



Christof Hepp, Dipl.-Ing.

Potentiale von konventionellen und alternativen selbstgezündeten Brennverfahren zur Verringerung der Schadstoffemissionen

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der technischen Wissenschaften

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichseder
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Zweitbetreuer

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Bernhard Geringer
Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik

Graz, August 2017

Eidesstattliche Erklärung

Affidavit

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Dissertation identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present doctoral dissertation.

Graz, am 10.07.2017

Dipl.-Ing. Christof Hepp

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Assistent am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz in Zusammenarbeit mit Liebherr Machines Bulle S.A. und Liebherr Components Biberbach GmbH. Ich möchte mich herzlich beim Institutsvorstand und Leiter des Forschungsbereiches Brennverfahrensentwicklung, Herrn Univ.-Prof. Dr. Helmut Eichlender für die Unterstützung, Förderung und Begutachtung dieser Arbeit, sowie für die praktischen Anregungen und die konstruktiven Diskussionen bedanken.

Für die hervorragende Zusammenarbeit bei Liebherr Machines Bulle S.A. bedanke ich mich bei den Herrn: Marcus Quasthoff, Andreas Scherzer, Razvan-Sorin Stinghe, Thibault Kaemmerlen, Edgar Bignon, Gerd Schlager, Alexander Schilling, Benoit Gay, Patrick Rebsamen, Giovanni Rizzo, Nicolas Auffret, Andreas Pfeiffer. Weiters bedanke ich mich auch bei Herrn Josef Aspelmayr von der EEAS GmbH für die Umsetzung der erforderlichen Funktionalität innerhalb der Motorsteuerung „Lidec“ für den Betrieb des 1-Zylinder-Forschungsmotors.

Besonderer Dank gilt auch Herrn Alexander Preis von Liebherr Components Biberbach GmbH, der dieses Projekt in einer frühen Phase mit seiner Expertise und seinen Möglichkeiten in der Fertigung begleitet hat.

Am Institut für Verbrennungskraftmaschinen bedanke ich mich bei meinem Kollegen für die Unterstützung und die hervorragende Zusammenarbeit. Besonderer Dank gilt den Herren: Peter Grabner, Klaus Schaffer, Dieter Barnstedt, Reinhard Luef, Günther Mosbacher, Markus Krenn, Thomas Jauk, Markus Schmidl und Günter Rumpf.

Privat danke ich meiner Familie für die Unterstützung und Ermöglichung des Studiums, sowie der Dissertation. Ich bedanke mich bei meinem Eltern Roswitha und Erich Hepp. Meiner Frau Sabrina Hepp danke ich für ihre Geduld und die Ermutigung zur Durchführung dieser Arbeit.

Kurzfassung

Die Arbeit befasst sich mit dem Potential die Schadstoffemissionen bei kompressionsgezündeten Brennverfahren weiter zu senken. Für die Durchführung der Arbeit wurde ein 1-Zylinder-Forschungsmotor mit Commonrail-Direkteinspritzung, entsprechend dem möglichen Einsatzbereich „Heavy Duty Non Road“, aufgebaut. Es wurden drei verschiedene Ansätze für kompressionsgezündete Brennverfahren und deren Potential zur Schadstoffreduktion analysiert. Dazu zählen konventionelle Dieselmotoren mit verschiedenen Spritzlochkonturen, homogene Dieselmotoren und Dual-Fuel-Brennverfahren untersucht. Der Fokus wurde auf die konventionellen Brennverfahren und die Dual-Fuel-Brennverfahren gelegt. Ein optischer Zugang für die Analyse der Brennverfahren wurde am 1-Zylinder-Forschungsmotor zusätzlich vorgesehen.

Für diese Untersuchungen der konventionellen Dieselmotoren wurde eine Injektormatrix vorbereitet und gefertigt. Das Ziel dieser Matrix ist eine Variation der Spritzlochgeometrie, während andere Parameter, wie Spritzwinkel, Durchfluss und Sacklochgeometrie konstant gehalten werden. Die Matrix wurde in enger Zusammenarbeit mit der Liebherr Components Biberbach GmbH erstellt. Die untersuchte Matrix besteht aus konischen Spritzlöchern mit einem k-Faktor von 0 bis 10 und unkonventionellen Geometrien. Es wurden auch mehrreihige Düsen, bei gleichem Durchfluss und reduziertem Querschnitt je Spritzloch, untersucht. In die Matrix wurden auch Sonderformen wie Venturi oder „Flaschenhals“ integriert. Insgesamt wurden 13 Düsentypen gefertigt. Die Matrix wurde entworfen, um das Potential, bezogen auf Schadstoffreduktion, für verschiedene Spritzlochgeometrien zu ermitteln. Zusätzlich zu den Arbeiten am Forschungsmotor wurde eine Einspritzkammer gefertigt und aufgebaut um das Spraybild mittels Hochgeschwindigkeitskamera zu analysieren. Im Bereich homogene Brennverfahren wurden HCCI-, HCLI- und HPLI-Brennverfahren für den Einsatz in einem Parallelhybridantriebsstrang bewertet. Die Untersuchung der Dual-Fuel-Brennverfahren erfolgte mit einem Benzin-/Luftgemisch, welches mit einer Dieseleinspritzung entzündet wurde. Im Rahmen der Dual-Fuel-Untersuchungen wurden verschiedene Parameter, wie Anteil des Benzin-Kraftstoffes, Abgasrückführung, Einspritzdruck, Einfluss des Verdichtungsverhältnisses oder Kraftstoff-/Luftverhältnis analysiert um eine optimale Betriebsstrategie zu ermitteln. Mit dieser Strategie wurde auch ein stationäres Motorkennfeld am 1-Zylinder-Forschungsmotor appliziert.

