesem Fall eine gute Übereinstimmung mit den Zündzeitpunkten vor, welche man anhand der Brennverläufe unterstellen würde (ZZP_{BV}). Dies entspricht der Erwartung, da die Berechnung der Funktion $T=f(s)$ direkt auf der Berechnung des Energieumsatzes für den Brennverlauf beruht. Gleichzeitig zeigt sich, dass die aus Entropie- und Brennverlauf ermittelten Zündzeitpunkte nicht mit denen übereinstimmen,

welche anhand der gemittelten Zylinderdruckverläufe bestimmt werden (ZZP_p). Hier wird der bereits erwähnte Einfluss von Fehlern bei der Berechnung des Brennverlaufs deutlich, die sich z.B. durch ungenaue Annahmen oder Modelle ergeben.

Wird diese Methode für Mehrfacheinspritzstrategien eingesetzt, ist neben dem ZZP_{HE} zum Zeitpunkt einer Energiefreisetzung durch eine zweite Einspritzung eine Änderung des Gradienten („Knickpunkt“) in der Darstellung der Funktion $T=f(s)$ erkennbar (Abb. 5-13). Die Übertragung der mit Hilfe der Entropie ermittelten Zündzeitpunkte der Voreinspritzmenge (ZZP_{VE}) und Zündzeitpunkte der Haupteinspritzmenge (ZZP_{HE}) auf den jeweiligen Brennverlauf (Abb. 5-13 rechtes Bild) zeigt die zu erwartende Übereinstimmung mit den anhand der Brennverläufe (rechtes Bild) vermuteten Zündzeitpunkten.

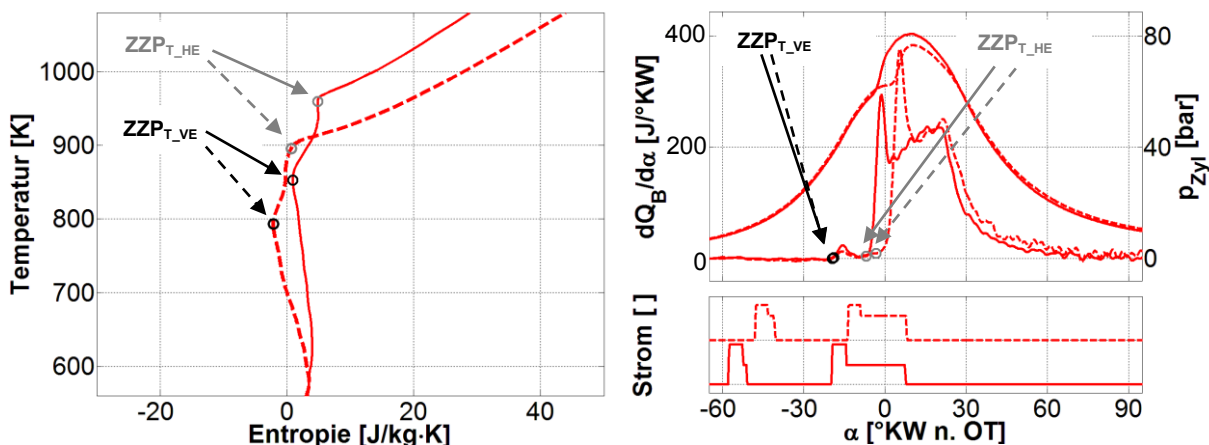


Abb. 5-13 Zündzeitpunkte entsprechend der Entropieverläufe zweier Verbrennungen unterschiedlicher Lage mit Voreinspritzung und dazugehörige Brennverläufe zum Vergleich der ZZP-Position

Fazit zur Bestimmung des Zündzeitpunktes mit Hilfe der Entropie

Da das vorgestellte Verfahren auf der Grundlage eines aus gemittelten und geglätteten Zylinderdruckverläufen berechneten Brennverlaufes basiert, beeinflussen die dadurch entstandenen Verfälschungen die Qualität der Ergebnisse. Geeignete Glättungsverfahren und gut angepasste Wandwärmeübergangsmodelle können somit die Aussagekraft der Zündzeitpunkte für Vor- und Haupteinspritzung erhöhen.

5.4.2.2. Bestimmung des Zündzeitpunktes mit Hilfe der Standardabweichung des Zylinderdruckes zwischen einzelnen Arbeitsspielen

Nachdem gezeigt werden konnte, dass erwartungsgemäß auch das Verfahren der ZZP-Bestimmung mittels der Entropie die gleichen Unsicherheiten aufweist wie die Bestimmung des Zündzeitpunktes direkt aus dem Brennverlauf bzw. aus gemittelten Zylinderdruckverläufen oder anhand des Polytropenexponenten soll im Folgenden ein anderer Ansatz gewählt werden. Angesichts der beschriebenen Fehlerquellen sollte dieser möglichst nicht auf der Auswertung gemittelter und/oder geglätteter Zylinderdruckverläufe beruhen. Die Überlegung besteht darin, dass zum Zeitpunkt der Zündung Reaktionen stattfinden, die stochastisch - und damit für jeden Verbrennungsbeginn unterschiedlich - verlaufen. Diese Divergenzen sind bei Vergleich einzelner Zylinderdruckverläufe deutlich erkennbar. Dabei sind die Unterschiede zwischen den Zylinderdruckverläufen der einzelnen Arbeitsspiele in der Kompressionsphase relativ gering, steigen aber mit

dem Einsetzen erster Reaktionen deutlich an. Stellt man die Standardabweichung zwischen den Zylinderdrücken (σp_{Zyl}) über den Kurbelwinkel α dar, erhält man Abb. 5-14 (Bild links).

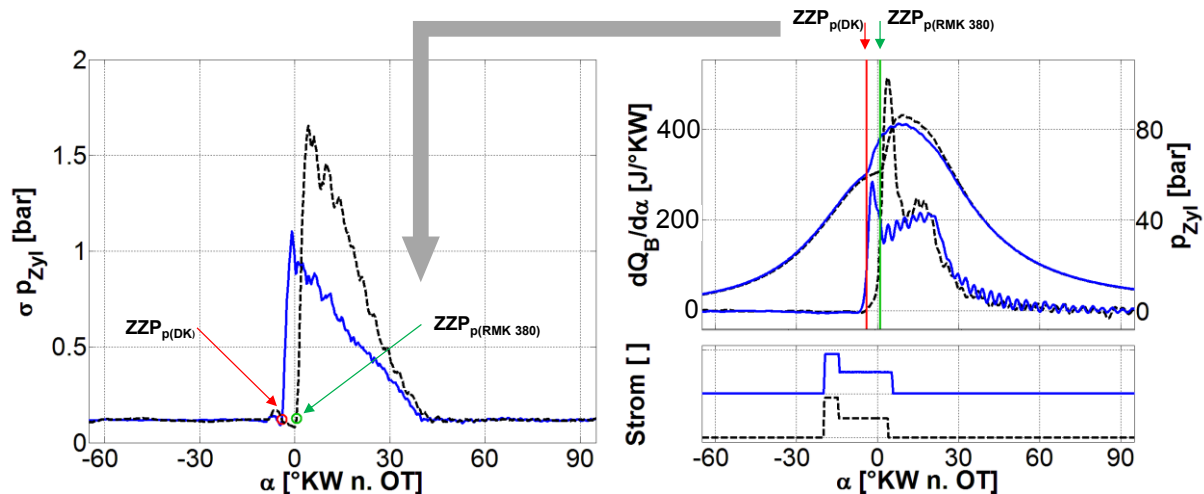


Abb. 5-14 Standardabweichung der Zylinderdrücke von 78 AS über °KW (blau = DK ; schwarz = RMK) mit Markierung der aus gemitteltem Zylinderdruck- und Brennverlauf ermittelten ZZP

Es wird ersichtlich, dass der sprunghafte Anstieg der Standardabweichung sehr gut mit dem anhand des gemittelten Zylinderdruckverlaufs bestimmten Zündzeitpunktes korreliert. In dem hier dargestellten Fall verfälschen die angewendeten Glättungs- und Mittelungsverfahren den Zündzeitpunkt demnach kaum. Dieses gilt auch für die gewählten Modelle und Parameter zur Berechnung des Energieumsatzes, was sich darin zeigt, dass der mit Hilfe des Brennverlaufes ermittelte Zündzeitpunkt gut mit dem aus den Zylinderdruckverläufen übereinstimmt.

Die Darstellung der σp_{Zyl} über α zur Bestimmung der Zündzeitpunkte auch bei Vorliegen einer Vorverbrennung durch Voreinspritzung zeigt, dass bei ausreichend starken exothermen Reaktionen vor der Haupteinspritzung ein abgesetzter Anstieg σp_{Zyl} zu erkennen ist (rot durchgezogene Linie in Abb. 5-15). Für diese wurde jedoch aufgrund der hier zum Einsatz gekommenen Kriterien kein Zündzeitpunkt detektiert (Abb. 5-15, linkes Bild). Um eine automatisierte Erkennung des Zündzeitpunktes auch in diesen Fällen zu ermöglichen, ist die Bildung von angepassten Kriterien notwendig. Eine Möglichkeit wäre das Einführen eines Grenzwertes (einer bestimmten Abweichung), bei deren Überschreitung von Reaktionen im Brennraum ausgegangen wird. Da die Standardabweichung als Einheit jeweils die des physikalischen Wertes der Führungsgröße hat (hier Druck [bar]), ist diese bezüglich ihrer Größe an deren Absolut-Wert gebunden – in diesem Fall ist die Angabe eines prozentualen Wertes sinnvoll. Zur Festlegung dieses Grenzwertes können andere, bereits angesprochene und etablierte Methoden der ZZP-Bestimmung herangezogen werden.

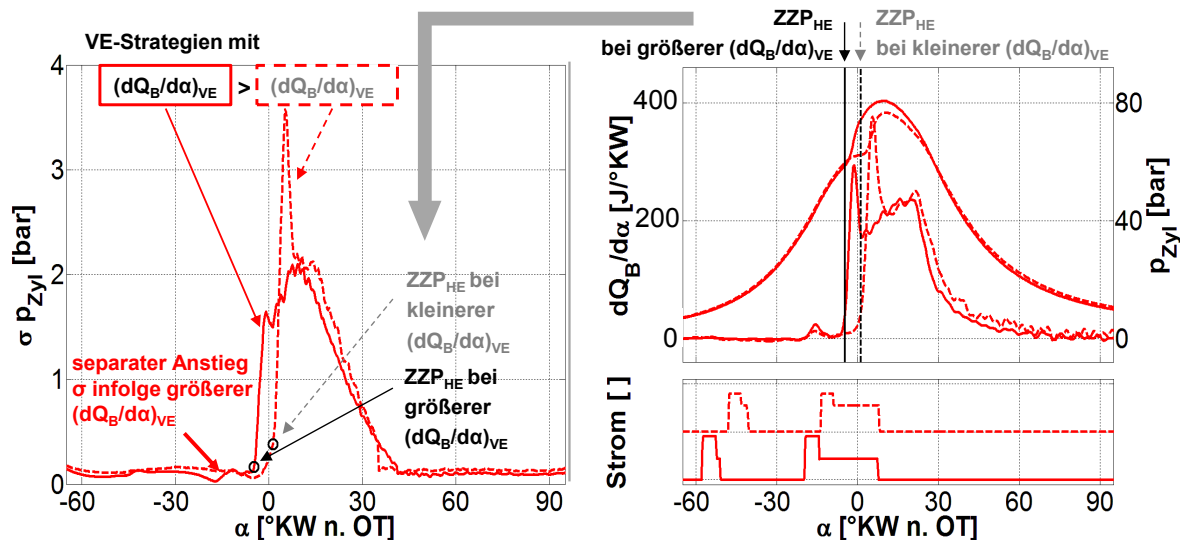


Abb. 5-15 Abhängigkeit des anhand der σp_{Zyl} ermittelten ZZP von der zu seiner Identifizierung gewählten Gradienten

Ein ähnlicher Ansatz besteht in der gezielten Erkennung von Energieumsätzen, die sich in einem bestimmten positiven Gradienten äußern (eine „Mindest-Intensität“ des Energieumsatzes als Kriterium für eine Zündung). Abb. 5-15 zeigt, dass der Erfolg dieser Methode davon abhängt, welches Maß für den Anstieg der Standardabweichung gewählt wird, um den Zündzeitpunkt einer kleineren Vorverbrennung zu detektieren. In diesem Fall, bei dem ein Gradient von $0,05 \text{ bar/}^\circ \text{KW}$ festgelegt worden ist, wird z.B. nur der Zündzeitpunkt der Haupteinspritzmenge (ZZP_{HE}) detektiert (vgl. Bild unten rechts). Wie Abb. 5-16 zeigt, kann mit einer entsprechenden Anpassung des zu suchenden Druckanstieges auch der ZZP_{VE} bestimmt werden.

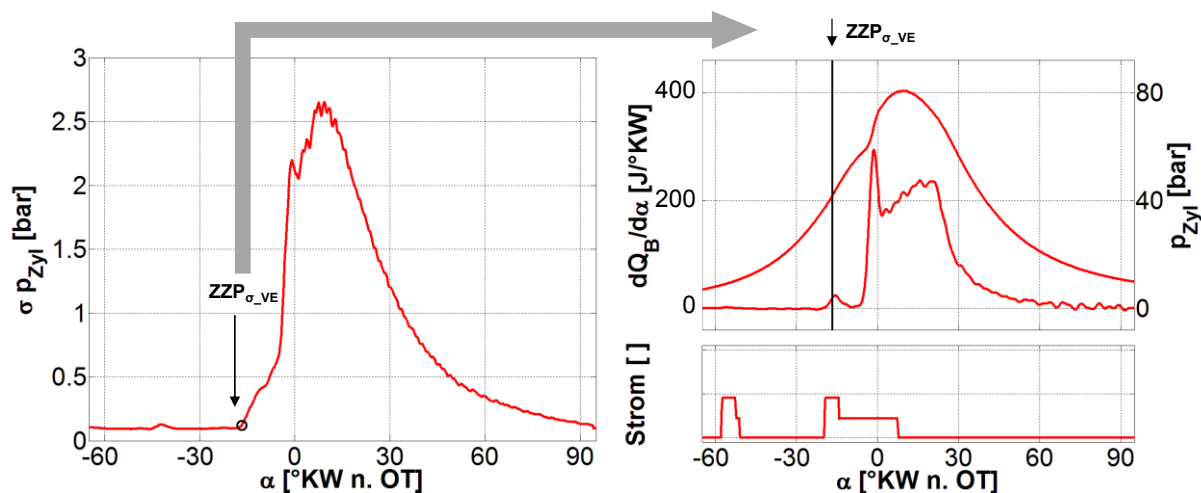


Abb. 5-16 Zur Identifizierung des ZZP_{VE} angepasste Wahl des Gradienten für σp_{Zyl}

Diese Anpassung des Gradienten, als Kriterium für den Zündzeitpunkt, ist auch bei Einsatz der Methode für Verbrennungen mit sehr moderater Brenneinleitung (z.B. an gut abgestimmten Serienmotoren) notwendig.

Fazit zur Bestimmung des Zündzeitpunktes anhand der Standardabweichung der Zylinderdruckverläufe

Durch Darstellung der Standardabweichung der Zylinderdruckverläufe für eine definierte Anzahl indizierter Arbeitsspiele lassen sich Zeitpunkte definieren, bei denen es zu besonders starken Schwankungen der Verhältnisse im Brennraum kommt. Zur Einteilung, ob es sich dabei um Abweichungen bei der Kompression, Turbulenzen durch Einspritzung und Vorreaktionen oder um eine Zündung einer VE- oder HE-Menge handelt, sind geeignete Kriterien notwendig. Zur Festlegung eines Kriteriums für einen Zündzeitpunkt ist ein Vergleich mit Zylinderdruck- und Brennverläufen sinnvoll. Bei Wahl eines geeigneten Kriteriums (z.B. des Gradienten im σ_{Zyl} -Verlauf) ist die vorgestellte Methode zur Detektion von Zündzeitpunkten geeignet. Der Vorteil besteht darin, dass der Zündzeitpunkt ohne Verfälschungen durch Mittlungs- und Glättungsverfahren sowie durch Berechnungsannahmen und -modellen bestimmt werden kann. Die Ermittlung von mehreren Zündzeitpunkten, z.B. im Fall abgesetzter Verbrennungen von Teileinspritzmengen, kann durch mehrfaches Durchlaufen einer Routine mit verschiedenen Kriterien erfolgen. Das Verfahren ist leicht zu automatisieren.

Fazit zur Bestimmung des Zündzeitpunktes

Trotz der beschriebenen Nachteile werden im weiteren Verlauf der Arbeit die Zündzeitpunkte anhand des Brennverlaufs ermittelt, da aus diesem auch die weiteren Parameter zur Bestimmung der Verbrennungsqualität (z.B. Intensität) gebildet werden.

5.4.2.3. Standardabweichung des Zylinderdruckes zur Bewertung der Stabilität des Zündzeitpunktes und der Verbrennungsstabilität

Da die Zielstellung der vorliegenden Arbeit auch eine Stabilisierung von Zündzeitpunkt und Verbrennung beinhaltet, ist die Wahl geeigneter Kriterien zu deren Bewertung notwendig. Dementsprechend soll die Darstellung der Standardabweichung der Zylinderdruckverläufe für eine definierte Anzahl indizierter Arbeitsspiele auch vor diesem Hintergrund diskutiert werden.

Die Methode eignet sich nicht zu einer direkten Bewertung der Stabilität des Zündzeitpunktes da die Standardabweichung der Zylinderdruckverläufe jeweils zu einer bestimmten Kurbelwinkelstellung dargestellt wird. Davon ausgehend, dass die Amplitude ein Maß für die Intensität der zyklischen Schwankungen ist, konnte im Rahmen der Untersuchungen zu dieser Arbeit eine Korrelation zwischen der Standardabweichung der Zylinderdruckverläufe und den Abweichungen der Zündzeitpunkte zwischen den einzelnen Arbeitsspielen festgestellt werden. Für Verbrennungen mit kleineren Abweichungen der Zündzeitpunkte lässt sich die gleichzeitige Verringerung der σ_{Zyl} im Bereich der Zündzeitpunkte der Einzelarbeitsspiele erklären, wenn unterstellt wird, dass reproduzierbare Zündbedingungen zwangsläufig zu einer Verringerung der Unterschiede zwischen den einzelnen Verbrennungen führen. Geringe Unterschiede bezüglich Brennraumtemperatur, -druck und -turbulenz führen demnach zu ähnlichen Zündbedingungen (und damit Zündzeitpunkten) ebenso wie zu geringeren Unterschieden zwischen einzelnen Verbrennungen, was sich in kleineren Schwankungen zwischen den einzelnen Zünddruckverläufen äußert. Diese wiederum führen zu geringen Standardabweichungen der Zylinderdruckverläufe bei Darstellung über den Kurbelwinkel.

Direkten Aufschluss über die Unterschiede in den Zylinderdruckverläufen und damit in der Verbrennung zwischen den einzelnen Arbeitsspielen gibt die Darstellung der Schwankungsbreite der Zylinderdruckwerte in Abhängigkeit des Kurbelwinkels. Demnach kann sie als Kriterium für die



Bewertung der Verbrennungsstabilität genutzt werden. Diese wird von verschiedenen Faktoren beeinflusst, so auch von der in dieser Arbeit im Vordergrund stehenden Qualität der Gemischbildung. Durch deren Beeinflussung mittels Steuerung der Einspritzparameter sollen größere Unterschiede der Verbrennungsstabilität, wie sie z.B. bei Einsatz von Rückstandsölen charakteristisch sind, verringert werden.

Abb. 5-17 zeigt die Unterschiede der Standardabweichung der Zylinderdruckverläufe ($\sigma_{p_{Zyl}}$) beim Einsatz von Kraftstoffen verschiedener Qualitäten. Deutlich erkennbar sind die stärkeren Abweichungen in der Verbrennung zwischen den einzelnen Arbeitsspielen der Rückstandsöle im Vergleich zu den entsprechenden Werten bei Destillatkraftstoff. Demnach ist die Standardabweichung der Zylinderdruckverläufe für eine definierte Anzahl indizierter Arbeitsspiele als Maß für die Verbrennungsstabilität gut geeignet.

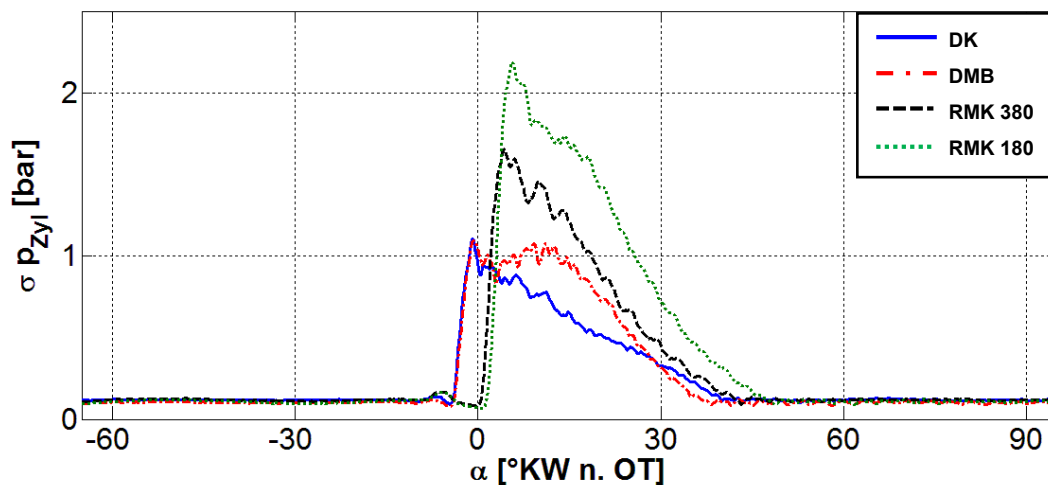


Abb. 5-17 Standardabweichung der einzelnen Zylinderdruckverläufe für verschiedene Kraftstoffe

Fazit zur Standardabweichung der Zylinderdruckverläufe als Kriterium zur Stabilität des Zündzeitpunktes und der Verbrennungsstabilität

Die Darstellung der Standardabweichung der Zylinderdruckverläufe ($\sigma_{p_{Zyl}}$) über dem Kurbelwinkel (α) stellt die Abweichungen zwischen den Einzel-Arbeitsspielen anschaulich dar und ist daher zur Visualisierung der Verbrennungsstabilität geeignet. Als Kriterium zur Stabilität des Zündzeitpunktes ist sie nur indirekt und nicht quantitativ geeignet. Im Verlauf der weiteren Arbeit wird $\sigma_{p_{Zyl}} = f(\alpha)$ zusammen mit der Darstellung der Einzeldruckverläufe über den Kurbelwinkel als Kriterium zur qualitativen Bewertung von Verbrennungsstabilität und Stabilität des Zündzeitpunktes herangezogen.

6. Bestimmung des Einflusses von Einspritzparametern und Kraftstoffeigenschaften auf das Brennverhalten und Ableitung von Bewertungskriterien

In dieser Arbeit soll vor allem der Einfluss von steuerbaren Einspritzparametern auf Verbrennung und Schadstoffemission unter Berücksichtigung von Mitteldestillat- und Rückstandsölen untersucht werden. Zu diesem Zweck ist es sinnvoll, aussagekräftige Parameter zu identifizieren, die sowohl einen Bezug zu den Einspritzparametern als auch einen quantifizierbaren Zusammenhang zu den Schadstoffemissionen aufweisen. Bei Kenntnis der Auswirkungen unterschiedlicher Kraftstoffqualitäten lassen sich so geeignete Einspritzstrategien finden und die Einspritzparameter angepasst steuern.

6.1. Einfluss von Kraftstoffeigenschaften

Durch Variation von Einspritzbeginn, -druck und -viskosität wurde zunächst der Einfluss dieser Parameter auf den Brennverlauf und auf die Schadstoffemission für die Versuchskraftstoffe untersucht. Die Ergebnisse bestätigen im Wesentlichen die in Kap. 3 dargestellten Zusammenhänge.

Bei allen untersuchten Beziehungen zwischen Einspritzparametern, Bewertungskriterien aus der Indizierung und den Zielparametern zeigte sich eine mehr oder weniger ausgeprägte Kraftstoffabhängigkeit. Dabei unterscheiden sich die für die einzelnen Kraftstoffe approximierten Verläufe vor allem durch ihre Lage und ihren Anstieg, die jeweils mittels kraftstoffabhängiger Koeffizienten ausgedrückt werden können [REM11]. Für die in folgenden Abbildungen dargestellten Abhängigkeiten wurden über Messergebnisse bei vergleichbarer Motordrehzahl und -leistung, jedoch unterschiedlicher Einspritzzeitpunkte und Einspritzdrücke approximiert.

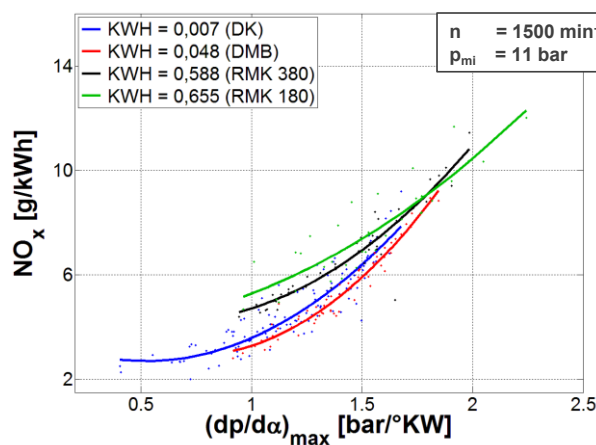


Abb. 6-1 *NO_x-Emission in Abhängigkeit vom maximalen Druckanstieg $(dp/d\alpha)_{max}$*

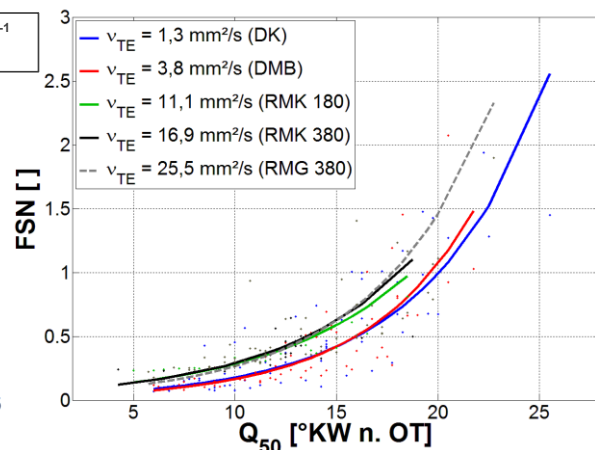


Abb. 6-2 *FSN in Abhängigkeit vom Schwerpunkt der Verbrennung (Q_{50})*

Es zeigte sich, dass sich z.B. bei Darstellung der NO_x-Emission über den maximalen Anstieg im Zylinderdruckverlauf (Δp_{max}) eine andere Anordnung der kraftstoffspezifischen Funktionsverläufe ergibt als bei der Darstellung der Filter Smoke Number über dem Schwerpunkt der Verbrennung



(Abb. 6-1, Abb. 6-2). Besonders bei Verbrennungen mit geringeren Druckanstiegsgeschwindigkeiten entspricht die Anordnung für $\text{NO}_x = f((dp/d\alpha)_{\max})$ der Größe ihres KWH-Wertes. Dieser spiegelt die Struktureigenschaften der Kohlen-Wasserstoffe und damit die chemische Zusammensetzung des Kraftstoffes wieder (vgl. 3.1.4.1). Für die untersuchten Zusammenhänge zeigte sich eine Anordnung entsprechend der Struktureigenschaften bei allen Abhängigkeiten die vorwiegend durch die erste Phase der Verbrennung beeinflusst werden. Demgegenüber orientiert sich die Anordnung der Kraftstoffe in der Darstellung der Schwärzungszahl FSN über dem Verbrennungsschwerpunkt Q_{50} an der Einspritzviskosität. Während $(dp/d\alpha)_{\max}$ den Zündverzug und die erste Phase der Verbrennung charakterisiert, stellt der Schwerpunkt der Verbrennung ein Kriterium zur Beschreibung der Güte des gesamten Brennverlaufes dar. Auch bei der Untersuchung weiterer Abhängigkeiten konnte eine Monotonie der funktionsbeschreibenden Koeffizienten über die chemische Zusammensetzung vor allem bei Zusammenhängen gezeigt werden, die die Zündung und die erste Phase der Verbrennung charakterisieren. Demgegenüber zeigt sich in den Fällen, bei denen Vorgänge dargestellt werden, die vor allem die Diffusions- und Nachbrennphase beschreiben, eine Monotonie über die einspritzrelevanten Kraftstoffeigenschaften. In dem Maße, wie sich z.B. durch eine Verschiebung des Einspritzbeginns die physikalischen Verhältnisse im Brennraum auch für die Kraftstoffeinspritzung und Gemischaufbereitung verändern, zeigt sich außerdem eine Angleichung des Verhaltens von Kraftstoffen unterschiedlicher chemischer Zusammensetzung und Struktur. Dies korreliert mit Aussagen aus [WIC06], wonach sich der Einfluss unterschiedlicher Kraftstoffe vor allem bei verschlechterten Zünd- und Verbrennungsbedingungen auswirkt (Abb. 6-2).

Fazit zum Einfluss der Kraftstoffeigenschaften

Durch Schaffung günstiger Bedingungen für Zündung und Gemischbildung können die kraftstoffbedingten Unterschiede im Verbrennungs- und Emissionsverhalten verringert werden. Da dies in der vorliegenden Arbeit durch Anpassung der steuerbaren Einspritzparameter erreicht werden soll, wird nicht ausschließlich deren Einfluss auf Zündverzug und Premixphase, sondern auch auf die folgenden Phasen der Verbrennung untersucht. Zur Bewertung der Effekte sind differenzierte Kriterien erforderlich. Der maximale Druckanstieg ist zur Bewertung der ersten Phase der Verbrennung und der zu erwartenden NO_x -Emission weitgehend etabliert. Auch der Verbrennungsschwerpunkt (Q_{50}) als globaler Parameter zur Bewertung der Verbrennung und der Schadstoffemissionen gilt als unumstritten. Diese beiden Parameter erscheinen jedoch nicht ausreichend, um die Zusammenhänge bei Einsatz verschiedener Kraftstoffe anhand des Ablaufes der Diffusions- und Nachbrennphase zu erklären.

6.1.1. Der Parameter Intensität als Kriterium für den Verlauf der Verbrennung

Aus der Zylinderdruckindizierung und der Brennverlaufsanalyse gewonnene Parameter werden von motor- und betriebsabhängigen Faktoren, wie z.B. der konstruktiven Gestaltung von Brennraum und Einspritzelementen, der Motordrehzahl, dem Lastpunkt und dem verwendeten Kraftstoff, beeinflusst.

Ein in dieser Arbeit verfolgtes Ziel bestand darin, möglichst allgemeingültige und vergleichbare Zusammenhänge zwischen der Kraftstoffeinspritzung und den Effekten auf die Phasen der Verbrennung zu untersuchen.

Entsprechend der unter 3.1.4.3 beschriebenen Einteilung des Brennverlaufes in die drei Phasen der Verbrennung lassen sich z.B.



- die Längen der Phasen,
- der Energieumsatz in den Phasen (absolut),
- der auf den gesamten Energieumsatz bezogene Anteil des Energieumsatzes in den einzelnen Phasen und
- die Verhältnisse der einzelnen Energieumsätze und Phasendauern zueinander

ableiten.

Unter der Prämisse, dass sich zur Beschreibung einer Phase am besten ein Parameter eignet, der diese Einzelabhängigkeiten in sich vereint, wurde der Parameter „Intensität“ gebildet. Die Intensität wird aus Brennverlauf und Phasendauer ermittelt und beschreibt den relativen Energieumsatz während einer Zeit (z.B. einer Verbrennungsphase).

$$Int_{Phase} = \frac{\text{Anteil des Energieumsatzes in der Phase [\%]}}{\text{Dauer der Phase [°KW]}} \quad (6.1)$$

Dabei wird der Anteil des Energieumsatzes in der betrachteten Phase auf den Gesamtumsatz bei Brennende (Q_{95} – Energieumsatz) bezogen, der als 100% angesetzt wird. In Abb. 6-3 ist die Bildung des Parameters Intensität am Beispiel der Phase der Diffusionsverbrennung veranschaulicht.

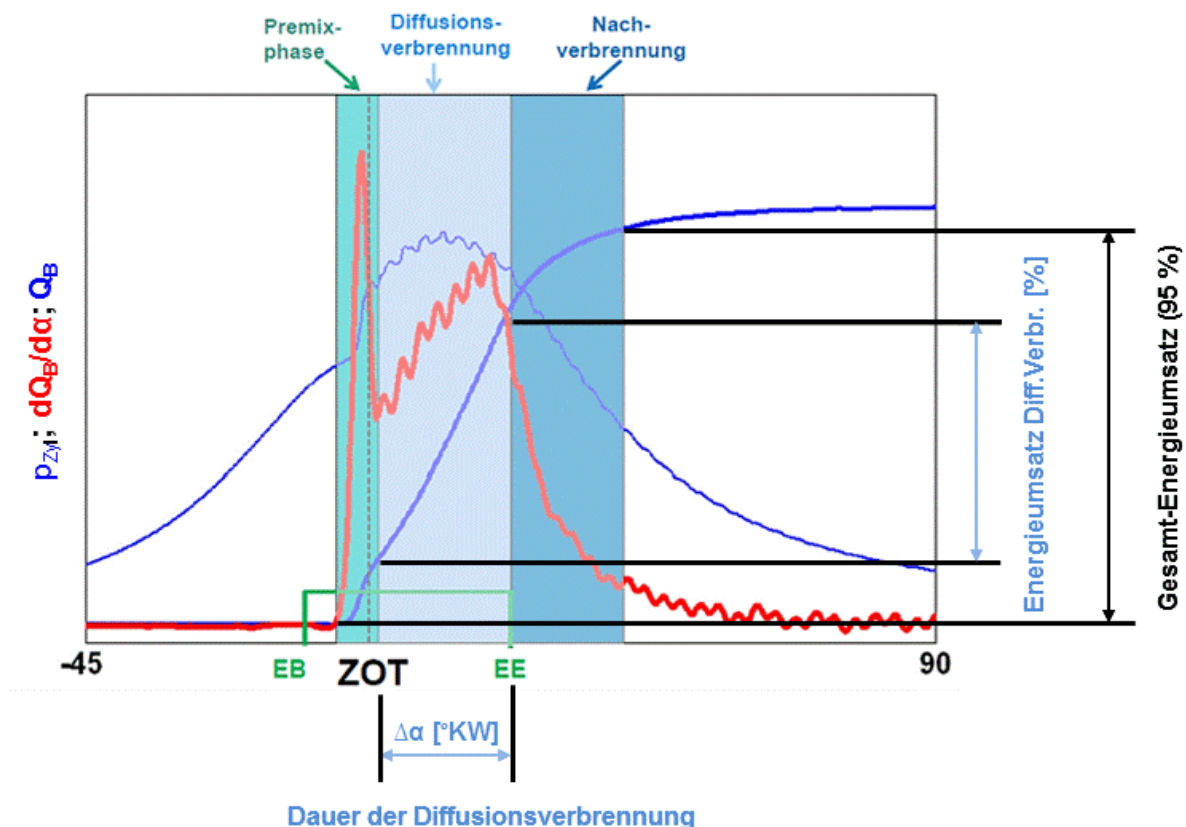


Abb. 6-3 Definition des Parameters Intensität der Verbrennung einer Phase am Beispiel der Diffusionsverbrennung

6.1.2. Der Parameter Intensität der Diffusionsverbrennung zur Beschreibung der Rußemission

Um zu untersuchen, inwiefern sich der Parameter Intensität zur Beschreibung der Phasen Diffusions- und Nachverbrennung eignet, wurde dieser jeweils in Beziehung zur Abgasschwärzung (FSN) gesetzt. In Abb. 6-4 ist der Zusammenhang zwischen der Intensität der Diffusionsphase (IntDiff) und der FSN dargestellt.

Dazu wurde die Abgasschwärzung von Messungen bei einem mittleren Lastpunkt mit verschiedenen Kraftstoffen, Einspritzbeginn und Einspritzdrücken über der jeweiligen Intensität der Diffusionsverbrennung dargestellt. Für jeden Kraftstoff wurde eine Approximation der FSN über IntDiff durchgeführt und diese als Funktion dargestellt. Alle Abhängigkeiten lassen sich in Form einer Exponentialfunktion darstellen, wobei die kraftstoffspezifischen Unterschiede durch unterschiedliche Koeffizienten a_0 und a_1 berücksichtigt werden.

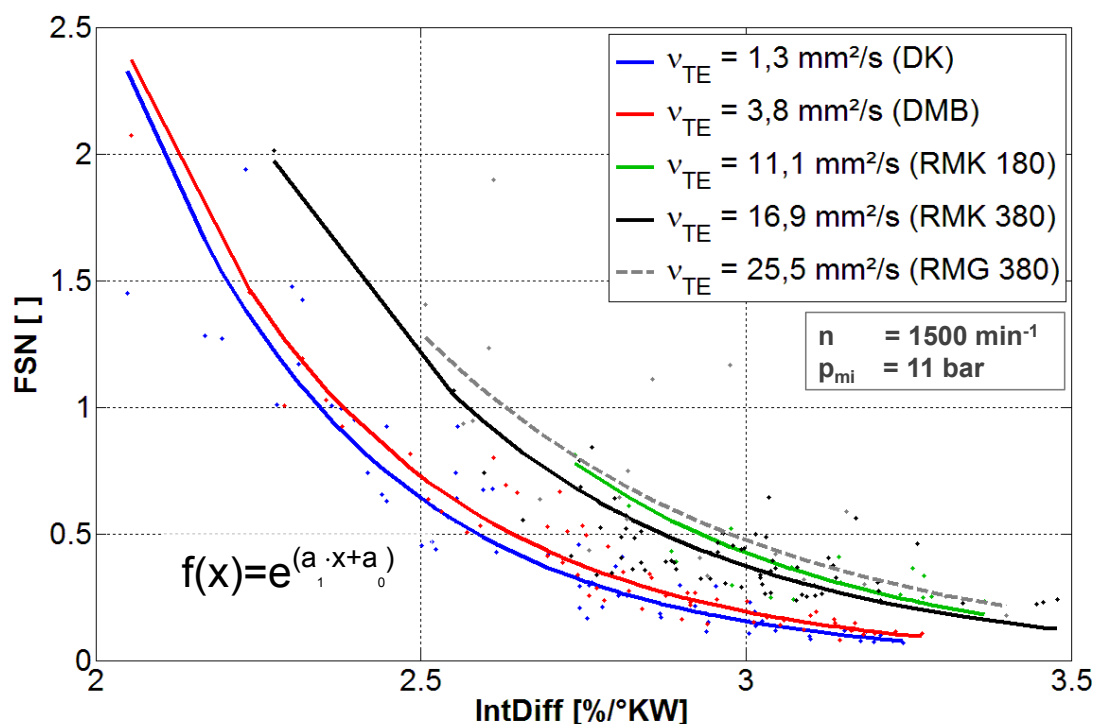


Abb. 6-4 Zusammenhang zwischen Schwärzungszahl und Intensität der Diffusionsverbrennung für $p_{mi} = 11 \text{ bar}$ (40 kW) und 0,19 mm Düsenbohrung bei unterschiedlichen Einspritzzeitpunkten und Einspritzdrücken

Die kraftstoffabhängige Anordnung richtet sich demnach mit Ausnahme des RMK 180 nach der in der Legende vorangestellten Einspritzviskosität, wobei sich in den durchgeführten Untersuchungen zeigte, dass die Korrelation zwischen IntDiff und Einspritzviskosität nicht linear ist. Vielmehr lässt sich für eine einspritzsystem- und brennraumabhängige Einspritzviskosität ein Maximum der Intensität feststellen, bei der FSN gleichzeitig ein Minimum erreicht. Die Beziehung zwischen der Einspritzviskosität, der Intensität der Diffusionsverbrennung und der Abgasschwärzung lässt vermuten, dass die Qualität der Gemischbildung für die Intensität der Diffusionsphase von entscheidender Bedeutung ist. Die Filter Smoke Number (FSN) wird bei dieser Betrachtung als repräsentatives Maß für die Rußemission verwendet.

Der Zusammenhang zwischen der Rußemission und der Intensität der Diffusionsphase lässt sich dadurch erklären, dass bei der dieselmotorischen Verbrennung die Rußbildung vorwiegend in den Diffusionsflammen während der Hauptverbrennung (Diffusions- und Nachbrennphase) erfolgt. Gleichzeitig findet während der Diffusions- und der Nachverbrennung die Rußoxidation statt. Beide Vorgänge laufen zeitversetzt, über weite Strecken jedoch parallel ab (Abb. 6-5).

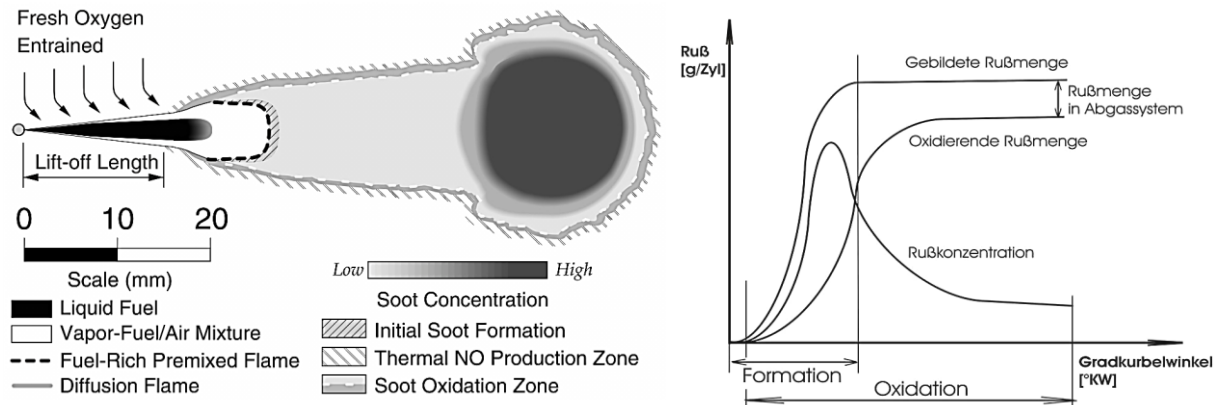


Abb. 6-5 Schematische Darstellung der Vorgänge in einem Kraftstoffstrahl nach der Premixverbrennung bis zum Ende der Einspritzung (Diffusionsphase) [MUS02] und Modell der Rußbildung und -oxidation [PIS02]

Im Gegensatz zur Premixverbrennung, die aufgrund der guten Vormischung unter wenig Rußbildung abläuft, führt die Diffusionsverbrennung zu stärkerer Rußbildung. Ein größerer Energieumsatz während der Diffusionsphase ist ein Indiz für eine schnellere Verbrennung des in dieser Phase eingespritzten Kraftstoffes. Parallel dazu begünstigt ein besser aufbereitetes Gemisch die Rußoxidation sowohl während der Phase der Diffusions- als auch der Nachverbrennung. Abb. 6-4 zeigt, dass bei der Verbrennung von Rückstandsölen eine höhere Intensität der Diffusionsverbrennung notwendig ist, um die gleichen FSN-Werte zu erreichen. Daraus lässt sich schließen, dass durch eine Intensivierung der Verbrennung die für Rußbildung und -oxidation relevanten Bedingungen bei der Verbrennung hochviskoser Kraftstoffe denen von Dieselmotorkraftstoff angeglichen werden können.

Da zur Bildung der Intensität der Energieumsatz während der jeweiligen Phase auf den Gesamtumsatz bezogen wird, ist auch der Parameter Intensität der Diffusionsverbrennung ein relativer Wert. Dadurch ist der Zusammenhang zwischen $IntDiff$ und FSN weitgehend unabhängig von Motor- und Einspritzsystem-Setup (z.B. Düsengeometrie) sowie vom Motorbetriebspunkt. Bei Einsatz einer anderen Düsengeometrie ändern sich z.B. die Einspritzraten, was sich direkt auf Energieumsatz und Dauer der Diffusionsphase auswirkt und in einer Veränderung der Intensität der Diffusionsverbrennung resultiert. Diese lässt eine direkte Aussage über die unter den verschiedenen Bedingungen zu erwartenden Abgasschwärzungen (FSN) zu.

Da in den Parameter $IntDiff$ verschiedene Einflussfaktoren eingehen und er gleichzeitig einen signifikanten Zusammenhang zur Rußbildung aufweist, ist er als Kriterium zur Bewertung der Verbrennung geeignet. Das gilt auch für seinen Einsatz zur Steuerung der Einspritzung. Außerdem lassen sich anhand der $IntDiff$ verschiedene Setup's und Motorbetriebszustände ohne direkte Messung der Abgasschwärzung vergleichen.