Neben den experimentellen Tätigkeiten wurden die Brennverfahren thermodynamisch analysiert und gegenüber gestellt. Die Möglichkeit zur Realisierung eines Vollmotors mit den Erkenntnissen aus den Dual-Fuel-Untersuchungen vom 1-Zylinder-Forschungsmotor konnte mittels Ladungswechselsimulation gezeigt werden.

Abstract

This doctoral thesis is about the potential to further reduce pollutant emission from compression ignition combustion systems. The experimental work was done using a single cylinder research engine equipped with a state of the art common rail system similar to the application heavy duty non road machinery. Three types of compression ignition combustion systems and their potential to reduce the pollutant emissions were investigated. The investigations done within this work include conventional diesel combustion systems in combination using injectors with different nozzle hole configurations, homogenous diesel combustion systems and dual-fuel combustion systems. Optical access to the combustion chamber of the single cylinder research engine was also given.

For the analysis of conventional diesel combustion systems an injector matrix was created. The matrix was created to show the potential of nozzle hole design, while other parameters like spray angle, flow rate and sac type were kept constant. The matrix was developed in close collaboration with Liebherr Components Biberbach GmbH. The matrix includes k-factors from 0 to 10 and unconventional nozzle forms like Venture or „bottle neck“. In total 13 different forms were created. The matrix was created to show the potential on reduction of pollutant emissions. In addition to the experiments done on the research engine, a high pressure injection chamber was realized to analyze the sprays using a high speed camera.

For homogenous combustion HCCI, HCLI and HPLI combustion systems and their potential to be used in parallel hybrid powertrain was analyzed.

Dual-fuel combustion systems were analyzed using a gasoline/air mixture, which was inflamed by a diesel injection. The behavior of various parameters, like energetic gasoline amount, exhaust gas recirculation, injection pressure, compression ratio or air fuel ratio, is included in the study. An optimized operating strategy was used and applied for a stationary engine mapping done on the single cylinder research engine.

Apart from the experimental work the combustion system where thermodynamically analyzed and compared. With the results of the dual fuel combustion system a six-cylinder engine with two stage turbocharging was simulated using one dimensional gas exchange simulation.

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	1
1.1. FFG-Projekt „GPA-NonRoad“	1
1.1.1. Umfänge des Forschungsvorhabens „GPA-NonRoad“	3
2. Versuchsträger	5
2.1. Indizierung	7
2.2. Optische Messtechnik	7
2.3. Füllung und Ladungsbewegung	9
2.4. Abtrieb	10
2.5. Massenausgleich	10
2.6. Mechanische Problemstellungen	12
3. Kompressionsgezündete Dieselmotorenverfahren und Emissionen	15
3.1. Stickoxidbildung	16
3.1.1. Thermische Stickoxidbildung	17
3.1.2. Prompte Stickoxidbildung	17
3.1.3. Stickoxidbildung durch Brennstoff	17
3.1.4. Stickstoffdioxid	17
3.2. Rußbildung und Oxidation	18
3.3. Kohlenmonoxid	19
3.4. Kohlenwasserstoffe	20
3.5. Homogene Dieselmotorenverfahren	20
3.5.1. HCCI / HCLI	23
3.5.2. HPLI	29
3.5.3. Potential für homogene Dieselmotorenverfahren	31
4. Einfluss der Spritzlochgeometrie auf die Dieselmotorenverbrennung	33
4.1. Optische Analyse der Vorgänge im Brennraum	33
4.2. Aufbau und Methodik für die Untersuchungen in der Einspritzkammer	37
4.2.1. Aufbau	37
4.2.2. Methodik zur Analyse der Aufnahmen	40
4.3. Theoretische Grundlagen für die Düsenauslegung	43
4.3.1. Strahlzerfall, Strahlaufbruch	43
4.3.2. Formeln und Definitionen	46

4.4.	Auswahl von Spritzlochgeometrien für die Analyse	48
4.4.1.	Durchfluss	53
4.5.	Untersuchungen in der Einspritzkammer	54
4.5.1.	Randbedingungen	54
4.5.2.	Eingangsuntersuchungen	54
4.5.3.	Asymmetrische Belastung der Düsenadel	56
4.5.4.	Messung der G-Serie	58
4.5.5.	Zusammenfassung der Messungen in der Einspritzkammer	59
4.6.	Methodik zur Messung am 1-Zylinder-Forschungsmotor	61
4.7.	Streuung von identen Baumustern	63
4.8.	Vergleich der Spritzlochkonturen auf Basis von Indizierdaten	64
4.9.	Modellbildung mittels statistischer Versuchsplanung	65
4.10.	Rußmasse und Partikelanzahl	67
4.11.	Potentiale durch Variation der Spritzlochkontur	71
5.	Dual-Fuel-Verbrennung	77
5.1.	Ökonomischer Hintergrund	78
5.2.	Definitionen für Dual-Fuel-Brennverfahren	80
5.3.	Zielwerte	81
5.4.	Grundlegende Untersuchungen für Benzin-/Diesel Dual-Fuel-Verbrennung	81
5.5.	Rußbildung bei DF Verbrennung	88
5.6.	Motorkennfeld für DF-Brennverfahren	90
5.7.	Erkenntnisse aus den DF-Messungen	93
6.	Thermodynamische Analyse der untersuchten Brennverfahren	95
6.1.	Vollkommener Motor	95
6.2.	Homogene Dieselverbrennung	96
6.3.	Dual-Fuel-Verbrennung	99
6.4.	Vergleich verschiedener Brennverfahren	102
7.	Simulation und Bewertung des Ladungswechselkonzeptes für DF	107
7.1.	Theoretische Überlegungen	107
7.2.	Konzepte für die Ladungswechselsimulation	108
7.3.	Stationärer Betrieb	110
8.	Zusammenfassung und Ausblick	117
	Literaturverzeichnis	121
A.	ANHANG	127
A.1.	Spritzlochgeometrie	127
A.1.1.	Brennverfahren ohne Abgasrückführung	127
A.1.2.	Niedrig-AGR-Brennverfahren	128

A.1.3. Hoch-AGR Brennverfahren	130
A.2. Homogene Dieselbrennverfahren	132
A.3. optische Analyse	132
A.4. DoE Modelle - Düsenmatrix	135
A.5. Sweet Spot Plot - Düsenmatrix	136

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

A_0	Fläche	[m ²]	t	Temperatur;	[°C]
c_w	aerodynamischer Widerstandsbeiwert	[–]	T	Temperatur	[K]
CD	Discharge Coeff.	[–]	u	Geschwindigkeit in x-Richtung	[m/s]
$CD0$	Discharge Coeff. n. kav.	[–]	v	Geschwindigkeit in y-Richtung	[m/s]
$CD1$	Discharge Coeff. kav.	[–]	\dot{V}	Volumenstrom	[m ³ /s]
CN	Crit. Cav. Number .	[–]	$w_{Dü}$	Geschwindigkeit am Düsenaustritt	[m/s]
$D_{Dü}$	Durchmesser	[mm]	$w_{rel,Tr}$	Relativgeschwindigkeit eines Tropfens	[m/s]
$D_{Dü}$	kleinster Durchmesser der Düse	[m]	W_{eb}	Weber-Zahl	[–]
D_{Tr}	Durchmesser eines Kraftstofftropfens	[m]	x_{Benzin}	energetischer Benzinanteil	[%]
D_{32}	Sauterdurchmesser	[m]			
F	Kraft	[N]			
h	(Kolben-)Hub	[mm]			
l_{Pleuel}	Pleuellänge (gr. - kl. Auge)	[mm]			
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]			
$\dot{m}_{theoretisch}$	theoretischer Massenstrom	[kg/s]			
M	Drehmoment	[Nm]			
M_e	effektives Drehmoment	[Nm]			
n	Drehzahl	[min ⁻¹]			
Oh	Ohnesorgezahl	[–]			
p	Druck	[Pa]			
p_e	effektiver Mitteldruck	[bar]			
p_i	indizierter Mitteldruck	[bar]			
p_{iH}	indizierter Mitteldruck im Hochdruckprozess	[bar]			
p_L	Ladedruck	[bar]			
p_{Rail}	Raildruck	[bar]			
P	Leistung	[kW]			
r	Radius	[mm]			
R^2	Regressionskoeffizient	[–]			
R_Z	mittlere Gaskonstante	[J/kg K]			
Re	Reynoldszahl	[–]			

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Griechische Formelzeichen			1D	eindimensional
$\Delta\eta_{rV}$	Verlust durch realen Brennverlauf	$[-]$	2	Zustand 2
$\Delta\eta_{uV}$	Verlust durch unvollkommene Verbrennung	$[-]$	2s	Zustand 2 bei isentroper
$\Delta\eta_{Ww}$	Wandwärmeverluste	$[-]$	10	Zustand vor Verdichter
$\Delta\eta_{Lw}$	Verlust durch realen Ladungswechsel	$[-]$	20	Zustand nach Verdichter
$\Delta\eta_r$	Verlust durch mechanische Reibung	$[-]$	30	Zustand vor Turbine
$\Delta\Theta$	logarithmische Temperturdifferenz	$[K]$	40	Zustand nach Turbine
ε	Verdichtungsverhältnis	$[-]$	AGR	Abgasrückführung
η	Wirkungsgrad	$[-]$	CO	Kohlenmonoxid
η_e	effektiver Wirkungsgrad	$[-]$	CO ₂	Kohlendioxid
η_i	indizierter Wirkungsgrad	$[-]$	COV	Coefficient of Variation
η_{iHD}	indizierter Wirkungsgrad der Hochdruckphase	$[-]$	C	Verdichter (Compressor)
$\eta_{is,C}$	isentroper Wirkungsgrad Verdichtung	$[-]$	d	Downstream
η_{F1}	dynamische Viskosität eines Fluids	$[Pa \cdot s]$	DCCS	Dilution Controlled Combustion System
η_{TC}	Wirkungsgrad des Turboladers	$[-]$	DF	Dual Fuel
κ	Isentropenexponent	$[-]$	Dü	Düse
λ	Luftverhältnis	$[-]$	e	effektiv
λ_{global}	globales Luftverhältnis	$[-]$	F1	Fluid
λ_{Benzin}	Luftverhältnis nur bezogen auf den Kraftstoff Benzin	$[-]$	G	Gas
λ_s	Schubstangenverhältnis	$[-]$	HC	Kohlenwasserstoff
ω	Kreisfrequenz	$[1/s]$	HCCI	Homogenous Charge Compression Ignition
Φ	Kurbelwinkel	$[rad]$	HCLI	Homogenous Charge Late Injection
ρ	Dichte	$[kg/m^3]$	HPLI	Highly Premixed Late Injection
ρ_{F1}	Fluid-Dichte	$[kg/m^3]$	i	indiziert
ρ_G	Gas-Dichte	$[kg/m^3]$	KW	Kurbelwinkel
σ_{F1}	Oberflächenspannung eines Fluids	$[N/m]$	Lw	Ladungswechsel(phase)
ν_{F1}	kinematische Viskosität eines Fluids	$[m^2/s]$	MFB10%	10%-Umsatzpunkt
$\mu\sigma$	Durchflussbeiwert	$[-]$	MFB50%	50%-Umsatzpunkt
			MFB90%	90%-Umsatzpunkt
			n	nach
			NO	Stickstoffmonoxid
			NO ₂	Stickstoffdioxid
			NO _x	Stickoxide
			O ₂	Sauerstoff
			OT	oberer Totpunkt
			PM	Particulate Matter (Partikel/Feinstaub)
			SOI	Start of Injection
			T	Turbine
			Tr	Tropfen
			TL	Teillast
Indizes und Abkürzungen				
1	Zustand 1			
0D	nulldimensional			