Der Zusammenhang zwischen der Intensität der Diffusionsphase und des Schwerpunktes der Verbrennung zur Beschreibung der Rußemission

Da die Intensität der Diffusionsphase stark vom Verbrennungsschwerpunkt abhängt, welcher ebenfalls einen starken Einfluss auf die Rußemission besitzt, stellt sich die Frage, ob durch den Parameter IntDiff nicht derselbe Effekt ausgedrückt wird. Dazu werden in Abb. 6-6 die FSN-Werte verschiedener Betriebspunkte bei unterschiedlichen Motorbetriebspunkten, Raildrücken, Einspritzbeginn und Kraftstoffen über den Schwerpunkt der Verbrennung (Q_{50}) und die Intensität der Diffusionsverbrennung aufgetragen.

Primär zeigt sich der erwartete Zusammenhang: die FSN mit späterem Verbrennungsschwerpunkt und geringer werdender Intensität der Diffusionsphase zu. Wären die Schwerpunkt Lage und die Intensität der Diffusionsverbrennung direkt voneinander abhängig, müsste ein funktionaler Zusammenhang zwischen beiden Parametern bestehen. Betrachtet man das 3-D-Diagramm dazu in dieser Ebene, zeigt sich die erwartete, prinzipielle Abhängigkeit zwischen beiden Parametern. Eine eindeutige Zuordnung der Werte (linearer oder exponentieller Zusammenhang) kann jedoch nicht festgestellt werden.

Diese Beobachtung lässt vor dem Hintergrund, dass die FSN mit Hilfe des Parameters IntDiff am besten vorausgesagt werden konnte, den Schluss zu, dass zur Beschreibung der FSN der Parameter IntDiff eine sinnvolle Erweiterung zum Parameter Q_{50} darstellt. Gestützt wird diese Vermutung anhand der unter 8.1.4 diskutierten Ergebnisse.

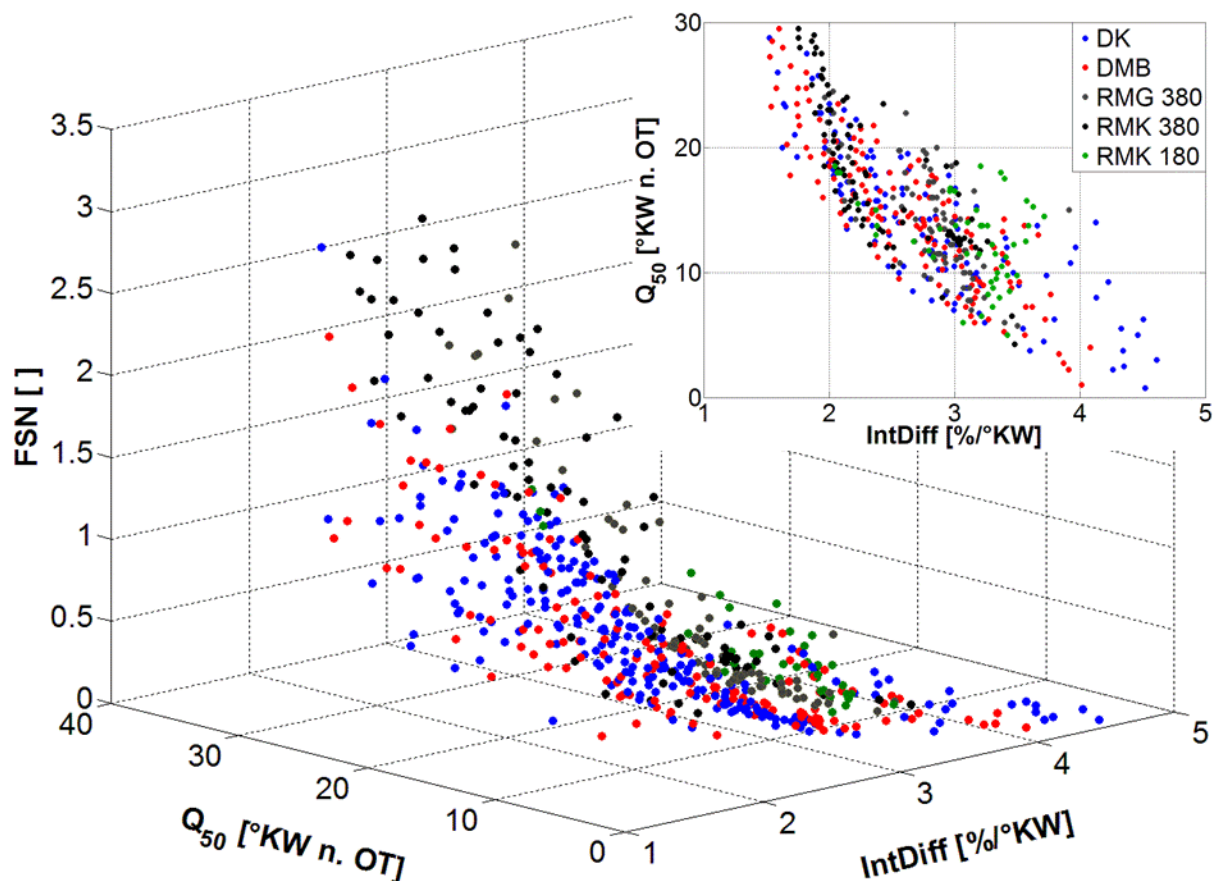


Abb. 6-6 Die Abgasschwärzung (FSN) in Abhängigkeit von der Intensität der Diffusionsverbrennung und des Verbrennungsschwerpunktes sowie der Zusammenhang zwischen IntDiff und Q_{50} für verschiedene Einspritzzeitpunkte und Einspritzdrücke

6.2. Vergleichende Bewertung der untersuchten Parameter

Eine Bewertung der in dieser Arbeit als aussichtsreich identifizierten Abhängigkeiten führt zu Abb. 6-7. Darin sind die untersuchten Parameter entsprechend ihrer zeitlichen Abfolge und dem Aufwand zur Ermittlung der Parameter (wie der notwendigen Auswertungsgrade bzw. der Notwendigkeit weiterer Informationsquellen, z.B. der Erfassung eines Einspritzdruckverlaufes) angeordnet.

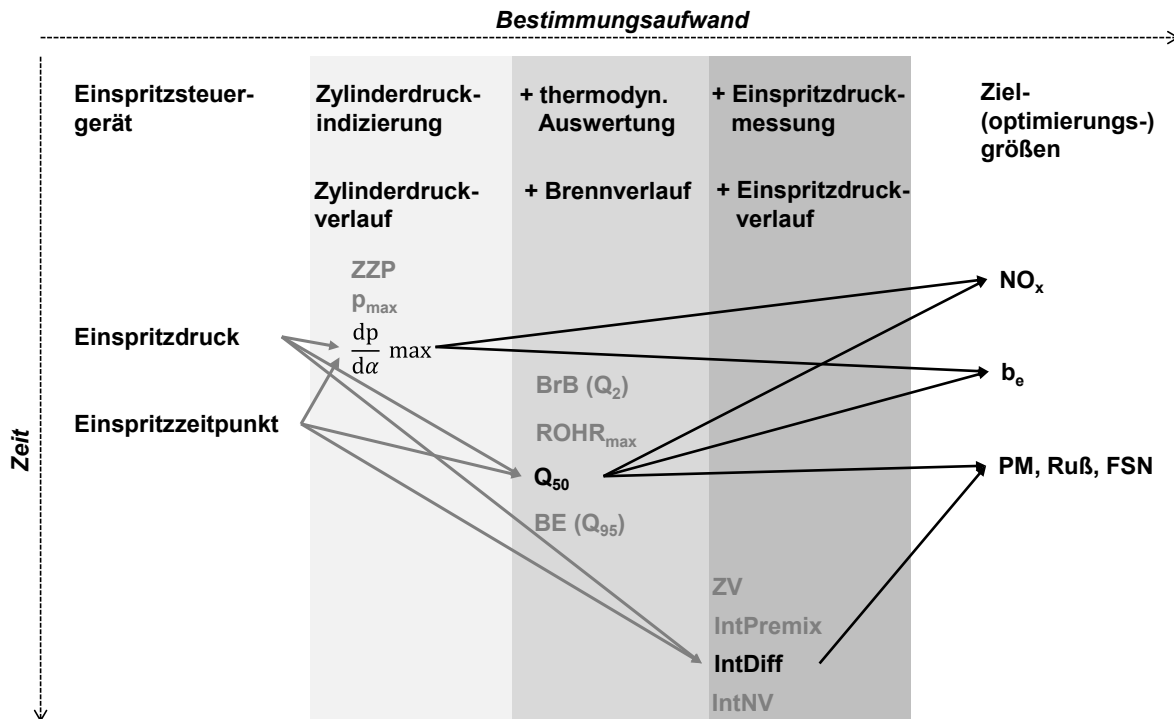


Abb. 6-7 Darstellung geeigneter Parameter entsprechend Komplexität und Bestimmungsaufwand

Es wird deutlich, dass sich die Zielgrößen NO_x und b_e sowohl mit dem direkt aus dem Zylinderdruck-verlauf ermittelten $\frac{dp}{d\alpha} \max$, als auch mit dem aus dem Brennverlauf bestimmten Q_{50} gut beschreiben lassen. Für die Abgasschwärzung FSN sind der Verbrennungsschwerpunkt und die Intensität der Diffusionsverbrennung aussagekräftig.

Fazit zu Bewertungskriterien für den Ablauf der Verbrennung

Zur Evaluation des Einflusses steuerbarer Einspritzparameter auf Verbrennung und Schadstoffemission ist es notwendig, deren Brennverhalten anhand geeigneter Kriterien zu bewerten. Dazu wurden verschiedene auf der Zylinderdruckverlaufsanalyse beruhende Parameter identifiziert, die sowohl einen Bezug zu den Einspritzparametern als auch einen quantifizierbaren Zusammenhang zu den Schadstoffemissionen aufweisen. Durch die Bildung des Parameters Intensität kann für jede der drei Phasen der Verbrennung eine vergleichbare Bewertung erfolgen. Für die Intensität der Diffusionsverbrennung wurde für Brennverläufe mit deutlicher Premixphase ein enger Zusammenhang mit der Abgasschwärzung festgestellt. Dieser drückt nicht nur den bekannten Zusammenhang zwischen FSN und dem Verbrennungsschwerpunkt Q_{50} aus, sondern ergänzt ihn. Die Vorgänge Rußbildung und -oxidation werden entscheidend vom Verlauf der Verbrennung in Diffusions- und Nachbrennphase beeinflusst. Für diesen zweiten Verbrennungsteil dominiert der Einfluss der steuerbaren Einspritzparameter gegenüber der chemischen und strukturellen Zusammensetzung des Kraftstoffs. Das erklärt auch, warum der Zusammenhang $FSN=f(IntDiff)$



nicht über die chemische Zusammensetzung und Struktur der Kraftstoffe, sondern über die Einspritzparameter stetig monoton aufgetragen werden kann. Die in diesen Phasen entscheidende Qualität des Kraftstoff- Arbeitsgasgemisches kann durch die Steuerung der Einspritzung positiv beeinflusst werden.



7. Umsetzungsmöglichkeiten und primäre Effekte von Voreinspritz-Strategien an einem schweröltauglichen 4-Takt-Dieselmotor

7.1. Untersuchungen zu Einspritz- und Zündverhalten

7.1.1. Einspritzverlaufsindikator

Als Grundlage für die Versuche von Mehrfacheinspritzstrategien am Forschungsmotor wurden die CR-Injektoren in einem Einspritzverlaufsindikator (EVI) analysiert. Im Ergebnis dieser Untersuchungen stehen sowohl die Einspritzmengenkennfelder zur Reproduzierbarkeit von VE-Mengen (Kleinstmengenstabilität) zur Verfügung als auch die kleinstmöglichen Einspritzpausen, bei denen ein vollständiges Schließen der Injektornadel zur eindeutigen Trennung der einzelnen Einspritzvorgänge gewährleistet ist. Abb. 7-1 zeigt das Einspritzmengenkennfeld des Versuchsinjektors unter Verwendung einer Einspritzdüse mit neun Spritzlöchern von jeweils 0,21 mm Durchmesser ($9 \times 0,21 \times 155^\circ$).

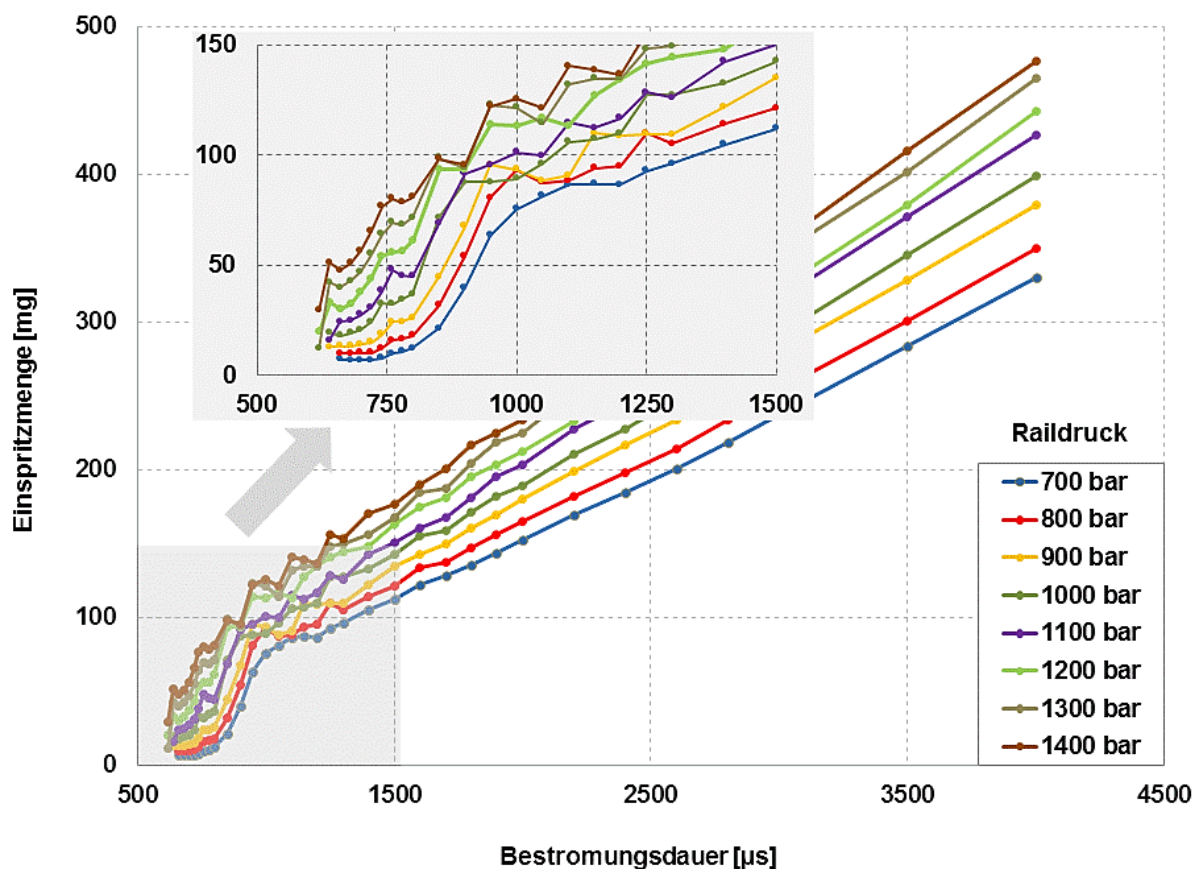


Abb. 7-1 Einspritzmengenkennfeld des CR-Versuchs-Injektors mit der Einspritzdüse $9 \times 0,21 \times 155^\circ$

Demnach besteht, abhängig vom Raildruck, erst ab Einspritzmengen von ca. 80 bis 130 mg ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen der Bestromungsdauer (BD) und den sich daraus ergebenden Einspritzmengen. Ursache hierfür sind die hohen Schuss-zu-Schuss-Abweichungen bei kurzen Nadelöffnungszeiten. Für den am Motor vorgesehenen Untersuchungs-Betriebspunkt

(1500 min^{-1} und 50% der Nennleistung) ergibt sich eine erforderliche Gesamt-Einspritzmenge von ca. 200 – 250 mg. Damit kommen bei Forderung einer reproduzierbaren Einspritzmenge vergleichsweise große Teil-Einspritzmengen in Frage. Wie viel Prozent der insgesamt notwendigen Einspritzmenge auf eine Teileinspritzung entfallen, hängt auch davon ab, inwieweit diese zu einem effektiv auf den Kolben wirkenden Energieumsatz beitragen. So kann bei Verbrennungen mit einem Zündzeitpunkt um OT das Einbringen einer Teilmenge vor der Haupteinspritzung die notwendige HE-Bestromungsdauer verkürzen.

Für den Einsatz von Mehrfacheinspritzungen ist neben den kleinsten, sicher darstellbaren Mengen die kleinstmögliche Einspritzpause von entscheidender Bedeutung. Das ist die Zeit, die zwischen dem Ende des ersten Bestromungssignals bis zum Beginn des zweiten Bestromungssignals mindestens liegen muss, um ein vollständiges Schließen der Injektornadel zu gewährleisten. Nur durch das vollständige Schließen ist eine eindeutige Trennung der Einspritzvorgänge möglich. Für den Versuchs-Injektor wurde anhand der Messungen am EVI unter Verwendung von DK eine kleinste Pause von ca. $700 \mu\text{s}$ ($= 0,7 \text{ ms}$) zwischen dem Bestromungsende der Voreinspritzung und dem Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung ermittelt, was bei einer Motordrehzahl von 1500 min^{-1} einem Abstand von ca. $6,5^\circ\text{KW}$ entspricht. Abb. 7-2 zeigt, dass bei einer Bestromungspause $>0,7 \text{ ms}$ ein reproduzierbares Minimum im Einspritzdruckverlauf vorliegt (linkes Bild). Bei einer Verkleinerung der Bestromungspause unter $0,7 \text{ ms}$ kommt es dagegen zu großen Abweichungen zwischen den einzelnen Einspritzvorgängen (rechtes Bild). Dies ist außerdem ein Hinweis darauf, dass die Düsenadel in diesem Fall nicht vollständig schließt.

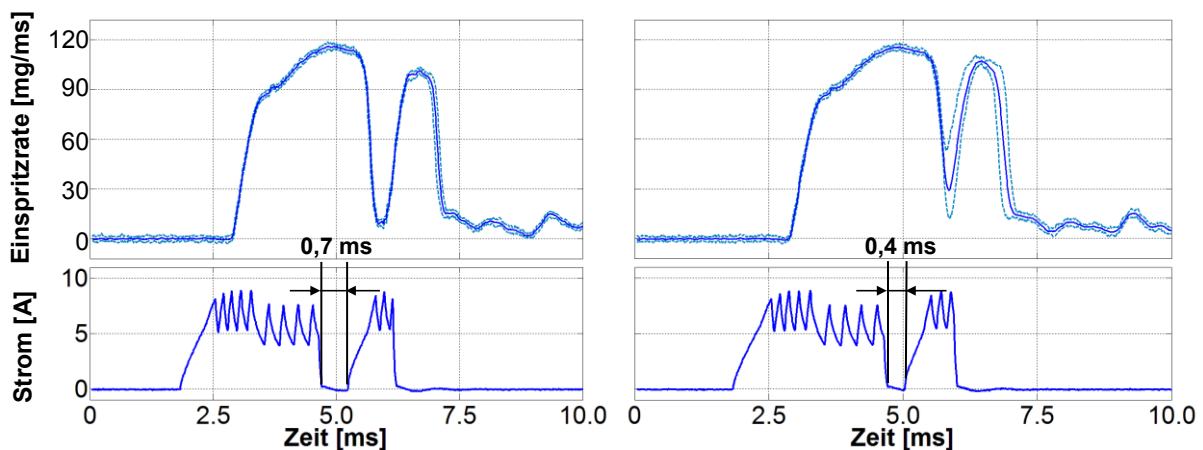


Abb. 7-2 Einfluss einer Unterschreitung der kleinstmöglichen Einspritzpause auf die Einspritzrate und die Abweichungen zwischen den einzelnen Einspritzvorgängen

Einfluss der erhöhten Viskosität bei Einsatz von Rückstandsölen

Beim Einsatz von Rückstandskraftstoffen und Gemischen führen deren höhere Viskositäten bzw. die erforderlichen Einspritztemperaturen zu Veränderungen im Öffnungs- und Schließverhalten sowie der Durchflüsse. Die Auswirkungen sind abhängig von dem jeweiligen Injektor. So kann es laut [FIN11] bei gleichen Ansteuerdauern durch den Einsatz von Kraftstoffen, die aufgrund ihrer höheren Viskosität stärker vorzuwärmen sind, zu kürzeren Nadel-Schließverzügen kommen. Demnach sind beim Einsatz von hochviskosen Rückstandsölen veränderte Einzeleinspritzmengen und –pausen zu erwarten. Ein signifikanter Einfluss auf die Einspritznadel-Öffnungszeiten wurde bei diesen Untersuchungen nicht beobachtet.

7.1.2. Hochdruck-/Hochtemperatur-Einspritzkammer

Mit den Versuchsreihen in der Hochdruck-/Hochtemperatur-Einspritzkammer wurde das Ziel verfolgt, durch optische Untersuchungen Erkenntnisse zu Strahleindringtiefe und Entzündung von Teileinspritzmengen zu verschiedenen Zeitpunkten zu erlangen. Vor allem vor dem Hintergrund des Ansatzes einer sehr frühen Voreinspritzung stellten sich im Vorfeld der Voreinspritzversuche am Motor folgende Fragen:

1. Bei welchen Einspritzmengen, Einspritzdrücken, Brennraumbedingungen und Kraftstoffen könnte der flüssige Teil des VE-Kraftstoffstrahls auf die Brennraumwand treffen?
2. Wie groß darf eine Voreinspritzmenge für verschiedene Einspritzdrücke und unter den verschiedenen Druck- und Temperaturverhältnissen im Brennraum gewählt werden, ohne dass diese vor Beginn der Haupteinspritzung zündet?

Zur Beantwortung der ersten Frage wurden auf der Grundlage von Messungen am Forschungsmotor 1VDS 18/15 Bereiche definiert, für die die jeweils mittleren Zylinderdrücke und -temperaturen als Basis der Untersuchungen in der HD-/HT-Einspritzkammer verwendet wurden (Abb. 7-3). Dabei wird von konstanten Ladeluftdrücken bei gleichen Motorbetriebspunkten ausgegangen. Diese sind am Forschungsmotor einstellbar und Ladeluftdruck-Variationen waren im Rahmen dieser Versuche nicht vorgesehen. Für die zu den verschiedenen Kolbenpositionen ermittelten Brennraumbedingungen wurden, zunächst für Destillatkraftstoff, jeweils Einspritzdruck und Injektorbestromungsdauer variiert und der Einfluss auf die Eindringtiefe des flüssigen Strahlkerns beobachtet.

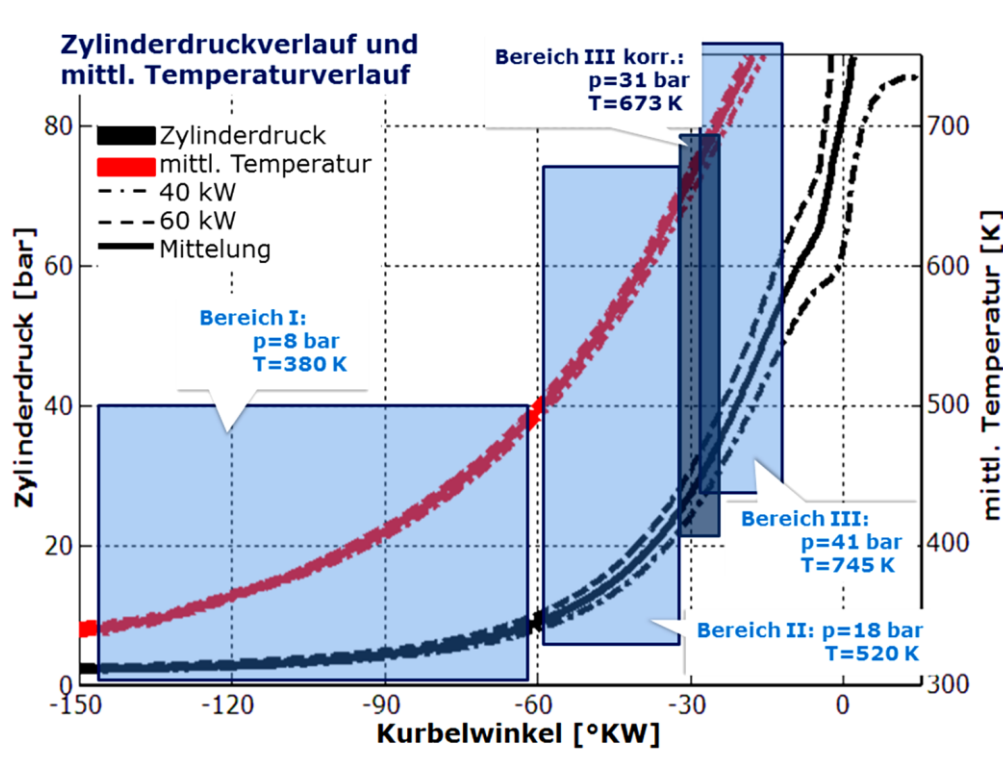
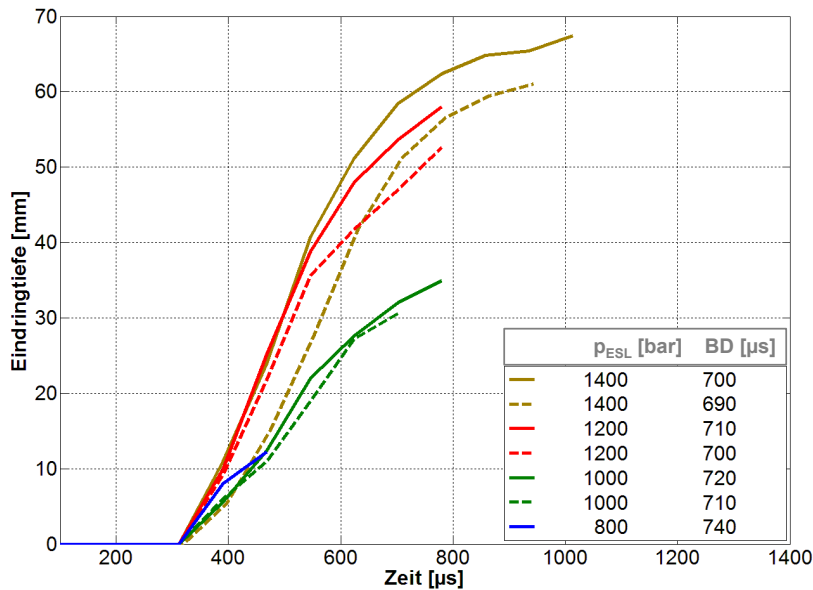


Abb. 7-3 Anhand der Zylinderdruck- und -temperaturverläufen festgelegte Bereiche verschiedener Einspritzkammerbedingungen [EPP13]

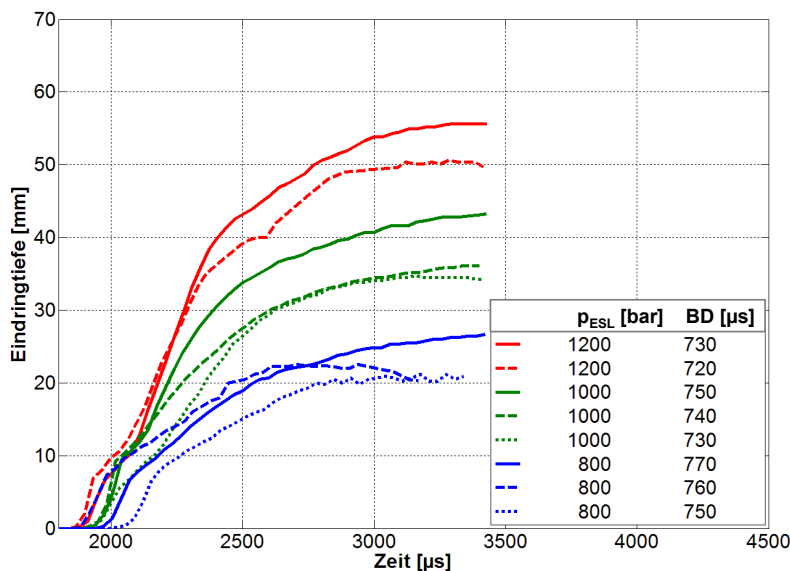


Aus den optischen Untersuchungen in der Einspritzkammer mit den für die Vor-einspritzung vorgesehenen Einspritzmengen wurde deutlich, dass bei den ab 60° KW v. OT angenommenen Brennraumbedingungen ($T_{Gas} \approx 520K$ und $p_{Zyl} \approx 18$ bar) nicht mit einem Kraftstoffwandauftrag zu rechnen ist [REM11], [EPP13].

Abb. 7-4: Eindringtiefe der Flüssigphase unter Einspritzkammerbedingungen entsprechend den Brennraumbedingungen bei 30° KW v. OT ($p_{Brennraum} = 30$ bar, $T_{Brennraum} = 673$ K) [EPP13]

7.1.3. Brennraum des Einzylinder-Motors

Auf der Grundlage der Voruntersuchungen in der Einspritzkammer wurden die Ergebnisse am Forschungsmotor validiert. Für die optischen Untersuchungen des Brennraums kam die Hochgeschwindigkeitsphotographie zum Einsatz [EPP13].



Für die Versuche wurden die für die Motorlastpunkte $p_{mi} = 11$ bar (50% Motor-Nennlast) und $p_{mi} = 17$ bar (75% Motor-Nennlast) repräsentativen Ladeluftdrücke 1,9 bar bzw. 2,4 bar eingestellt.

In Abb. 7-5 sind die Kraftstoffspray-Eindringtiefen einer VE-Menge bei einem Bestromungsbeginn von 60° KW v. OT bei Motor-Teillast ($p_{mi}=11bar = 40kW$ Leistung = 50% Motorlast) für verschiedene Bestromungsdauern und Einspritzdrücke dargestellt.

Abb. 7-5 Am optischen Motor bestimmte Eindringtiefe der Flüssigphase bei einem Ladeluftdruck von 1,9 bar für verschiedene Raildrücke und Bestromungsdauern (BD)

Die unter realen Brennraumbedingungen gemessenen Eindringtiefen der Flüssigphase waren geringer als die Strahlängen, die in der Einspritzkammer mit den nachgestellten Brennraumbe-



dingungen ermittelt wurden. Als Ursache wird die, im Gegensatz zur Kammer, vorliegende Ladeluftbewegung im realen Motor vermutet.

Anhand Abb. 7-6 wird für einen Einspritzdruck von 1200 bar und einer Bestromungsdauer von 730 μ s verdeutlicht, dass unter Kenntnis der Strahlausbreitung und der Kolbenposition nicht mit einem Auftrag flüssigen Kraftstoffs auf die Zylinderwand zu rechnen ist.

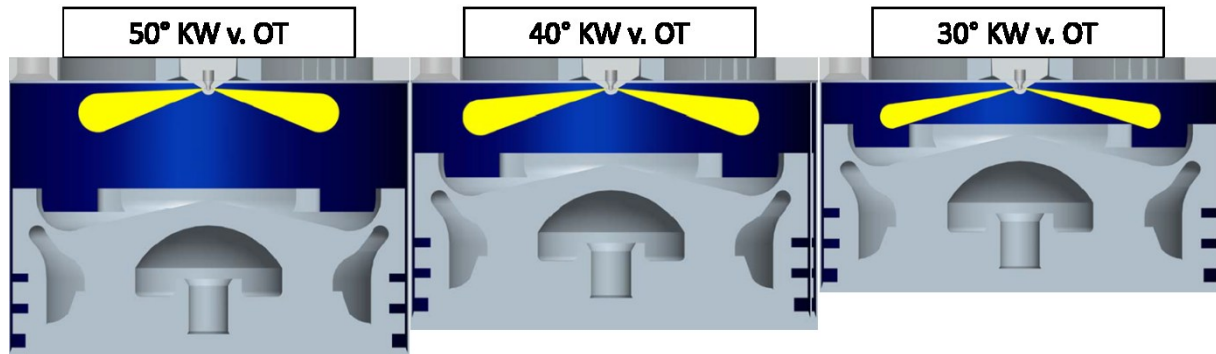


Abb. 7-6 Schematische Darstellung der Ausbreitung eines DK-Kraftstoffstrahls im Brennraum des 1VDS 18/15 unter Verwendung der aus optischen Messungen bestimmten Eindringtiefen und Kegelwinkel sowie der berechneten Kolbenposition

Dementsprechend kann auch bei kleineren Einspritzdrücken (und daraus resultierenden geringeren Eindringtiefen) davon ausgegangen werden, dass es nicht zum Auftreffen des Kraftstoffs auf die Brennraumwand kommt.

Auch eine Simulation der Strahlausbreitung bestätigt, dass bei den vorgesehenen VE-Einspritzmengen kein Kraftstoffwandauftrag auftritt.

Abb. 7-7 zeigt die Simulationsergebnisse für einen Einspritzdruck von 900 bar bei zwei verschiedenen Einspritzbeginnen (50,5° und 42,75°KW v. OT).

Durchgeführt wurde die Simulation mit dem CFD-Code AVL Fire und den Modellen „Core Injection“ (Primäraufbruch); „Wave-Child“ (Sekundäraufbruch) sowie „Dukowicz“ (Verdampfung) unter Berücksichtigung der dynamischen Brennraumbedingungen.

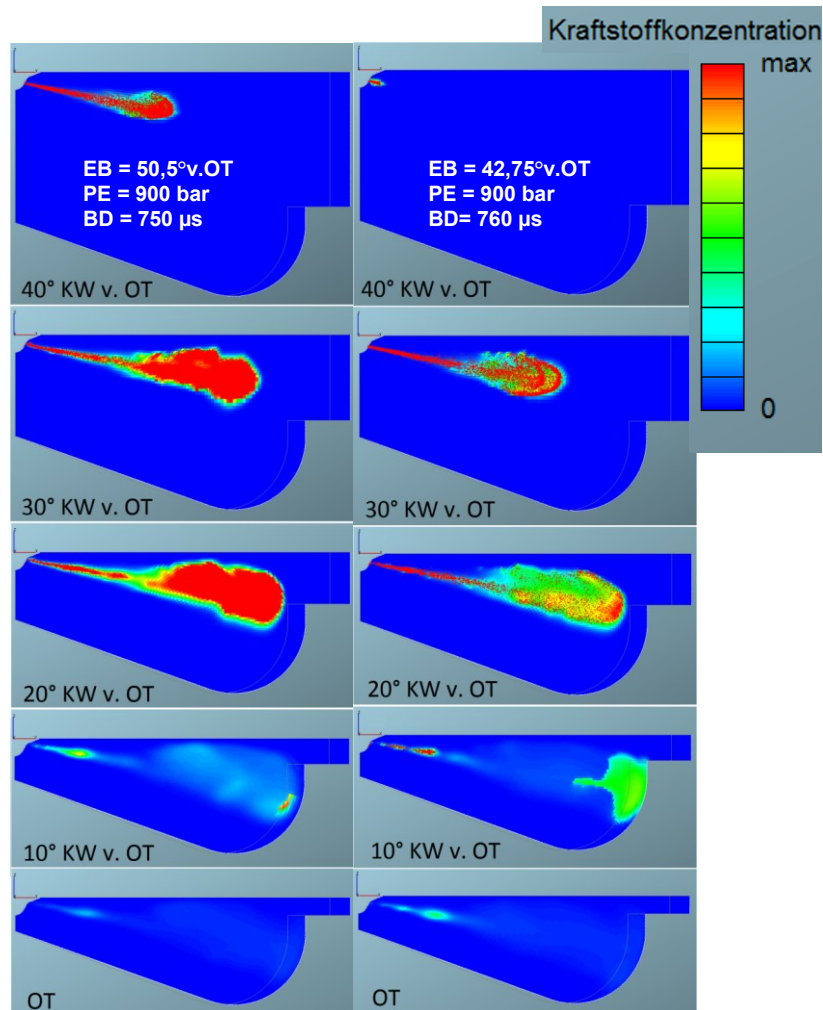


Abb. 7-7 Simulationsergebnisse zum Strahleintrittsverhalten für zwei anvisierte VE-Zeitpunkte und -mengen [STE12]

Ein Wandauftrag muss auch beim Einsatz hochviskoser Kraftstoffe ausgeschlossen werden können. Daher wurden im Vorfeld der Untersuchungen im Brennraum des Forschungsmotors 1VDS 18/15 auch Hochgeschwindigkeitsaufnahmen des Einspritzverhaltens eines Rückstandsöles mit geringer Viskosität ($\nu_{50} = 49 \text{ mm}^2/\text{s}$ durch Beimischung von Destillatkraftstoff) ausgewertet. Mit einem Bestromungsbeginn von 60°KW v. OT sowie einer Bestromungsdauer von 760 μ s, wurden für die Versuche Bereiche gewählt, die für eine frühe Voreinspritzung relevant erscheinen (Abb. 7-9).

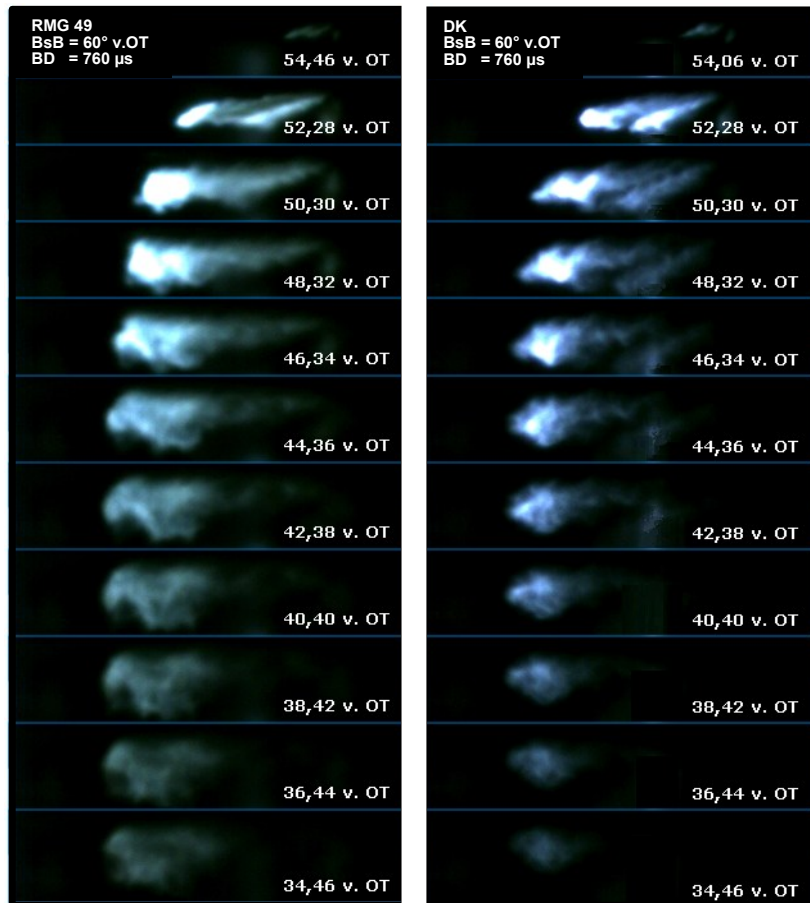


Abb. 7-8 Einspritzstrahlausbreitung von Rückstandsöl im Vergleich zu Dieselkraftstoff im Brennraum des Forschungsmotors 1VDS 18/15

Es zeigte sich, dass das untersuchte Rückstandsöl im Vergleich zu Dieselkraftstoff größere Strahleindringtiefen erreicht. In Abb. 7-8 ist nur der flüssige Anteil des Kraftstoffstrahls erkennbar. Der daraus ermittelte Winkel (Abb. 7-9) zeigt dementsprechend für das Rückstandsöl einen weiter aufgefächerten Kraftstoffeinspritzstrahl-Kegelwinkel. Dieses ist damit zu erklären, dass das Rückstandsöl nicht so schnell verdampft wie der Dieselkraftstoff. Dessen dampfförmiger Bereich ist in den gezeigten Hochgeschwindigkeits-Sequenzen nicht erkennbar. Die Ursache für die höhere Eindringtiefe und die größere Beständigkeit des flüssigen Strahlkerns gegenüber der Verdampfung sind die größeren Tröpfchendurchmesser. Diese ergeben sich durch die höhere Viskosität der Rückstandsbrennstoffe [BUC08, FIN11].

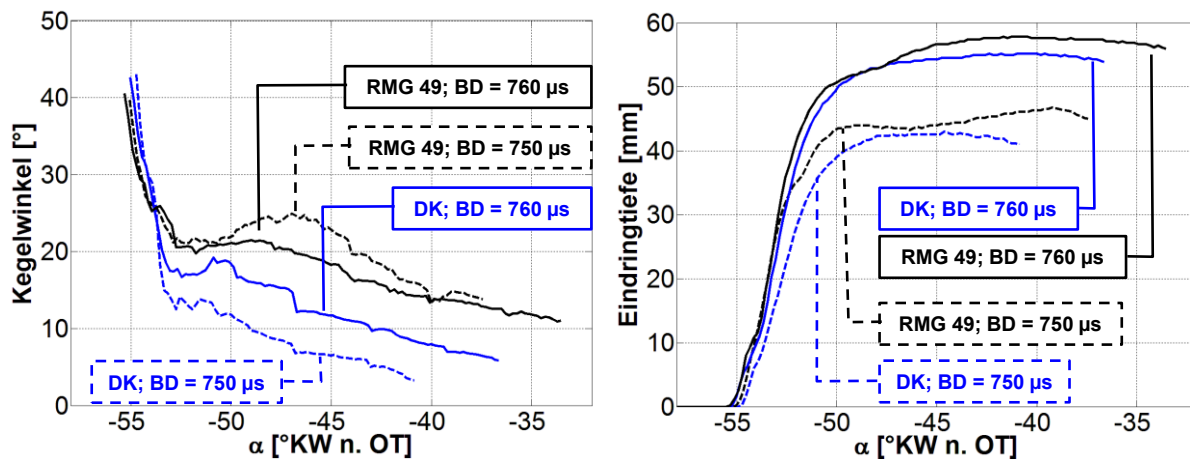


Abb. 7-9 Eindringtiefe und Kegelwinkel des Rückstandsöls (schwarz) im Vergleich zu Dieselkraftstoff (blau) für Bestromungsdauern $BD = 760 \mu s$ (durchgezogen) und $BD = 750 \mu s$ (gestrichelt)

Zur Detektion eines möglicherweise doch stattfindenden Kraftstoffwandauftrages bei der Variation der Einspritzparameter und -strategien wurden im Verlauf der Motorversuche die HC-Emissionen überwacht. Dabei wurde davon ausgegangen, dass ein an der kalten Brennraumwand aufgetragener Kraftstoff nicht oder nur sehr unvollständig verbrennt und daher eine plötzliche Erhöhung der HC-Emission ein Indiz für eine Benetzung der Brennraumwand mit Kraftstoff darstellen kann. Tatsächlich festgestellte Anstiege der HC-Emissionen bei den frühen Voreinspritzungen mit hoher VE-Menge konnten aufgrund optischer Untersuchungen der Einspritz- und Verbrennungsvorgänge einer Konzentration von Kraftstoffspray am Zylinderkopfboden zugeordnet werden. Dieser Effekt wurde durch Simulation der Vorgänge im Brennraum bestätigt [EPP13]. Ein Anstieg der Kraftstoffkonzentration im Motorschmieröl infolge von Voreinspritzungen wurde über die gesamte Zeit der Motorversuche nicht festgestellt.

Um zu untersuchen, unter welchen Bedingungen eine VE-Menge zündet, wurden Hochgeschwindigkeitsaufnahmen im Brennraum mit optischem Zugang durchgeführt.

Bei einem Einspritzbeginn von 27°KW v. OT ($p_{\text{Zyl.}} \approx 30 \text{ bar}$ und $T_G \approx 673 \text{ K}$), $1,9 \text{ bar}$ Ladeluftdruck ($p_{\text{mi}} = 11 \text{ bar}$) und einem Einspritzdruck von 800 bar für Einspritzmengen, die sich bei einer Bestromungsdauer von 730 bzw. $740 \mu s$ ergeben (ca. 20 mg) wurde eine Zündung der Kraftstoffmengen beobachtet (Abb. 7-10).