u	Upstream
v	vor
VL	Vollast
ZV	Zündverzug

1. Einleitung

Der Gesetzgeber stellt immer höhere Anforderungen an die Effizienz und die Minimierung von Schadstoffemissionen für Dieselmotoren in Arbeitsmaschinen. Diese immer strenger werdenden Anforderungen der Gesetzgebung für führen zu immer aufwendigeren Abgasnachbehandlungskonzepten. Ein Überblick über die Entwicklung der Gesetzgebung ist in Abbildung 1.1 gegeben. Die Systemkosten für die Abgasnachbehandlung nehmen bereits einen signifikanten Anteil am gesamten Verbrennungsmotor ein.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden innermotorische Maßnahmen zur Absenkung der Schadstoffrohmission für konventionelle Dieselmotoren und alternative Brennverfahren untersucht. Es wurden 3 Ansätze für die Reduktion der Schadstoffe gewählt.

- Konventionelle Dieselmotoren – Veränderung der Düsengeometrie
- Homogene Dieselmotoren
- Dual-Fuel-Brennverfahren in Kombination mit Dieselmotoren

Für konventionelle Dieselmotoren wird ein Betriebsbereich und die Rohmissionen in Abhängigkeit der AGR-Rate gezeigt. Potentiale, die vom Einspritzsystem ausgehen, wurden exemplarisch an einer Injektormatrix, welche auf die Düsenkontur abzielt, bewertet. Homogene Dieselmotoren wurden bereits vor 10-20 Jahren intensiv untersucht. Im Rahmen der Arbeit wurde die Frage beantwortet, ob auch aktuelle Emissionsgrenzwerte mit diesem Konzept erfüllt werden können und ob im Zuge der Hybridisierung Potential für den Einsatz von homogenen Brennverfahren gegeben ist. Kompressionsgezündete Dual Fuel Brennverfahren bieten eine Vielzahl von Variationsparametern. Im Rahmen der Arbeit wurde das Potential für ein Benzin-/Diesel-Brennverfahren bzgl. der Rohmission bewertet.

1.1. FFG-Projekt „GPA-NonRoad“

Die Untersuchungen im Rahmen der Dissertation wurden teilweise im Rahmen des FFG-Projektes „GPA-NonRoad“ und teilweise als Eigenforschung des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik durchgeführt. Im FFG-Projekt wurde das Arbeitspaket 2 (Brennverfahrenentwicklung am 1-Zylinder Forschungsmotor) als Teil der Dissertation durchgeführt. Eine kurze Beschreibung des gesamten Projektes mit den Projektpartnern:

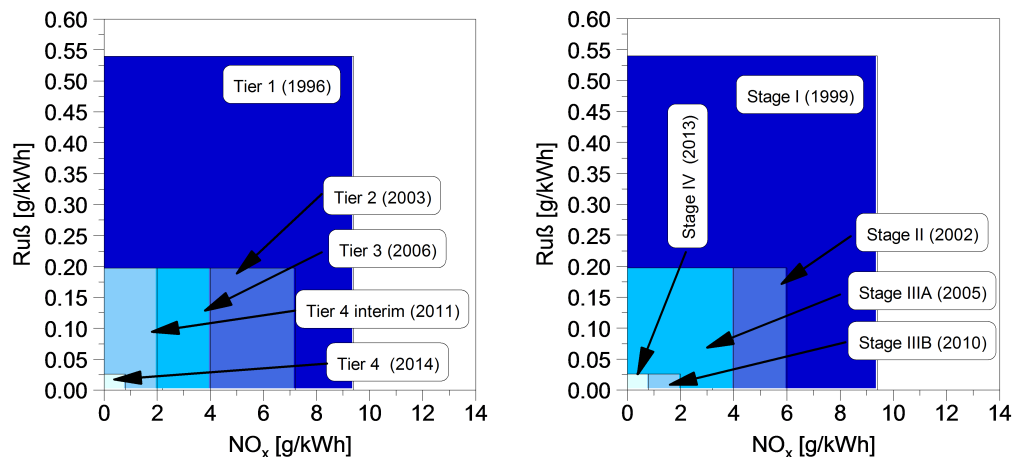


Abbildung 1.1.: Entwicklung der Abgasgesetzgebung; Links: Tier U.S. | Rechts: Euro Stage

- Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz (TUG)
- Institut für Mechanik und Mechatronik, Arbeitsgruppe Regelungstechnik und Prozessautomatisierung, Technische Universität Wien (TUW)
- Liebherr-Werk Bischofshofen GmbH (LBH)
- Liebherr-Werk Nenzing GmbH (LWN)
- Kristl, Seibt & Co GmbH (KS)
- Forschungsgesellschaft für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik mbH (FVT)
- Liebherr Machines Bulle S.A. (LMB)

Mit Euro Stage IV bzw. Tier 4 trat 2013/2014 eine Emissionsgesetzgebung in Kraft, welche eine aufwendige Abgasnachbehandlung auch im Non-Road-Bereich unabdingbar macht. Nach der drastischen Reduktion von Stickoxid- und Partikel-Emissionen, welche in den letzten 15 Jahren durch die Legislative vorangetrieben wurde, wird in nächster Zukunft die Absenkung des Kraftstoffverbrauches stärker in den Vordergrund rücken. Die Hybridisierung kann ein geeignetes Mittel darstellen, um die beiden Aufgaben Emissions- sowie Verbrauchsreduktion voranzutreiben und zwischen diesen beiden Zielen eine Optimierung zu ermöglichen. Um bezüglich der Gesamtsystemkosten wettbewerbsfähig zu bleiben, ist es jedoch erforderlich, Teile des Motors oder der Abgasnachbehandlung zu reduzieren oder zumindest zu vereinfachen.

1.1.1. Umfänge des Forschungsvorhabens „GPA-NonRoad“

Es wird ein kurzer Überblick über die technischen Arbeitspakete des FFG-Projektes „GPA-NonRoad“ gegeben. Die Untersuchungen am 1-Zylinder-Forschungsmotor wurden im Rahmen des Arbeitspaketes „Verbrennungskonzepte“ durchgeführt.

Verbrennungskonzepte:

In einem ersten Schritt werden unterschiedliche (alternative) Verbrennungskonzepte durch Grundlagenuntersuchungen an einem Forschungsmotor (Einzylindermotor) bewertet, die nach Abschluss auf einen 6-Zylinder-Vollmotor (ca. 270 kW) übertragen werden. Als wesentlicher Inhalt ist dabei die Anwendung und Bewertung von Verbrennungskonzepten zu sehen, die erst in einem Hybridantrieb sinnvoll einsetzbar werden (z. B.: aufgrund einer möglichen Eingrenzung der genutzten Dieselmotor-Betriebsbereiche und einer Phlegmatisierung).

Anforderungsanalyse:

Damit das Gesamtkonzept allgemein auf Baumaschinen anwendbar ist, müssen die an den Non-Road-Hybridantrieb gestellten Anforderungen vollständig bekannt sein. Daher werden Lastzyklen von verschiedenen Zielgeräten erhoben. Es ist sicherzustellen, dass innerhalb dieses Arbeitspaketes das zumeist sehr unterschiedliche Einsatzspektrum aufweist, eines jeweiligen Zielgerätes abgedeckt wird.

Batteriemodellierung für Non-Road-Bereich:

Es ist die Entwicklung und Applikation von Batteriemodellen für den Non-Road-Bereich erforderlich. Diese werden zur Realisierung reproduzierbarer Prüfstandtests am Gesamtsystem mittels eines echtzeitfähigen Batteriesimulators benötigt.

Adaptives Energiemanagement:

Damit die im Hybridantrieb vorhandenen Freiheitsgrade optimal genutzt werden können, wird ein Energiemanagement entwickelt. Einerseits soll das Energiemanagement generisch gehalten werden, damit dieses mit unterschiedlichen Strategien hinterlegt werden kann und es dadurch optimal auf unterschiedliche Zielgeräte und unterschiedliche Anwendungen adaptiert werden kann bzw. dieses sogar autark erfolgt. Ein wesentlicher Bestandteil des Energiemanagements ist eine modellprädiktive, zyklusbasierte Folgeregelung.

Validierung des Gesamtsystems:

Abschließend erfolgt eine Konzeptabsicherung durch den Aufbau des Hybridantriebs an einem Prüfstand durch Integration obiger Komponenten und eines Starter-Generators (65 kW elektrisch).

2. Versuchsträger

Der in der Untersuchung verwendete 1-Zylinder-Forschungsmotor basiert auf der Liebherr Motorenreihe D94x. Die Vollmotoren sind im Baukastensystem von Liebherr als 4- und 6-Zylinder-Reihenmotoren ausgeführt. Als Basis wurde ein 4-Zylinder-Block verwendet. Eine Zylindereinheit des Motors wurde separiert und für den Betrieb als 1-Zylinder-Motor adaptiert. Das Hinzufügen bzw. Anpassen von Ausgleichswellen erster und zweiter Ordnung vervollständigte den Umbau. In Abbildung 2.1 wird der Prüfstands-aufbau gezeigt. In Tabelle 2.1 sind Kennwerte vom eingesetzten Forschungsmotor gegeben.