Anhand der Hochgeschwindigkeitsaufnahmen konnte im Bereich von 60°KW bis ca. 35°KW v. OT (bei $n=1000 \text{ min}^{-1}$) bei Einbringung der vorgesehenen VE-Mengen keine Zündung detektiert werden.



Abb. 7-10 Einspritzvorgang und Zündung einer Kraftstoffmenge in der Größenordnung der für die Motorversuche vorgesehenen VE-Mengen bei einem EB von 27°KW v. OT [EPP13]

Fazit zu Kraftstoffwandaufrag und abgesetzter Zündung durch eine VE-Menge

Um ein Auftreffen flüssigen Kraftstoffs auf die Brennraumwände durch Voreinspritzung zu vermeiden, wurden optische Untersuchungen in Einspritzkammer und Brennraum sowie Simulationen und Beobachtungen der Emissionen während der Motor-Versuche ausgewertet. Es wurden für verschiedene Kraftstoffe, Einspritzdrücke und Einspritzmengen Zeitfenster festgelegt, bei deren Einhaltung keine Gefahr des Auftreffens von Kraftstoff auf die Brennraumwände besteht [REM11].

Für VE-Strategien, bei denen keine Verbrennung der VE-Menge vor Beginn der Hauptverbrennung stattfinden soll, ist am Versuchsträger ein Einspritzbeginn nach 30°KW v. OT zu vermeiden.

Optische Brennraum-Untersuchungen zur Mehrfacheinspritzung

Im Anschluss an die Versuche zum Verhalten kleiner Voreinspritzmengen wurde die VE-Menge mit einer Haupteinspritzung kombiniert, um deren Interaktion unter möglichst realen Bedingungen zu beobachten. Anhand der Hochgeschwindigkeitsaufnahmen im Brennraum sollen die Effekte einer Voreinspritzung sichtbar gemacht werden. Die optischen Voruntersuchungen am Versuchsträger mit einer frühen Voreinspritzung ($BB_{VE} = 55^\circ KW$ v. OT) zeigen, dass die Einspritzung einer kleinen Kraftstoffmenge, die in diesem Bereich selbst nicht zündet, zu einer schnelleren Zündung und Verbrennung der Haupteinspritzmenge führt (Abb. 7-11). Das gilt trotz einer größeren Eindringtiefe und einer deutlich längeren Verdampfungszeit auch für das Diesel-Schwerölgemisch.

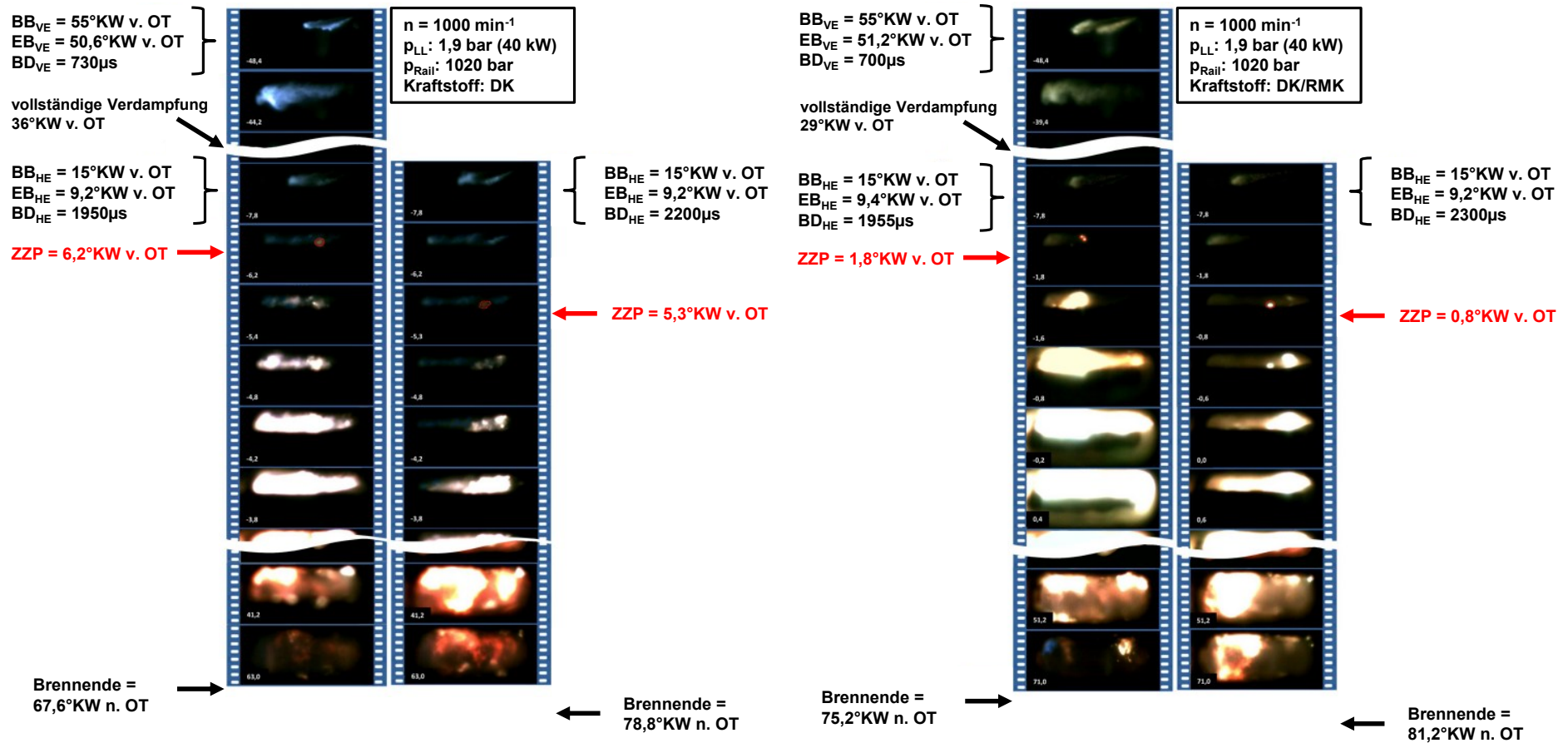


Abb. 7-11 Vergleich einer Verbrennung bei Einsatz einer frühen VE (ohne Vorverbrennung) und ohne VE für DK und Destillat-Rückstandsöl-Gemisch [EPP13]

7.2. Umsetzung und Anpassung von Voreinspritz-Strategien am Forschungsmotor

7.2.1. Voreinspritzungen mit möglichst kleiner Einspritzpause

Anhand der am Forschungsmotor durchgeführten Messungen sind zur sicheren Trennung zwischen Vor- und Hauptverbrennung bei Einsatz von DK Bestromungspausen von ca. 1500 μs (entsprechend $13,5^\circ\text{KW}$ bei 1500 min^{-1}) einzuhalten (Abb. 7-12). Bei Einsatz von zündträgerten Rückstandsölen kann der Energieumsatz in Folge der Voreinspritzung vor Beginn der Verbrennung der HE-Menge nicht vollständig abgeschlossen werden. Der zumindest teilweise Umsatz der VE-Menge erfolgt als vorgemischte Verbrennung, während die Verbrennung der Haupteinspritzmenge keinen Premix-Peak mehr aufweist. Wird die bei diesem Setup und einem p_{mi} von 11 bar kleinstmögliche Einspritzmenge eingebracht (ca. 20-25% der HE-Menge), bewirkt dies stark schwankende Brennverläufe mit z.T. extremen Spitzendrücken. Die Ursache dafür liegt darin, dass die Verbrennung von schwankenden VE-Mengen (Reproduzierbarkeit der Einspritzmengen vgl. Kap. 7) vor OT bei EB_{HE} nicht abgeschlossen ist und sich somit für die Hauptverbrennung ungleichmäßige Zündbedingungen ergeben.

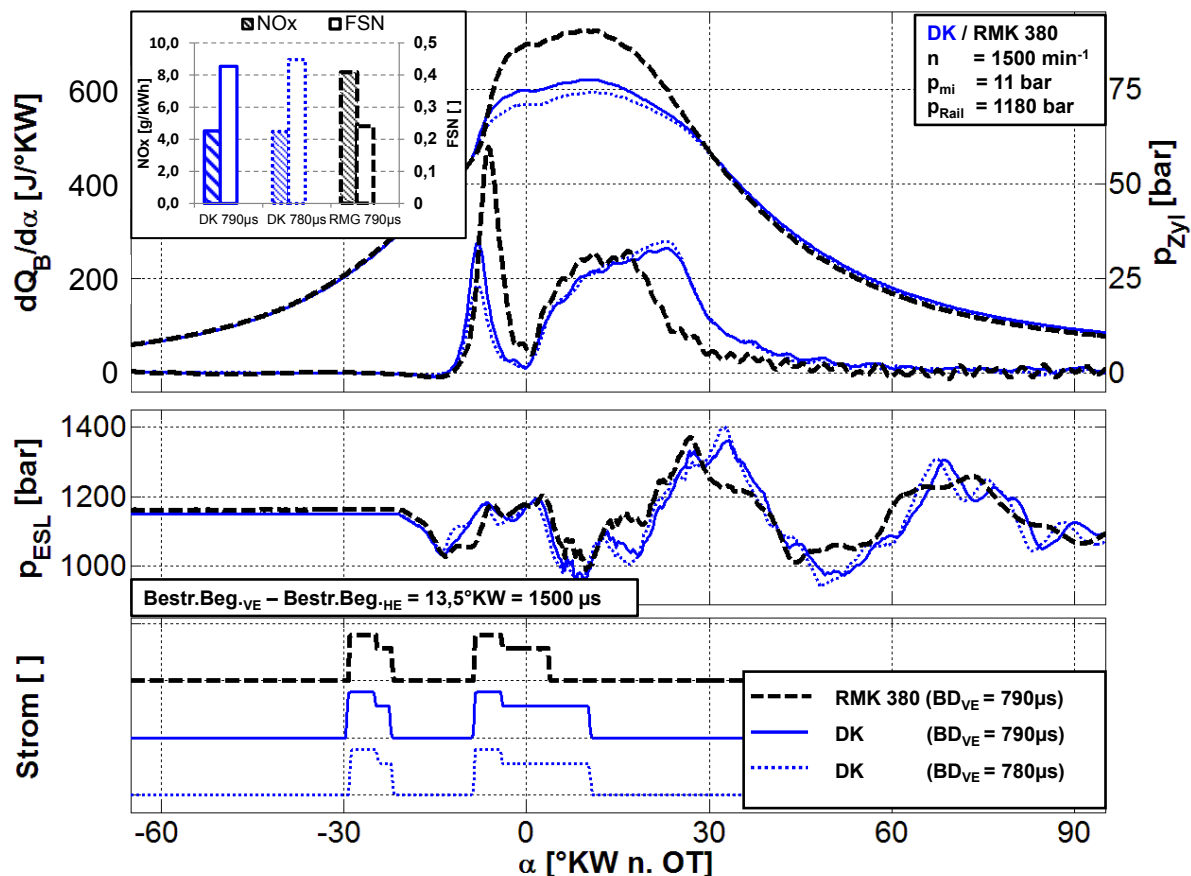


Abb. 7-12 Voreinspritzstrategie mit kleiner Einspritzpause für DK und RMK 380

$Q_{50, \text{DK}, 790\mu\text{s}} = 17,75^\circ\text{KW n. OT}$; $Q_{50, \text{DK}, 780\mu\text{s}} = 18,25^\circ\text{KW n. OT}$; $Q_{50, \text{RMK380}, 790\mu\text{s}} = 10,5^\circ\text{KW n. OT}$ ⁶

⁶ Weitere Informationen zu Zeitpunkten, Dauern und Pausen der Injektor-Bestromung finden sich jeweils in Tabelle A 1



Anhand der beiden in Abb. 7-12 dargestellten Zylinderdruck- und Brennverläufe für Dieselmotoren werden die Auswirkungen einer Änderung der VE-Menge deutlich, die sich bei einer Erhöhung der Injektor-Bestromungsdauer um $10\ \mu\text{s}$ (ca. $0,10^\circ\text{KW}$) ergibt. Verursacht werden die starken Unterschiede bei kleinen Änderungen der VE-Menge durch die nicht ausreichend reproduzierbar einstellbaren Einspritzmengen. Diese ergeben sich aus den Reaktionsgeschwindigkeiten der Injektornadel und un stetigen Durchflussmengen bei Bestromungszeiten in diesem Bereich des Einspritzkennfeldes. Dementsprechend stellt sich ein sehr instabiler Motorbetrieb ein; es kommt zu großen Abweichungen zwischen den Arbeitsspielen. Festgestellte Nachteile bezüglich des inneren Wirkungsgrades und damit des Kraftstoffverbrauches sind Folge der ungünstigen Energiefreisetzung v. OT.

Auch auf eine Veränderung des Kraftstoffs (RMK 380 und DK) reagiert die Verbrennung sehr stark – es werden bei gleicher Bestromungspause und VE-Bestromungsdauer Zustände erreicht, bei denen sich keine Trennung zwischen der Verbrennung von Vor- und Haupteinspritzmenge einstellt. Hier ist als Ursache neben der kraftstoffabhängigen Injektorcharakteristik auch der längere Zündverzug des Rückstandsöles RMK 380 zu nennen. In dem hier dargestellten Fall der Vorwegnahme des Premix-Peaks der Verbrennung der HE-Menge durch eine sehr intensive Premixverbrennung der VE-Menge (RMK 380) kam es zu einer für diese Schwerpunkt-lage ($10,5^\circ\text{KW}$ n. OT vs. ca. 18°KW n. OT für DK) sehr hohen NO_x -Emission. Wenn es, wie bei den beiden blau dargestellten DK-Verläufen, gelingt, die Vorverbrennung auf einem möglichst niedrigen Niveau zu halten, sind bei späten Haupteinspritz-Zeitpunkten Verbrennungen mit geringen NO_x -Emissionen bei moderater Abgasschwärzung darstellbar.

Fazit zu Voreinspritzungen mit kleinstmöglicher Einspritzpause

Bei kleinen Einspritzpausen und unter Einsatz möglichst kleiner VE-Mengen ist eine Vorverbrennung realisierbar, die zu Brennverläufen führt, bei denen während der Hauptverbrennung kein Premix-Peak erkennbar ist. Wenn es gelingt, die Vorverbrennung auf einem möglichst niedrigen Niveau zu halten, sind Verbrennungen mit geringen NO_x -Emissionen bei moderater Abgasschwärzung darstellbar. Aufgrund des großen Energieumsatzes vor OT kommt es gegenüber einer gut eingestellten Verbrennung ohne Voreinspritzung zu Nachteilen bezüglich des inneren Wirkungsgrades η_i und des spezifischen Kraftstoffverbrauches b_e . Eine reproduzierbare Einstellung der Parameter zur Darstellung dieser Verläufe ist schwierig und kraftstoffabhängig. Es kommt zu großen Abweichungen zwischen den Arbeitsspielen. Bei Einsatz von Einspritzsystemen, die kleinere Mindesteinspritzmengen ermöglichen, können mit diesem Voreinspritz-Konzept bessere Ergebnisse erreicht werden.

7.2.2. Voreinspritzung mit kleiner Einspritzpause bei früheren Haupteinspritz-Zeitpunkten

Mit dem Ziel, auch unter der Bedingung nicht weiter reduzierbarer Kleinst einspritzmengen, eine starke Energiefreisetzung vor OT zu vermeiden, wurden die Bestromungszeiten beider Teileinspritzungen auf frühere Zeitpunkte verschoben. Der Ansatz besteht darin, dass aufgrund der zum Einspritzzeitpunkt der Voreinspritzung herrschenden Brennraumbedingungen keine vollständige Verbrennung der VE-Menge erfolgt. Stattdessen soll die VE- zusammen mit der HE-Menge umgesetzt werden. Ziel war es eine Möglichkeit zu finden die VE-Menge soweit erhöhen zu können, dass die Einspritzmengen aufgrund der Injektorcharakteristik stabiler werden. Die Realisierung der im Einspritzverlaufsindikator bestimmten, kleinstmöglichen Einspritzpausen ($700\ \mu\text{s}$ bzw. $6,6^\circ\text{KW}$) ohne Anpassung des Zeitpunktes der Haupteinspritzung führt unter Motorbedingungen



zu Brennverläufen, bei denen keine klare Unterscheidung zwischen Vor- und Hauptverbrennung gewährleistet ist. Durch einen VE-Bestromungsbeginn (BsB_{VE}) bei ca. 40°KW v. OT, einer Bestromungsdauer (BD) von 9,25°KW und einer Bestromungspause (BP) von 12,5°KW konnten für Destillatkraftstoff Brennverläufe dargestellt werden, deren Hauptverbrennung keinen Premix-Peak aufweist (Abb. 7-13).

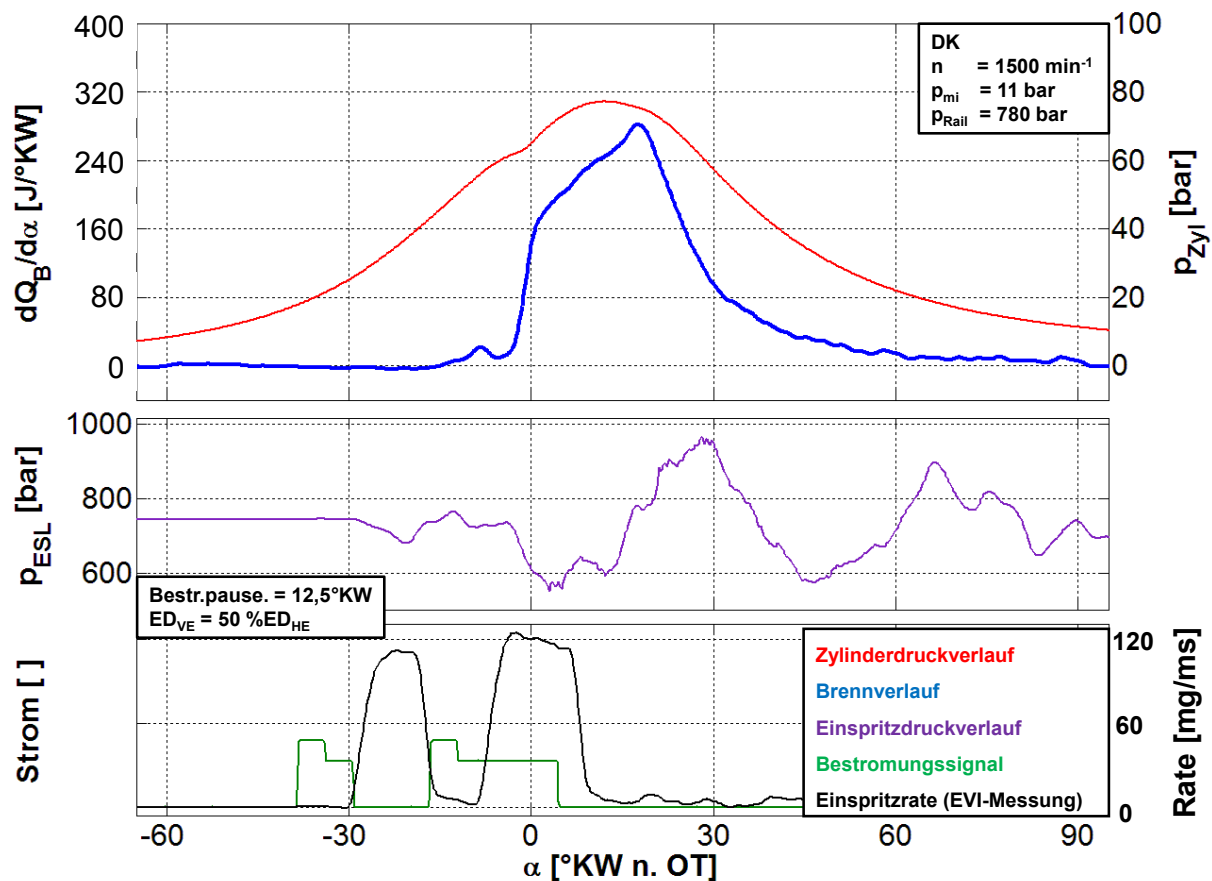


Abb. 7-13 Verlauf bei Einsatz einer „brennverlaufsoptimierten Voreinspritzstrategie“ mit Dieselkraftstoff

Diese Brennverläufe zeichnen sich durch ein hohes Potenzial zur Emissionsminderung im Ruß-NO_x-trade-off aus. Im Folgenden sollen Einspritzstrategien, die zu geschlossenen Brennverläufen mit stark reduziertem oder nicht vorhandenem Premix-Peak führen, als „brennverlaufsoptimierte VE-Strategie“ (bzw. „opt.VE“) bezeichnet werden. Trotz der Vermeidung eines signifikanten, abgesetzten Umsatzes der VE-Menge ist die Einstellung der entsprechenden Einspritzparameter schwierig und es kommt zu großen Schwankungen zwischen den einzelnen Verbrennungen.

7.2.3. Übertragung auf Rückstandsöl und Effekte auf den Brennverlauf

Bei der Übertragung dieser Einspritzstrategie auf ein Rückstandsöl können Brennverläufe realisiert werden, die denen mit DK ähneln (z.B. Abb. A 3 und Abb. 7-14). Abb. 7-14 zeigt für ein Rückstandsöl zwei mittels Voreinspritzung geformte Brennverläufe im Vergleich zu einem Verlauf mit ähnlicher Schwerpunktlage ohne Voreinspritzung. Die Brennverläufe mit Voreinspritzung weisen nach einer anfangs geringen Energiefreisetzung eine sanftere Brenneinleitung mit einem deutlich abgesenkten Premix-Peak auf. Gleichzeitig liegt das Niveau des Energieumsatzes in der

Diffusionsphase höher und das Brennende wird zeitgleich mit dem Verlauf ohne Voreinspritzung erreicht.

Damit erfüllt ein Brennverlauf mit großer VE-Menge und kleiner Pause für ein Rückstandsöl wesentliche Voraussetzungen für eine Optimierung der Verbrennung hochviskoser Kraftstoffe hinsichtlich der Reduzierung von NO_x - und Rußemission.

Der Vergleich der beiden Brennverläufe mit Voreinspritzung in Abb. 7-14 veranschaulicht jedoch auch das Problem dieser Einspritzstrategie. In diesem Beispiel führt die Verschiebung des BB_{VE} um $1,5^\circ\text{KW}$ in Richtung OT zu einer Verlängerung der Haupteinspritzdauer aufgrund des Abfalls des η_i um ca. 2%. Ursache ist die deutliche Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes in Richtung spät, was sich in einem Anstieg der FSN um ca. 60% bei einer Reduzierung der NO_x -Emission um ca. 24% niederschlägt. Außerdem kommt es zu einem ungleichmäßigeren Brennverlauf. Eine Änderung des VE-Einspritzzeitpunktes in dieser Größenordnung kann bereits durch unterschiedliche Kraftstoff-Viskositäten hervorgerufen werden. Diese Tatsache bestätigt die bereits für DK getroffene Aussage, dass die Voreinspritzung der kleinstmöglichen Einspritzmenge zu einem Zeitpunkt, an dem sie nicht separat reagiert, zwar ein hohes Potenzial zur Senkung der Schadstoffemissionen aufweist, jedoch mit der verfügbaren Einspritztechnik unzureichend zu kontrollieren ist.

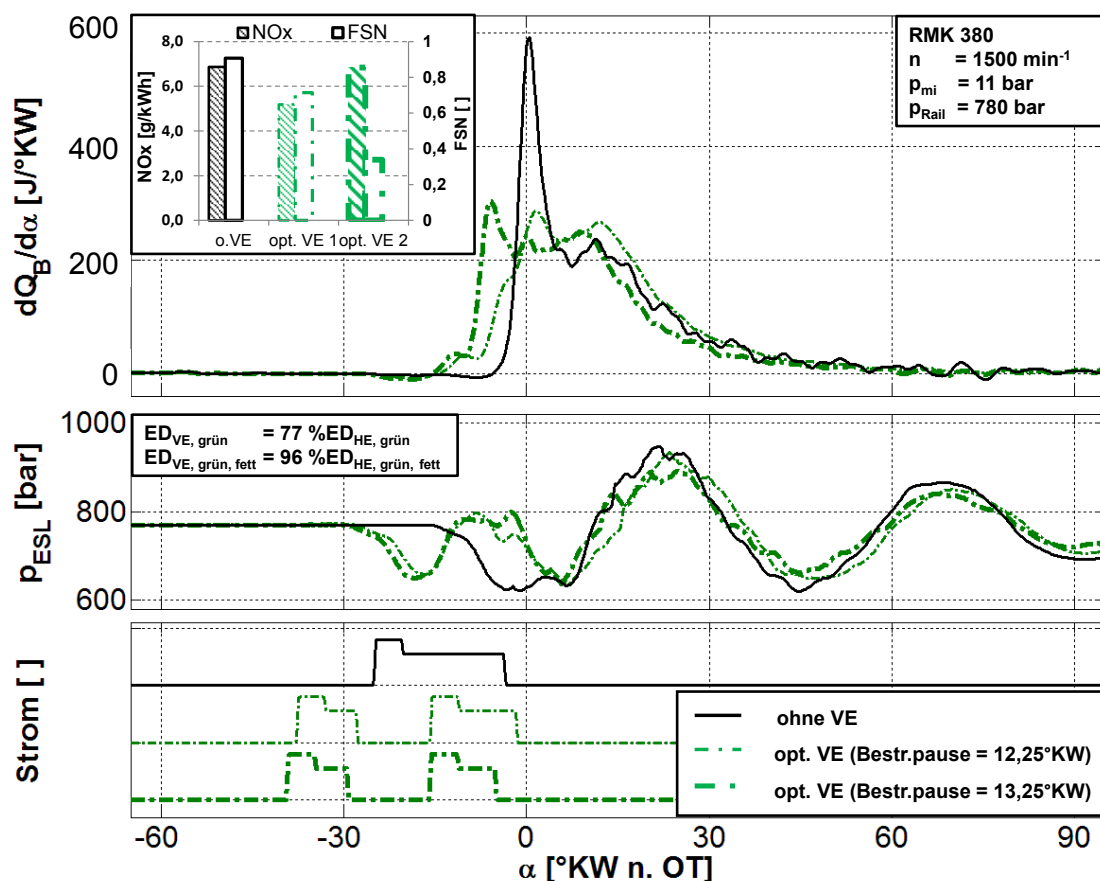


Abb. 7-14 Variationen des VE brennverlaufsoptimierten VE im Vergleich zu einer Verbrennung ohne VE mit ähnlichem Verbrennungsschwerpunkt

$Q_{50, \text{ohne VE}} = 10^\circ\text{KW n. OT}$;

$Q_{50, \text{opt. VE, Bestr.pause}=12,25^\circ\text{KW}} = 11,25^\circ\text{KW n. OT}$; $Q_{50, \text{opt. VE, Bestr.pause}=13,25^\circ\text{KW}} = 7^\circ\text{KW n. OT}$

7.2.4. Einfluss der brennverlaufsoptimierten Voreinspritzung auf die Verbrennungsstabilität

Vor dem Hintergrund einer möglichen Verbesserung des Brennverhaltens hochviskoser Rückstandsöle soll im Folgenden die „brennverlaufsoptimierte Voreinspritzung“ auf ihren Einfluss auf die Stabilität des Zündzeitpunktes untersucht werden. Da im Fall von Voreinspritzungen die genaue Bestimmung eines Zündzeitpunktes definitionsabhängig und fehlerbehaftet ist (vgl. Abs. 5.4.1), sollen zur Veranschaulichung die Zylinderdruckverläufe im relevanten Bereich dargestellt werden (Abb. 7-15). Anhand der 78 zusammen dargestellten Einzel-Zylinderdruckverläufe sind neben der Visualisierung ihrer Streuung im Bereich des Zündzeitpunktes auch Aussagen über Spitzendrücke und den weiteren Verlauf der Verbrennung möglich. In Abb. 7-15 sind zunächst für DK die Zylinderdruckverläufe einer Verbrennung ohne Voreinspritzung denen der in Abb. 7-13 dargestellten Verbrennung mit einer großen VE-Menge und kleiner Einspritzpause gegenübergestellt. Im Fall der Voreinspritzung streuen die Verläufe zu Beginn der Verbrennung bereits stärker über den Kurbelwinkel. Für Destillatkraftstoffe sind bei Einsatz der Voreinspritzung die Abweichungen des Zündzeitpunktes der einzelnen Arbeitsspiele größer als bei einem Motorbetrieb ohne Voreinspritzung. Darüber hinaus werden insgesamt höhere Brennraumdrücke erreicht.

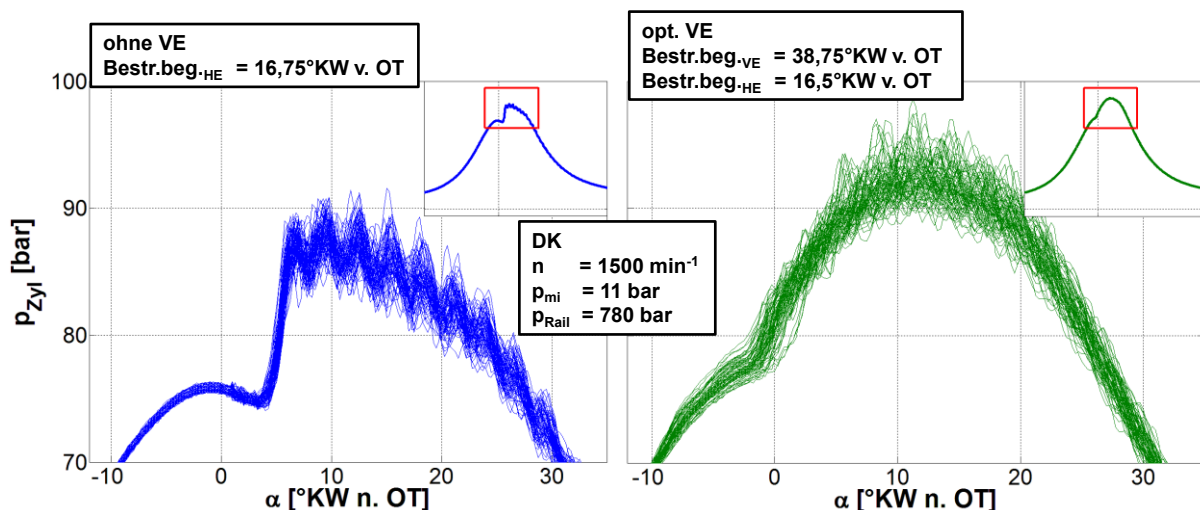


Abb. 7-15 Schwankungsbreite der Zylinderdruckverläufe von 78 Arbeitsspielen für DK
a) ohne VE b) mit VE (brennverlaufsoptimiert Abb. 7-13)

Stellt man für die in Abb. 7-14 gezeigten Einspritzstrategien mit Rückstandsöl die einzelnen Zylinderdruckverläufe dar, lässt sich ein ähnlicher Effekt feststellen – die Verläufe variieren hinsichtlich ihrer Druckniveaus und ihrer Lage, was auf schwankende Zündzeitpunkte zurückzuführen ist (Abb. 7-16). Der bereits angesprochene starke Einfluss von kleinen Änderungen bezüglich der Lage der Voreinspritzung und der Einspritzpause wird auch deutlich, wenn man die beiden Kurvenscharen für die Voreinspritzung bei Einsatz von Rückstandsölen betrachtet. Die Voreinspritzung mit unwesentlich größerer Einspritzpause führt zu Verläufen, die im Hinblick auf die Höhe des Maximaldrucks denen ohne Voreinspritzung vergleichbar sind und die charakteristischen Zylinderdruckschwankungen in abgeschwächter Form zeigen.

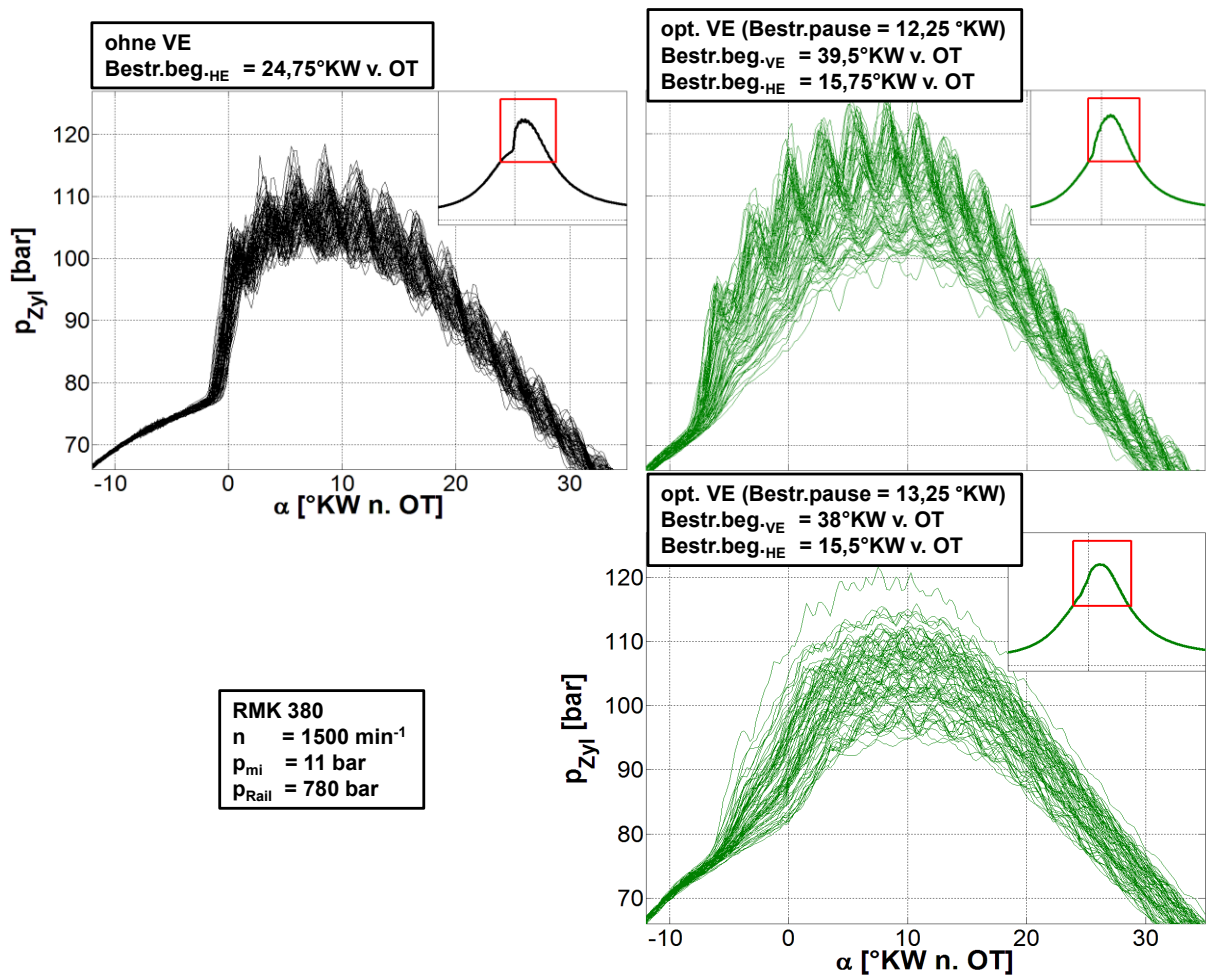


Abb. 7-16 Zylinderdruckverläufe von 78 Arbeitsspielen der in Abb. 7-14 dargestellten Brennverläufe für ein Rückstandsöl (RMK 380)

Als Kriterium zur Bewertung der Stabilität der Verbrennung kann auch die Abweichung der Zylinderdrücke der einzelnen Arbeitsspiele herangezogen werden (vgl. Kap. 5.4.2.3). Dazu ist in Abb. 7-17 für die in Abb. 7-13 dargestellten Brennverläufe (DK mit und ohne VE) sowie für die in Abb. 7-14 dargestellten Brennverläufe (Rückstandsöl RMK 380) die Standardabweichung des Zylinderdrucks σp_{Zyl} über den Kurbelwinkel aufgetragen.

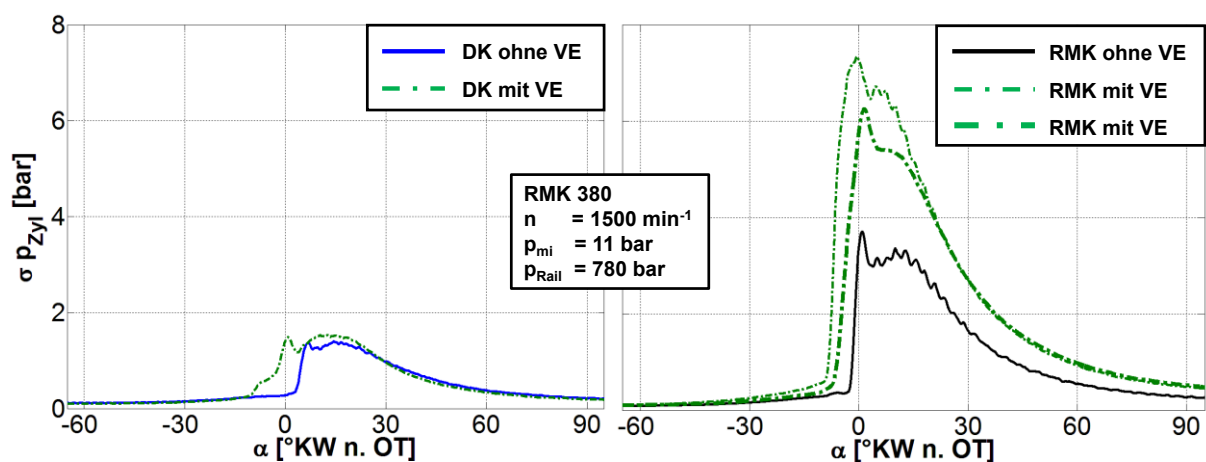


Abb. 7-17 Standardabweichung der Zylinderdrücke über °KW für DK und RMK 380 bei brennverlaufs-optimierter VE im Vergleich zur Standardabweichung bei Betrieb ohne Voreinspritzung



Der Vergleich von DK und RMK 380 bestätigt die stärkeren Schwankungen zwischen den einzelnen Verbrennungen bei Einsatz von Rückstandsölen. Im Fall von DK ist der Einfluss der Voreinspritzung auf die Höhe der Abweichungen vom mittleren Zylinderdruckverlauf vernachlässigbar. Stattdessen wird in dieser Darstellung der frühere Beginn des Energieumsatzes infolge der Voreinspritzung anschaulich. Bei Einsatz des Rückstandsöls RMK 380 (rechte Abbildung) führt die VE-Menge zu stärkeren Abweichungen zwischen den Arbeitsspielen während der gesamten Verbrennung. Eine Stabilisierung des Zündzeitpunktes und der Verbrennung konnte nicht nachgewiesen werden. Bei Untersuchungen höherer Kraftstoffviskositäten am Einspritzverlaufsindikator wurde keine verstärkte Abweichung der Einspritzmengen oder -zeiten festgestellt. Daher ist die stärkere Streuung der Zündverzugszeiten bei Einsatz von Rückstandsbrennstoffen ursächlich für die verstärkten Schwankungen der Zündzeitpunkte.

Brennverlaufsoptimierte Voreinspritzung mit vergrößerter Einspritzpause

Zur Untersuchung, ob durch ein noch früheres Einbringen der VE-Menge die Reproduzierbarkeit sowie die Stabilität des Zündzeitpunktes erhöht werden können, wurde die Einspritzpause vergrößert. In Abb. 7-18 sind die Verläufe von Verbrennungen gleicher VE-Menge und gleicher Einspritzpause ($BD_{VE}=10^\circ \text{KW}$, $EP=15,24^\circ \text{KW}$) mit einer um 3°KW nach früh verschobenen Haupt einspritzung einem Verlauf ohne Voreinspritzung gegenübergestellt.

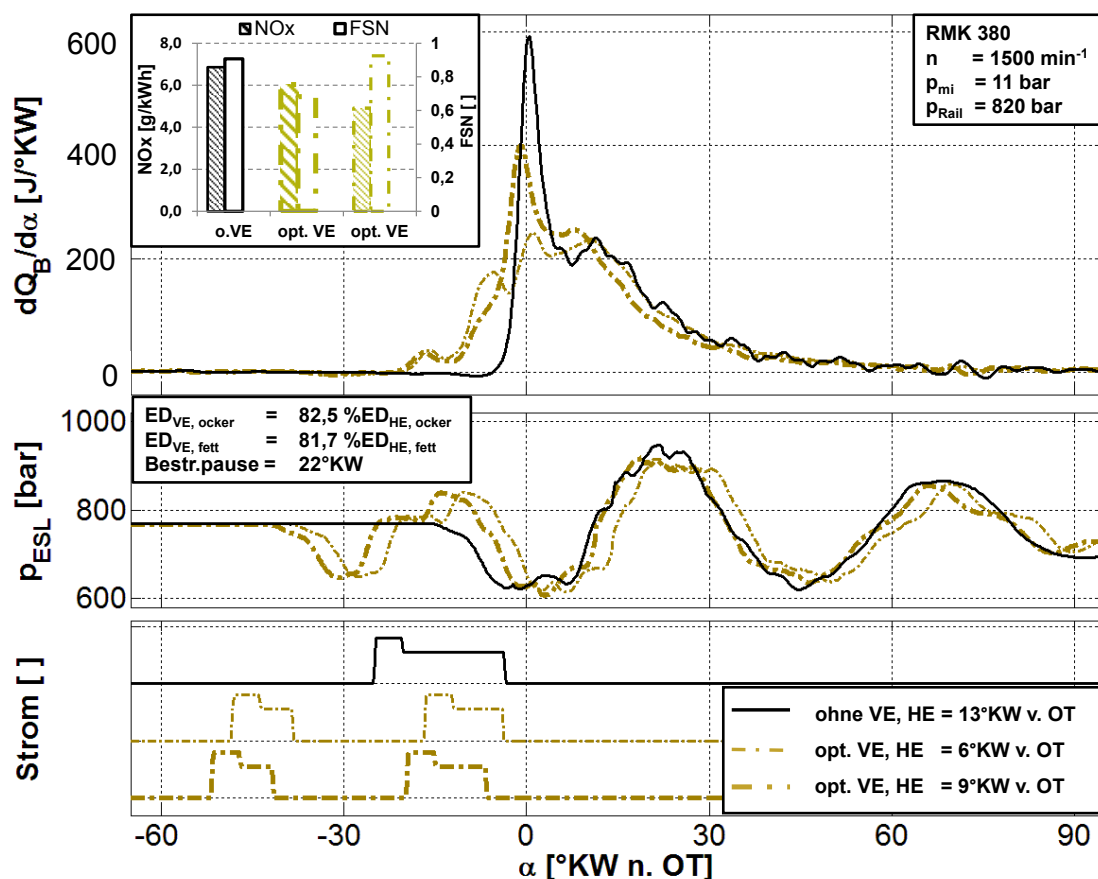


Abb. 7-18 Vergleich eines RMK 380-Brennverlaufs mit zwei brennverlaufsoptimierten VE-Strategien ähnlicher Einspritzpause, die zu einem vergleichbaren und einem früher liegendem Verbrennungsschwerpunkt führen

$Q_{50, \text{ohne VE}} = 10^\circ \text{KW n. OT}$;

$Q_{50, \text{opt. VE, HE}=6^\circ \text{KW v. OT}} = 9,5^\circ \text{KW n. OT}$; $Q_{50, \text{opt. VE, HE}=9^\circ \text{KW v. OT}} = 6,5^\circ \text{KW n. OT}$



Bei der früheren Lage von Vor- und Haupteinspritzung ergibt sich ein Brennverlauf, der gegenüber dem Verlauf ohne Voreinspritzung eine sanftere Brenneinleitung mit Reduzierung des Premix-Peaks aufweist. Zudem wird das Brennende schneller erreicht. Es sind Emissionsminderungen sowohl von NO_x (ca. 5%) als auch Ruß (25% FSN) möglich. Der in dieser Darstellung später liegende Haupteinspritzbeginn ($\text{EB}_{\text{HE}} = 6^\circ\text{KW v. OT}$) führt zu einem Brennverlauf ohne ausgeprägte Premixphase und erreicht gegenüber der Verbrennung ohne Voreinspritzung eine deutliche Reduzierung der Stickoxidemission um 28% bei etwa gleichbleibender Schwärzungszahl.