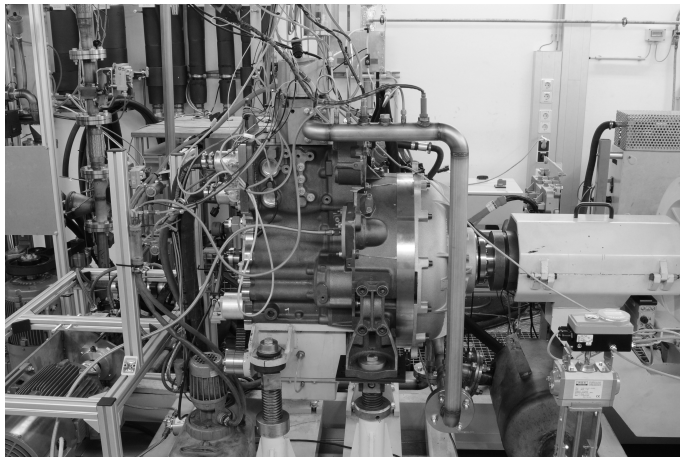


Abbildung 2.1.: Prüfstands-aufbau des 1-Zylinder-Forschungsmotors D941

Der Hubraum des 1-Zylinder-Derivats beträgt 2 Liter. Der Prüfstands-aufbau erlaubt eine unabhängige Einstellung von Ladedruck und Abgasgegendruck. Durch ein externes AGR-System kann die Beimengung von Abgas im Ansaugtrakt gesteuert werden. Dadurch wird die Sauerstoffkonzentration des Frischgases abgesenkt. Kühlmittel und Öl werden von externen Konditionieranlagen bereitgestellt. Ein Common-Rail-System mit externer Hochdruckpumpe stellt einen maximalen Einspritzdruck von 2400 bar zur Verfügung. Die Ansteuerung des Injektors erfolgte mittels einer Motorsteuerung von Liebherr. Die Verdichtung kann durch unterschiedliche Kolben angepasst werden.

Der 1-Zylinder-Forschungsmotor wurde im Rahmen der Dissertation mit Liebherr entwickelt und am Prüfstand in Graz aufgebaut. Da es das erste Derivat war, wurden einige Problemstellen identifiziert und behoben. Neben der Messtechnik mussten auch

Tabelle 2.1.: Technische Daten des 1-Zylinder-Forschungsmotors

Größe	Zeichen	Einheit	Wert
Bohrung	b	mm	130
Hub	h	mm	150
Pleuellänge	l_{Pleuel}	mm	237
Schubstangenverhältnis	λ_s	mm	0.32
Verdichtungsverhältnis	ε	–	11.8 – 18
max. Einspritzdruck	p_{Rail}	bar	2400
Ladedruck	p_{22}	bar	0 – 4
max. Zylinderdruck	p_{Zyl}	bar	200
max. Motordrehzahl	n	min^{-1}	2000
AGR-Rate	AGR	%	0 – 70

die erforderlichen Konditionieranlagen für den Betrieb konzipiert und aufgebaut werden. Dies umfasst die Wasser-, Luft-, Öl- und AGR-Konditionieranlage. Wasser-, Luft-, Öl- und AGR-Konditionieranlage sind in der Lage Wärme zu- oder abführen, sowie den erforderlichen Betriebsdruck bzw. Durchfluss zu regeln.

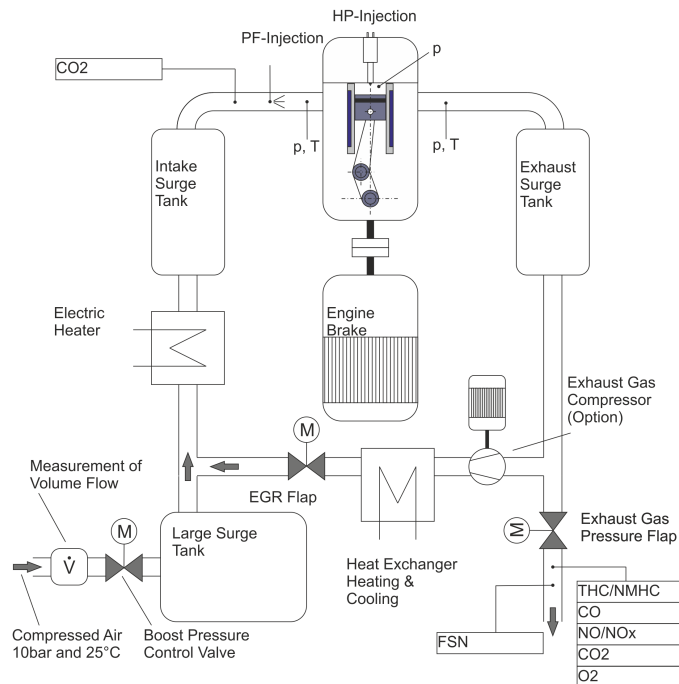


Abbildung 2.2.: schematisches Flussbild 1-Zylinder-Forschungsmotor

2.1. Indizierung

Ein piezoelektrischer wassergekühlter Sensor wurde für die Zylinderdruckindizierung verwendet. Für den Quarzsensordruck war ein eigener Zugang zum Brennraum vorhanden. Niederdruckindizierung wurde für die Ein- und Auslassseite eingesetzt. Die OT-Einpassung wurde mittels kapazitiver OT-Sonde durchgeführt.