Der Vergleich von 78 Druckverläufen (Abb. 7-19) für diese Einspritzstrategie zeigt, dass auch bei vergrößerter Einspritzpause und Voreinspritzmengen um 90 mg (ca. 60% der HE-Menge) keine Stabilisierung des Zündzeitpunktes erreicht wird. Die ebenfalls dargestellte Standardabweichung der Zylinderdrücke über den Kurbelwinkel α [$^\circ\text{KW}$] (Abb. 7-20) bestätigt, dass es nicht nur hinsichtlich der zeitlichen Abläufe sondern auch bezüglich der Druckdifferenzen zwischen den Einzelverläufen nicht zu einer Stabilisierung der Verbrennung infolge der Voreinspritzung kommt. Aufgrund der Frühverlagerung der Voreinspritzung kommt es durch den Einsatz von Rückstandsölen zusätzlich zu den stärkeren Zündverzugschwankungen auch zu schlechteren Zündbedingungen. Die frühe Voreinspritzung großer Kraftstoffmengen führt zu einer teilweise abgesetzten Verbrennung der Voreinspritzmenge vor OT und vor Einbringung der Haupteinspritzmenge. In dieser durch die vergrößerte Pause sehr frühen Phase des Kompressionshubes wirken sich auch kleinere, durch Reaktionen verursachte Unterschiede zwischen den Arbeitsspielen stärker als in späteren Phasen auf den Zylinderdruckverlauf aus. Das führt zu den beobachteten starken Schwankungen der gesamten Zylinderdruckverläufe. Verstärkt werden diese außerdem durch Unterschiede, die infolge schwankender, gemeinsam mit der HE-Menge verbrennender VE-Mengen entstehen.

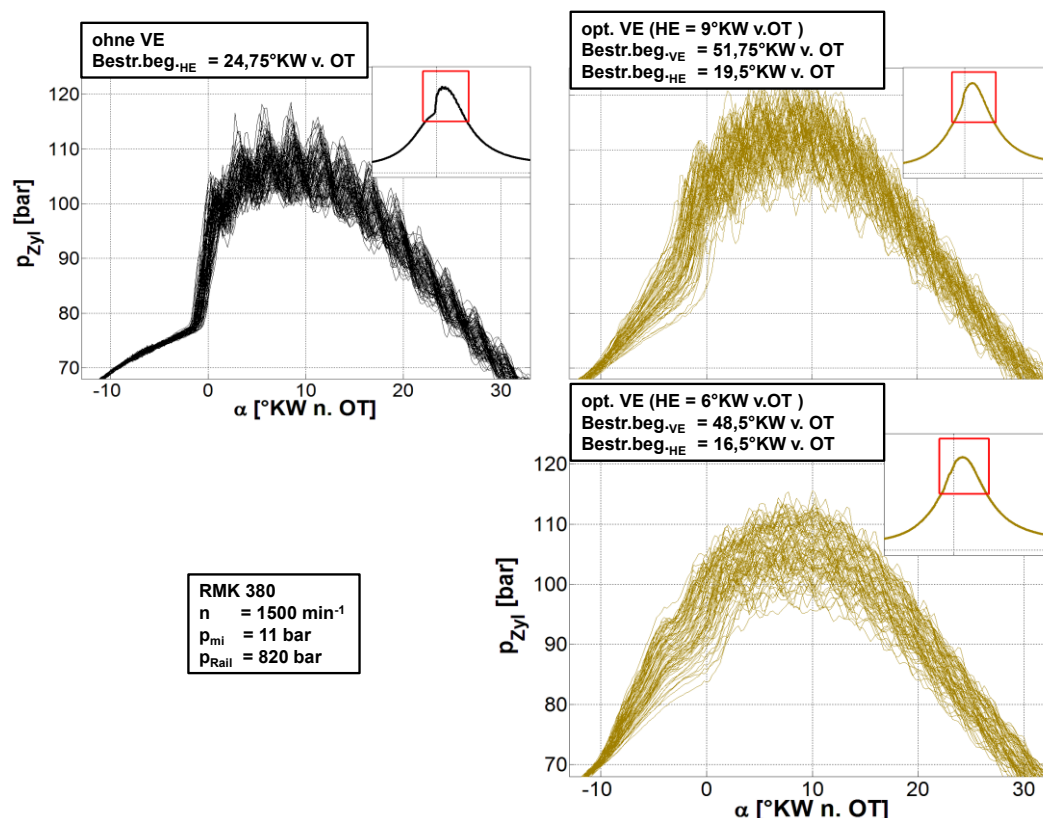


Abb. 7-19 Zylinderdruckverläufe von 78 Arbeitsspielen korrespondierend zu den in Abb. 7-18 dargestellten Brennverläufe für ein Rückstandsöl (RMK 380)



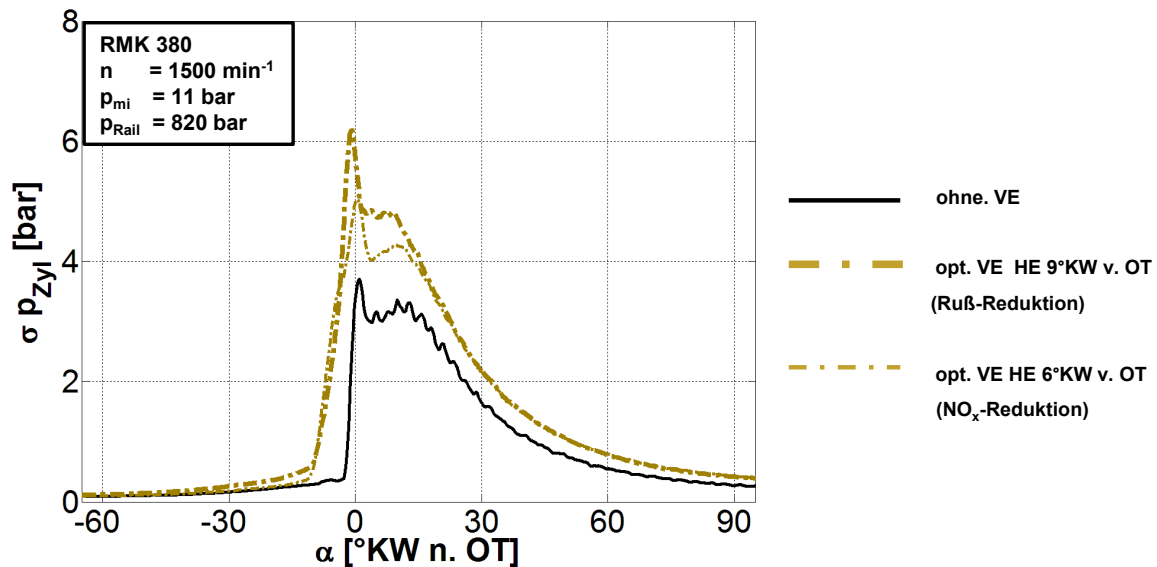


Abb. 7-20 Standardabweichung der Zylinderdruckverläufe korrespondierend zu den in Abb. 7-18 dargestellten Brennverläufe für ein Rückstandsöl (RMK 380)

Fazit zu brennverlaufsoptimierten Voreinspritz-Strategien

Durch Früh-Verlagerung der Voreinspritzung und dem damit verbundenen längeren Zündverzug der Voreinspritzmenge kann deren Energieumsatz stark gesenkt werden, ohne dass ein ausgeprägter Premix-Peak der Hauptverbrennung auftritt. Ein hohes Potenzial zu Verbesserungen im Ruß-NO_x-trade-off ist die Folge. Durch Variation von Haupteinspritz-Zeitpunkt und Einspritzpause sind verschiedene Emissionsziele erreichbar. Problematisch sind sowohl die Einstellung des EB_{VE} sowie die großen Abweichungen zwischen den einzelnen Arbeitsspielen. Eine Stabilisierung der Verbrennung ist auch bei einer weiteren Vergrößerung der Einspritzpause nicht zu verzeichnen. Aufgrund der Injektorcharakteristik kann im Bereich der eingebrachten Kraftstoffmassen von relativ gut reproduzierbaren Einspritzmengen ausgegangen werden. Als Erklärung für die starken Schwankungen liegt daher die Vermutung nahe, dass das Einbringen einer großen VE-Menge zu sehr unterschiedlichen Zünd- und Brennverläufen der Haupteinspritzmenge führt. Ursache sind unterschiedlich starke exotherme Reaktionen infolge der VE und die dadurch unterschiedlichen Zündverzugszeiten der Haupteinspritzung. Injektoren mit besserer Dynamik könnten durch kleinere reproduzierbare Einspritzpausen und geringere Kleinspritzmengen das aufgezeigte Potenzial nutzbar machen.

Ein Ansatz zur Darstellung einer kleinstmöglichen aber reproduzierbaren Einspritzmenge besteht im Einsatz einer Einspritzdüse mit kleinerem Durchflussquerschnitt. Daher wurde anstelle der Düse 9x0,21 mm ein Düsenlochdurchmesser von 9x0,19 mm verwendet. Abb. 7-21 zeigt den relevanten Bereich des im EVI aufgenommenen Einspritzmengenkennfeldes.

Es wird deutlich, dass auch mit dieser durchflussreduzierten Einspritzdüse die angestrebten kleinen Mengen (<20% HE-Menge entspricht ca. $BD=700\mu s$ bei $p_{mi}=17bar$) für alle untersuchten Raildrücke in einem Bereich liegen, in dem kein sicher einzustellender Zusammenhang zwischen Bestromungsdauer und tatsächlich eingespritzter Kraftstoffmasse besteht.

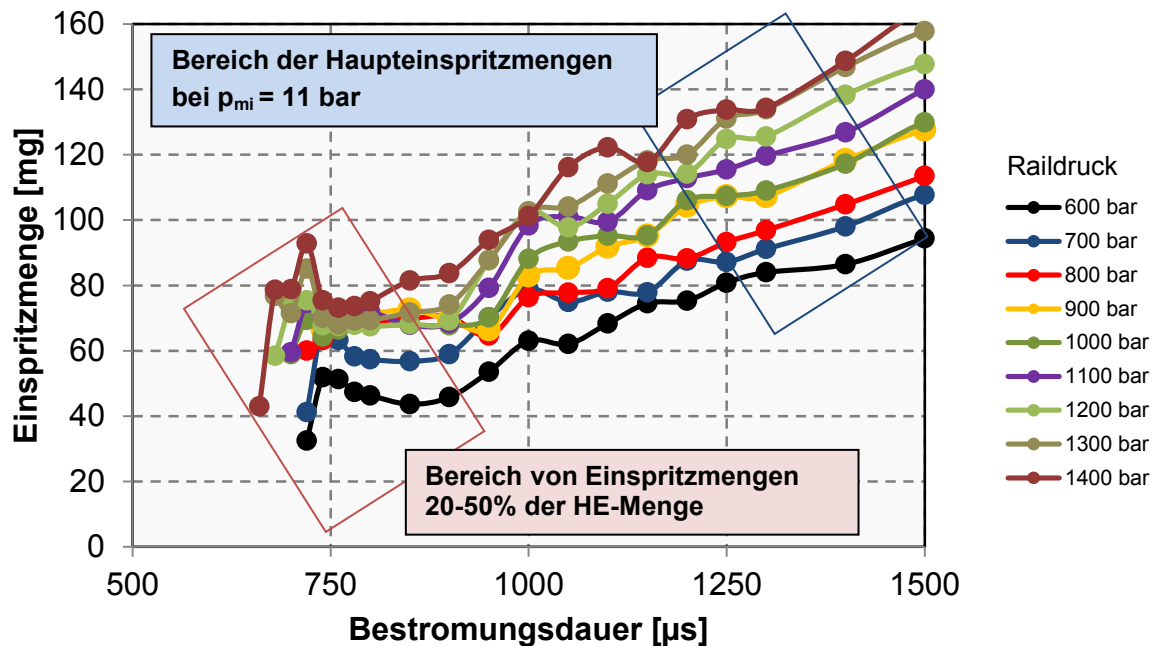


Abb. 7-21 Einspritzmengen in Abhängigkeit von Injektor-Bestromungsdauer und dem Raildruck entsprechend eines am Einspritzverlaufsindikator ermittelten Einspritzkennfeldes des Injektors mit einer 9x0,19 mm Einspritzdüse

7.3. Umsetzung und Potenzial einer frühen Voreinspritzung

Die bisher dargestellten Ergebnisse bestätigen, dass der zur Verfügung stehende magnetgesteuerte CR-Injektor mit großen zu bewegendenden Massen dazu führt, dass Voreinspritzungen sehr kleiner, reproduzierbarer VE-Mengen bei kurzen Einspritzpausen nicht appliziert werden können. Weiterhin fand bei den bisher betrachteten Bestromungspausen und Voreinspritzmengen keine eindeutige Trennung zwischen der Verbrennung von Vor- und Haupteinspritzmenge statt, was zu den starken Schwankungen der Zylinderdruckverläufe beiträgt.

7.3.1. Einfluss verschiedener Einspritzmengen bei früher Voreinspritzung auf den Brennverlauf

Um die bisher beobachteten positiven Effekte einer möglichst kleinen Vorverbrennung zu nutzen, ohne dabei die Schwankungen zwischen den Arbeitsspielen zu erhöhen, wurde versucht, eine möglichst kleine VE-Menge zu einem sehr frühen Zeitpunkt einzubringen. Ein zweiter Ansatz bestand darin, die VE-Menge soweit zu reduzieren, dass sie unter den zu diesem frühen Zeitpunkt herrschenden Brennraumbedingungen nicht zu einem abgesetzten Energieumsatz führt. Die Überlegung war, dass das Einbringen einer kleinen Einspritzmenge während der Verdichtung eine möglichst gleichmäßige Verteilung des Kraftstoffs im Arbeitsgas fördert. Dieses sollte zu einer schnellen Verbrennung der HE-Menge ohne große Abweichungen zwischen den einzelnen Arbeitsspielen führen. Besonders im Fall der Verbrennung hochviskoser, maritimer Kraftstoffe wäre dadurch eine Stabilisierung von Zündzeitpunkt und Verbrennung zu erwarten. Auf der Grundlage der in den Voruntersuchungen (Kap. 7.1.3) gewonnenen Erkenntnisse wurden daher die Auswirkungen verschiedener VE-Mengen auf den Brennverlauf, die Schadstoffemissionen und die Verbrennungsstabilität im Forschungsmotor untersucht. Im ersten Fall stand im Vorder-

grund, Einspritzmenge und -zeitpunkt der Voreinspritzung so zu wählen, dass die VE-Menge während der Kompressionsphase nicht zündet, sondern gute Bedingungen für Zündung und Abbrand der Haupteinspritzmenge schafft. Im zweiten Fall ist die Verbrennung einer möglichst kleinen Kraftstoffmenge erwünscht.

Abb. 7-22 stellt die beiden Strategien im Vergleich zu einem Einspritzvorgang ohne Voreinspritzung wie folgt dar:

- A) die Einbringung von VE-Mengen, die nicht zu einem im Brennverlauf erkennbaren Energieumsatz vor der Hauptverbrennung führen (im Folgendem frühe VE Typ A)
- B) VE-Mengen, die zu einem kleinen, im Brennverlauf erkennbaren Energieumsatz vor der Hauptverbrennung führen (im Folgendem frühe VE Typ B)

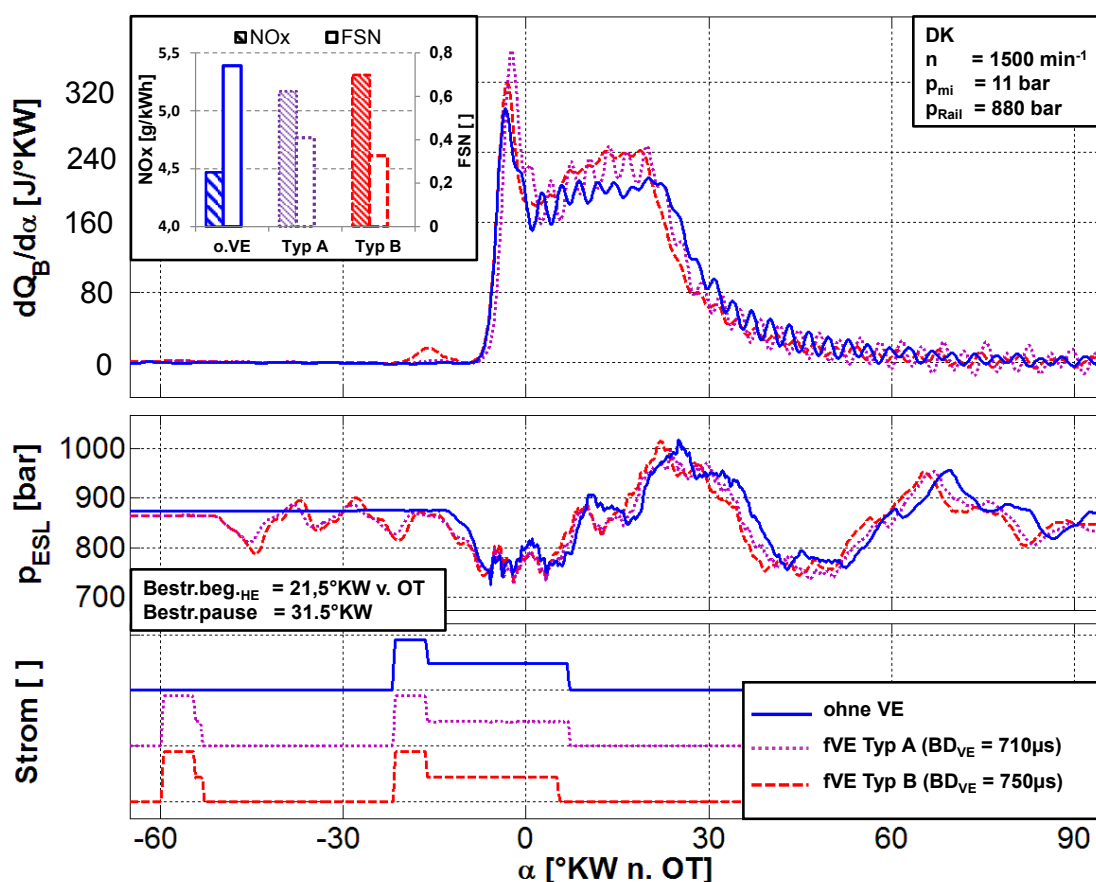


Abb. 7-22 Einfluss einer frühen Voreinspritzung unterschiedlicher Mengen auf den Brennverlauf bei einem $EB_{HE} = 12^\circ KW$ v. OT
 $Q_{50, \text{ohne VE}} = 14^\circ KW$ n. OT; $Q_{50, \text{fVE Typ A}} = 13,25^\circ KW$ n. OT; $Q_{50, \text{fVE Typ B}} = 12^\circ KW$ n. OT

In Abb. 7-22 werden die Unterschiede der beiden Ansätze einer frühen Voreinspritzung deutlich. Während die Einbringung einer VE-Menge entsprechend Ansatz B zu einer im Brennverlauf erkennbaren abgesetzten exothermen Reaktion führt, findet bei Ansatz A der Energieumsatz der kleineren VE-Menge zusammen mit der Premixverbrennung der Haupteinspritzmenge statt. Bei der Zuordnung einer frühen Voreinspritzung zum Typ A wird davon ausgegangen, dass eine Kraftstoffmasse eingebracht wird, die nicht zündet und deren eventuell stattfindenden Vorreaktionen nicht zu einer im Brennverlauf erkennbaren Energiefreisetzung führen. Dieses Kriterium soll

auch in der folgenden Diskussion zur Unterscheidung zwischen Typ A und B verwendet werden, wobei der Übergang fließend ist und sich belastbare Kriterien nur aus optischen Brennraumuntersuchungen ableiten lassen.

Für die vorliegende Arbeit wird definiert, dass der Energieumsatz der Reaktion infolge Voreinspritzung $\geq 2\%$ des aus dem Summenbrennverlauf ermittelten Gesamtenergieumsatzes betragen muss, um als Typ B eingestuft zu werden. Alle Voreinspritzungen, die eine kleinere oder keine Energiefreisetzung hervorrufen, werden als Typ A behandelt. Ein Vergleich von Abb. 7-22 und Abb. 7-23 lässt erkennen, dass die Effekte der frühen Voreinspritzung auf die Dauer des Zündverzugs und die Ausprägung des Premix-Peaks auch von der Lage des EB_{HE} abhängig sind. Durch einen um $5,75^\circ\text{KW}$ in Richtung spät verschobenen Beginn der Haupteinspritzung bei gleichzeitiger Verkürzung der Bestromungspause konnten Brennverläufe dargestellt werden, bei denen beide frühen VE-Strategien gegenüber der Verbrennung ohne Voreinspritzung den Premix-Peak mindern. Der bei diesen Brennlagen längere Zündverzug der Haupteinspritzmenge wird durch die frühen Voreinspritzungen verkürzt.

Der gegenüber Typ A geringere Premix-Peak einer Voreinspritzung vom Typ B hat bei beiden diskutierten Schwerpunktlagen seine Ursache in einer Vorwegnahme eines Teils des Energieumsatzes vor der Haupteinspritzung (Abb. 7-22 und Abb. 7-23).

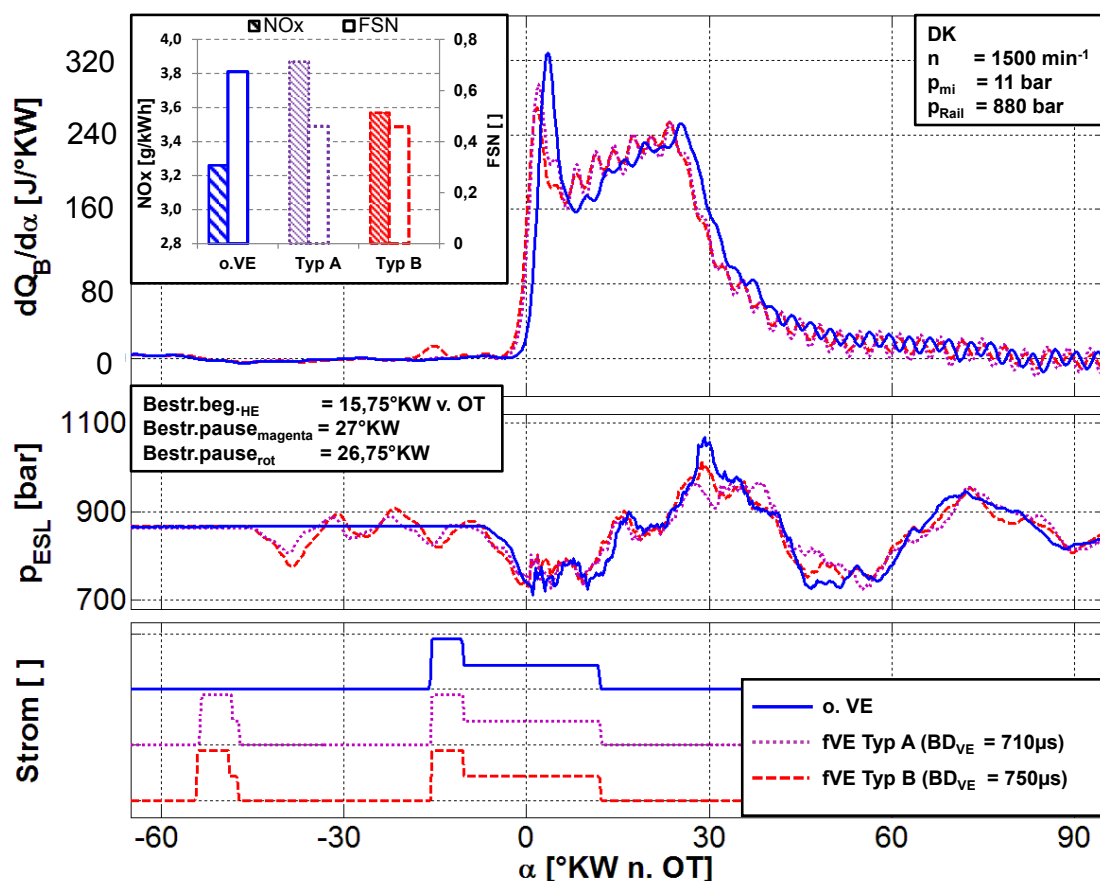


Abb. 7-23 Einfluss einer frühen Voreinspritzung unterschiedlicher Mengen auf den Brennverlauf bei einem $EB_{HE} = 5,5^\circ\text{KW v. OT}$; $Q_{50, fVE} = 18^\circ\text{KW n. OT}$; $Q_{50, ohne VE} = 20^\circ\text{KW n. OT}$

Der von dem EB_{HE} abhängige unterschiedliche Einfluss beider VE-Varianten auf den Brennverlauf spiegelt sich in den NO_x -Emissionen und den FSN wider (Abb. 7-22, Abb. 7-23).

Um die durch eine Verkürzung des Zündverzugs hervorgerufenen Effekte darzustellen, wurden Haupteinspritz-Zeitpunkte eingestellt, die zu einem relativ spät liegenden Verbrennungsschwerpunkt führen (Abb. 7-24).

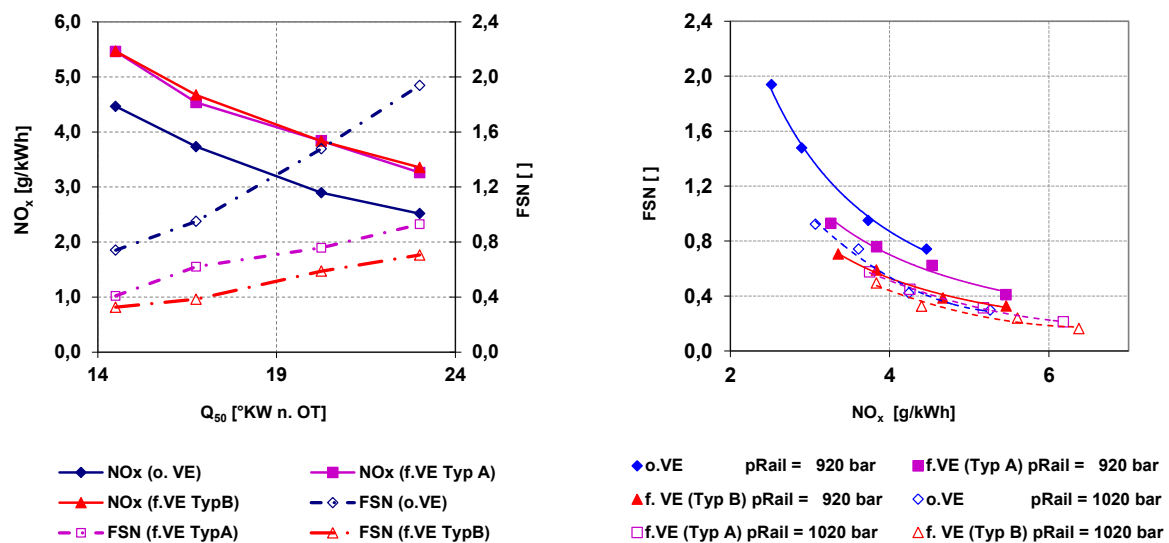


Abb. 7-24 Einfluss einer frühen VE (Typ A und Typ B) auf NO_x und FSN in Abhängigkeit des Verbrennungsschwerpunktes und im FSN-NO_x-trade-off für verschiedene Verbrennungsschwerpunkte und zwei Raildrücke

Es wird deutlich, dass die Differenz zwischen den FSN-Werten mit früher und ohne Voreinspritzung bei späteren Schwerpunktlagen zunimmt. Dass gleichzeitig der durch die frühe Voreinspritzung verursachte Anstieg der NO_x-Emission nahezu konstant bleibt, lässt vermuten, dass das größte Potenzial zu Vorteilen im Ruß-NO_x-trade-off bei späten Haupteinspritz-Zeitpunkten zu erwarten ist. Der ebenfalls in Abb. 7-24 dargestellte Vorteil im Ruß-NO_x-trade-off kann auch zur angepassten Verlagerung der Schadstoffemissions-minderung genutzt werden.

Abb. A 5 zeigt Möglichkeiten zu Verbesserungen im Ruß-NO_x-trade-off durch Nutzung der Effekte einer frühen Voreinspritzung. So sind bei Einsatz einer frühen Voreinspritzung kombiniert mit einer Verschiebung des Einspritzzeitpunktes der Haupteinspritzung in Richtung spät moderate Reduzierungen sowohl der Schwärzungszahl als auch der NO_x-Emission möglich. Zieht man zusätzlich die Möglichkeit einer Veränderung des Raildrucks in Betracht, kann, durch Reduzierung des Raildrucks und zusätzlicher Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes in Richtung spät, ein deutlich geringeres NO_x-Niveau erreicht werden. Der damit verbundene Anstieg der Rußemission kann mit Hilfe einer Voreinspritzung signifikant reduziert werden.

7.3.2. Übertragung auf Rückstandsöle und Einfluss auf den Brennverlauf

Die Übertragung der beiden frühen Voreinspritz-Strategien auf Verbrennungsvorgänge mit Rückstandsölen verdeutlicht, dass bei den hier typischen längeren Zündverzügen der Haupteinspritzmenge ein Potenzial zur ZV-Verkürzung besteht. Dementsprechend weisen in diesem Fall beide Strategien das Potenzial zu einer Reduzierung des Premix-Peaks auf.

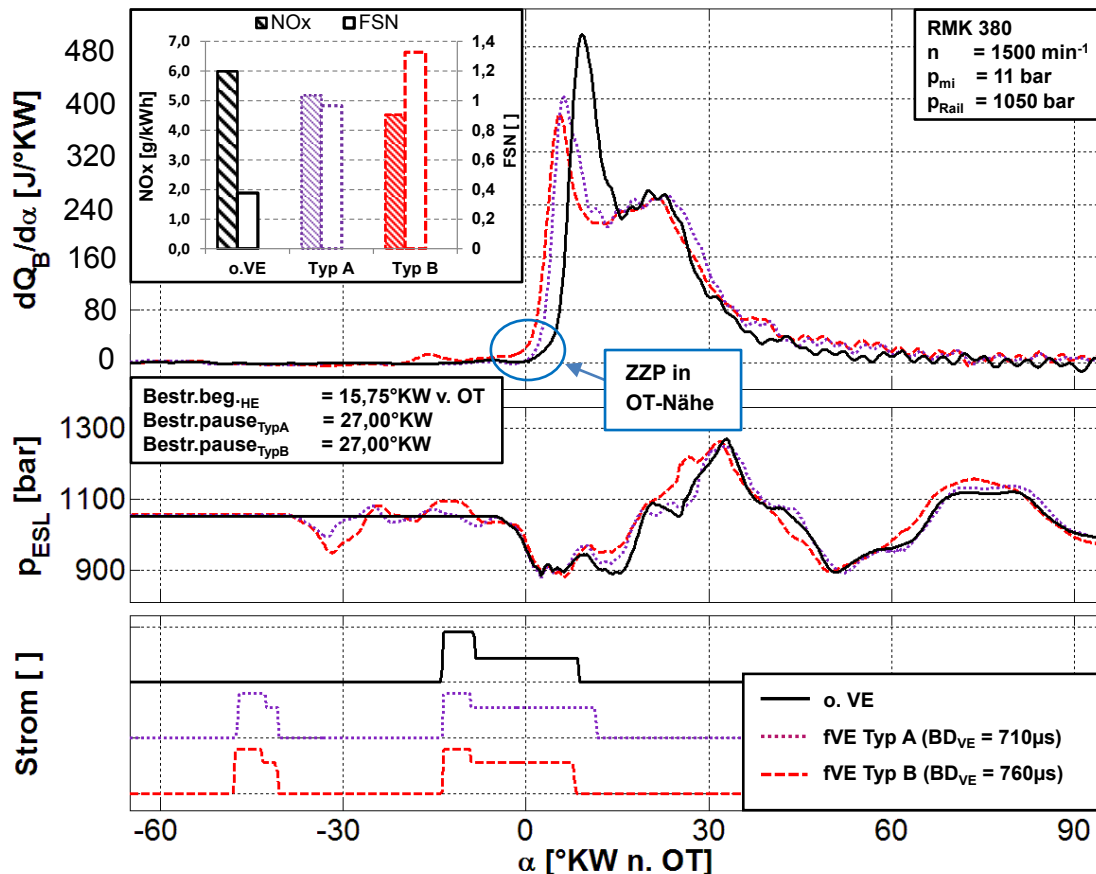


Abb. 7-25: Vergleich der Brennverläufe einer frühen VE (Typ A und Typ B) mit einem BV ohne VE mit vergleichbarem HE-Beginn
 $Q_{50, \text{ohne VE}} = 15^\circ\text{KW n. OT}$; $Q_{50, \text{fVE Typ A}} = 19^\circ\text{KW n. OT}$; $Q_{50, \text{fVE Typ B}} = 18,5^\circ\text{KW n. OT}$

Für den Einsatz der beiden frühen VE-Strategien unter Verwendung eines Rückstandsöls sind in Abb. 7-25 die entsprechenden Brennverläufe mit Zündzeitpunkt im Bereich des oberen Totpunktes dargestellt. Die für Rückstandsöle charakteristischen, längeren Zündverzüge werden durch die frühe Voreinspritzung verkürzt. Gleichzeitig wird bei fast gleichem Brennende der Schwerpunkt der Verbrennung leicht nach spät verschoben. Der Einfluss der frühen Voreinspritzung auf den Zündverzug ist wie bei Einsatz von Destillatkraftstoffen von der Verbrennungslage abhängig. Bei den in Abb. 7-25 dargestellten Verbrennungen führte die frühe Voreinspritzung zu einer Reduzierung des Zündverzugs und des Premix-Peak, was sich erwartungsgemäß in einer Reduzierung der NO_x -Emissionen niederschlägt. Die gestiegene Rußkonzentration ist darin begründet, dass in diesem Fall Turbulenz und Durchmischung mit Hilfe der frühen Voreinspritzung nicht ausreichend verstärkt werden konnten. Das führt zu einer fehlenden Intensivierung des Durchbrandes. Stattdessen führt die Reduzierung des Premix-Peaks hier zu einer Verlängerung der Gesamtbrenndauer. Es bestätigt sich, dass nur die Intensivierung der Diffusionsphase eine Minderung der Rußemission bewirken kann ohne den Premix-Peak zu vergrößern. Abb. 7-26 zeigt, dass bei einem später liegenden Haupteinspritzbeginn eine deutliche Reduzierung der Rußemission bei fast gleichbleibender NO_x -Emission möglich ist. In dem Fall kann die Rußminderung anhand der Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes in Richtung früh und einer intensiven Verbrennung, die sich bei gleichbleibendem Premix-Peak in einer Intensivierung der Diffusionsphase niederschlägt, erklärt werden. Gleichzeitig wird durch die frühe Voreinspritzung der Zündverzug verkürzt.

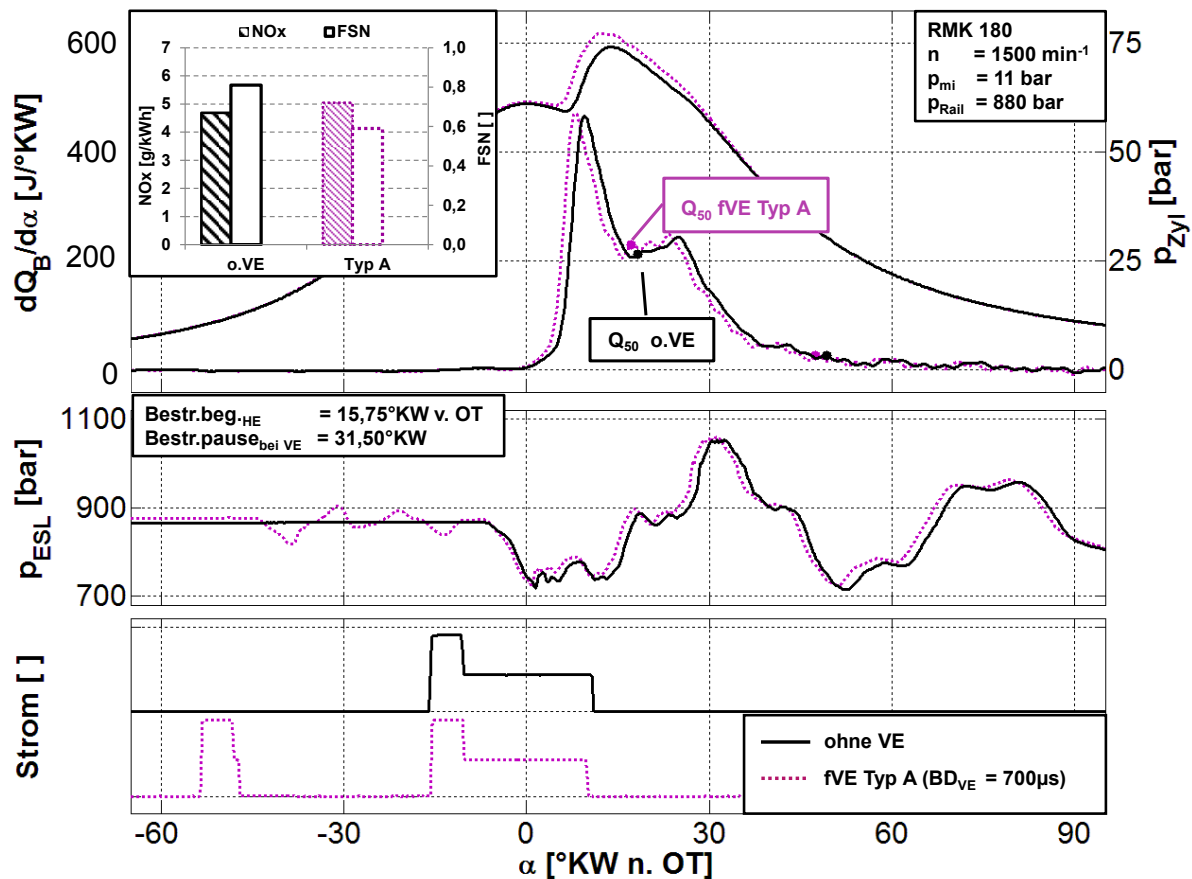


Abb. 7-26 Veränderungen in Zylinderdruck- und Brennverlauf infolge fVE Typ A bei Einsatz eines Rückstandsöls
 $Q_{50, \text{ ohne VE}} = 18,5^\circ \text{KW n. OT}$; $Q_{50, \text{ fVE Typ A}} = 17,5^\circ \text{KW n. OT}$

Die verschiedenen Wirkungen der frühen Voreinspritzung bezüglich Ruß- und NO_x -Emission bei unterschiedlichen HE-Zeitpunkten lassen sich mit der Abhängigkeit des Zündverzugs der HE-Menge von der Lage des Haupteinspritzbeginns erklären. Abb. 7-27 zeigt den Effekt der ZV-Verkürzung bei Verbrennungen mit einem Zündzeitpunkt im Bereich des oberen Totpunktes und später. Anhand der später liegenden Verbrennungen lässt sich der Effekt erkennen, dass hier durch die frühe Voreinspritzung bei gleichem Beginn der Haupteinspritzung der Zündzeitpunkt nach früh verschoben wird (Abb. 7-27 – rechts), während sich der Verbrennungsschwerpunkt in Richtung spät bewegt (Abb. 7-27 – links). Das bedeutet, dass unter Einhaltung ähnlicher Brennenden ein Teil des Umsatzes aus dem Premix-Peak in die Phase der Diffusions- und Nachverbrennung verschoben werden kann.

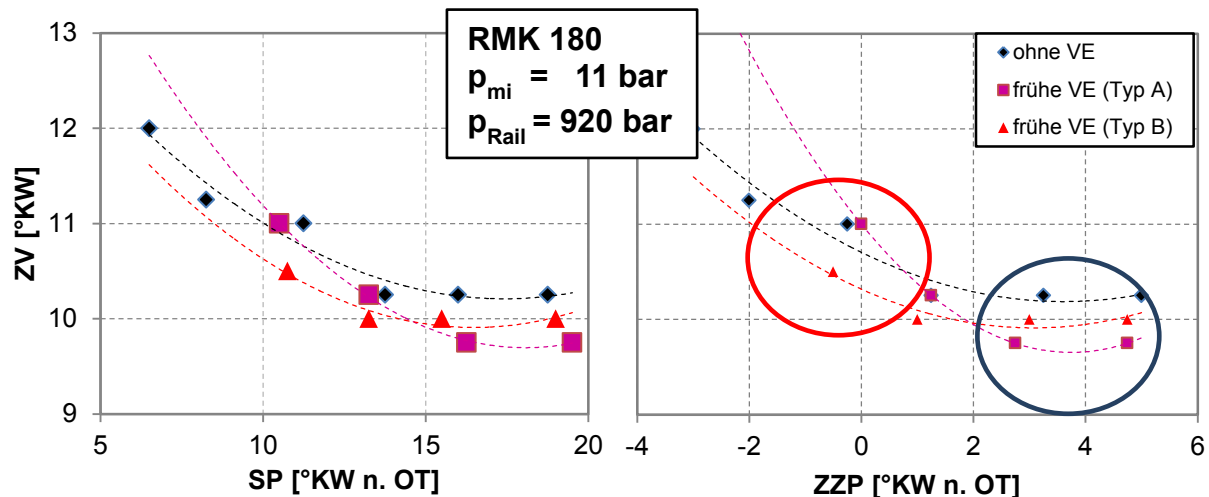


Abb. 7-27 Einfluss der frühen Voreinspritzung (Typ A und Typ B) auf den Zündverzug in Abhängigkeit des Verbrenungsschwerpunktes und des Zündzeitpunktes

Fazit zum Potenzial einer frühen Voreinspritzung zur Emissionssenkung

Ohne Anpassung des Beginns der Haupteinspritzung ist die frühe Voreinspritzung primär ein Mittel zur Senkung der Rußemission bei späten Schwerpunktlagen. Durch angepasste Einspritzdrücke und Einspritzzeitpunkte der Haupteinspritzung kann der Vorteil im Ruß-NO_x-trade-off auch zugunsten einer NO_x-Emissionsminderung genutzt werden. Mittels Anpassung der frühen Voreinspritzung an verschiedene Kraftstoffe, Betriebspunkte und Einspritzdrücke können je nach Anforderung verschiedene Emissionsziele erreicht werden.

7.3.3. Einfluss der frühen Voreinspritzung auf die Verbrenungsstabilität

Wie im Fall der bisher vorgestellten VE-Strategien soll auch das Potenzial der frühen Voreinspritzung zur Stabilisierung von Zündzeitpunkt und Verbrennung untersucht werden. Für eine frühe Voreinspritzung nach Typ B ergibt sich sowohl für DK als auch für Rückstandsöl eine Vergrößerung der Schwankungen von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel (Abb. A 4). Die beiden in der oberen Hälfte von Abb. 7-28 dargestellten Verläufe zeigen einen Vergleich von 78 einzelnen Arbeitsspielen mit Dieselmotorkraftstoff ohne Voreinspritzung und denen einer frühen Voreinspritzung vom Typ A. Es wird deutlich, dass durch die frühe Voreinspritzung einer sehr kleinen Kraftstoffmenge die Zündzeitpunkte nicht stärker streuen als die bei den Verbrennungen ohne Voreinspritzung. Wird bei der Verwendung von Rückstandskraftstoffen die frühe Voreinspritzung (Typ A) eingesetzt, können die Abweichungen der Zündzeitpunkte von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel reduziert werden. Die Darstellung der Schwankungsbreite der Zylinderdruckverläufe σ_{Zyl} in Abb. 7-29 zeigt für das Rückstandsöl bei Einsatz einer frühen VE vom Typ A eine Verringerung der Schwankungsbreite, vor allem im zweiten Teil der Verbrennung. Die zum Vergleich dargestellten Abweichungen im Fall einer frühen Voreinspritzung vom Typ B bestätigen, dass durch größere Einspritzmengen keine Stabilisierung der Verbrennung zu erreichen ist. Bei der Darstellung der Standardabweichung als $\sigma_{Zyl} = f(\alpha)$ (vgl. Abs. 5.4.2) wird deutlich, dass sich diese auch als Kriterium zur Unterscheidung zwischen einer frühen Voreinspritzung vom Typ A und Typ B eignet (Abb. 7-29).