Tabelle 2.2.: wassergekühlter Quarz AVL QC34C

Größe	Einheit	Wert
Druckbereich	bar	0–250
Empfindlichkeit	pC/bar	19.5

2.2. Optische Messtechnik

Um Aufnahmen von der Verbrennung zu realisieren wurde ein AVL Visioscope verwendet. Als Kamera wurde eine Hochleistungs 12-Bit CCD-Farbkamera des Modelles Pixelfly VGA eingesetzt. Das System zeichnet sich durch geringes Gewicht und kompakte Abmessungen aus. Die Kamera wird für das Visioscope als Standardkamera verwendet.

Die Farbinformation kann auch im Thermovision Modul der Software „AVL Visioscope“ verwendet werden, um eine Temperatur analog zur Zweifarbenmethode zu bestimmen. Der Fokus liegt in der Ausbreitung der Flüssigphase; dazu wurde auch ein Blitzlicht als Beleuchtung verwendet um den Spray zu visualisieren.

Tabelle 2.3.: Technische Daten PCO Pixelfly VGA CCD-Kamera (Quelle: PCO)

Eigenschaft	Wert	Einheit
Auflösung (hor. × ver.)	640 × 480	Pixel
Pixelgröße (hor. × ver.)	9.9 × 9.9	µm
Sensorformat (diagonal)	7.9	mm
Framerate (voll)	50	fps
Spektrum	290–1100	nm
Belichtungszeit	10 µs–10 s	-
Peak Quantum Eff. @ 500 nm	40	%
A/D-Wandler	12	Bit

In Abbildung 2.3 wird der Aufbau und das Schema für die optische Analyse gezeigt. Dabei wird ein Bild je Zyklus aufgenommen. Die einzelnen Bilder können anschließend zu einem Video zusammengesetzt werden. Man kann bereits an der Framerate erkennen, dass die Kamera nur ein Bild je Zyklus erfassen kann. Die Triggerung der Kamera erfolgt über die Kurbelwinkelmarkierung. Es wird die gleiche Markierung wie für die Druckindizierung verwendet.

Der Zugang konnte so gesetzt werden, dass Beleuchtung und Blickfeld in gleicher Richtung ausgerichtet sind. Die Position wurde zwischen den Einlassventilen gewählt um die thermische Belastung zu reduzieren. Die Kühlung des Endoskopes wird über Druckluft bewerkstelligt. Die Bohrungen für die Zugänge führen dabei durch den Wassermantel des Zylinderkopfes. Dieser wird durch eine Einbauhülse verschlossen. Damit können auch das Endoskop und die Beleuchtung schnell ein- und ausgebaut werden. Damit ist es auch möglich, den Forschungsmotor betriebswarm zu fahren, den Motor abzustellen und erst in diesem Zustand die Messtechnik einzusetzen. Damit wird die Belastung für das Endoskop, das Endoskopfenster und den Beleuchtungskopf reduziert.

Durch die Einbauposition am Randbereich des Zylinderkopfes muss die Geometrie der Kolbenmulde in diesem Bereich bearbeitet werden, um eine Kollision mit dem Beleuchtungskopf oder dem Endoskopfenster zu vermeiden. Der Blickwinkel des Endoskopes beträgt 60°. Wahlweise kann das Endoskop mit der Beleuchtung getauscht werden. Dann kann ein Endoskop mit 30° eingesetzt werden. Mit dieser Einbaulage kann ein Sichtfeld vom zentralen Injektor bis zum Muldenrand realisiert werden.



Abbildung 2.3.: Aufbau des optischen Zuganges; Links: Schematische Darstellung (Quelle: AVL) | Mitte: Bearbeitung am Kolben | Rechts: Zylinderkopf mit Endoskop und Beleuchtungszugang

2.3. Füllung und Ladungsbewegung

Für den Abgleich der 1D-Ladungswechselsimulation wurden die Kanäle des Zylinderkopfes und einiger Prototypenvarianten vermessen. In Abbildung 2.4 ist der Einlasskanal abgebildet. Dieser ist als Zwillingskanal ausgeführt. Die Untersuchungen wurden am Strömungsprüfstand des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik durchgeführt.

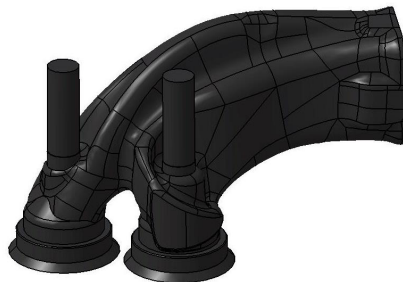


Abbildung 2.4.: CAD-Modell des Zwillingskanals, bestehend aus Drall- und Füllkanal

Die Berechnung des Durchflusskennwertes μ_σ erfolgt nach Gleichung Gl.-2.1. Dabei wird der reale Massenstrom durch den Einlasskanal in Abhängigkeit des Ventilhubes ermittelt. Dieser wird in Relation zum Massenstrom bei isentroper Strömung durch den gleichen Ventilquerschnitt gesetzt [41].

$$\mu_\sigma = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{\text{theoretisch}}} \quad (\text{Gl.-2.1})$$