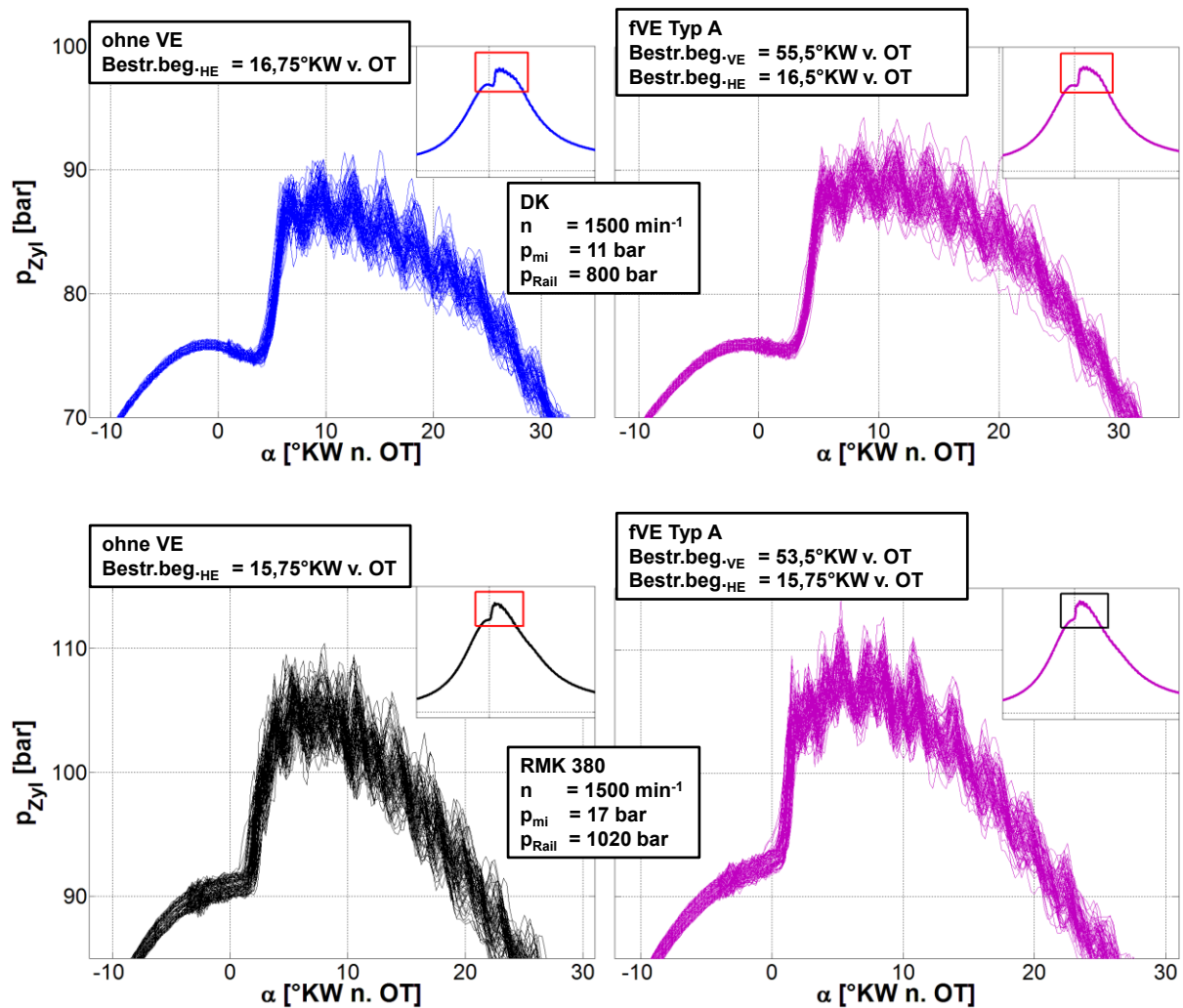


Abb. 7-28 Zylinderdruckverläufe (oben: DK ; unten: RMK 380)

a) ohne Voreinspritzung

b) mit früher VE (Typ A)

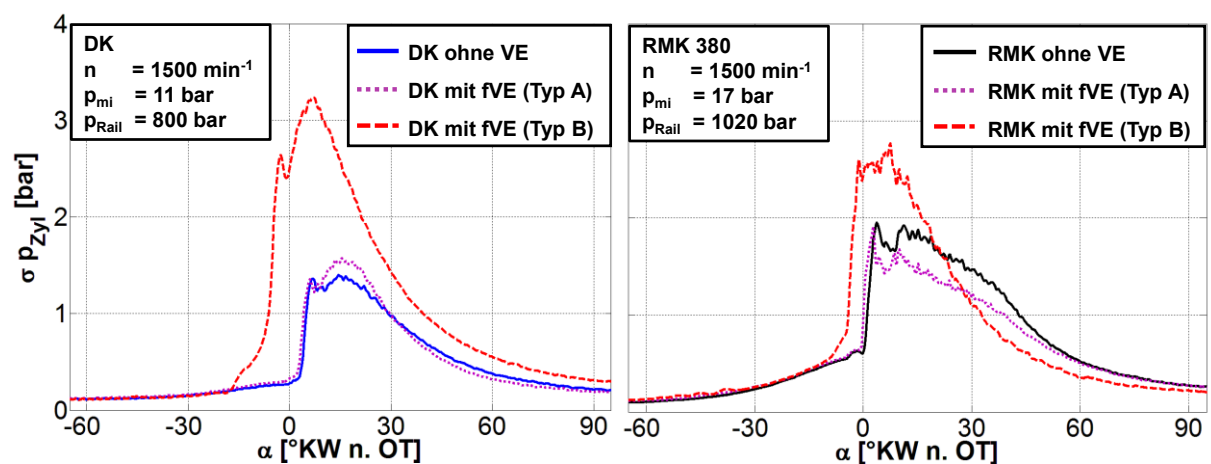


Abb. 7-29 Standardabweichung der Zylinderdruckverläufe mit früher VE (Typ A + Typ B) und ohne VE

a) DK

b) RMK 380



8. Diskussion schadstoffrelevanter Gemischbildungs- und Verbrennungsvorgänge bei Einsatz der Voreinspritz-Strategien

In Kap. 7 wurden unterschiedliche VE-Strategien hinsichtlich ihrer Realisierbarkeit unter den aktuellen Möglichkeiten an schwerölbetriebenen 4-Takt-Großdieselmotoren untersucht. Dabei wurden Potenziale zur Emissionsminderung festgestellt. Diese sollen im Folgenden vor dem Hintergrund der Vorgänge von Gemischbildung und Verbrennung diskutiert werden. Dabei wird vor allem auf die schadstoffrelevanten Vorgänge im Brennraum eingegangen.

8.1. Effekte der brennverlaufsoptimierten Voreinspritzung

Unter 7.2 wurde festgestellt, dass Voreinspritzungen, die zu einem geschlossenen Brennverlauf von Vor- und Haupteinspritzmenge führen, nicht ausreichend beherrschbar sind und sich nachteilig auf die Stabilisierung von Zündzeitpunkt und Verbrennung auswirken. Es wurden jedoch Brennverläufe dargestellt, die ein hohes Potenzial zur Reduzierung der Schadstoffemission besitzen. Zur Diskussion der Effekte der Voreinspritzung werden in Abb. 8-1 einer Verbrennung ohne Voreinspritzung zwei Brennverläufe mit brennverlaufsoptimierter Voreinspritzung gegenübergestellt. Die Verläufe haben eine vergleichbare Schwerpunktlage. Die beiden brennverlaufsoptimierten Voreinspritzungen unterscheiden sich durch die Dauer der Einspritzpause, was unterschiedliche Effekte auf den Brennverlauf und die NO_x - und Rußemission hervorruft.

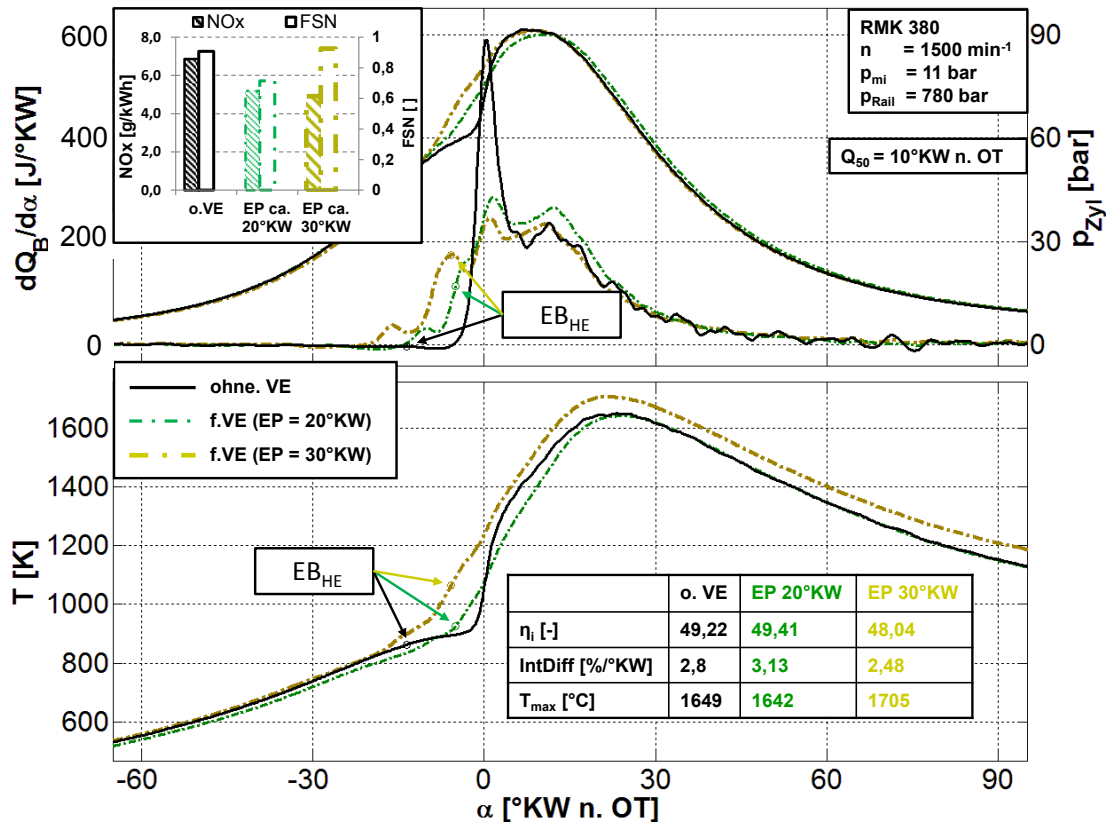


Abb. 8-1 Einfluss der Einspritzpause bei brennverlaufsoptimierten VE-Strategien

Die Reduzierung der NO_x -Emission bei beiden Voreinspritz-Strategien ist durch den geringeren maximalen Druckanstieg und die deutlich niedrigere maximale Energieumsatz-Rate im Premix-Peak zu erklären. Demgegenüber spielt die Erhöhung der maximalen Gas-Mitteltemperatur besonders für die Voreinspritzung mit $\text{EP} = 30^\circ\text{KW}$ eine untergeordnete Rolle. Anhand der Lage des Zeitpunktes für die Haupteinspritzung in Zylinderdruck- und Temperaturverlauf wird deutlich, dass die Haupteinspritzung bei den Strategien mit Voreinspritzung in Brennraumbedingungen höherer Temperatur und höheren Drucks stattfindet. Dabei ist von stärkeren Turbulenzen im Brennraum bei EB_{HE} auszugehen, die durch die Voreinspritzung hervorgerufen werden. Dessen ungeachtet konnte für die Voreinspritzung mit einer Einspritzpause von 30°KW im Vergleich zu der Verbrennung ohne VE bei ähnlichem Schwerpunkt und Brennende keine Reduzierung der Rußemission dargestellt werden. Ursache ist die geringere maximale Energieumsatz-Rate, die sich auch in einem gegenüber der Verbrennung ohne Voreinspritzung geringeren effektiven Wirkungsgrad widerspiegelt. Für die Voreinspritzung mit einer Einspritzpause von 20°KW wurde hingegen eine deutliche Reduzierung der FSN festgestellt. Vor dem Hintergrund eines fast gleichen Verbrennungsschwerpunktes und eines nur leicht späteren Brennendes ($+2,5^\circ\text{KW}$) ist die Reduzierung der Premixphase durch eine intensiver ablaufende Diffusions- und Nachverbrennung zu erklären. Diese Feststellung korreliert mit dem höheren Energieumsatz während der Diffusionsphase, was sich in einer geringeren Rußemission niederschlägt. Die festgestellte Minderung der Rußemission widerspricht bestimmten Ausführungen der Fachliteratur, denen zufolge der Einsatz einer Voreinspritzung zu einer vermehrten Rußemission führt [BUC08], [WAG06].

Diese begründet [WAG06] damit, dass sich

1. mit Absenkung des Energieumsatzes in der Premixphase der Anteil der diffusionskontrollierten Verbrennung erhöht,
2. sich das lokale Luftverhältnis für die Haupteinspritzung durch den dort schon umgesetzten Kraftstoff der Voreinspritzung reduziert,
3. es zu einem direkten Kontakt von noch flüssigem Kraftstoff der Haupteinspritzung mit dem u.U. noch brennenden Kraftstoff der Voreinspritzung kommen kann.

Die am 1VDS 18/15CR mittels Voreinspritzung erzielten Reduktionen der Rußemission lassen sich vor diesem Hintergrund durch folgende Effekte erklären:

Zu 1.: Wenn es gelingt, nicht nur den Anteil des Energieumsatzes in der Diffusionsphase sondern auch deren Intensität zu erhöhen, führt dies trotz erhöhtem Diffusionsphasen-Anteil nicht zu einer Steigerung der Rußemission.

Zu 2.: Aufgrund der generell bei Großdieselmotoren höheren Verbrennungsluftverhältnisse (λ), der großmotorenspezifischen Brennraumgeometrie und den real längeren Zeiten zwischen beiden Einspritzvorgängen (geringere Drehzahlen) findet die Hauptverbrennung nicht zwangsläufig in den Bereichen statt, in denen es infolge der Voreinspritzung zu lokalem Sauerstoffmangel kommt. Im Gegensatz zu der in [WAG06] vorgeschlagenen räumlichen Trennung von Vor- und Haupteinspritzung findet dadurch auch eine zeitlich/-räumliche Trennung statt. Darüber hinaus ist infolge der bereits stattfindenden Verbrennung (mit den entsprechenden Brennraumberturbulenzen) von besseren Bedingungen für Strahlaufbruch und Gemischbildung auszugehen, was die unterstöchiometrischen Bereiche reduziert. Dadurch werden Bedingungen geschaffen, die die Rußbildung verringern und gleichzeitig die Rußoxidation fördern.

Zu 3.: Die unterstellte zeitlich/-räumliche Trennung der beiden Einspritzungen verhindert den Kontakt von noch flüssigem Kraftstoff der HE mit dem u.U. noch brennenden Kraftstoff der Voreinspritzung.

Fazit zu Effekten brennverlaufsoptimierter Voreinspritzung auf Ruß- und NO_x-Emission

Brennverlaufsoptimierte VE-Strategien weisen ein hohes Potenzial zur Reduzierung der Schadstoffemission auf. Inwieweit sich die im trade-off erzielten Vorteile zugunsten der Ruß- oder der NO_x-Emission niederschlagen, ist von Verbrennungsschwerpunkt und Dauer der Einspritzpause abhängig. Die Reduzierung der NO_x-Emissionen ist in erster Linie mit den verkürzten Zündverzügen zu erklären. Die kleineren, in dieser Zeit eingebrachten Kraftstoffmengen führen zu geringeren maximalen Zylinderdruckanstiegen. Diese schlagen sich in einem geringeren Gradienten im Gas-Mitteltemperaturverlauf nieder.

Die für den gemittelten Brennraum-Temperaturverlauf errechneten Maximaltemperaturen scheinen demgegenüber eine untergeordnete Rolle zu spielen. Für eine Erklärung der NO_x-Minderung auf Grundlage der Brennraumtemperaturen sind Anpassungen der verwendeten Modelle an die Voreinspritz-Strategien sowie optische und laseroptische Brennraum-Untersuchungen notwendig. Dass eine brennverlaufsoptimierte Voreinspritzung entsprechend der in dieser Arbeit vorgestellten Einspritzstrategien nicht in jedem Fall zu einem Anstieg der Rußemission führt, kann mit den großmotorenspezifischen Brennraumdimensionen und Motordrehzahlen begründet werden. Zur Diskussion der Rußemission eignet sich der in dieser Arbeit vorgestellte Parameter Intensität der Diffusionsverbrennung.



8.1.1. Kategorisierung der beiden Einspritzstrategien mit früher Voreinspritzung anhand ihrer Effekte

In Abs. 7.3 wurde festgestellt, dass sich die beiden Ansätze einer frühen Voreinspritzung hinsichtlich ihres Potenzials zur Minderung von NO_x und Ruß unterscheiden. Im Folgenden soll daher versucht werden, diese Differenzen auf unterschiedliche Einflüsse beider Strategien auf Gemischbildungs- und Brennvorgänge zurückzuführen. Die voneinander abweichenden Effekte einer frühen Voreinspritzung vom Typ A und B sind anhand des Summenbrennverlaufes gut darstellbar (Abb. 8-2).

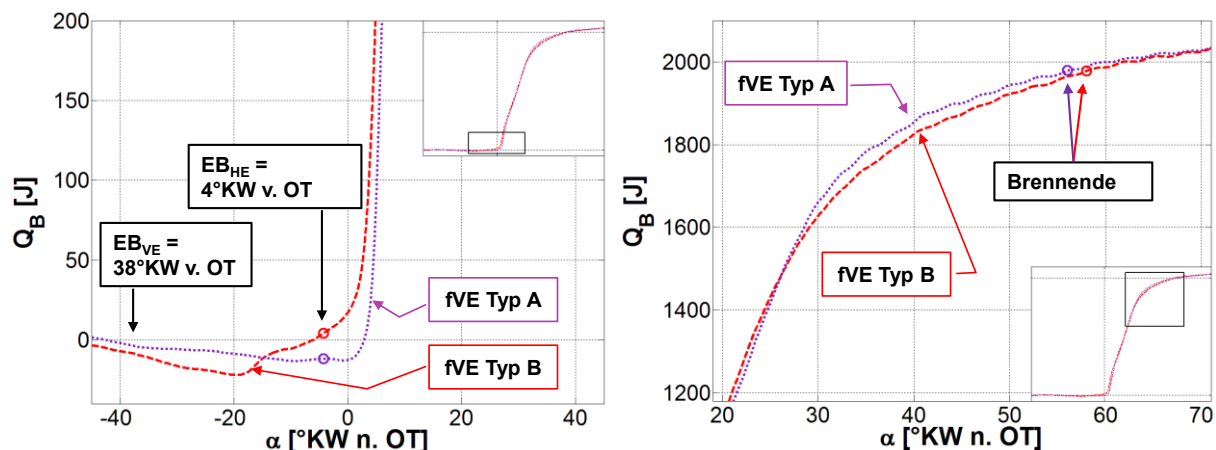


Abb. 8-2 Summenbrennverläufe von frühen VE-Strategien zur Diskussion der Unterschiede im Energieumsatz bei der Verdampfung der VE-Mengen Typ A (kleiner) und Typ B sowie im Verlauf der weiteren Verbrennung

Ein Maß für die eingespritzte Kraftstoffmenge stellt die Energie dar, die zu deren Verdampfung notwendig ist. Da dieser Vorgang endotherm erfolgt, wird dies bei der Darstellung des Brennverlaufs als negativer Energieumsatz erkennbar (Abb. 8-2, links). Anhand der zur Verdampfung benötigten Energie ist analog zum Brennverlauf eine Zuordnung zu Typ A (kleinere VE-Mengen) bzw. Typ B (größere VE-Mengen) möglich. Auch der sich anschließende positive Energieumsatz der VE-Menge verdeutlicht die Unterschiede zwischen Typ A und Typ B. Für die frühe VE vom Typ B findet ein abgesetzter, früherer Anstieg des Energieumsatzes statt. Die Kraftstoffmasse vom Typ A reagiert dagegen erst nach Einspritzbeginn der Haupteinspritzung und führt im Zusammenhang mit dieser zu einem späteren, steileren Anstieg. Dies schlägt sich in einem gegenüber Typ B höheren Premix-Peak nieder. Im weiteren Summenbrennverlauf zeigt sich, dass auch der Energieumsatz in der zweiten Phase der Verbrennung bei Typ A schneller erfolgt, was ein früheres Brenneende zur Folge hat. Anhand dieser Betrachtung werden die unterschiedlichen Effekte der beiden frühen Einspritzstrategien erklärbar: Während Typ A durch den intensiveren Energieumsatz in der zweiten Phase der Verbrennung zur Ruß-Reduktion führt, ist bei Typ B durch die sanftere Brenneinleitung ein stärkeres Potenzial zu einer NO_x -Minderung gegeben. Im Vergleich zu einem Brennverlauf ohne Voreinspritzung weisen beide frühen Voreinspritz-Strategien ein Potenzial zur Ruß-Reduktion auf. Die infolge einer frühen Voreinspritzung vom Typ B auftretenden exothermen Reaktionen führen dazu, dass die Haupteinspritzung bei etwas höheren Zylinderdrücken und Brennraumtemperaturen erfolgt als bei einer frühen Voreinspritzung vom Typ A (Abb. 8-3, Abb. 8-5 und Abb. 8-6). Zusammen mit den durch die Reaktionen verursachten Turbulenzen führt dies zu Bedingungen im Brennraum, welche die Gemischbildung der Haupteinspritzung begünstigen. Im Vergleich dazu haben die lediglich durch den Voreinspritzvorgang

und eventuell stattfindende kleinere Vorreaktionen infolge früher Voreinspritzung vom Typ A hervorgerufenen Turbulenzen einen geringeren Effekt. Daher liegt das Potenzial zur Ruß-Minderung bei Einsatz einer frühen Voreinspritzung vom Typ B höher als das bei Typ A (Abb. 7-24).

Die bei Typ A gemeinsam mit der HE-Menge reagierende VE-Menge, kann bei späten Haupteinspritzbeginn den Energieumsatz in der ersten Phase der Verbrennung stärker beschleunigen und, wie in Abb. 8-3 gezeigt, zu einer gegenüber Typ B höheren Maximaltemperatur führen. Der Grund für das dennoch vergleichbare Niveau der NO_x -Emission bei Typ A und B (Abb. 7-24) liegt darin, dass der Effekt höherer maximaler Energieumsatzraten infolge der bei Typ A nicht vorverbrannten VE-Kraftstoffmenge durch die während des kürzeren Zündverzuges (Abb. 7-27) eingespritzte kleinere Kraftstoffmenge geringer ist. Die Überlagerung dieser beiden, bei späten Schwerepunktlagen zunehmenden Effekte führt zu einer Kompensation und einem NO_x -Emissionsniveau, das mit dem bei Einsatz einer frühen Voreinspritzung vom Typ B vergleichbar ist, obwohl hier unterschiedliche Effekte wirken.

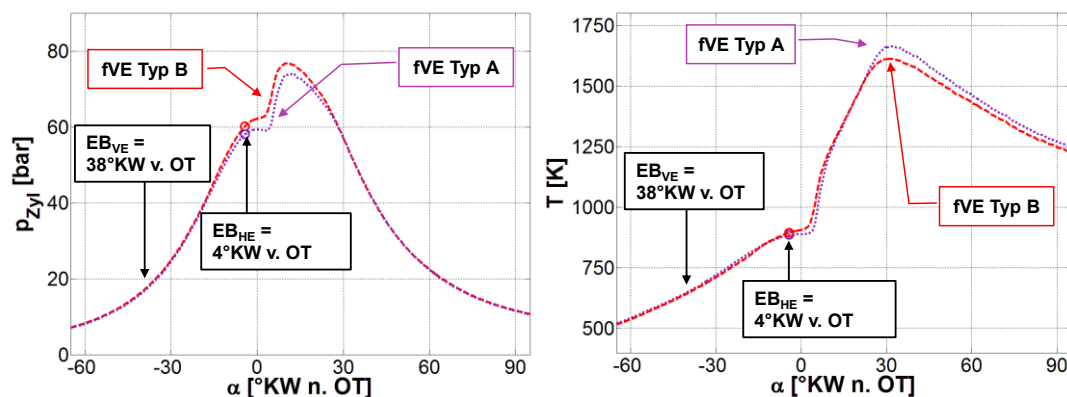


Abb. 8-3 Vergleich frühen VE (Typ A und Typ B) in Zylinderdruck- und mittlerem Temperaturverlauf

Die zu einer Verbrennung vom Typ A oder Typ B führenden VE-Mengen sind nach bisherigen Untersuchungen an eine von mehreren Parametern abhängige, absolute Kraftstoffmenge gebunden. Diese zum Erzielen der jeweiligen Effekte erforderliche „Mindest-Einspritzmenge“ variiert in Abhängigkeit von

- der Gesamteinspritzmenge,
- dem Lastpunkt,
- dem Haupteinspritzbeginn,
- dem Einspritzdruck und
- dem verwendeten Kraftstoff.

Damit lässt sich kein, auf die Gesamteinspritzmenge bezogener, allgemeingültiger Wert für die VE-Menge angeben. So ist bei zündträgen Kraftstoffen eine höhere Voreinspritzmenge erforderlich. Dies zeigt sich z.B. daran, dass bei Einsatz von Rückstandsölen Effekte bezüglich Brennverlauf und Emission mit Typ A nur dann erzielt werden konnten, wenn größere Raildrücke, längere VE-Bestromungszeiten oder mehrfache Voreinspritzungen appliziert wurden.

Die Angabe der genauen Kraftstoffmengen ist auch aufgrund der Messgenauigkeit in dem Bereich der sehr kleinen Einspritzmengen problematisch. In dieser Arbeit erfolgt die Zuordnung zu den Typen A und B anhand ihrer Effekte auf den Brennverlauf und die Standardabweichung von Zylinderdruckverläufen und Zündzeitpunkten. Zur Unterscheidung von Vorreaktions- und Zündprozessen erscheinen weitere optische Brennraumuntersuchungen sinnvoll.

8.1.2. Beeinflussung von Zündverzug und Premixphase durch frühe Voreinspritzung

Der bei der Verbrennung von Rückstandsölen erhöhte Premix-Peak wird allgemein mit dem verlängerten Zündverzug erklärt. Demnach führt die schlagartige Verbrennung der während des längeren Zündverzugs eingebrachten größeren Kraftstoffmasse zu steileren Druckanstiegen und hohen Brennraumtemperaturen, was sich in der erhöhten NO_x -Emission widerspiegelt. Lange Zündverzüge, die durch späte Haupteinspritz-Zeitpunkte verursacht bzw. durch den Einsatz von Rückstandsölen bedingt sind, können durch eine frühe Voreinspritzung verkürzt werden. Dieses führt zu einer Reduzierung der maximalen Zylinderdruckanstiege und Energieumsatzraten in der Premixphase. Das damit verbundene Potenzial zur Reduktion der NO_x -Emissionen kann am realen Motor genutzt werden.

8.1.3. Diskussion der Effekte der frühen Voreinspritzungen anhand der Brennraumtemperaturen

Als eine der Ursachen für das Potenzial einer brennverlaufsoptimierten Voreinspritzung zur Emissionsminderung wurden die VE-bedingten höheren Temperaturen und Drücke bei HE-Beginn diskutiert. Vor diesem Hintergrund stellt sich die Frage, ob sich auch die Effekte einer frühen Voreinspritzung kleiner Einspritzmengen (Typ A und Typ B) mit veränderten Temperaturniveaus erklären lassen. Dazu ist es erforderlich, die lokalen Temperaturen im Bereich der Ruß-Bildungszonen ($\lambda < 1$) der Diffusionsflammen zu kennen. Aussagekräftige Ergebnisse können z.B. durch laseroptische Temperaturmessungen im Bereich der Flammenfront der Diffusionsflammen erzielt werden. Zur Untersuchung der frühen Voreinspritzung wurde eine Methode der optischen Spektrometrie angewandt. Dabei wird auf der Grundlage von Bildern, die mit einer Rot-Grün-Blau-Kamera (RGB-Kamera) aufgenommen wurden, die Temperaturverteilung durch Messung der Intensitäten zweier Wellenlängen bestimmt. Mithilfe dieser Methode wurden aus optischen Brennraum-Untersuchungen von Verbrennungen ohne und mit einer frühen Voreinspritzung Temperaturverläufe abgeleitet [EPP13]. In Abb. 8-4 sind für DK und das Destillatkraftstoff/Rückstandsöl-Gemisch (DK/RMK) die Temperaturverläufe jeweils mit und ohne früher Voreinspritzung gegenübergestellt.

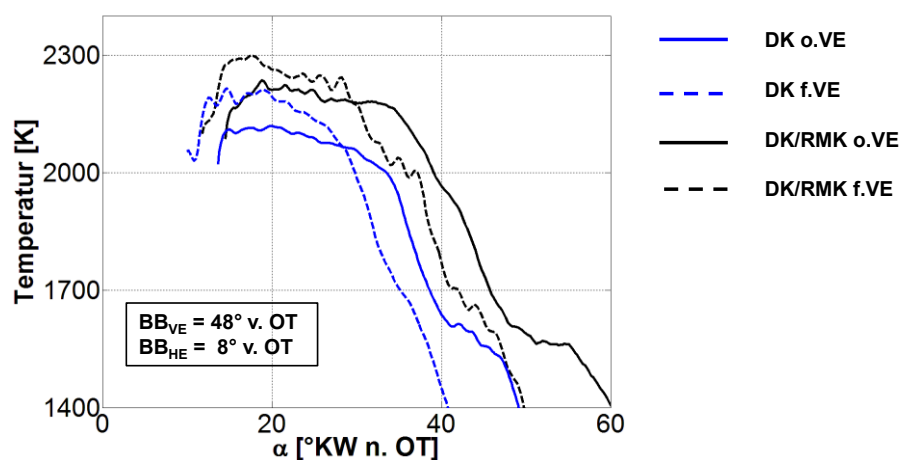


Abb. 8-4 aus optischen Brennraumuntersuchungen ermittelte Temperaturverläufe mit früher VE (gestrichelt) und ohne VE (bei einer Motordrehzahl $n = 1000 \text{ min}^{-1}$) [nach EPP13]



Im Vergleich zur Verbrennung ohne Voreinspritzung ist bei den Verläufen mit früher VE während des ersten Teils der Verbrennung eine um ca. 100K höhere Temperatur zu erkennen. Im weiteren Verlauf der Verbrennung fällt diese jedoch schneller ab als bei einer Verbrennung ohne Voreinspritzung. Diese Beobachtung korreliert mit den berechneten Gas-Mitteltemperaturverläufen (Abb. 8-5).

Demzufolge bewirkt eine frühe Voreinspritzung bei Brennverläufen mit einem Zündzeitpunkt in OT-Nähe höhere Temperatur-Spitzen und eine schnellere Energieumsetzung. Für den Fall der frühen Voreinspritzung bei früheren Haupteinspritzbeginnen (die zu einer Verstärkung der Premix-Peaks führen) werden Temperaturverläufe berechnet, die ein insgesamt etwas höheres Temperaturniveau aufweisen (Abb. 8-6).

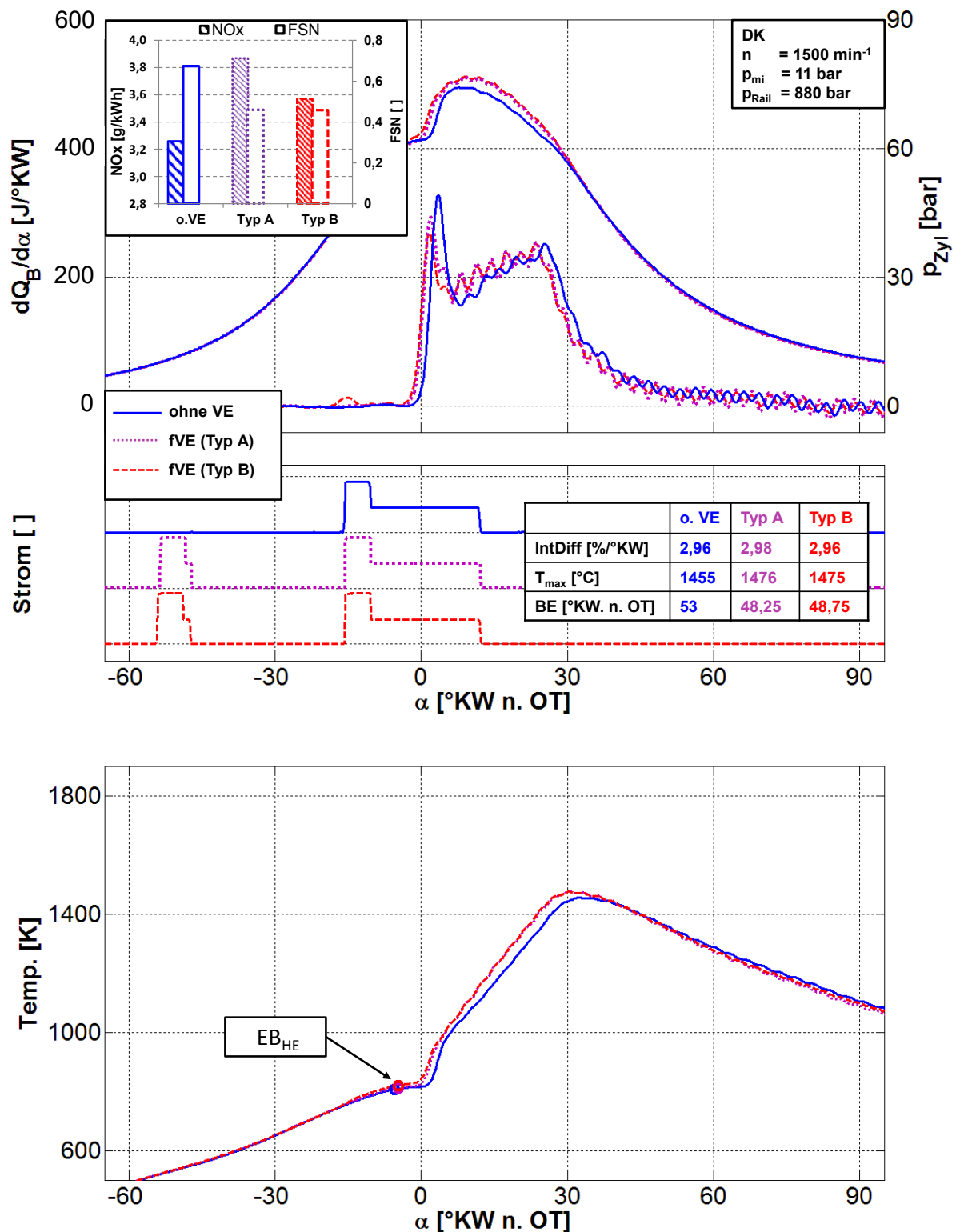


Abb. 8-5 Einfluss einer frühen VE mit ZZZ_{HE} um OT auf die gemittelten Temperaturverläufe in Bezug zu Zylinderdruck- und Brennverlauf sowie die Temperatur bei Beginn der Haupteinspritzung $Q_{50, fVE} = 18^{\circ}\text{KW n. OT}$; $Q_{50, ohne VE} = 20^{\circ}\text{KW n. OT}$

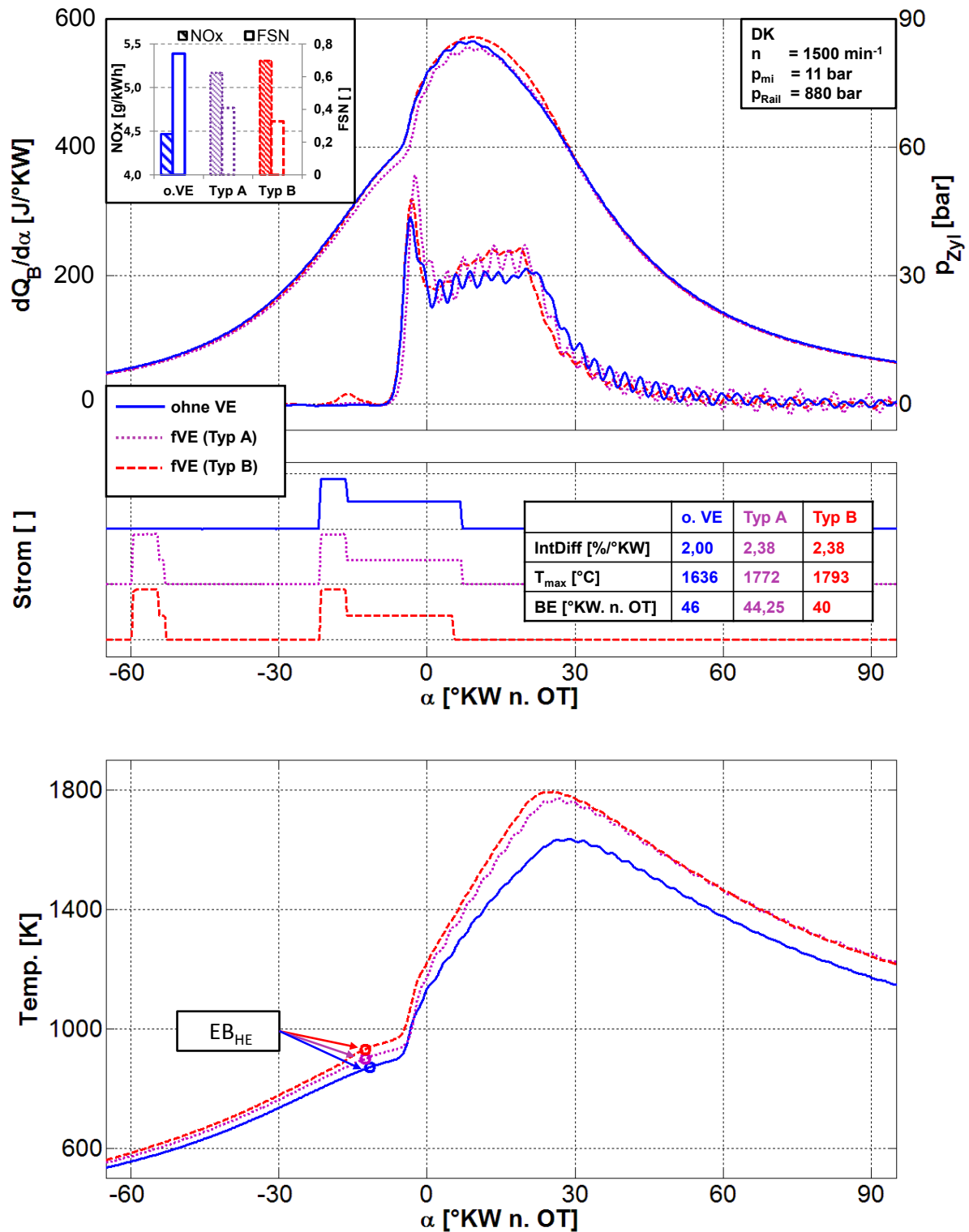


Abb. 8-6 Einfluss einer frühen VE mit frühem ZZP_{HE} auf die gemittelten Temperaturverläufe in Bezug zu Zylinderdruck- und Brennverlauf sowie die Temperatur bei Beginn der Haupteinspritzung
 $Q_{50, \text{ohne VE}} = 14^\circ\text{KW n. OT}$; $Q_{50, \text{fVE Typ A}} = 13,25^\circ\text{KW n. OT}$; $Q_{50, \text{fVE Typ B}} = 12^\circ\text{KW n. OT}$

In diesem Fall ließe sich die Reduzierung der Rußemission auch dadurch erklären, dass infolge der frühen Voreinspritzung das Temperaturniveau zu Brennbeginn der HE-Menge etwas höher ist.

Das Ende der Ruß-Oxidation ist an die jeweiligen Brennraumbedingungen wie Turbulenz, Brennraumdruck und -temperatur gebunden. Vergleiche von Brennverläufen mit und ohne frühe Voreinspritzung zeigen, dass im Fall der frühen Voreinspritzung das Brennende früher erreicht wird. Wird davon ausgegangen, dass zu diesem Zeitpunkt die Brennraumbedingungen für eine Ruß-Oxidation noch gegeben sind, könnte eine Ursache für die geringere Rußemission darin liegen, dass die bei einer frühen Voreinspritzung höheren Temperaturen die Ruß-Oxidation begünstigen. Da im Fall einer frühen Voreinspritzung bei früheren Haupteinspritz-Zeitpunkten höhere Temperaturniveaus auch im letzten Teil der Verbrennung festgestellt wurden, ist auch dies ein Ansatz zur Erklärung.

Fazit zur Erklärung der Effekte einer frühen Voreinspritzung mittels Brennraumtemperaturverlauf

Die bisher errechneten mittleren Brennraumtemperaturverläufe können bedingt zur Diskussion der Effekte der frühen Voreinspritzung auf die NO_x -Emissionen herangezogen werden. Zur genaueren Untersuchung der Effekte anhand von Brennraumtemperaturverläufen ist der Einsatz eines 2-Zonen-Modells zielführend. Dazu ist zunächst eine genaue Definition und Detektion der Zündzeitpunkte (bzw. des Beginns des Energieumsatzes) von Vor- und Haupteinspritzmenge erforderlich. Als aussichtsreicher Ansatz dazu ist deren Bestimmung anhand der Standardabweichung der Zylinderdruckverläufe unter 5.4.2.2 vorgestellt worden. Außerdem muss festgelegt werden, wie eine eventuelle Pause zwischen den Energieumsätzen von Vor- und Haupteinspritzmenge bei der Einteilung der Zonen in einem Mehrzonen-Modell zu berücksichtigen ist. So ist z.B. bei der Modellierung festzulegen, ob die Zone, in die die Haupteinspritzung erfolgt, als unverbrannte oder verbrannte Zone zu behandeln ist. Hier sind weiterführende optische Untersuchungen zur Validierung entsprechender Modelle notwendig.

Bei den bisher durchgeführten optischen Untersuchungen früher VE-Strategien wurde kein Ruß-Eigenleuchten festgestellt [EPP13]. Demzufolge finden die Vorreaktionen auf einem Temperaturniveau statt, bei dem die Bildung von thermischen NO_x ausgeschlossen werden kann. Die Auswertung bisher berechneter mittlerer Temperaturverläufe und der optischen Untersuchungen zeigen, dass die teilweise erhöhten Stickoxidemissionen infolge der frühen Voreinspritzung damit zu erklären sind, dass die VE bei der Verbrennung der HE-Menge zu höheren Spitzentemperaturen führt. Dieser Effekt wird durch die vom Haupteinspritzbeginn abhängige Verkürzung des Zündverzuges unterschiedlich stark kompensiert. Als eine Ursache für das Potenzial einer frühen Voreinspritzung wird auch der Einfluss des Brennraumtemperaturniveaus zu Beginn der Haupteinspritzung diskutiert. Dabei muss zwischen den beiden in dieser Arbeit untersuchten frühen Voreinspritz-Strategien differenziert werden. Des Weiteren ist die Lage des Haupteinspritzzeitpunktes relevant. So kann bei früheren Haupteinspritzbeginnen und bei Einbringen einer VE-Menge, die zu einem deutlichen Energieumsatz führt von einem höheren Zylinderdruck und einer höheren Temperatur bei Beginn der Haupteinspritzung ausgegangen werden. Zur genaueren Beschreibung des Temperatureinflusses infolge der verschiedenen Voreinspritz-Strategien sind weiterführende Untersuchungen am optisch zugänglichen Brennraum notwendig. In dieser Arbeit wird neben den Vorreaktionen eine verbesserte Homogenisierung des Kraftstoff-Arbeitsgasgemisches als Ursache für die erreichten Vorteile im Ruß- NO_x -trade-off diskutiert.

8.1.4. Diskussion der Effekte der frühen Voreinspritzung anhand der Gemischbildung

Im Folgenden soll der Effekt der frühen Voreinspritzung auf die Gemischbildung und die sich daraus ableitbaren Konsequenzen für die Rußemissionen diskutiert werden. In Kap. 6 wurde ein gegenüber der Kraftstoffzusammensetzung und -struktur dominierender Einfluss der Einspritzparameter auf den Ablauf der Diffusionsverbrennung belegt. Die Qualität des zu diesem Zeitpunkt erzeugten Kraftstoff- Arbeitsgasgemisches wird primär durch die Einspritzparameter bestimmt. So lässt sich am Beispiel der Einspritzviskosität zeigen, dass ein durch angepasste Viskosität verbesserter Strahlaufbruch auch zu einer intensiveren Diffusionsverbrennung und sinkenden FSN führt.

Dauer der Diffusions- und Nachbrennphase

Durch die bereits vor Beginn der Haupteinspritzung eingebrachte Kraftstoffmasse verringert sich die Kraftstoffmenge, die während der Haupteinspritzung einzubringen ist. Dadurch wird in der Regel die Dauer der Hauptverbrennung verkürzt, was zu einer Verringerung der Rußemission beiträgt.

Energieumsatz in der Diffusions- und Nachbrennphase

Durch Reduzierung des Anteils der Premixphase am gesamten Energieumsatz wird in den Phasen der Diffusions- und Nachverbrennung mehr Energie umgesetzt. Wird dabei das Brennende konstant gehalten, muss ein intensiverer Energieumsatz während der Diffusions- und Nachverbrennung stattfinden.

Intensität der Diffusions- und Nachbrennphase

Entsprechend der einschlägigen Literatur zu diesem Thema wird davon ausgegangen, dass sich die Bildung des Rußes vor allem an der Flammenfront der Diffusionsflammen bildet (z.B. [KOZ04], [PIS02]). Wie bereits in Kap. 6.1.2 vorgestellt, führt eine intensiver ablaufende Diffusions- und Nachverbrennung zu einer geringeren Abgasschwärzung. Bei den durchgeführten Versuchen konnte bestätigt werden, dass mittels früher Voreinspritzung höhere Energieumsatzraten während der Diffusionsverbrennung erzielt werden können. Als Ursache kommen neben dem Vorliegen höherer Brennraumtemperaturen auch das Vorliegen stärkerer Brennraumberturbulenzen und stattfindende Vorreaktionen der VE-Menge in Frage. Ein besser aufbereitetes Kraftstoff-Arbeitsgas-Gemische fördert die Verbrennung der Haupteinspritzmenge in der Diffusionsphase und führt durch die homogenere Verteilung des Kraftstoffs im Arbeitsgas zu günstigen Bedingungen für eine Ruß-Oxidation. Der als eine Bedingung für die Rußbildung genannte lokale Luftmangel tritt vor allem während der Phase der Diffusionsverbrennung auf. Es wird im Allgemeinen davon ausgegangen, dass die Rußbildung kurz nach Erreichen des Einspritzendes (laut getroffener Definition dem Ende der Diffusionsverbrennung) abgeschlossen ist. Dies bestätigt die bereits getroffene Feststellung, dass die Phase der Diffusionsverbrennung, während der Kraftstoff eingespritzt sowie diffusions-kontrolliert und kontinuierlich am Strahlrand abgebrannt wird, entscheidend für die Menge des primär gebildeten Rußes ist. Nach den in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen besteht eine stärkere Abhängigkeit der Abgastrübung von der Diffusionsverbrennung als von der Nachverbrennung. Da diese beiden Phasen der Verbrennung stark voneinander abhängen, wurde auch die Intensität der Verbrennung über die Dauer beider Phasen gebildet und zur Filter Smoke Number (FSN) ins Verhältnis gesetzt. Der Parameter Intensität der Diffusionsverbrennung zeigte jedoch die stärkste Vorhersagekraft für die zu erwartende Rußemission (siehe Kap. 6.1.2). In dieser Phase treffen die für die Rußbildung entscheidenden Be-



dingungen, lokaler Luftmangel und hohe Temperaturen $>2300\text{K}$, zusammen. Gleichzeitig wird aufgrund der zu diesem Zeitpunkt noch herrschenden Brennraumbedingungen ein wesentlicher Teil des Rußes in der Diffusionsverbrennung oxidiert. Die hier beobachteten und zur Diskussion des Einflusses der frühen Voreinspritzung auf die Diffusionsverbrennung und die Rußbildung herangezogenen Effekte entsprechen den von [KOZ04] veröffentlichten Ergebnissen optischer Untersuchungen zu Rußbildung und Rußoxidation. Demnach führt eine gegenüber der Premix-Verbrennung zunehmende Dauer der Diffusionsverbrennung zu stärkerer Rußbildung. Diese wird durch die in der vorliegenden Arbeit vorgestellten VE-Strategien verkürzt bzw. intensiviert. Auch die Dauer der Haupteinspritzung, die lt. [KOZ04] zu kontinuierlich zunehmenden Rußkonzentrations-Spitzen führt, wird durch das Absetzen einer Voreinspritzung verkürzt. Gleichzeitig begünstigen Turbulenzen aus der Voreinspritzung und eventuell höhere Temperaturen die Rußoxidation. Bei der Einteilung der frühen Voreinspritz-Strategien in Typ A und B wurde bereits diskutiert, dass durch die Verbrennung bzw. Vorreaktionen einer größeren Voreinspritzmenge größere Turbulenzen und höhere Temperaturen entstehen. Demzufolge sind zusätzliche Turbulenzen im Falle einer frühen Voreinspritzung vom Typ A als Folge des Einspritzimpulses bzw. kleinerer Vorreaktionen anzusehen. Die erzielte Rußminderung wird dabei primär mit einem besser aufbereiteten Kraftstoff-Arbeitsgasgemisch erklärt, für dessen Bildung - durch den frühen Zeitpunkt der Voreinspritzung - mehr Zeit zur Verfügung steht.

Fazit zu den Effekten einer frühen Voreinspritzung

Die Effekte einer frühen Voreinspritzung müssen für verschiedene Lagen der Haupteinspritz-Zeitpunkte unterschieden werden. Durch Einbringen einer möglichst kleinen VE-Menge (Typ A) konnten Verbrennung und Zündzeitpunkt stabilisiert werden. Besonders deutlich sind die Effekte bei sonst ungünstigen Zündbedingungen, wie späten Haupteinspritz-Zeitpunkten und beim Einsatz von Rückstandsölen. Anhand der vorliegenden optischen Temperaturmessungen und der berechneten mittleren Temperaturverläufe kann für frühe Voreinspritzungen vom Typ B von einem etwas höheren Temperaturniveau bei EB_{HE} , einer früheren Energieumsetzung und einem schnelleren Temperaturabfall ausgegangen werden. Zeitlich und räumlich aufgelöste Brennraumtemperaturmessungen erscheinen zur genaueren Untersuchung der Effekte beider Typen der frühen Voreinspritzung sinnvoll. Dabei sollte der Charakter der in [EPP13] beschriebenen kalten Flamme („cool flame“) bezüglich Sichtbarkeit, Energieaufnahme bzw. -freisetzung geklärt werden. In der vorliegenden Arbeit werden die Effekte der frühen Voreinspritzung anhand des Aufbereitungsgrades des bei EB_{HE} vorliegenden Kraftstoff- Arbeitsgasgemisches diskutiert. Damit lassen sich die Verkürzung des Zündverzugs und die Stabilisierung der Verbrennung bei spät liegender Haupteinspritzung und Einsatz von Rückstandsölen erklären. Der gezielte Einsatz der frühen Voreinspritzung kann zu einer zuverlässigeren Zündung der Haupteinspritzmenge mit intensiverer Verbrennung führen, ohne dass eine Erhöhung des Premix-Peaks stattfindet.

8.2. Intensität der Diffusionsverbrennung und Schwerpunkt der Verbrennung

Die verbesserte Intensität der Diffusionsphase wird als Erklärung der Auswirkungen einer frühen VE auf die Rußemission herangezogen. Gleichzeitig kommt auch die durch die Voreinspritzung bedingte Verschiebung der Verbrennung in Richtung früh als Erklärung für die Reduzierung der Rußemission in Frage. Daher soll im Folgenden noch einmal auf den Zusammenhang zwischen Intensität der Diffusionsverbrennung und Verbrennungsschwerpunkt eingegangen werden. Abb. 8-7 zeigt, dass die Intensität der Diffusionsverbrennung sowohl durch die frühe Voreinspritzung



vom Typ A als auch vom Typ B verstärkt werden kann. Es wird deutlich, dass Typ B zu einer intensiveren Diffusionsphase führt, was mit dem gegenüber Typ A höheren Potenzial zur Minderung der Abgasschwärzung korreliert. Beide Strategien haben bei ungünstigen Brennbedingungen (z.B. längere Zündverzüge bei späten Haupteinspritz-Zeitpunkten) ein größeres Potenzial zur Reduzierung der FSN (Abb.8-7). Dadurch wird der bereits festgestellte Zusammenhang zwischen der Intensität der Diffusionsverbrennung und der Abgasschwärzung (FSN) ebenso bestätigt wie die Annahme, dass durch die frühe Voreinspritzung vor allem die Gemischbildung positiv beeinflusst wird, und lange Zündverzüge verkürzt werden.

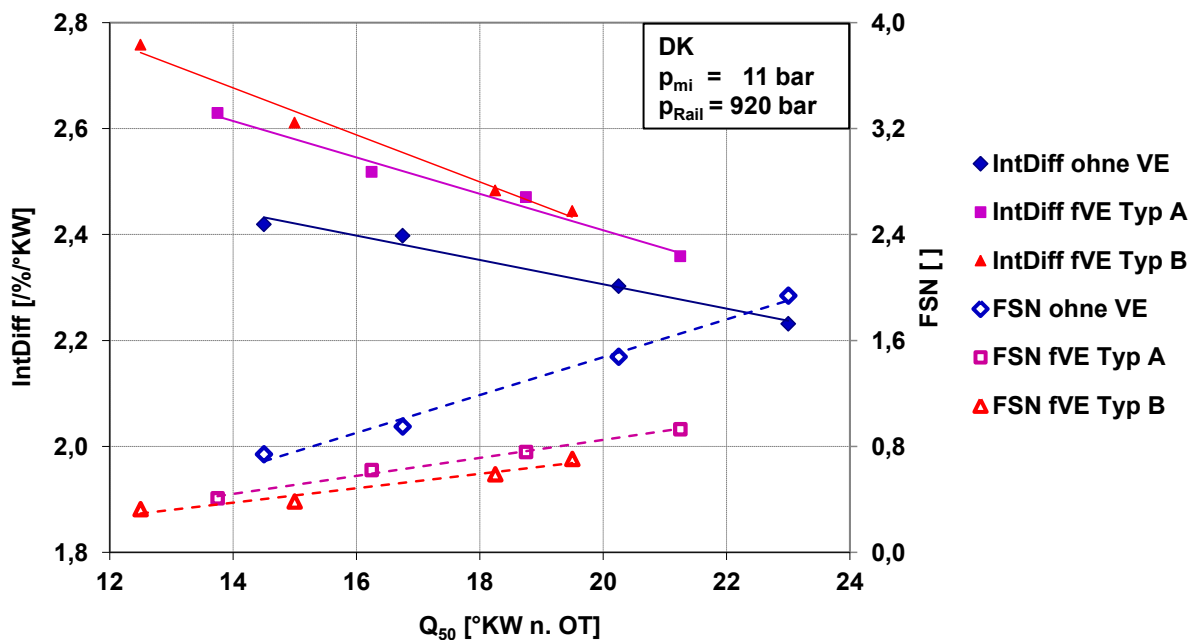


Abb. 8-7: Die Intensität der Diffusionsphase in Abhängigkeit des Verbrennungsschwerpunktes (HE-Menge) für frühe VE-Strategien vom Typ A bzw. B im Vergleich zu Einfacheinspritzungen

Um die bereits in Kap. 6.1.2 diskutierte Feststellung, dass nicht ausschließlich eine frühe Verbrennungslage zu der festgestellten Rußminderung führt, auch für die VE-Versuche zu prüfen, wurden Messungen mit und ohne frühe Voreinspritzung bei jeweils gleicher Lage des Verbrennungsschwerpunktes verglichen. In Abb. 8-8 ist der Einfluss der frühen Voreinspritzung auf IntDiff und FSN für DK bei verschiedenen Verbrennungsschwerpunkten und bei Einsatz eines RMG180 dargestellt.

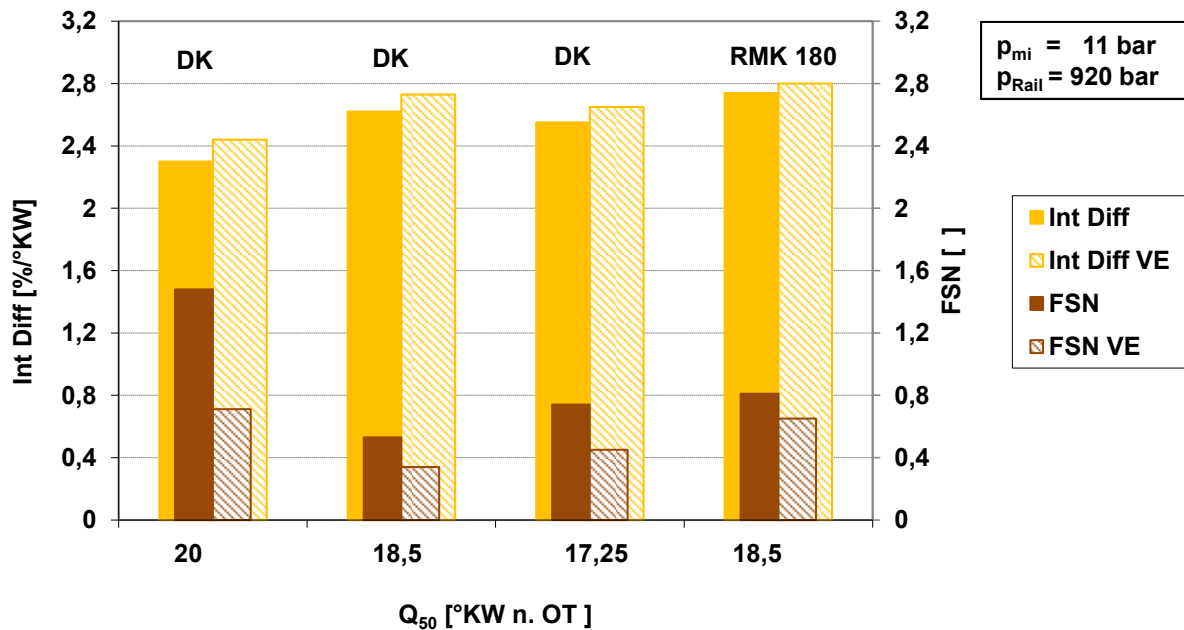


Abb. 8-8 Intensität der Diffusionsverbrennung und FSN in Abhängigkeit vom eingesetzten Kraftstoff, Verbrennungsschwerpunkt und dem Einsatz der frühen VE

Die Messungen mit Voreinspritzung weisen dabei die geringeren FSN-Werte auf. Dies bestätigt, dass auch bei einer Voreinspritzung nicht allein die mögliche Veränderung der Schwerpunktlage die geringeren Rußemissionen verursacht: die Intensität der Diffusionsverbrennung stellt einen, nicht ausschließlich von der Verbrennungslage abhängigen Parameter für die Rußemissionen dar.

Es fällt außerdem auf, dass das Potenzial zur Intensivierung der Diffusionsphase und der damit einhergehenden Rußemission bei spät liegender Haupteinspritzung deutlich größer ist.

Fazit zum Einfluss der frühen Voreinspritzung auf die Intensität der Diffusionsverbrennung und die Rußemission

Besonders unter den Bedingungen, die zu einem langen Zündverzug führen, bewirkt der Einsatz einer frühen Voreinspritzung günstigere Verbrennungsschwerpunkte und eine intensivere Diffusionsverbrennung. Beides führt zu einer geringeren Abgasschwärzung. Die Effekte einer frühen Voreinspritzung und ihr Potenzial zur Reduzierung der Rußemissionen lassen sich mithilfe des Parameters Intensität der Diffusionsverbrennung beschreiben.

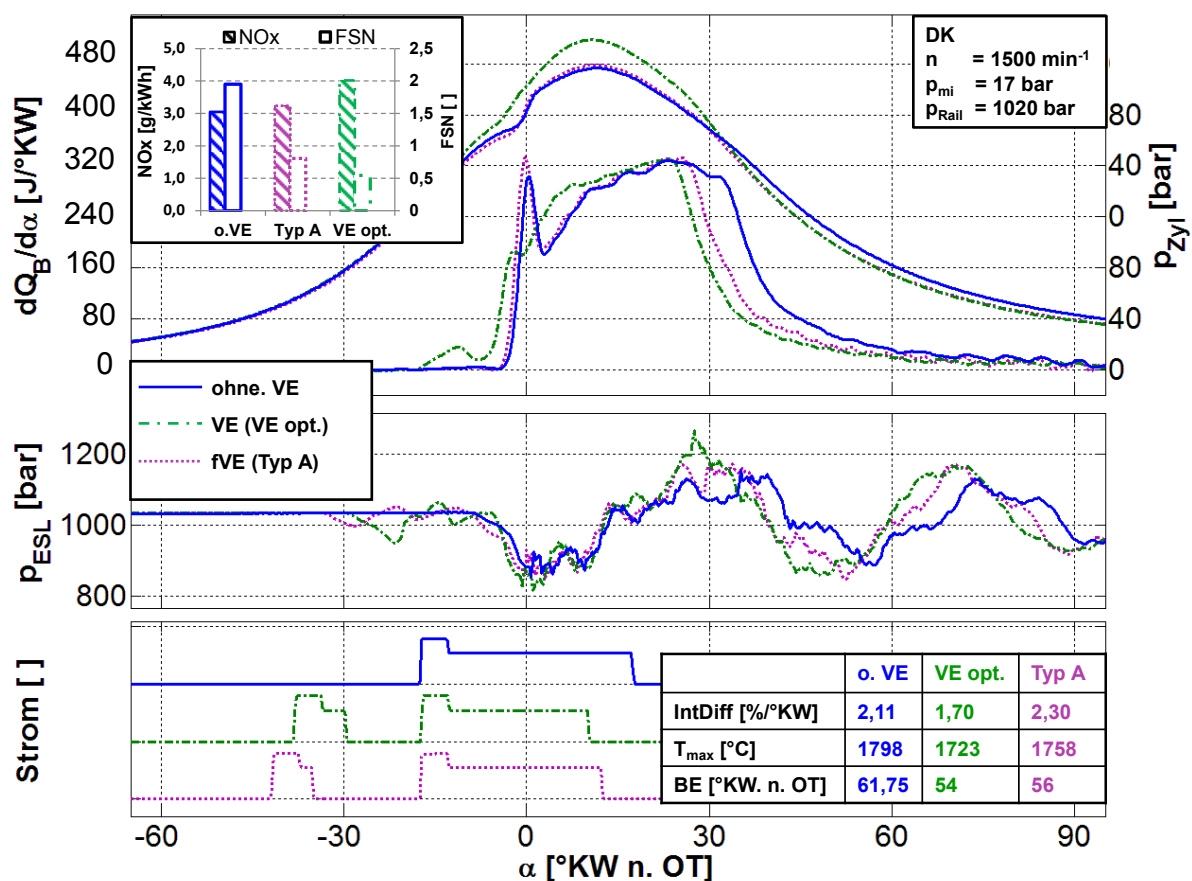
8.3. Einfluss von Voreinspritz-Strategien auf die Partikelgrößenverteilung

Zur Diskussion der Effekte der frühen Voreinspritzung auf die Abgasschwärzung soll im Folgenden versucht werden, deren Einfluss auf die Vorgänge Rußbildung und Rußoxidation differenzierter zu betrachten. Dazu wurden vergleichende Messungen der Abgas-Partikelgrößenverteilung für Mehrfacheinspritzstrategien durchgeführt. Ungünstige Bedingungen für die Verbrennung des Kraftstoffs in der Diffusions- und Nachbrennphase, z.B. durch einen reduzierten Ladeluftdruck, können lt. [BUC07] bei etwa gleichbleibender Rußemission eine Zunahme des Anteils der nicht-flüchtigen (größeren) Partikel verursachen. Diese schlagen sich in einer höheren FSN nieder.



Eine intensivere Verbrennung, die bei den in [BUC07] beschriebenen Versuchen durch einen angepassten Einspritzdruck hervorgerufen wird, führt zu einer beschleunigten Rußoxidation bei unbeeinflusster hoher Rußbildung. Infolge dessen werden die Emission nichtflüchtiger Bestandteile und die FSN deutlich reduziert. Bezüglich der Partikelgrößenverteilung werden weniger nichtflüchtige große Partikel gebildet. In Abb. 8-9 ist die Partikelanzahl über der Partikelgröße für eine optimierte VE, eine frühe VE und eine Verbrennung ohne Voreinspritzung dargestellt. Gegenüber der Referenzmessung ohne Voreinspritzung wurde die FSN durch Einsatz einer frühen Voreinspritzung nahezu NO_x -neutral um mehr als 50% gesenkt. Unter Inkaufnahme einer Erhöhung der NO_x -Emission um 25% konnte mit Hilfe einer brennverlaufsoptimierten Voreinspritzung die FSN um ca. 70% reduziert werden. Bei Betrachtung der Partikelgrößenverteilung wird deutlich, dass beide VE-Strategien im Vergleich mit der Referenzmessung zu einer Verringerung der Partikelanzahl führen.

Eine Verbesserung der Bedingungen, z.B. durch einen angepassten Einspritzdruck oder durch eine frühe Voreinspritzung, führt daher zu einer Verringerung der FSN und der Partikelanzahl. Des Weiteren verschiebt sich der Schwerpunkt der Größenverteilung in Richtung kleinerer Partikelgrößen. Dabei zeigt sich auch anhand der in Abb. 8-9 aufgeführten mittleren Partikeldurchmesser, dass eine frühe Voreinspritzung Typ A einen geringeren Einfluss auf die Partikelgrößenverteilung hat. Dies korreliert mit dem geringeren Potenzial zur Reduzierung der Abgasschwärzung.



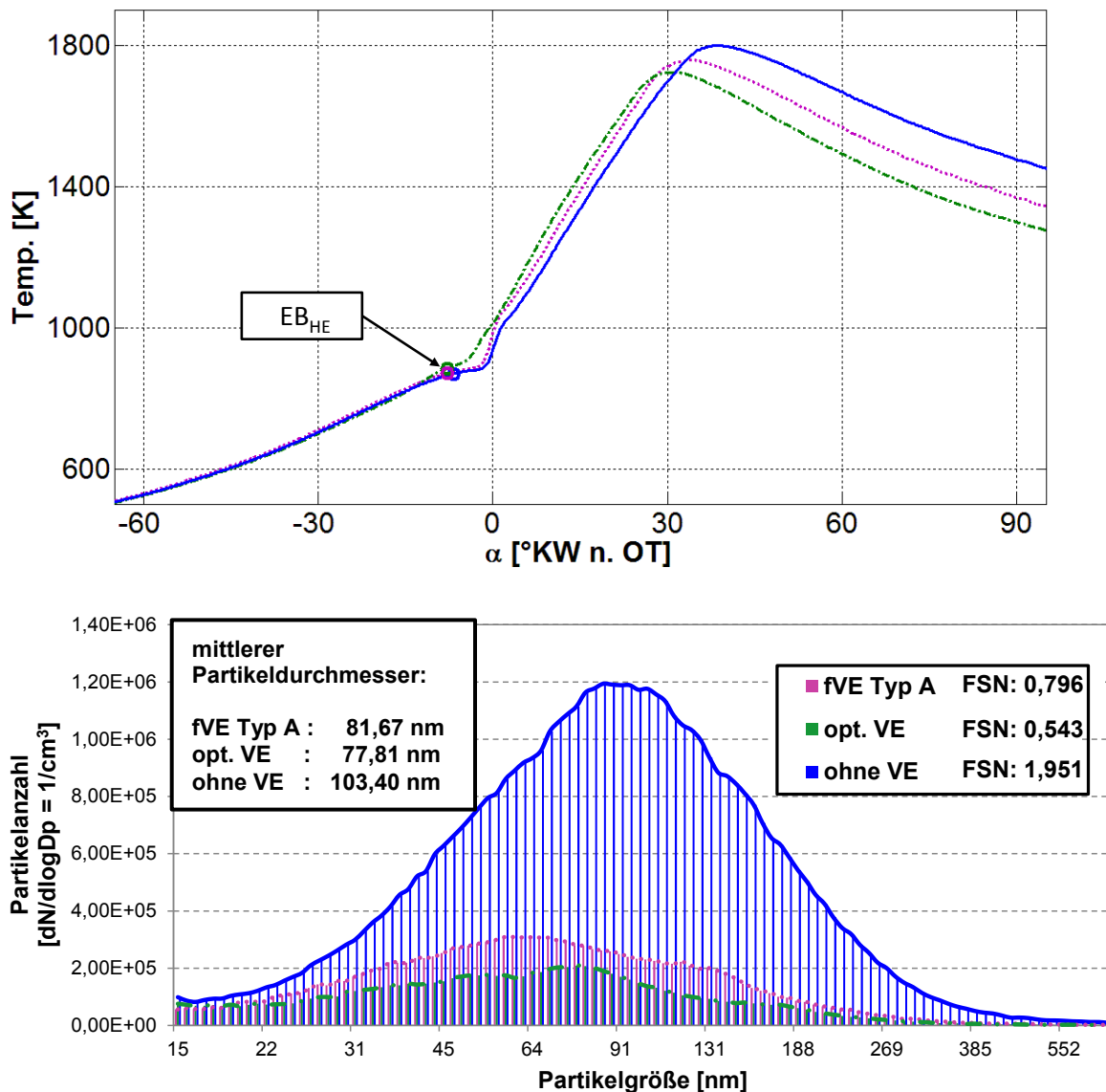


Abb. 8-9 Einfluss der frühen Voreinspritzung auf die Partikelgrößenverteilung bei einer Verbrennung von Destillatkraftstoff (DK)

$Q_{50, \text{ohne VE}} = 22,75^\circ\text{KW n. OT}$; $Q_{50, \text{VE opt.}} = 17,25^\circ\text{KW n. OT}$; $Q_{50, \text{fVE Typ A}} = 19,5^\circ\text{KW n. OT}$

Es stellt sich die Frage, ob es möglich ist, auf Grundlage der Partikelgrößenverteilung Rückschlüsse darauf zu ziehen, ob durch die frühe Voreinspritzung primär die Rußbildung oder die Rußoxidation positiv beeinflusst wird. Entsprechend [STI03] ist es „ein prinzipielles Problem des Dieselmotors, dass die Menge an gebildetem und oxidiertem Ruß von vergleichbarer Größe sind und sich die verbleibende Rußemission im Abgas aus deren Differenz ergibt“ ([STI03] S.271). Zur Klärung, wie relevant die Größenunterschiede zwischen gebildetem und oxidiertem Ruß bei Einsatz von Rückstandsölen sind, erscheinen weitere Untersuchungen sinnvoll.

Fazit zum Einfluss von Voreinspritz-Strategien auf die Partikelgrößenverteilung:

Sowohl die brennverlaufsoptimierte als auch die frühe Voreinspritzung Typ A führen zu einer Minderung der FSN, zu einer Verringerung der Partikelanzahl und einer Reduzierung der mittleren Partikeldurchmesser. Dabei ist der Effekt der brennverlaufsoptimierten Voreinspritzung stärker ausgeprägt als der einer frühen Voreinspritzung vom Typ A.



8.4. Bildung einer aussichtsreichen Voreinspritz-Strategie

In Abb. 8-10 sind die für einen mittleren Motorbetriebspunkt und relativ geringen Raildruck erreichten Ruß- und NO_x -Werte in einem trade-off-Diagramm aufgetragen. Ein Vergleich der untersuchten Einspritzstrategien lässt den Schluss zu, dass die brennverlaufsoptimierten Voreinspritz-Strategien ein größeres Potenzial zur NO_x -Emission aufweisen, während durch die frühen Voreinspritzungen eine geringere Rußemission erreicht wird. Außerdem weist die frühe Voreinspritzung vom Typ B im Ruß- NO_x -trade-off Vorteile gegenüber dem Ansatz einer frühen Voreinspritzung ohne deutlichen Energieumsatz vor Beginn der Haupteinspritzung (Typ A) auf.

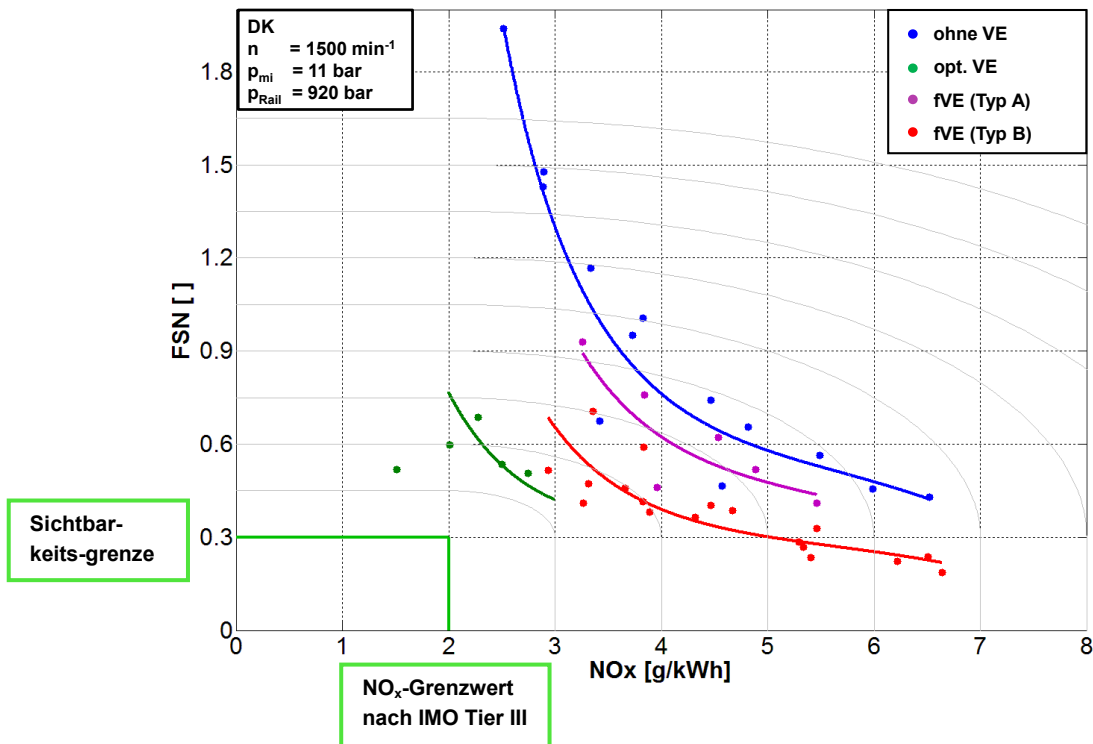


Abb. 8-10 Darstellung der Ruß- und NO_x -Emissionen von Einspritzzeitpunktvariationen unter Einsatz verschiedener VE-Strategien am Einzylinder-Forschungsmotor bei einem mittlerem Lastpunkt und vergleichsweise geringem Einspritzdruck

Bei den durchgeführten Untersuchungen hat sich unabhängig vom Kraftstoff und dem Zeitpunkt der Haupteinspritzung das Absetzen einer Voreinspritzung bei ca. 30° KW v. OT als aussichtsreicher Kompromiss zwischen FSN, NO_x und Stabilität der Verbrennung gezeigt (z.B. Abb. 7-25; Abb. 8-9 und A 6). Variiert man die VE-Menge zu diesem Zeitpunkt, zeigt sich, dass Mengen, die zu einem Energieumsatz durch Voreinspritzung von weniger als 2% der Haupteinspritzmenge führen, gute Ergebnisse im trade-off zwischen den Emissionen und der Stabilität aufweisen. Abb. 8-11 zeigt den Vergleich von drei Einspritzmengen, die zu charakteristischen Brennverläufen der drei Varianten führen: eine opt.VE, eine frühe VE vom Typ B und eine vom Typ A. Entsprechend der eingeführten Kriterien zur Unterscheidung der beiden frühen VE-Strategien, wird die Voreinspritzung mit $< 2\%$ Energieumsatz weiterhin als Typ A bezeichnet.

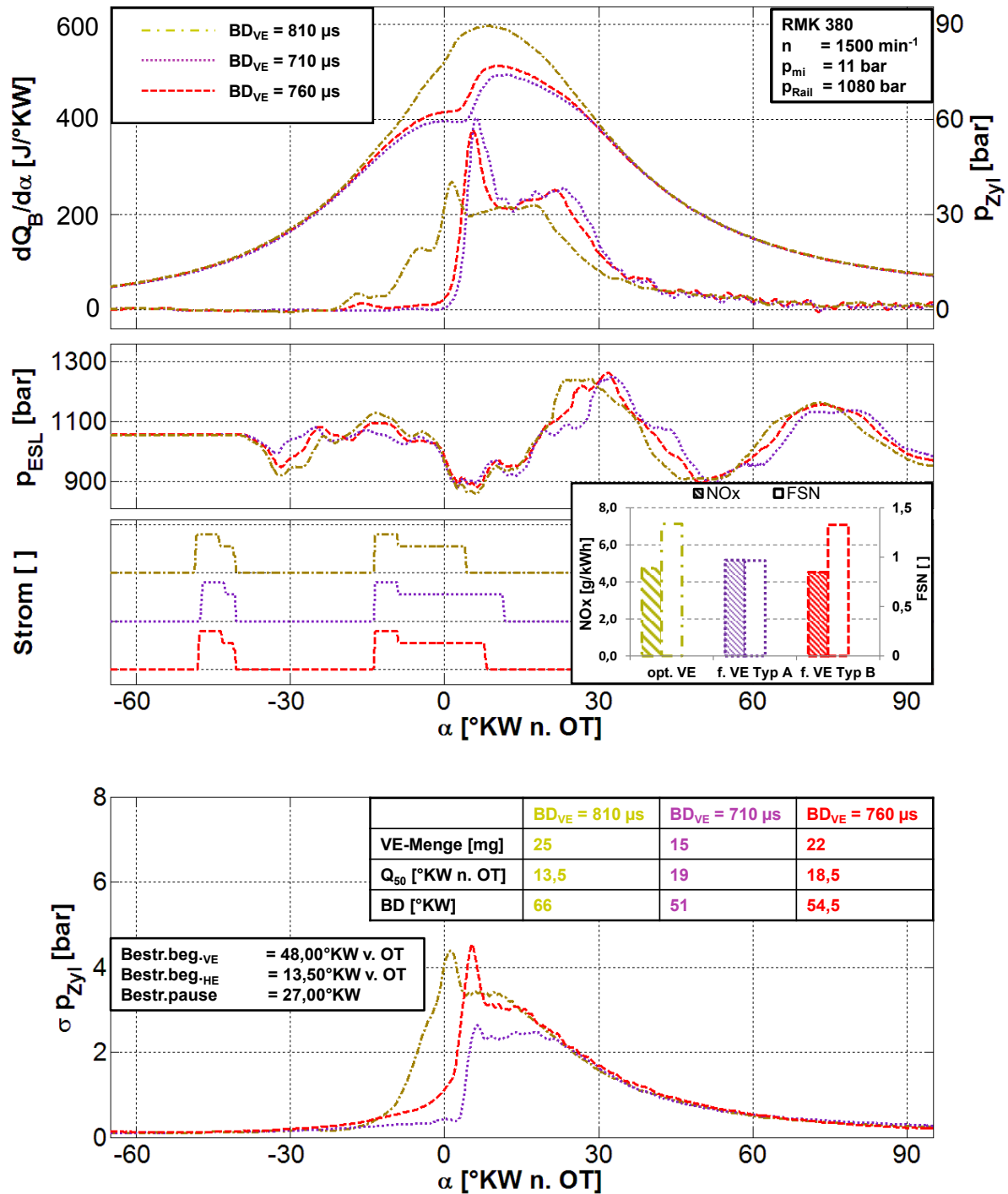


Abb. 8-11 Einfluss der Einspritzmenge bei einem VE-Einspritzzeitpunkt von ca. 30°KW v. OT
 $Q_{50, \text{opt. VE}} = 13,5^\circ \text{KW n. OT}$; $Q_{50, \text{fVE Typ A}} = 19^\circ \text{KW n. OT}$; $Q_{50, \text{fVE Typ B}} = 18,5^\circ \text{KW n. OT}$

Die besten Resultate erbringt in diesem Fall eine frühe Voreinspritzung bei $EB_{VE} \approx 35^\circ \text{KW v. OT}$ und eine VE-Menge, die so groß ist, dass vor der Haupteinspritzung weniger als 2% des Energieumsatzes der Haupteinspritzmenge freigesetzt werden. In diesem Fall sind die Effekte der hier als Typ A gekennzeichneten frühen Voreinspritzung nicht ausschließlich auf den Impuls, die Gemischbildung und die Radikalbildung zurückzuführen, sondern es kommt darüber hinaus zu einer exothermen Reaktion, deren Energieumsatz <2% des Umsatzes der Haupteinspritzmenge beträgt.



Demnach besteht bei entsprechender Anpassung der Einspritzmenge auch bei höheren Raildrücken und dem Einsatz von Rückstandsölen ein Potenzial zur Schadstoffreduktion bei gleichzeitiger Verbesserung der Verbrennungsstabilität. Anhand Abb. A 6 wird gezeigt, dass dies auch für einen Betriebspunkt von 75% Motorleistung ($p_{mi} = 17 \text{ bar}$) zutrifft und demzufolge eine frühe VE Typ A auch in diesem Bereich zur Schadstoffreduzierung und zur Verbesserung der Verbrennungsstabilität eingesetzt werden kann.

Die Übertragung dieser Strategie auf andere Kraftstoffe und Motorbetriebspunkte sowie Raildrücke zeigt, dass

1. am Forschungsmotor 1 VDS 18/15 bei der Nenndrehzahl von 1500 min^{-1} ein EB_{VE} von ca. 35°KW v. OT unabhängig vom Beginn der Haupteinspritzung günstig ist,
2. möglichst kleine VE-Mengen den besten Kompromiss zwischen FSN, NO_x und Stabilität darstellen,
3. sich die erforderliche VE-Menge in Abhängigkeit von Kraftstoff, Motorbetriebspunkt und Raildruck ergibt.

Dabei lässt sich die jeweils optimale VE-Menge nicht durch einen auf die Haupteinspritzmenge bezogenen prozentualen Anteil angeben. Vielmehr ist für die Voreinspritzung eine kraftstoff- und raildruck-abhängige Mindestmenge erforderlich.

So sind bei Einsatz von Rückstandsölen größere VE-Mengen notwendig um relevante Emissionsvorteile zu erzielen. Das zeigt sich auch darin, dass bei Einsatz von Rückstandsölen bei gleichbleibender VE-Bestromungsdauer nur bei größeren Einspritzdrücken (und somit größeren Einspritzmengen) nennenswerte Effekte erzielt werden konnten. Um diese zu realisieren sind die Injektorbestromungszeiten entsprechend einzustellen.

9. Test der frühen Voreinspritzung bei späten Haupteinspritz- Zeitpunkten und bei Abgasrückführung an einem Serien- Vollmotor

Zur Überprüfung, ob sich die am Einzylinder-Forschungsmotor festgestellten Effekte auf einen Serien-Vollmotor übertragen lassen, wurde eine Voreinspritzung in einem Bereich um 30°KW v. OT an einem 6M20 Aggregat realisiert. Vor dem Hintergrund des beobachteten Potentials einer frühen Voreinspritzung zur Verbesserung der Gemischbildung wurden Bedingungen eingestellt, unter denen auch bei einem optimierten Serienmotor ungünstige Bedingungen für Zündung und Verbrennung zu erwarten sind. Versuche mit Rückstandsölen waren aufgrund der am Forschungsmotor eingesetzten Einspritzsystem-Komponenten nicht möglich. Daher wurden Effekte einer frühen Voreinspritzung bei Verwendung einer extrem späten Haupteinspritzung und bei Abgasrückführung nachgestellt.

9.1. Einsatz der frühen Voreinspritzung bei extrem später Haupteinspritzung

Durch Einsatz einer frühen Voreinspritzung vom Typ A konnte bei einer sehr späten Haupteinspritzung eine nahezu NO_x -neutrale Rußminderung um ca. 35% erreicht werden.

In Abb. 9-1 sind eine Verkürzung des Zündverzugs, eine deutliche Reduzierung des Premix-Peaks und ein schnellerer Energieumsatz der Diffusionsverbrennung zu erkennen. Bei einer marginalen Verschiebung der Verbrennung nach früh wird durch den Einsatz einer frühen Voreinspritzung das Brennende um mehr als 2° KW früher erreicht, was durch die leichte Intensivierung der Diffusionsverbrennung bestätigt wird. Die Überprüfung der ZZP-Abweichungen anhand der einzelnen Zylinderdruckverläufe ergab keine Beeinträchtigung der Stabilität durch die frühe Voreinspritzung (Abb. 9-2). Damit sind ohne nennenswerte Maßnahmen zur Anpassung von EB_{VE} und VE-Menge die Kriterien für den Einsatz der frühen Voreinspritzung erfüllt.

Kriterien:

Verkürzung des Zündverzugs:	erfüllt
Reduzierung des Premix-Peaks:	erfüllt
Intensivierung der Diffusionsverbrennung:	erfüllt
Vorteile im Ruß- NO_x -trade-off:	erfüllt (b_e - und NO_x -neutrale Senkung der FSN)
keine Verschlechterung der Stabilität des ZZP:	erfüllt



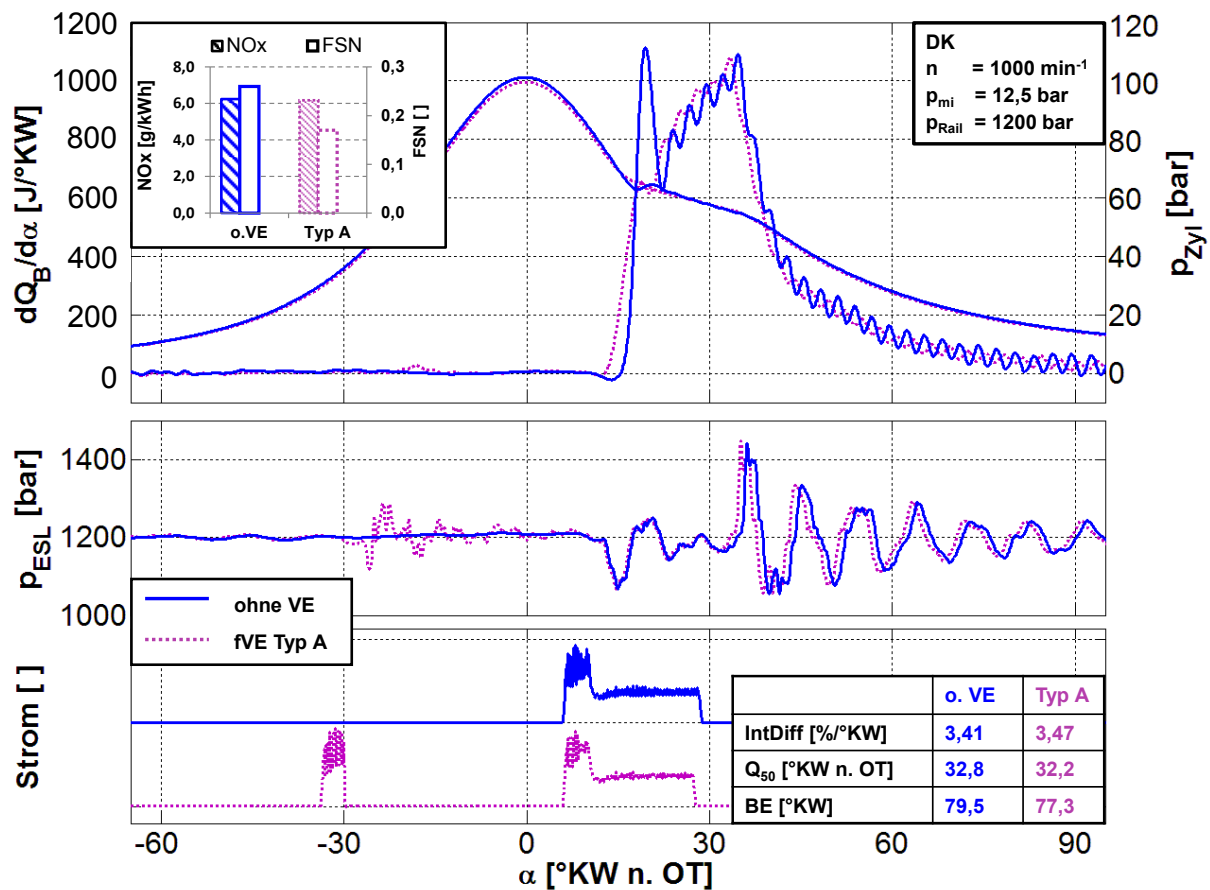


Abb. 9-1 Einfluss einer frühen Voreinspritzung auf Zylindruck- und Brennverlauf einer spät-liegenden Verbrennung an einem seriennahen Vollmotor (6M20) bei Betrieb mit Dieselmkraftstoff (DIN EN590)

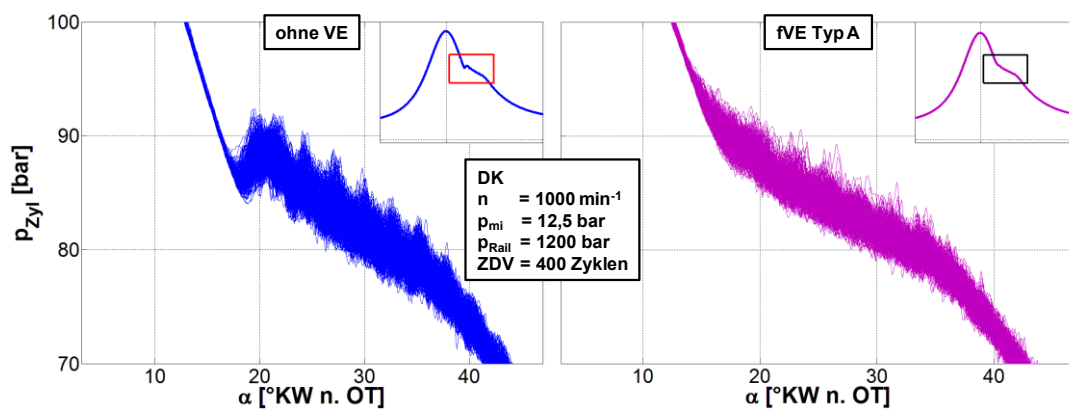


Abb. 9-2 Einfluss der frühen Voreinspritzung auf die Schwankungen der Zylinderdruckverläufe und Zündzeitpunkte an einem seriennahen Vollmotor (6M20) bei Betrieb mit Dieselmkraftstoff (DIN EN590)

9.2. Einsatz der frühen Voreinspritzung bei Abgasrückführung

Bei Einsatz einer AGR verschlechtern sich die Zünd- und Brennbedingungen. Eine Folge der zur NO_x -Minderung eingesetzten AGR ist eine steigende Rußemission. Durch Applizieren einer frühen Voreinspritzung konnte eine NO_x -neutrale Reduzierung der FSN dargestellt werden.

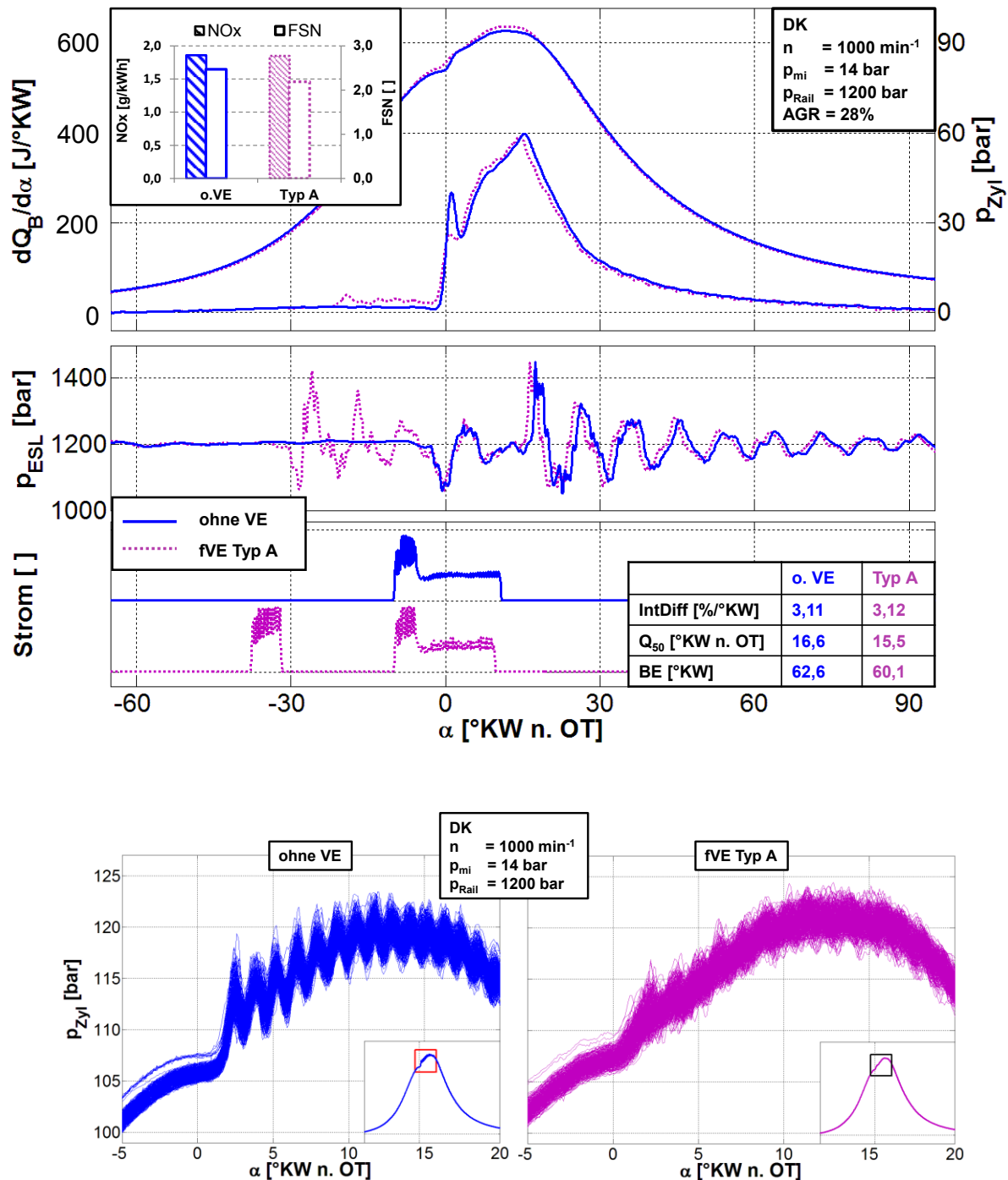


Abb. 9-3 Einfluss einer frühen Voreinspritzung auf Zylindruck- und Brennverlauf bei einer AGR-Rate von 28% an einem seriennahen Vollmotor (6M20) bei Betrieb mit Dieselkraftstoff (DIN EN590)



Kriterien:

Verkürzung des Zündverzugs:	erfüllt
Reduzierung des Premix-Peaks:	erfüllt
Intensivierung der Diffusionsverbrennung:	erfüllt
Vorteile im Ruß-NO _x -Trade-off:	erfüllt (b _e - und NO _x -neutrale Senkung der FSN)
keine Verschlechterung der Stabilität des ZZP:	erfüllt

Fazit zum Einsatz der frühen Voreinspritzung an einem Serienmotor unter Bedingungen bei extrem später Haupteinspritzung und AGR

Der Einsatz einer Voreinspritzung bei ca. 30°KW v. OT kann auch an einem Serien-Vollmotor zu einer Verkürzung des Zündverzugs und einer Reduzierung des Premix-Peaks führen. In beiden Fällen wurde mit einer VE-Menge, die zu einem minimalen Energieumsatz (<2% HE-Umsatz) vor Beginn der Haupteinspritzung führt, eine NO_x-neutrale Reduktion der FSN erreicht. Ausschlaggebend für die Reduzierung der Rußemission ist in beiden Fällen die leichte Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes in Richtung früh, das früher liegende Brennende und die Intensivierung der Diffusionsphase. Die gleichzeitige Reduzierung der maximalen Energieumsatzraten und maximalen Zylinderdruckanstiege verhindert eine verstärkte NO_x-Emission. Die Unabhängigkeit der positiven Effekte eines EB_{VE} bei 30-35°KW v. OT wird durch die beiden verschiedenen Haupteinspritz-Zeitpunkte und damit unterschiedlichen Einspritzpausen bestätigt. Auch im Vergleich zu den Brennraumbedingungen, die am Einzylinder-Forschungsmotor bei einem ähnlich liegenden Einspritzbeginn der Voreinspritzung herrschen, liegen die Zylinderdrücke etwas höher. Die mittleren Brennraumtemperaturen sind jedoch vergleichbar. Mit 600–700K liegen diese in dem Bereich, der bei den Vorversuchen in der Einspritzkammer favorisiert wurde, da die VE-Menge nicht zu einer optisch detektierbaren Zündung führte. Da der Einfluss der Temperatur auf den Zündverzug gegenüber dem Einfluss des Druckes dominiert, lassen sich die beobachteten gleichen Effekte einer ähnlich liegenden frühen Voreinspritzung erklären. Dass der bei dem Vollmotor als optimal gefundene Einspritzzeitpunkt der Voreinspritzung gegenüber dem Einzylinder-Forschungsmotor geringfügig später liegt, ist mit der um 500 min⁻¹ geringeren Motordrehzahl des Voll-Motors zu erklären. Dadurch steht in beiden Fällen in etwa die gleiche Zeit zur deren Aufbereitung der VE-Menge zur Verfügung.



10. Zusammenfassung und Ausblick

10.1. Zusammenfassung

Im Fokus aktueller Entwicklungen auf dem Gebiet der Großmotorenforschung steht derzeit die Reduzierung der SO_2 -, NO_x - und Partikel-Emissionen. Vor allem beim Einsatz auf seegehenden Schiffen werden Großdieselmotoren mit verschiedenen und im Betrieb wechselnden Kraftstoffqualitäten betrieben. Gleichzeitig unterliegen sie unterschiedlichen und sich verschärfenden Emissionsgesetzgebungen. Mit der Einführung elektronisch gesteuerter Einspritzsysteme ergeben sich neue Möglichkeiten, flexibel auf diese vielfältigen Anforderungen zu reagieren.

Gegenstand der Arbeit war es daher, das Potenzial gegenwärtiger Common-Rail-Einspritzsysteme für 4-Takt-Großdieselmotoren zur Anpassung der Einspritzstrategien an verschiedene Kraftstoffqualitäten zu ermitteln. Dabei standen verschiedene Strategien der Voreinspritzung für schweröltaugliche Großdieselmotoren in Bezug auf die Reduzierung der Schadstoffemissionen und die Stabilisierung der Verbrennung im Vordergrund.

Auf Grundlage von Untersuchungen an einem Einspritzverlaufsindikator und einer Hochdruck-Hochtemperatur-Einspritzkammer wurden nachfolgend Messungen an einem Einzylinder-Forschungsmotor durchgeführt. Dieser ist für die Versuche mit einem zeit-hub-gesteuerten CR-Einspritzsystem und einem optischen Brennraum-Zugang versehen worden. Außerdem wurde ein frei zugängliches Einspritzsteuergerät entwickelt und die Software zur thermodynamischen Auswertung indizierter Druckverläufe mit aussagekräftigen Parametern erweitert. Anhand von Zylinder- und Einspritzdruckverläufen und den daraus berechneten Brenn- und Temperaturverläufen werden die emissionsrelevanten Besonderheiten bei der Verbrennung maritim verwendeter Kraftstoffe diskutiert.

Durch die gegenüber Destillatkraftstoffen erhöhte Zündunwilligkeit führt der Einsatz von Rückstandsölen in Großdieselmotoren zu großen maximalen Zylinderdruckanstiegen und verstärkten Energieumsätzen in der ersten Phase der Verbrennung (Premix-Peak). Darüber hinaus vergrößern sich die zyklischen Schwankungen zwischen den Zündzeitpunkten im Vergleich zu Destillatkraftstoffen. Stärkere Fluktuationen bei den NO_x - und Rußemissionen mit z.T. signifikanten Überhöhungen sind die Konsequenz. Vorangegangene Untersuchungen zum Einsatz von Voreinspritz-Strategien ließen ein Potenzial zur Verbesserung der Verbrennungseinleitung und zu deren Stabilisierung erwarten.

Zunächst wurde untersucht, wie weit sich bekannte VE-Strategien mit dem für mittelschnelllaufende 4-Takt-Großdieselmotoren repräsentativen Einspritzsystem des Forschungsmotors umsetzen lassen. Realisiert wurde zunächst eine zur eindeutigen Trennung der Verbrennungen beider Teileinspritzmengen erforderliche Einspritzpause. Es ergibt sich ein Brennverlauf, bei dem der abgesetzte Umsatz der VE-Menge als vorgemischte Verbrennung erfolgt, während die Verbrennung der HE-Menge keinen Premix-Peak aufweist. Durch Früh-Verschiebung der Einspritzzeitpunkte kann der Energieumsatz, der durch die Reaktion der kleinstmöglichen VE-Menge hervorgerufen wird, minimiert werden. Einspritzstrategien, die zu Brennverläufen führen, bei denen der gesamte Energieumsatz ohne signifikante Premix-Peaks erfolgt, werden in dieser Arbeit als „brennverlaufsoptimierte VE“ bezeichnet. Bei Realisierung stabiler und reproduzierbarer VE-



Mengen ist mit diesen Strategien ein erhebliches Potenzial im Ruß-NO_x-trade-off verbunden ohne dass eine Zunahme der zyklischen Schwankungen auftritt.

Zur Verbesserung der Verbrennungsstabilität bei gleichzeitigen Vorteilen im Ruß-NO_x-trade-off ist es zielführend, bessere Zünd- und Brennbedingungen zu schaffen sowie die zweite Phase der Verbrennung zu intensivieren. In dieser Arbeit wurde der Ansatz verfolgt, diese beiden Ziele durch eine verbesserte Homogenisierung des Kraftstoff-Arbeitsgasgemisches zu erreichen.

Dazu wurden zwei Varianten einer frühen Voreinspritzung (EB_{VE} : 30–40°KW v. OT) untersucht. Im Fall der als Typ A bezeichneten frühen VE-Strategie wirkt die Voreinspritzung über ihren Impuls, eine verbesserte Homogenisierung des Kraftstoff-Luft-Gemisches und Vorreaktionen (Radikalbildung). Dieser Ansatz wird durch Einbringen von VE-Mengen realisiert, die nicht zu einem Energieumsatz vor Beginn der Haupteinspritzung führen. Der Einsatz von VE-Mengen, die im Brennverlauf erkennbare exotherme Reaktionen hervorrufen, wird in dieser Arbeit als frühe Voreinspritzung vom Typ B bezeichnet.

Durch die frühe Lage der Voreinspritzung ist die Aufbereitung einer VE-Menge möglich, die zur Erreichung von Emissionsvorteilen ausreichend groß ist, ohne dass schwer zu kontrollierende Überlagerungen mit der Verbrennung der Haupteinspritzmenge auftreten. Dazu sind Voreinspritzzeitpunkt und VE-Menge so anzupassen, dass die infolge der Voreinspritzung ablaufenden Reaktionen zu einem abgesetzten Energieumsatz von etwa 2% des Hauptverbrennungsumsatzes führen.

Entsprechend der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen ist für den Beginn der Voreinspritzung ein Zeitpunkt günstig, bei dem die zu dieser Kolbenposition (°KW) herrschende Temperatur im Brennraum zwischen 600 und 700K liegt. Abhängig von Motordrehzahl und Kraftstoff lag dieser zwischen 30–35°KW. Die erforderlichen VE-Mengen sind motorspezifisch und von den Betriebsbedingungen abhängig. So sind bei Einsatz von Rückstandsölen größere VE-Mengen notwendig, um relevante Emissionsvorteile zu erzielen. Bei den Untersuchungen lagen die entsprechenden VE-Mengen zwischen 20 und 50% der Haupteinspritzmenge.

Untersuchungen bei verschiedenen Motorbetriebspunkten und die Übertragung der frühen VE-Strategie auf einen seriennahen Vollmotor zeigen, dass

- für die Wahl des Voreinspritz-Zeitpunktes die zu diesem Moment im Brennraum herrschenden Bedingungen entscheidend sind, wobei die Temperatur gegenüber dem Zylinderdruck dominiert
- für die Aufbereitung der Haupteinspritzmenge eine optimale Zeitspanne existiert
- die frühe VE zu einer Verkürzung des Zündverzuges der Hauptverbrennung führt, wenn deren Zündzeitpunkte im Bereich des oberen Totpunktes und später liegen und
- die positiven Effekte der frühen VE bei ungünstigen Zündbedingungen besonders deutlich werden.

Mit einer infolge früher Voreinspritzung verbesserten Homogenisierung des Kraftstoff-Arbeitsgasgemisches lassen sich sowohl die erreichten Vorteile im Ruß-NO_x-trade-off als auch die Stabilisierung von Zündzeitpunkt und Verbrennung erklären. Neben der Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes in Richtung früh kann die Intensität der Diffusionsphase erhöht werden, was zu geringerer Rußbildung bzw. einer stärkeren Rußoxidation führt. Durch die Verkürzung des Zündverzuges bei späteren Brennlagen kann die teilweise erhöhte Stickoxidemission infolge der frühen Voreinspritzung, die bei der Verbrennung der HE-Menge zu höheren Spitzentemperaturen führt, überkompensiert werden.



Ein Vergleich zeigt, dass die brennverlaufsoptimierten VE-Strategien im Ruß-NO_x-trade-off ein größeres Potenzial aufweisen, der beste Kompromiss zwischen Emission und Verbrennungsstabilität jedoch durch den Einsatz der frühen Voreinspritzung erreicht werden konnte.

Es konnte gezeigt werden, dass durch Nutzung von Besonderheiten der Großdieselmotoren VE-Strategien möglich sind, die ein nennenswertes Potenzial zur Minderung der Schadstoffemission aufweisen und gleichzeitig zu einer Stabilisierung von Zündung und Verbrennung führen.

10.2. Schlussfolgerungen und Ausblick

Analog zu den Entwicklungen im On-road-Bereich bleibt auch bei Einsatz von Abgasnachbehandlungsmethoden im Großdieselmotorensektor die Forderung bestehen, die Rohemissionen zu reduzieren.

Dabei wird, neben der Realisierung höherer Einspritzdrücke, die Steigerung der Injektordynamik bzw. die Realisierung reproduzierbarer Kleinstmengen und kleinster Einspritzpausen ein wesentliches Entwicklungsziel darstellen. Diese sind unter anderem auch Voraussetzung für stabile Zündzeitpunkte und geringe zyklischer Schwankungen bei der Verbrennung.

Aufgrund der Tatsache, dass mit Hilfe einer frühen Voreinspritz-Strategie sowohl Emissionsvorteile als auch eine Stabilisierung von Zündzeitpunkt und Verbrennung möglich sind, können wesentliche Nachteile, die sich aus dem Einsatz problematischer Kraftstoffqualitäten ergeben, reduziert werden. Da das Potenzial der frühen Voreinspritzung bei ungünstigen Bedingungen besonders groß ist, erscheint ihr Einsatz außerdem bei NO_x-optimierten späten Haupteinspritzzeitpunkten und beim Einsatz von Abgasrückführung aussichtsreich. Die Brennlage sollte dabei so gewählt werden, dass eine NO_x-neutralen Senkung der Rußemission stattfindet, weil hier gleichzeitig mit einer Stabilisierung von Zündzeitpunkt und Verbrennung gerechnet werden kann.

Da davon ausgegangen werden kann, dass in absehbarer Zeit keine permanente Messung der Schadstoffemissionen erfolgt, wird die Indizierung von Zylinder- und Einspritzdruck die Grundlage für eine kraftstoff- und emissionsangepasste Regelung der Einspritzparameter bilden. Die Standardabweichung der Zylinderdruckverläufe stellt ebenso wie der anhand des Brennverlaufes gebildete Parameter Intensität eine aussagekräftige Ergänzung zu etablierten Bewertungskriterien – wie der maximalen Druckanstiegsgeschwindigkeit, dem Verbrennungsschwerpunkt und dem Brennende – dar.

Zur Schadstoffreduktion sollte eine über alle Phasen der Verbrennung hohe Intensität der Verbrennung ohne starke Unterschiede ebenso angestrebt werden wie ein stabiler Zündzeitpunkt und ein moderater Druckanstieg in der ersten Phase der Verbrennung. Die Untersuchungen zur Verbrennung verschiedener Kraftstoffe und zum Einsatz von VE-Strategien zeigen, dass die Intensivierung der Diffusionsverbrennung mit Verbesserungen im Ruß-NO_x-trade-off einhergeht. Eine stärkere Berücksichtigung der Diffusions- und Nachverbrennung erscheint besonders zur Regelung der Einspritzparameter sinnvoll. Der Parameter Intensität der Diffusionsverbrennung stellt dafür einen aussichtsreichen Ansatz dar.



Durch eine Steuerung der Einspritzparameter auf Grundlage einer permanenten Indizierung ist ein kraftstoff- und emissionsangepasster Motorbetrieb möglich. In dieser Arbeit konnten geeignete Kriterien zur Bewertung der Verbrennung vorgestellt werden. Es wurde gezeigt, dass Voreinspritzungen ein beachtenswertes Potenzial zur Steuerung der Verbrennungsführung an schweröltauglichen Großdieselmotoren besitzen. Es wurde deutlich, dass sowohl die Voraussetzungen zur Umsetzung bekannter VE-Strategien als auch die Untersuchung der Möglichkeiten früher VE-Strategien ein aussichtsreiches Forschungsziel darstellen.



11. Literaturverzeichnis

- [AEC00] Alaska Department of Environmental Conversation, Alaska Cruise Ship Initiative, Juneau 2000
- [ANI03] Anisits, F.: „Strategische Optionen der Technologieentwicklung von Pkw-Dieselmotoren“, VI. Tagung Motorische Verbrennung, Haus der Technik München, 2003
- [BAR01] Bartsch, C.: „Auf dem Weg zur homogenen Verbrennung“, MTZ Motortechnisch Zeitschrift 62(2001)5, 2001
- [BES84] Bessedin, W.: „Untersuchungen der Verbrennungseigenschaften von alternativen Kraftstoffen für Schiffsdieselmotoren“, Dissertation A, Universität Rostock, 1984
- [BIS03] Bischof, O. F.; Tuomenoja, H.: „Messung von Blow-by-Gaspartikeln“, MTZ Motor-technische Zeitschrift 7-8/2003
- [BOS64] Bosch, W.: „Der Einspritzgesetz-Indikator, ein neues Messgerät zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzeleinspritzungen“, Motortechnische Zeitschrift (MTZ) Heft 7, 1964
- [BRU07] Brunner, J.: „Partikelmessung (Größenverteilung und Anzahl) mit einem SMPS“, Technischer Bericht des Umwelt- und Gesundheitsschutzes Zürich, 2007
- [BUC07] Buchholz, B.; Niendorf, M.; Pittermann, R.: „Measure to Reduce Smoke and Particulate Emissions from Marine Diesel Engines Using Compact Common Rail Injectors“, Proceedings of the 25th CIMAC World Congress, Wien, Mai 2007
- [BUC07-2] Buchholz, B.; Harndorf, H.; Pittermann, R.: „Flexible CR-Injection to Reduce Soot and Particle Emissions from Medium-speed Diesel Engines – A Precondition for Reliable Exhaust Gas Treatment“, MTZ Konfer.: Heavy Duty On- und Off-Highway Dieselmotoren, Augsburg, Dez. 2002
- [BUC08] Buchholz, B.: „Analysis of Injection Sprays from Heavy Fuel Oil Common-Rail Injectors for Medium-Speed Diesel Engines“, Dissertation, Universität Rostock, 2008
- [BUC10] Buchholz, B.; Harndorf, H.; Fink, C.: „IMO TIER 3: Strategies and challenges“, Ship & Offshore 4/2010 [DNV10] Det Norske Veritas: „ISO 8217 Fuel Standard, Fourth Edition 2010 For marine distillate fuels and for marine residual fuels“ <http://www.dnv.com/industry/maritime/servicessolutions/fueltesting/fuelqualitytesting/iso8217fuelstandard.asp>, aufgerufen am 06.12.2012
- [EPP13] Epp, M.: „Optische Untersuchungen einer Einspritzstrategie mit früher Voreinspritzung an einem schweröltauglichen mittelschnelllaufenden Common Rail-Großdieselmotor“, eingereichte Dissertationsschrift, Universität Rostock, 2013
- [FIN11] Fink, C.: „Experimentelle Analyse von Einspritz- und Gemischbildungsvorgängen an schweröltauglichen Common-Rail-Injektoren mittelschnelllaufender Schiffsdieselmotoren“, Dissertation, Universität Rostock, 2011



- [FIN12] Fink, C.; Rabe, R.; Drescher, M.; Harndorf, H.: „Potenzial der Druckwellenbasierten Einspritzverlaufsformung zur Emissionssenkung mittelschnelllaufender Schiffsdieselmotoren“ in „Die Zukunft der Großmotoren II“ Harndorf, H. (Hrsg.), Haus der Technik Fachbuch Band 126, expert verlag 2012
- [GRT89] Groth, K.; Hesse, A.: „Brennstoffe für Dieselmotoren heute und morgen“, expert verlag, Ehningen 1989
- [HAR08] Harndorf, H.: „Vorlesungsskript Kraft- und Arbeitsmaschinen“, Universität Rostock, Fachbereich Maschinenbau und Schiffstechnik Lehrstuhl für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren, Rostock, 2008
- [HEI98] Heider, G.; Woschni, G.; Zeilinger, K.: „2-Zonen Rechenmodell zur Vorausschätzung der NO-Emission von Dieselmotoren“, Motortechnische Zeitschrift, Volume: 59
- [HEL07] Hellen, G.: „Particulate Emissions of Residual Fuel Operated Diesel Engines - Background, Particulate Size Distribution, Measurement Methods and Potential Abatement Measures“, 25th CIMAC World Congress, Wien, Mai 2007
- [HIR86] Hiroyasu, H.; Arai, M.; Tabata, M.: „Diesel Fuel Spray of High Viscosity Fuel“ Bulletin of Marine Engineering Society Japan 14 (1986) No.1
- [HOP05] Hopp, M.: „Untersuchung des Einspritzverhaltens und des thermischen Motorprozesses bei Verwendung von Rapsöl und Rapsmethylester in einem Common-Rail-Dieselmotor“. Dissertation, Universität Rostock 2005
- [IMO97] International Maritime Organisation, MP/CONF. 3/35, Annex: „Technical code on Control of Emission of Nitrogen Oxides from Marine Diesel Engines“, October 1997
- [IMO08] International Maritime Organisation, revidierte Fassung des Anhangs VI des MARPOL-Übereinkommens, Oktober 2008
- [KLE92] Klein, H.: „Einfluss der Kraftstoffvorausinspritzung auf das Betriebsverhalten eines Mittelschnelllaufenden Großdieselmotors“, Dissertation TU Hamburg Harburg, 1992
- [KYR10] Kyrtatos, P.; Obrecht, P.; Hoyer, K.; Boulouchos, K.: „Predictive Simulation and Experimental Validation of Phenomenological Combustion and Pollutant Models for Medium-Speed Common Rail Diesel Engines at Varying Inlet Conditions“ PAPER NO.: 143 CIMAC Congress 2010, Bergen
- [KOZ04] Kožuch, P.: „Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren“, Instit. für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Universität Stuttgart, 2004
- [LAN10] Landsmann, G.: „Steuerung und Regelung Pkw-Dieselmotoren – Stand und zukünftige Anforderungen“ in „Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe“, Hrsg.: Isermann, R., Vieweg + Teubner | GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden 2010
- [MAR06] Marquardt, L.: „Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur innermotorischen Stickoxidreduzierung bei mittelschnellen Großdieselmotoren im Schwerölbetrieb“, Dissertation, TU Hamburg Harburg, SHAKER VERLAG, 2006



- [MOT93] Mott, A. et al.: „Brennstoffe“ Bericht über die Fortschritte der analytischen Chemie in FRESNIUS' JOURNAL OF ANALYTICAL CHEMISTRY Volume 116, Numbers 11-12 (1993), 456-461
- [MUS02] Musculus, P. M.; Dec, J. E.; Tree, D. R.: "Effects of Fuel Parameters and Diffusion Flame Lift-Off on Soot Formation in a Heavy-Duty DI Diesel Engine", SAE Technical Paper 2002-01-2892, 2002, doi:10.4271/2002-01-2892.
- [NMD11] Norwegian Maritime Directorate: „Guideline on the NOx tax“, [www.sjofartsdir.no/upload/FartØy og sjøfolk/Nox-avgiften/Guideline on NOx rev 11.pdf](http://www.sjofartsdir.no/upload/FartØy%20og%20sjøfolk/Nox-avgiften/Guideline%20on%20NOx%20rev%2011.pdf), aufgerufen am 15.02.2011
- [OMA06] Omar, A.: „Betriebsverhalten von Schiffsdieselmotoren bei der Abwehr von Maschinenraumbränden“, Dissertation, Universität Rostock, 2006
- [PIS01] Pischinger, F.: Sonderforschungsbereich 224: „Motorische Verbrennung“, Aalen Abschlußbericht, 2001
- [PIS02] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T.: „Thermodynamik der Verbrennungsmaschine“, Springer Wien-NewYork, zweite Auflage 2002
- [PIT97] Pittermann, R.: „Abschlußbericht zum Verbundvorhaben CLEAN – Emissionsarme Schiffsantriebsanlage“, WTZ Roßlau, 1997
- [PUE12] Püschel, M.; Stöber-Schmidt, C.P.: „Mehrfacheinspritzung zur Reduzierung der Partikelemissionen an Großmotoren im AGR-Betrieb“, in „Die Zukunft der Großmotoren II“. Harndorf, H. (Hrsg.), Haus der Technik Fachbuch Band 126, expert verlag, 2012
- [RAB09] Rabe, R.; Fink, C.; Harndorf, H.; Epp, M.; Hassel, E.; „Angepasste Einspritzstrategien zur Reduzierung der Abgasemissionen für schweröltaugliche Großdieselmotoren“, 12. Tagung "DER ARBEITSPROZESS DES VERBRENNUNGSMOTORS", Graz, 24.–25. September 2009
- [REI12] Reif, K. (Hrsg.): „Klassische Diesel-Einspritzsysteme“, „Moderne Diesel-Einspritzsysteme“, „Dieselmotor-Management im Überblick“ Vieweg+Teubner Verlag 1. Auflage 2012
- [REM11] Rabe, R.; Epp, M.; Harndorf, H.; Hassel, E.; Nocke, J.; Wichmann, V.: „Abschlussbericht Projekt MAPRO, Teilbericht LKV, LTT“, Universität Rostock, 2011
- [SAD90] Sadowski S.: „Untersuchung der Zündeigenschaften von Schifffahrtsbrennstoffen für Dieselmotoren“, Dissertation, Universität Rostock, 1990
- [SAD91] Sadowski, S.; Nocke, J.: „Zur Bestimmung des Zündverhaltens von Schwerölen“, MTZ 52 (1991)
- [SIT63] Sitkei, G.: „Über den dieselmotorischen Zündverzug“, MTZ Motortechnische Zeitschrift MTZ 24 (1963) Heft 6
- [SIT64] Sitkei, G.: „Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren“, Springer-Verlag Berlin, 1964



- [SKE02] Schlemmer-Kelling, U.: „Möglichkeiten und Grenzen bei der innermotorischen Reduktion der Schadstoffemissionen von Schiffsdieselmotoren im Schweröleinsatz“, Dissertation, Universität Rostock, 2002
- [SMA04] Swedish Maritime Administration: „Information concerning new fairway dues“, 10. September 2004
- [STO10] Stöber-Schmidt, C.P.; Püschel, M; et al: „Potenziale und Herausforderungen bei der Anwendung der AGR am mittelschnelllaufendem Schiffsdieselmotor vor dem Hintergrund der IMO Tier III“ in „Die Zukunft der Großmotoren I“ Harndorf, H. (Hrsg.), Haus der Technik Fachbuch Band 126, expert verlag 2010
- [STE12] Stenzel, K.: „Simulationsgestützte Analyse des Einflusses der Nadelkontur auf die Düseninnenströmung und die Spraybildung in einer HD-HT-Kammer“, Masterarbeit Universität Rostock 2012
- [STI03] Stiesch, G.: „Modeling Engine Spray and Combustion Processes“, Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2003
- [STR08] Struckmeier, D.: „Verbrennung des alternativen Marinekraftstoffs LCO in Großdieselmotoren“, MTZ Motortechnische Zeitschrift 11/2008
- [SWA02] Swahn, H.: „Environmentally differentiated fairway charges in practice – the Swedish experience“, www.imprint-eu.org/public/Papers/IMPRINT_Swahn_sea.pdf, aufgerufen am 06.12.2012
- [TAN05] Tanabe, K.; Kohketsu, S.; Mori, K.; Kawai, K.: „Innovative Injection Rate Control with Next Generation Common Rail Fuel Injection System, F2000A055, FISITA World Automotive Congress, Seoul, 2000
- [TOL07] Tollvesnet – Norwegian Directorate of Customs and Excise: „Tax on Emissions of NOX“, Circular No. 14/2007 S (English Translation), Oslo, 12 January 2007
- [TOW94] Tow, D. A. Pierpont, R. D.: „Reducing Particulate and NOx Emissions by Using Multiple Injections in a Heavy Duty D.I. Diesel Engine“, Date Published: 1994-03-01, Paper Number: 940897, DOI: 10.4271/940897
- [VAL05] Valencia, A.F.; Armas, I.P.: „Ignition Quality of Residual Fuel Oils“, Journal of Maritime Research, Vol. II. No 3, 2005
- [WAG06] Wagner, U.; Merkel, S.; Spicher, U.: „Untersuchungen zur Entwicklung einer Rußfreien Verbrennung bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung“, BWI-Forschungsbericht am Institut für Kolbenmaschinen Universität Karlsruhe, 2006
- [WEN06] Wenzel, P.: „Modellierung der Ruß- und NOx-Emissionen des Dieselmotors“, Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2006
- [WIC93] Wichmann V. et al. „Die Anpassung von Schiffsdieselmotoren an die Zünd- und Verbrennungseigenschaften von Schiffsbrennstoffen“, Abschlussbericht, Universität Rostock, 1993



- [WIC96] Wichmann, V.: Messungen zur Anpassung des Dieselmotorenbetriebes an die Verbrennungsqualität von Rückstandsbrennstoffen (unveröffentlicht), Universität Rostock, 1996
- [WIK07] Wik, C.; Hallback, B.: „Utilisation of 2-stage turbo charging as an emission reduction mean on a Wartsila 4-stroke-medium-speed diesel engine“ CIMAC Paper No. 101, Wien, 2007
- [ZEL46] Zeldovich, J.: „The oxidation of nitrogen in combustion and explosions“, Acta physicochim 21, USSR, 1946



12. Abbildungsverzeichnis

Abb. 1-1	Brennstoffabhängigkeit des Zündverzugs an einem Versuchsmotor VDS24/24 [WIC93]	1
Abb. 1-2	Verbindliche Grenzwerte für die Stickoxidemission lt. IMO (gültig ab 2000).....	2
Abb. 1-3	Limitierung der SO _x – Emission über den Schwefelgehalt im Kraftstoff.....	2
Abb. 2-1	Gegenüberstellung von NO _x -und Rußemissionen bei einem Standardprozess (Referenz).....	7
Abb. 2-2	Trade-Off-Verhalten bei steigender AGR-Rate und der Einfluss von Raildruck und Einspritz-Ansteuerbeginn auf die durch AGR erhöhte Abgasschwärzung (FSN) [STO10]	7
Abb. 2-3	Katalytische Prozesskette der Selektiven Katalytischen Reduktion (SCR) [HAR08]	8
Abb. 2-4	Einsatz eines SCR-Katalysators mit vorgeschalteter Abgasentschwefelung [BUC10]	10
Abb. 3-1	Einfluss einer veränderten Kraftstoffviskosität auf die Druckfluktuationen in der Kraftstoffhochdruckleitung [FIN11], [RAB09]	12
Abb. 3-2	Phasenversatz der Druckwellen in der Kraftstoffhochdruckleitung bei verschiedenen Kraftstoffviskositäten [FIN11], [RAB09]	13
Abb. 3-3	Eindringtiefen des flüssigen Teils des Kraftstoffstrahls für einen Destillatkraftstoff (DMA) und ein Rückstandsöl (RMA10).....	14
Abb. 3-4	Siedecharakteristik eines Destillatkraftstoffs und von drei Rückstandsölqualitäten	14
Abb. 3-5	Darstellung von Parametern zur Beschreibung des Verlaufs der Verbrennung	20
Abb. 3-6	Zusammensetzung der Partikel entsprechend ihrer Herkunft / Bildung sowie Unterschied in der Betrachtung der Partikelanzahl und Partikelmasse über der Partikelgröße [auf Grundlage KIT89]	22
Abb. 3-7	Vergleich der Zusammensetzung der Gesamt-Partikelmasse im Motorenabgas eines Destillatkraftstoffes und eines Rückstandsöls [aus HEL07].....	23
Abb. 3-8	Standardabweichung der Zündverzugsdauer maritim eingesetzter Kraftstoffe	24
Abb. 3-9	Standardabweichung der Zündverzüge (σ_{zv}) in Abhängigkeit von der Länge des Zündverzugs sowie von CCAI- und KWH-Wert (aus Messungen von [WIC96]).....	25
Abb. 3-10	Einfluss der Nacheinspritzung auf die Filterschwärzung bei Einsatz von AGR [PUE12]	31
Abb. 3-11	geeignete Einspritzverlaufsformen in Abhängigkeit des Betriebspunktes [TAN05]	32
Abb. 3-12	Am Einzylinder-Forschungsmotor umgesetzte Einspritzverlaufsformen und deren Möglichkeiten zur Beeinflussung des Brennverlaufs [FIN12].....	33
Abb. 5-1	Anordnung der Komponenten des CR-Einspritzsystems am 1VDS 18/15-Forschungsmotor	40
Abb. 5-2	Konstruktion des Kipphebelkastens nach Modifikation zur Aufnahme des CR-Injektors	41
Abb. 5-3	Realisierung des optischen Zugangs am Ein-Zylinder-Forschungsmotor.....	41
Abb. 5-4	Hauptfunktionsblöcke und -datenflüsse der Einspritzsteuerung	42
Abb. 5-5	Abstand zu einem Zielbereich (z.B. NO _x lt. IMO TIER III und FSN<0,3) durch Einsatz des gewichteten euklidischen Abstandes.....	44
Abb. 5-6	Prinzip der rechentechnischen Umsetzung einer funktionsbasierten Einspritzsteuerung.....	45
Abb. 5-7	Mess- und Regelungstechnik am Prüfstand des Einzylinder-Forschungsmotors	46
Abb. 5-8	Vergleich eingesetzter Versuchskraftstoffe in Bestromungssignal-, Zylinder-, Einspritzdruck- und Brennverlauf $Q_{50, DK} = 14,5^\circ$ KW n. OT; $Q_{50, DMB} = 14,25^\circ$ KW n. OT; $Q_{50, RMK380} = 11,75^\circ$ KW n. OT; $Q_{50, RMK180} = 11,5^\circ$ KW n. OT	49
Abb. 5-9	Vergleich der Partikelgrößenverteilung im Abgas von Destillatkraftstoff und Rückstandsöl	49
Abb. 5-10	Nulldimensionales Modell des Brennraums eines Verbrennungsmotors.....	50
Abb. 5-11	Vorstellung des 2-Zonen-Modells nach Heider [HEI98].....	52
Abb. 5-12	Ermittlung des Zündzeitpunktes (ZZP) aus dem Entropieverlauf und Vergleich mit dem ZZP aus Zylinderdruck- und Brennverlauf.....	54
Abb. 5-13	Zündzeitpunkte entsprechend der Entropieverläufe zweier Verbrennungen unterschiedlicher Lage mit Voreinspritzung und dazugehörige Brennverläufe zum Vergleich der ZZP-Position.....	55
Abb. 5-14	Standardabweichung der Zylinderdrücke von 78 AS über ° KW (blau = DK ; schwarz = RMK) mit Markierung der aus gemitteltem Zylinderdruck- und Brennverlauf ermittelten ZZP	56
Abb. 5-15	Abhängigkeit des anhand der $\sigma_{p_{Zyl}}$ ermittelten ZZP von der zu seiner Identifizierung gewählten Gradienten	57



Abb. 5-16	Zur Identifizierung des ZPP _{VE} angepasste Wahl des Gradienten für $\sigma_{p_{Zyl}}$	57
Abb. 5-17	Standardabweichung der einzelnen Zylinderdruckverläufe für verschiedene Kraftstoffe	59
Abb. 6-1	NO _x -Emission in Abhängigkeit vom Schwerpunkt der Verbrennung (Q ₅₀).....	60
Abb. 6-2	FSN in Abhängigkeit vom maximalen Druckanstieg (dp/dα) _{max}	60
Abb. 6-3	Definition des Parameters Intensität der Verbrennung einer Phase am Beispiel der Diffusionsverbrennung.....	62
Abb. 6-4	Zusammenhang zwischen Schwärzungszahl und Intensität der Diffusionsverbrennung für	63
Abb. 6-5	Schematische Darstellung der Vorgänge in einem Kraftstoffstrahl nach der Premixverbrennung bis zum Ende der Einspritzung (Diffusionsphase) [MUS02] und Modell der Rußbildung und -oxidation [PIS02]	64
Abb. 6-6	Die Abgasschwärzung (FSN) in Abhängigkeit von der Intensität der Diffusionsverbrennung und des Verbrennungsschwerpunktes sowie der Zusammenhang zwischen IntDiff und Q ₅₀ für verschiedene Einspritzzeitpunkte und Einspritzdrücke.....	65
Abb. 6-7	Darstellung geeigneter Parameter entsprechend Komplexität und Bestimmungsaufwand	66
Abb. 7-1	Einspritzmengenkennfeld des CR-Versuchs-Injektors mit der Einspritzdüse 9 x 0,21 x 155°	68
Abb. 7-2	Einfluss einer Unterschreitung der kleinstmöglichen Einspritzpause auf die Einspritzrate und die Abweichungen zwischen den einzelnen Einspritzvorgängen.....	69
Abb. 7-3	Anhand der Zylinderdruck- und -temperaturverläufen festgelegte Bereiche verschiedener Einspritzkammerbedingungen [EPP13]	70
Abb. 7-4:	Eindringtiefe der Flüssigphase unter Einspritzkammerbedingungen entsprechend den Brennraumbedingungen bei 30° KW v. OT (p _{Brennraum} = 30 bar, T _{Brennraum} = 673 K) [EPP13].....	71
Abb. 7-5	Am optischen Motor bestimmte Eindringtiefe der Flüssigphase bei einem Ladeluftdruck von 1,9 bar für verschiedene Raildrücke und Bestromungsdauern (BD).....	71
Abb. 7-6	Schematische Darstellung der Ausbreitung eines DK-Kraftstoffstrahls im Brennraum des 1VDS 18/15 unter Verwendung der aus optischen Messungen bestimmten Eindringtiefen und Kegelwinkel sowie der berechneten Kolbenposition.....	72
Abb. 7-7	Simulationsergebnisse zum Strahleindringverhalten für zwei anvisierte VE-Zeitpunkte und.....	73
Abb. 7-8	Einspritzstrahlausbreitung von Rückstandsöl im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff im Brennraum des Forschungsmotors 1VDS 18/15	74
Abb. 7-9	Eindringtiefe und Kegelwinkel des Rückstandsöls (schwarz) im Vergleich zu Dieselmotorkraftstoff (blau) für Bestromungsdauern BD = 760 µs (durchgezogen) und BD = 750 µs (gestrichelt).....	75
Abb. 7-10	Einspritzvorgang und Zündung einer Kraftstoffmenge in der Größenordnung der für die Motorversuche vorgesehenen VE-Mengen bei einem EB von 27°KW v. OT [EPP13]	76
Abb. 7-11	Vergleich einer Verbrennung bei Einsatz einer frühen VE (ohne Vorverbrennung) und ohne VE für DK und Destillat-Rückstandsöl-Gemisch [EPP13].....	77
Abb. 7-12	Voreinspritzstrategie mit kleiner Einspritzpause für DK und RMK 380	78
Abb. 7-13	Verlauf bei Einsatz einer „brennverlaufsoptimierten Voreinspritzstrategie“ mit Dieselmotorkraftstoff.....	80
Abb. 7-14	Variationen des VE brennverlaufsoptimierten VE im Vergleich zu einer Verbrennung ohne VE mit ähnlichem Verbrennungsschwerpunkt	81
Abb. 7-15	Schwankungsbreite der Zylinderdruckverläufe von 78 Arbeitsspielen für DK.....	82
Abb. 7-16	Zylinderdruckverläufe von 78 Arbeitsspielen der in Abb. 7-14 dargestellten Brennverläufe für ein Rückstandsöl (RMK 380).....	83
Abb. 7-17	Standardabweichung der Zylinderdrücke über °KW für DK und RMK 380 bei brennverlaufs-optimierter VE im Vergleich zur Standardabweichung bei Betrieb ohne Voreinspritzung	83
Abb. 7-18	Vergleich eines RMK 380-Brennverlaufs mit zwei brennverlaufsoptimierten VE-Strategien ähnlicher Einspritzpause, die zu einem vergleichbaren und einem früher liegendem Verbrennungsschwerpunkt führen.....	84
Abb. 7-19	Zylinderdruckverläufe von 78 Arbeitsspielen korrespondierend zu den in Abb. 7-18 dargestellten Brennverläufe für ein Rückstandsöl (RMK 380)	85
Abb. 7-20	Standardabweichung der Zylinderdruckverläufe korrespondierend zu den in Abb. 7-18 dargestellten Brennverläufe für ein Rückstandsöl (RMK 380)	86



Abb. 7-21	Einspritzmengen in Abhängigkeit von Injektor-Bestromungsdauer und dem Raildruck entsprechend eines am Einspritzverlaufsindikator ermittelten Einspritzkennfeldes des Injektors mit einer 9x0,19 mm Einspritzdüse	87
Abb. 7-22	Einfluss einer frühen Voreinspritzung unterschiedlicher Mengen auf den Brennverlauf bei einem $EB_{HE} = 12^\circ KW$ v. OT	88
Abb. 7-23	Einfluss einer frühen Voreinspritzung unterschiedlicher Mengen auf den Brennverlauf bei einem $EB_{HE} = 5,5^\circ KW$ v. OT; $Q_{50, fVE} = 18^\circ KW$ n. OT; $Q_{50, ohne VE} = 20^\circ KW$ n. OT	89
Abb. 7-24	Einfluss einer frühen VE (Typ A und Typ B) auf NO_x und FSN in Abhängigkeit des Verbrennungsschwerpunktes und im FSN- NO_x -trade-off für verschiedene Verbrennungsschwerpunkte und zwei Raildrücke	90
Abb. 7-25:	Vergleich der Brennverläufe einer frühen VE (Typ A und Typ B) mit einem BV ohne VE mit vergleichbaren HE-Beginn $Q_{50, ohne VE} = 15^\circ KW$ n. OT; $Q_{50, fVE Typ A} = 19^\circ KW$ n. OT; $Q_{50, fVE Typ B} = 18,5^\circ KW$ n. OT	91
Abb. 7-26	Veränderungen in Zylinderdruck- und Brennverlauf infolge fVE Typ A bei Einsatz eines Rückstandsöls	92
Abb. 7-27	Einfluss der frühen Voreinspritzung (Typ A und Typ B) auf den Zündverzug in Abhängigkeit des Verbrennungsschwerpunktes und des Zündzeitpunktes	93
Abb. 7-28	Zylinderdruckverläufe (oben: DK ; unten: RMK 380)	94
Abb. 7-29	Standardabweichung der Zylinderdruckverläufe mit früher VE (Typ A + Typ B) und ohne VE	94
Abb. 8-1	Einfluss der Einspritzpause bei brennverlaufsoptimierten VE-Strategien	96
Abb. 8-2	Summenbrennverläufe von frühen VE-Strategien zur Diskussion der Unterschiede im Energieumsatz bei der Verdampfung der VE-Mengen Typ A (kleiner) und Typ B sowie im Verlauf der weiteren Verbrennung	98
Abb. 8-3	Vergleich frühen VE (Typ A und Typ B) in Zylinderdruck- und mittlerem Temperaturverlauf	99
Abb. 8-4	aus optischen Brennraumuntersuchungen ermittelte Temperaturverläufe mit früher VE (gestrichelt) und ohne VE (bei einer Motordrehzahl $n = 1000 \text{ min}^{-1}$) [nach EPP13]	100
Abb. 8-5	Einfluss einer frühen VE mit ZZP_{HE} um OT auf die gemittelten Temperaturverläufe in Bezug zu Zylinderdruck- und Brennverlauf sowie die Temperatur bei Beginn der Haupteinspritzung $Q_{50, fVE} = 18^\circ KW$ n. OT; $Q_{50, ohne VE} = 20^\circ KW$ n. OT	102
Abb. 8-6	Einfluss einer frühen VE mit frühem ZZP_{HE} auf die gemittelten Temperaturverläufe in Bezug zu Zylinderdruck- und Brennverlauf sowie die Temperatur bei Beginn der Haupteinspritzung $Q_{50, ohne VE} = 14^\circ KW$ n. OT; $Q_{50, fVE Typ A} = 13,25^\circ KW$ n. OT; $Q_{50, fVE Typ B} = 12^\circ KW$ n. OT	103
Abb. 8-7:	Die Intensität der Diffusionsphase in Abhängigkeit des Verbrennungsschwerpunktes (HE-Menge) für frühe VE-Strategien vom Typ A bzw. B im Vergleich zu Einfacheinspritzungen	107
Abb. 8-8	Intensität der Diffusionsverbrennung und FSN in Abhängigkeit vom eingesetzten Kraftstoff, Verbrennungsschwerpunkt und dem Einsatz der frühen VE	108
Abb. 8-9	Einfluss der frühen Voreinspritzung auf die Partikelgrößenverteilung bei einer Verbrennung von Destillatkraftstoff (DK)	110
Abb. 8-10	Darstellung der Ruß- und NO_x -Emissionen von Einspritzzeitpunktvariationen unter Einsatz verschiedener VE-Strategien am Einzylinder-Forschungsmotor bei einem mittlerem Lastpunkt und vergleichsweise geringem Einspritzdruck	111
Abb. 8-11	Einfluss der Einspritzmenge bei einem VE-Einspritzzeitpunkt von ca. $30^\circ KW$ v. OT	112
Abb. 9-1	Einfluss einer frühen Voreinspritzung auf Zylindruck- und Brennverlauf einer spätliegenden Verbrennung an einem seriennahen Vollmotor (6M20) bei Betrieb mit Dieselmotorkraftstoff (DIN EN590)	115
Abb. 9-2	Einfluss der frühen Voreinspritzung auf die Schwankungen der Zylinderdruckverläufe und Zündzeitpunkte an einem seriennahen Vollmotor (6M20) bei Betrieb mit Dieselmotorkraftstoff (DIN EN590)	115
Abb. 9-3	Einfluss einer frühen Voreinspritzung auf Zylindruck- und Brennverlauf bei einer AGR-Rate von 28% an einem seriennahen Vollmotor (6M20) bei Betrieb mit Dieselmotorkraftstoff (DIN EN590)	116



13. Veröffentlichungen

Fink, C.; Drescher, M.; Rabe, R.; Harndorf, H.: "Hydraulic measures to improve common-rail injection system performance – Impact of injection rate shaping on emissions of a medium speed diesel engine", CIMAC Congress, Shanghai, China, May 13–16, 2013

R. Bank, B. Buchholz, H. Harndorf, R. Rabe, U. Etzien.: „High-Pressure SCR at Large Diesel Engines for Reliable NOx- Reduction & Compliance with IMO Tier III Standards“, CIMAC-Congress, Shanghai, China, May 13–16, 2013

Bank, R.; Buchholz, B.; Harndorf, H.; Rabe, R.; Etzien, U.: „Analyse des Konversionsverhaltens von SCR-Katalysatoren unter den Betriebsbedingungen IMO Tier III konformer Großdieselmotoren“, 2. Rostocker Großmotorentagung, 17.-18. September 2012

Fink, C.; Rabe, R.; Drescher, M.; Harndorf, H.: „Potenzial der Druckwellenbasierten Einspritzverlaufsformung zur Emissionssenkung mittelschnelllaufender Schiffsdieselmotoren“ in „Die Zukunft der Großmotoren II“ Harndorf, H. (Hrsg.), Haus der Technik Fachbuch Band 126, expert verlag 2012

Rabe, R.; Epp, M.; Harndorf, H.; Hassel, E.; Nocke, J.; Wichmann, V.: „Abschlussbericht Projekt MAPRO, Teilbericht LKV, LTT“, Universität Rostock, 2011

Epp, M.; Hassel, E.; Fink, C.; Rabe, R.; Harndorf, H.: „Einfluss der Kraftstoffqualität auf den Einspritzvorgang und auf die innermotorischen Vorgänge“, HDT-Tagung Motorische Verbrennung, München, 24.–25. März 2011

Harndorf, H.; Fink, C.; Rabe, R.; Drescher, M.: „Pro und Contra einer bivalenten Kraftstoffstrategie für Großdieselmotoren“, 9. Dresdner Motorenkolloquium, Dresden, 08.-09. Juni 2011

Harndorf, H.; Rabe, R.; Wichmann, V.; Fink, C.; Buchholz, B.: „Strategien zur Erfüllung zukünftiger Emissionsvorgaben“, 1. Rostocker Großmotorentagung – Zukunft der Großmotoren im Spannungsfeld von Emissionen, Kraftstoffen und Kosten, Rostock, 16. –17. September 2010

Rabe, R.; Epp, M.; Harndorf, H.; Hassel, E.; Buchholz, B.: „Fuel Injection Strategies for Heavy Fuel Medium Speed Engines to Comply with Future Emission Limits“, CIMAC-Congress, Bergen, Norway, June 14–17, 2010

Harndorf, H.; Fink, C.; Rabe, R.; Buchholz, B.; Scheel, M.: „Technologische Herausforderungen zur Erreichung der IMO TIER 3 Emissionsziele von Großmotoren“, FAD-Symposium, Quo vadis - Abgasnachbehandlung?, Dresden, 1.-2. Juli 2010

Rabe, R.; Niendorf, M.; Harndorf, H.; Epp, M.; Hassel, E.: „Effiziente Schiffsantriebssysteme durch Nutzung moderner Common Rail Einspritztechnologie“, IX Tagung Motorische Verbrennung, HDT München, 19. –20. März 2009, Posterbeitrag



Niendorf, M.; Rabe, R.; Fink, C.; Harndorf, H.: „Untersuchung des Gemischbildungsverhaltens schiffstypischer Kraftstoffe an modernen Common-Rail-Injektoren für Großdieselmotoren", IX Tagung Motorische Verbrennung, HDT München, 19. –20. März 2009

Harndorf, H.; Wichmann, V.; Fink, C.; Rabe, R.; Niendorf, M.; Buchholz, B.: „Technologien für Großdieselmotoren zur Erfüllung von IMO TIER 3 Abgasgrenzwerten", 8. Dresdner Motorenkolloquium, 17. –18.06.2009, Dresden

Rabe, R.; Fink, C.; Harndorf, H.; Epp, M.; Hassel, E.: „Angepasste Einspritzstrategien zur Reduzierung der Abgasemissionen für schweröltaugliche Großdieselmotoren", 12. Tagung "DER ARBEITSPROZESS DES VERBRENNUNGSMOTORS", Graz, 24. –25. September 2009

Epp, M.; Rabe, R.; Hassel, E.; Harndorf, H.: „Vorstellung des schweröltauglichen Common Rail Einzylinderforschungsmotors der Universität Rostock", MTZ- Heavy Duty Konferenz, Friedrichshafen, 16. –17.11.2009

Rabe, R.; Behrend, R.; Harndorf, H. ; Hassel, E.: „Effiziente Schiffsantriebssysteme durch Nutzung moderner Common Rail Einspritztechnologie“, Hansa - International Maritime Journal Nr. 6 Juni 2008



Erklärung

hiermit erkläre ich, dass ich die Dissertation

„Potenziale der Voreinspritzung zur Steuerung der Verbrennungsführung an schwer- öltauglichen Großdieselmotoren“

selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Hilfsmittel genutzt habe.
Alle wörtlich oder inhaltlich übernommenen Stellen habe ich als solche gekennzeichnet.

Ich versichere außerdem, dass ich die beigefügte Dissertation nur in diesem und keinem anderen Promotionsverfahren eingereicht habe und, dass diesem Promotionsverfahren keine endgültig gescheiterten Promotionsverfahren vorausgegangen sind.

Rostock, September 2013

Rom Rabe



14. Thesen

1. Durch angepasste Einspritzparameter und -strategien ist es möglich kraftstoffbedingte Unterschiede von Brennverläufen und Schadstoffemissionen deutlich zu reduzieren.
2. Zur zielgerichteten Beeinflussung der Verbrennung ist die Bildung von Parametern sinnvoll, die die drei Phasen der Verbrennung charakterisieren.
3. Ebenso wie die Standardabweichung der Zylinderdruckverläufe stellt der Parameter Intensität eine aussagekräftige Ergänzung zu etablierten Parametern wie dem maximalen Zylinderdruckanstieg und dem Schwerpunkt der Verbrennung sowie dem Brennende dar.
4. Um Verbesserungen im Ruß-NO_x-trade-off der Stabilität von Zündzeitpunkt und Verbrennung zu erreichen, sollte der Fokus nicht ausschließlich auf eine Verringerung des Premix-Peaks gelegt werden.
5. Im Gegensatz zu dem starken Einfluss der Kraftstoffstruktureigenschaften auf den Zündverzug und die erste Phase der Verbrennung, wird der Verlauf von Diffusions- und Nach-verbrennung von den physikalischen Eigenschaften des Kraftstoffs und denen des Kraftstoffsprays (Einspritzviskosität, Einspritztemperatur und Einspritzdruck) dominiert.
6. Durch den Einsatz von Voreinspritz-Strategien mit einer kurzen Einspritzpause zwischen Vor- und Haupteinspritzung können Brennverläufe ohne ausgeprägten Premix-Peak und mit gutem Emissionsminderungspotenzial dargestellt werden. Die durch eine kurze Einspritzpause und die nicht weiter reduzierbare Mindesteinspritzmenge verursachten Abweichungen zwischen den einzelnen Brennverläufen können durch Einsatz von Injektoren mit verbesserter Dynamik reduziert werden.
7. Der Einsatz der frühen Voreinspritzung kann ebenso wie eine Einspritzverlaufsformung zu einer Intensivierung des zweiten Teils der Verbrennung beitragen.
8. Es wird davon ausgegangen, dass bei der frühen Voreinspritzung Vorreaktionen stattfinden, die zusätzlich zur besseren Homogenisierung des Kraftstoff-Arbeitsgasgemisches zu einer zuverlässigeren Zündung der Haupteinspritzung führen und dazu beitragen, deren Verbrennung zu intensivieren.
9. Hinsichtlich ihres Potenzials zu Verbesserungen im Ruß- NO_x-trade-off dominiert bei Einsatz einer frühen Voreinspritzung deren kurbelwinkelbezogener Zeitpunkt gegenüber der Länge der Einspritzpause. Entscheidend sind die zu diesem Zeitpunkt herrschenden Brennraum-temperaturen.
10. Aufgrund ihres Potenzials zur Verbesserung des Kraftstoff-Arbeitsgasgemisches bietet die frühe Voreinspritzung besonders bei ungünstigen Bedingungen für Zündung und Verbrennung (z.B. durch den Einsatz von Rückstandsölen, bei NO_x-optimierten späten Haupteinspritz-Zeitpunkten und beim Einsatz der Abgasrückführung) die Möglichkeit zu einer NO_x-neutralen Senkung der Rußemission und einer Stabilisierung von Zündzeitpunkt und Verbrennung.



15. Anhang

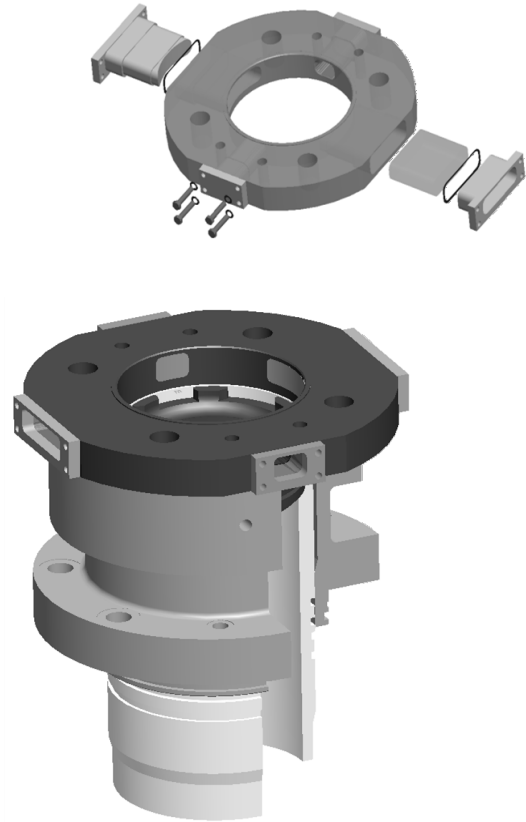


Abb. A 1 Optischer Zugang zum Brennraum am Einzylinder-Forschungsmotor 1VDS 18/15

Parameter	Einheit	Probe 6283	Probe 6201	Probe 5082	Probe 6394	Probe 6662
Bezeichnung	nach ISO 8217	DK	DMB (DMA)	RMK 180	RMG 380	RMK 380
Synonym		<i>MGO</i>	<i>MDO</i>	<i>HFO 180</i>	<i>HFO 380</i>	<i>HFO 380</i>
Paraffine	[%]	79,5	62,7	18,11	31,5	17,2
1KA (Ein-Kern-Aromaten)	[%]	16,1	15,6	6,2	8,8	7,5
2KA (Zwei-Kern-Aromaten)	[%]	3,3	13,9	10,4	5,8	10,3
3KA (Drei-Kern-Aromaten)	[%]	1,2	6,3	2,9	3,7	1,4
Aromaten (gesamt)	[%]	20,6	35,8	19,4	18,2	19,1
HV(Heteroverbindungen)	[%]	0	1,5	62,5	50,3	63,7
KWH Wert	---	0,007	0,048	0,655	0,348	0,588
Dichte (15°C)	[kg/m³]	837	879	995	962	987
unterer Heizwert	[kJ/kg]	42414	41677	39504	40359	39873
CCAI - Wert	[-]	802	812	865	826	849
C	[%(m/m)]	86,5	85,9	84,4	86,9	86,4
H	[%(m/m)]	13,4	12,6	10,5	11,1	10,4
N	[%(m/m)]	<0,1	0,1	0,4	1,2	0,9
S	[%(m/m)]	<0,01	1,4	2,7	0,7	2,2
Flammpunkt	[°C]	69	89	128	---	110
Viskosität (40°C)	[mm²/s]	2,66	7,05	346,1	---	---
Viskosität (50°C)	[mm²/s]	---	---	180,7	309,0	361,2
Viskosität (70°C)	[mm²/s]	---	---	64,8	141,9	116,4
CCR	[%(m/m)]	0,04	0,39	14,8	10,8	15,5
Wassergehalt	[%(m/m)]	0,011	0,009	0,530	---	0,071
Aschegehalt	[%(m/m)]	<0,001	<0,001	0,05	---	0,05
Vanadium	[ppm]	<0,1	<0,1	227	23	181
Aluminium/ Silicium	[ppm]	<0,1	0,4	7	9	2
Zink	[ppm]	<0,1	<0,1	3	1	0,7
Phosphor	[ppm]	<0,1	0,2	2	1	0,6
Calcium	[ppm]	<0,1	0,1	19	10	0,7
Sedimente	[%(m/m)]	---	---	0,02	---	0,02
Pourpoint	[°C]	-16	-2	-5	---	0

Abb. A 2 Zusammensetzung und Kennwerte der Versuchskraftstoffe



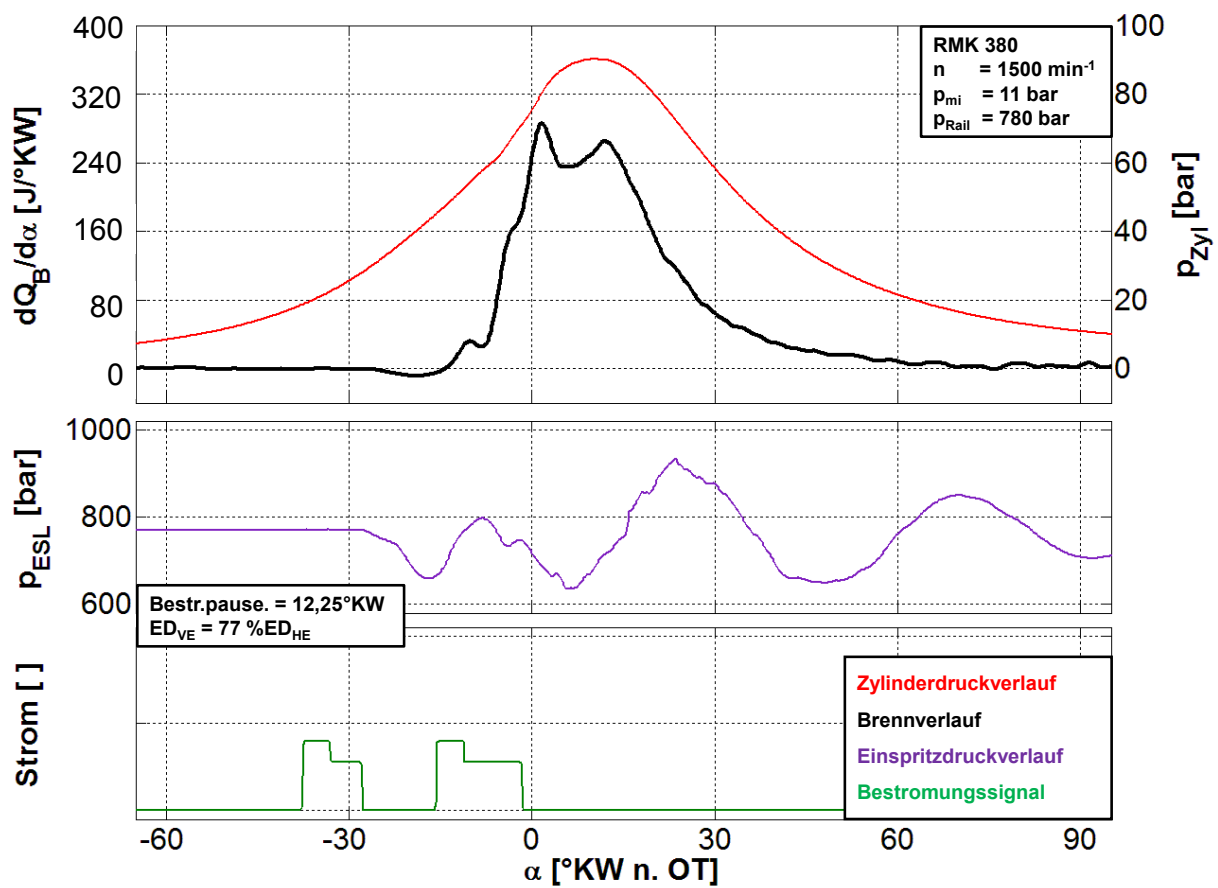


Abb. A 3 Übertragung der brennverlaufsoptimierten Voreinspritz-Strategie auf den Motorbetrieb mit einem Rückstandsöl (RMK 380)

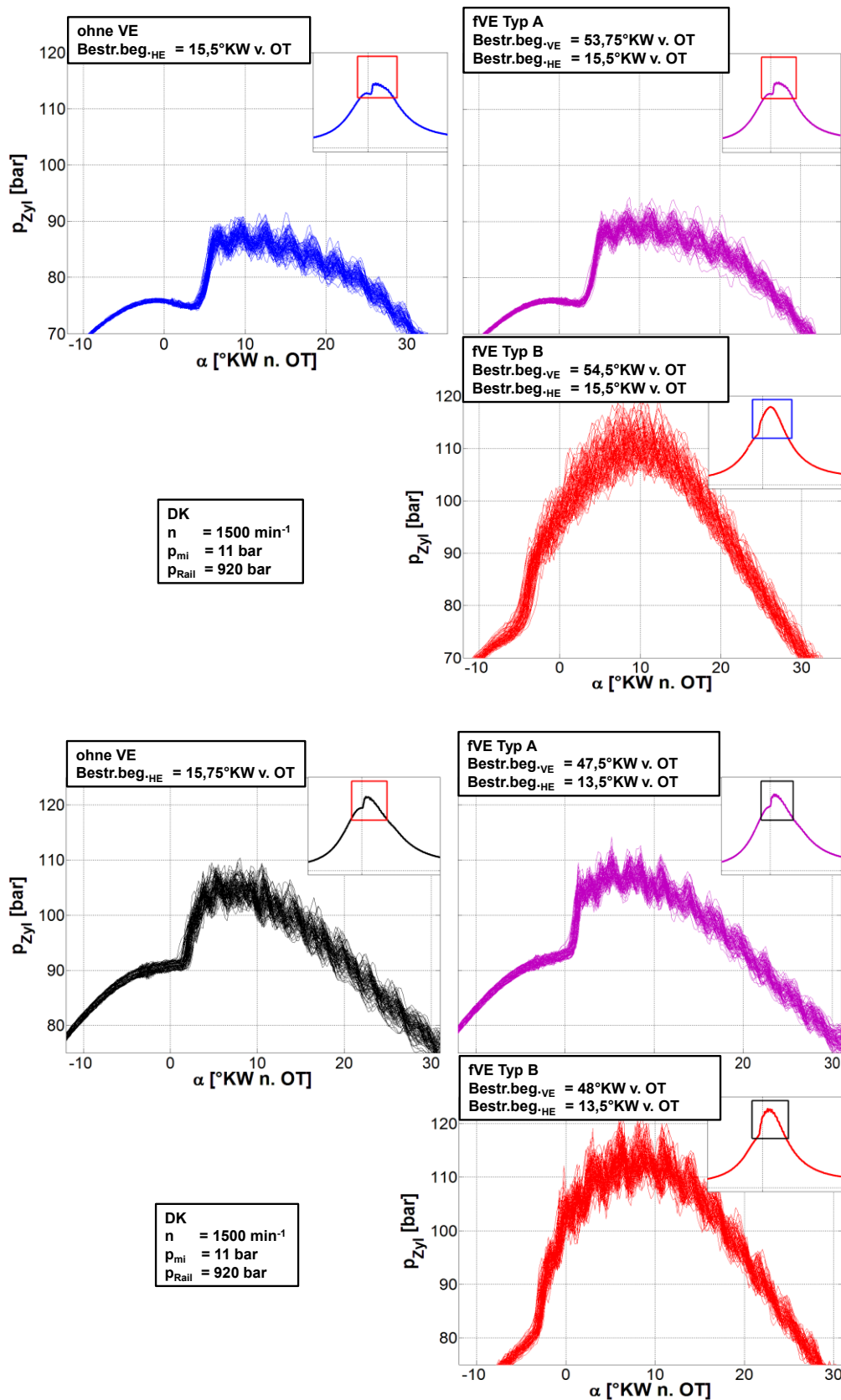


Abb. A 4 Zylinderdruckverläufe bei Einsatz der beiden frühen VE-Strategien Typ A und Typ B im Vergleich zum Betrieb ohne Voreinspritzung DK (oben) und mit Rückstandsöl HFO 380 (unten)



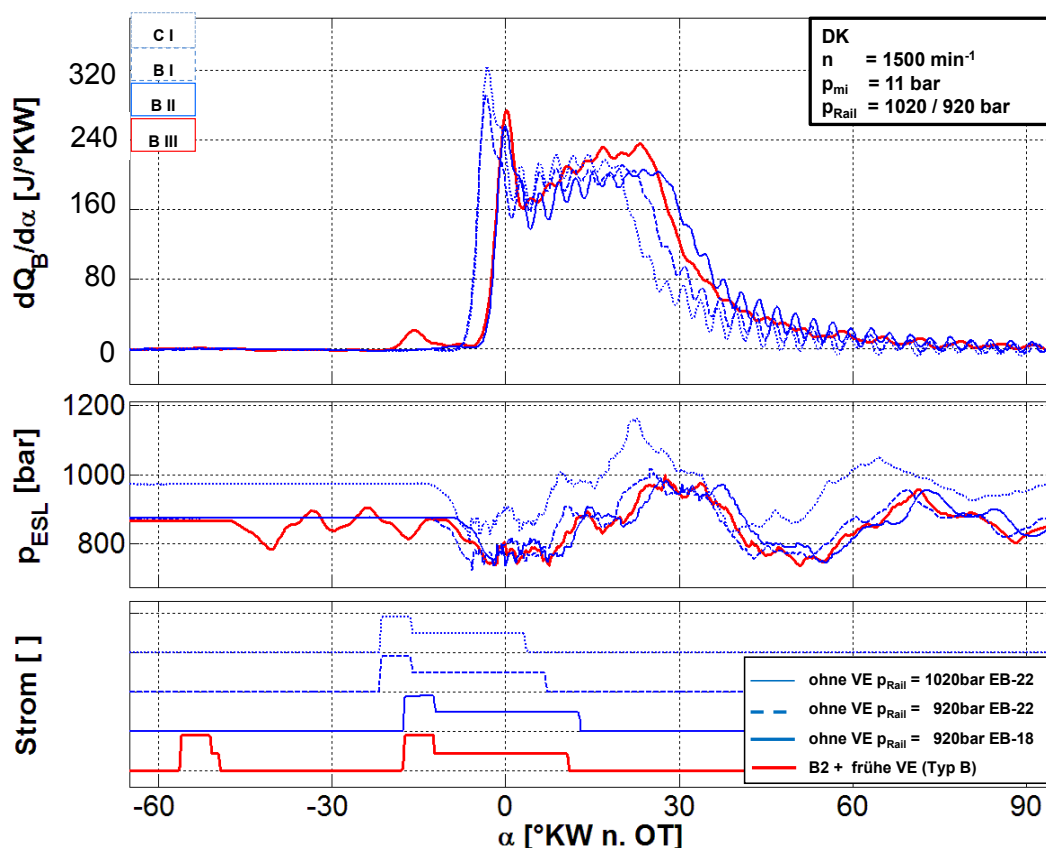
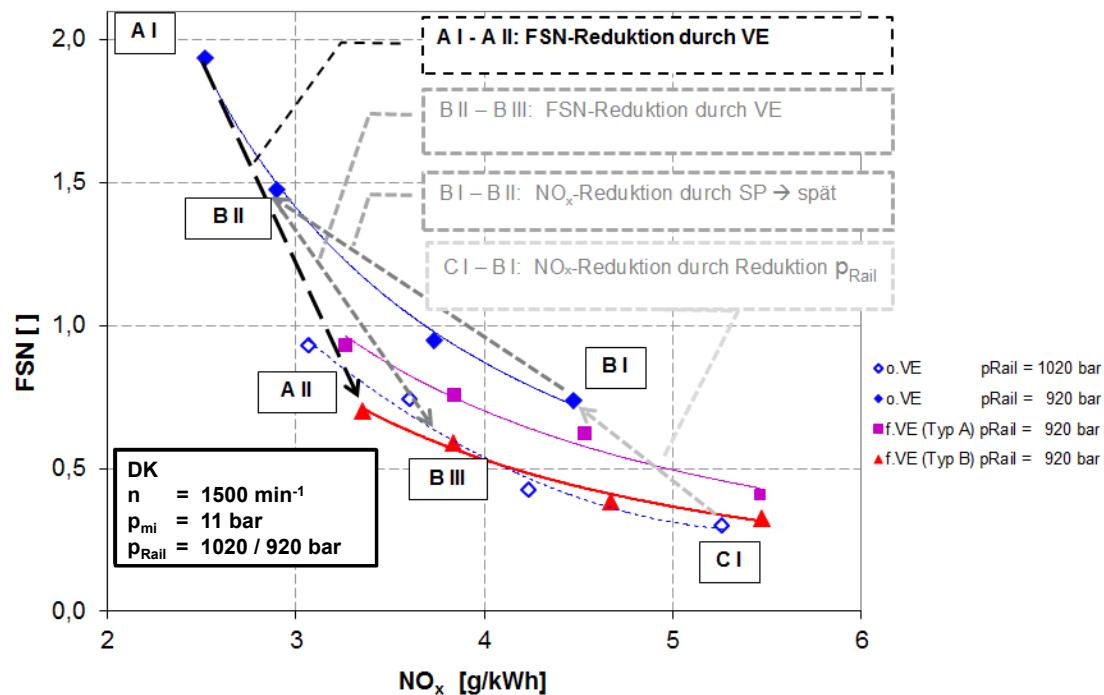


Abb. A 5 Möglichkeiten zur Verbesserungen im Ruß- NO_x -trade-off durch frühe VE und Brennverläufe C I $\rightarrow$ B III (Brennverlauf mit $p=1020$ bar $\rightarrow$ 920 bar $\rightarrow$ spätere Haupteinspritzung $\rightarrow$ Einsatz fVE Typ B)



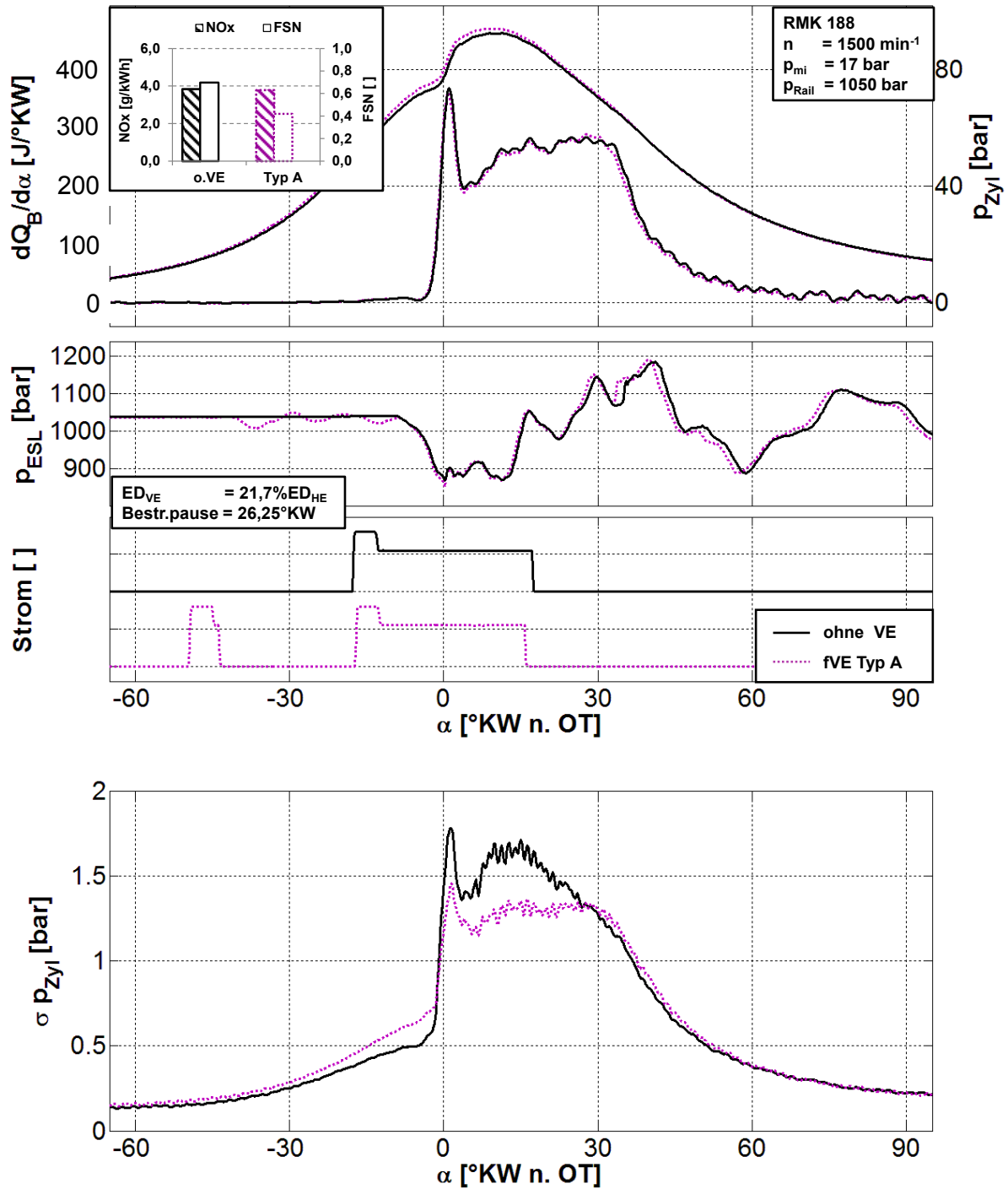


Abb. A 6 Einfluss der frühen VE (Typ A) bei Einsatz eines Rückstandsöls für einen 75%-Motorlastpunkt



Tabelle A 1

Abb. 7-12 Voreinspritzstrategie mit kleiner Einspritzpause für DK und RMK 380

Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
blau gepunktet	DK	-29,25	7,5	13,25	-8,5
blau	DK	-29,75	7,75	13,5	-8,5
schwarz strichliert	RMK380	-29,25	7,5	13,25	-8,5

Abb. 7-13 Verlauf bei Einsatz einer „brennverlaufsoptimierten Voreinspritzstrategie“ mit Dieselmotorkraftstoff

Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
	DK	-38,75	9,75	12,5	-16,5

Abb. 7-14 Variationen des VE brennverlaufsoptimierten VE im Vergleich zu einer Verbrennung ohne VE mit ähnlichem Verbrennungsschwerpunkt

Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
grün str.-pkt. dünn	RMK380	-38	10,25	12,25	-15,5
grün str.-pkt. dick	RMK380	-39,5	10,5	13,25	-15,75
schwarz	RMK380	-	-	-	-24,75

Abb. 7-15 Schwankungsbreite der Zylinderdruckverläufe von 78 Arbeitsspielen für DK

Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
blau	DK	-	-	-	-16,75
grün	DK	-38,75	9,75	12,5	-16,5

Abb. 7-16 Zylinderdruckverläufe von 78 Arbeitsspielen der in Abb. 7-14 dargestellten Brennverläufe für ein Rückstandsöl (RMK 380)

Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
schwarz	RMK380	-	-	-	-24,75
grün oben	RMK380	-38	10,25	12,25	-15,5
grün unten	RMK380	-39,5	10,5	13,25	-15,75

Abb. 7-17 Standardabweichung der Zylinderdrücke über °KW für DK und RMK 380 bei brennverlaufsoptimierter VE im Vergleich zur Standardabweichung bei Betrieb ohne V

Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
blau	DK	-	-	-	-16,75
grün str.-pkt.	DK	-38,75	9,75	12,5	-16,5
schwarz	RMK380	-	-	-	-24,75
grün str.-pkt. dick	RMK380	-39,5	10,5	13,25	-15,75
grün str.-pkt. dünn	RMK380	-38	10,25	12,25	-15,5

Abb. 7-18 Vergleich eines RMK 380-Brennverlaufs mit zwei brennverlaufsoptimierten VE-Strategien ähnlicher Einspritzpause (auch Abb. 7-19 und 7-20)

Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
schwarz	RMK380	-	-	-	-24,75
ocker str.-pkt. dünn	RMK380	-48,5	10,5	21,5	-16,5
ocker str.-pkt. dick	RMK380	-51,75	10,25	22	-19,5

Abb. 7-22 Einfluss einer frühen Voreinspritzung unterschiedlicher Mengen auf den Brennverlauf bei einem EBHE = 12°KW v. OT

Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
magenta gepunktet	DK	-60	7	31,5	-21,5
rot strichliert	DK	-60	7,5	31,5	-21,5
blau	DK	-	-	-	-21,5

Abb. 7-23 Einfluss einer frühen Voreinspritzung unterschiedlicher Mengen auf den Brennverlauf bei einem EBHE = 5,5°KW v. OT; Q₅₀, _{VE} = 18 °KW n. OT; Q₅₀, ohne _{VE} = 20 °KW n. OT

Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
magenta gepunktet	DK	-49,75	7	27	-15,75
rot strichliert	DK	-50	7,5	26,75	-15,75
blau	DK	-	-	-	-15,5



Abb. 7-25 Vergleich der Brennverläufe einer frühen VE (Typ A und Typ B) mit einem BV ohne VE mit vergleichbaren HE-Beginn

Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
magenta gepunktet	RMK380	-47,5	7	27	-15,75
rot strichliert	RMK380	-48	7,75	27	-15,75
schwarz	RMG380	-	-	-	-15,75

Abb. 7-26 Veränderungen in Zylinderdruck- und Brennverlauf infolge fVE Typ A bei Einsatz eines Rückstandsöls

Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
schwarz	RMK 180	-	-	-	-15,75
magenta strichliert	RMK 180	-53,75	6,75	31,5	-15,5

Abb. 7-28 Zylinderdruckverläufe (oben: DK ; unten: RMK 380)

Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
blau	DK	-	-	-	-16,75
magenta (oben)	DK	-55,5	7,75	31,25	-16,5
magenta (unten)	RMK380	-53,5	6,5	31,25	-15,75
schwarz	RMK380	-	-	-	-15,75

Abb. 7-29 Standardabweichung der Zylinderdruckverläufe mit früher VE (Typ A + Typ B) und ohne VE

Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
blau	DK	-	-	-	-16,75
magenta gepunktet	DK	-55,5	7,75	31,25	-16,5
rot strichliert	DK	-65	10,25	31,5	-23,25
schwarz	RMK380	-	-	-	-15,75
magenta gepunktet	RMK380	-53,5	6,5	31,25	-15,75
rot strichliert	RMK380	-60	8	32,5	-19,5

Abb. 8-1 Einfluss der Einspritzpause bei brennverlaufsoptimierten VE-Strategien

Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
schwarz	RMK380	-	-	-	-24,75
ocker str.-pkt. dick	RMK380	-48,5	10,5	21,5	-16,5
grün str.-pkt. dünn	RMK380	-38	10,25	12,25	-15,5

Abb. 8-2 Summenbrennverläufe von frühen VE-Strategien zur Diskussion der Unterschiede im Energieumsatz bei der Verdampfung der VE-Mengen Typ A (kleiner) und Typ B sowie im Verlauf der weiteren Verbrennung

Abb. 8-3 Vergleich frühen VE (Typ A und Typ B) in Zylinderdruck- und mittlerem Temperaturverlauf

Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
magenta gepunktet	RMK380	-47,5	7	27	-13,5
rot strichliert	RMK380	-48	7,5	27	-13,5

Abb. 8-5 Einfluss einer frühen VE mit ZZPHE um OT auf die gemittelten Temperaturverläufe in Bezug zu Zylinderdruck- und Brennverlauf sowie die Temperatur bei Beginn der Haupteinspritzung

Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
magenta gepunktet	DK	-49,75	7	27	-15,75
rot strichliert	DK	-50	7,5	26,75	-15,75
blau	DK	-	-	-	-15,5

Abb. 8-6 Einfluss einer frühen VE mit frühem ZZP_{HE} auf die gemittelten Temperaturverläufe in Bezug zu Zylinderdruck- und Brennverlauf

Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
magenta gepunktet	DK	-60	7	31,5	-21,5
rot strichliert	DK	-60	7,5	31,5	-21,5
blau	DK	-	-	-	-21,5



Abb. 8-9 Einfluss der frühen Voreinspritzung auf die Partikelgrößenverteilung bei einer Verbrennung von Destillatkraftstoff (DK)					
Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
blau	DK	-	-	-	-17,25
grün str.-pkt	DK	-38,25	8,75	12,25	-17,25
magenta gepunktet	DK	-42	7,25	17,5	-17,25
Abb. 8-11 Einfluss der Einspritzmenge bei einem VE-Einspritzzeitpunkt von ca. 30°KW v. OT					
Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
rot strichliert	RMK380	-48	7,5	27	-13,5
magenta gepunktet	RMK380	-47,5	7	27	-13,5
ocker str.-pkt.	RMK380	-48,75	8,25	27	-13,5
Abb. 9-1 Einfluss einer frühen Voreinspritzung auf Zylindruck- und Brennverlauf einer spät-liegenden Verbrennung an einem seriennahen Vollmotor					
Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
blau	DK	-	-	-	5,02
magenta gepunktet	DK	-38,5	4	39,74	4,97
Abb. 9-2 Einfluss der frühen Voreinspritzung auf die Schwankungen der Zylinderdruckverläufe und Zündzeitpunkte an einem seriennahen Vollmotor					
Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
blau	DK	-	-	-	5,02
magenta gepunktet	DK	-38,5	4	39,74	4,97
Abb. 9-3 Einfluss einer frühen Voreinspritzung auf Zylindruck- und Brennverlauf bei einer AGR-Rate von 28% an einem seriennahen Vollmotor (6M20) bei Betrieb mit Dieseldieselkraftstoff (DIN EN590)					
Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
blau	DK	-	-	-	-10,02
magenta gepunktet	DK	-42,48	4,66	27,83	-9,99
Abb. A 3 Übertragung der brennverlaufsoptimierten Voreinspritz-Strategie auf den Motorbetrieb mit einem Rückstandsöl					
Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
schwarz	RMK380	-38	10,25	12,25	-15,5
Abb. A 4 Zylinderdruckverläufe bei Einsatz der beiden frühen VE-Strategien Typ A und Typ B im Vergleich zum Betrieb ohne Voreinspritzung DK (oben) und mit Rückstandsöl HFO 380 (unten)					
Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
blau	DK	-	-	-	-15,5
magenta gepunktet	DK	-53,75	6,75	31,5	-15,5
rot strichliert	DK	-54,5	7,5	31,5	-15,5
schwarz	RMK 380	-	-	-	-15,75
magenta gepunktet	RMK 380	-47,5	7	27	-13,5
rot strichliert	RMK 380	-48	7,5	27	-13,5
Abb. A 5 Möglichkeiten zur Verbesserungen im Ruß-NOx-trade-off durch frühe VE und Brennverläufe C I → B III (Brennverlauf mit p=1020 bar → 920 bar → spätere Haupteinspritzung → Einsatz fVE Typ B)					
Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
blau(gepunktet)	DK	-	-	-	-21,5
blau(gestrichelt)	DK	-	-	-	-21,75
blau	DK	-	-	-	-17,5
rot	DK	-56,5	7,5	31,5	-17,5
Abb. A 6 Einfluss der frühen VE (Typ A) bei Einsatz eines Rückstandsöls für einen 75%-Motorlastpunkt					
Bezeichnung	Kraftstoff	Bestr.B _{VE} [° KW n. OT]	BD _{VE} [° KW]	Bestr.pause [° KW]	Bestr.B _{HE} [° KW n. OT]
schwarz	RMK188	-	-	-	-17,5
magenta gepunktet	RMK188	-49,5	6,25	26,25	-17