Für die Ermittlung des Drallniveaus wurde das Drallmoment nach Tippelmann [55] bestimmt. Für die Ermittlung des Drallmomentes wird eine Wabenstruktur am Strömungsprüfstand eingesetzt. Die Kanäle der Waben sind in Zylinderachsrichtung ausge-

richtet. Diese Wabenstruktur ist mit Kraftmessdosen mit dem Gehäuse verbunden. Das resultierende Moment wird von der Strömung an der Wabenstruktur durch Umlenkung verursacht.

$$M = \rho \cdot \int_{r=0}^R \int_{\Phi=0}^{2\pi} u(r, \Phi) \cdot v(r, \Phi) \cdot r^2 dr d\Phi \quad (\text{Gl.-2.2})$$

Die Ergebnisse der Messungen der Einlasskanäle sind in Abbildung 2.5 dargestellt. Es werden 4 verschiedene Kanalgeometrien mit den Kennbuchstaben S, W, Y und Z gezeigt.

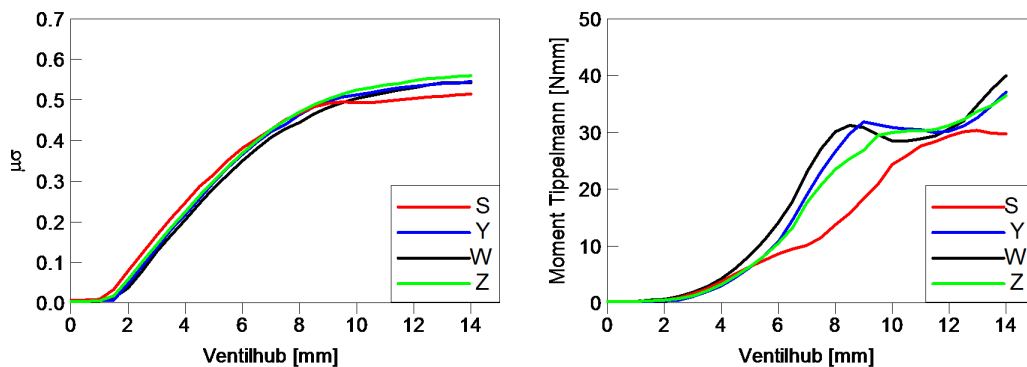


Abbildung 2.5.: Gemessene Kanalgeometrien; Links: Durchflussbeiwerte | Rechts: Drallmomente nach Tippelmann

2.4. Abtrieb

Da der Motorblock des Forschungsmotors von einem Vollmotor separiert wurde, konnte die Schwungmasse nur leicht erhöht werden. Deshalb wurde zusätzlich ein Torsionsdämpfer verwendet. Die Massenträgheit beträgt für den Kurbeltrieb des Forschungsmotors mit Schwungmasse 4.8 kgm^2 und für die E-Maschine 0.65 kgm^2 . Der Torsionsdämpfer wurde von einem externen Anbieter ausgelegt und wird überkritisch betrieben. Die kritischen, für den Betrieb relevanten Drehzahlen sind 313 min^{-1} und 2675 min^{-1} .

2.5. Massenausgleich

Freie Kräfte und Momente werden bei verschiedenen Motorkonzepten, sofern erforderlich, mit unterschiedlichen Maßnahmen kompensiert. Meist werden nur die freien Kräfte und Momente erster und zweiter Ordnung betrachtet. Ein Motorkonzept mit vollständigem Ausgleich ist ein 6-Zylinder-Reihenmotor. Für einen 1-Zylindermotor treten freie

Kräfte erster und zweiter Ordnung auf. Die höheren Ordnungen werden vernachlässigt. Für einen vollständigen Ausgleich der freien Kräfte erster und zweiter Ordnung wird beim 1-Zylindermotor der Lancesterausgleich herangezogen. Bei der Inbetriebnahme wurde eine starke Schwingung des Triebwerks festgestellt. Durch die Messung mit einem Beschleunigungsaufnehmer und mittels Fouriertransformation konnte gezeigt werden, dass es sich um eine Schwingung erster Ordnung handelt. Dabei lag die Schwinggeschwindigkeit bei bis zu 205 mm/s. Anschließend wurde die Berechnung des Massenausgleichs und die Auslegung der Kurbelwangen überprüft. In Abbildung 2.6 sind die Massenkräfte dargestellt, die durch den Lancesterausgleich kompensiert werden. Die vorliegenden Kurbelwangen der modifizierten Serienkurbelwelle waren für den 1-Zylinder-Betrieb nicht geeignet und daher mussten die Gegengewichte erhöht werden. Durch den begrenzten Bauraum wurde auf einen Werkstoff mit hoher Dichte zurückgegriffen. Als Werkstoff wurde eine Legierung mit dem Markennamen „Densimet“ mit $\rho = 18.0 \text{ kg/dm}^3$ auf Wolfram-Basis eingesetzt. Die zusätzlich erforderlichen Gewichte, nach Bearbeitung der Kurbelwangen, wurden mit 2.68 kg je Wange berechnet. Die erforderlichen Schrauben sind in der Angabe nicht enthalten, wurden jedoch in der Auslegung getrennt berücksichtigt.

Tabelle 2.4.: Dichte von verschiedenen Werkstoffen

Größe	Einheit	Wert
Aluminium	kg/dm ³	2.70
Grauguss	kg/dm ³	7.20
Stahl	kg/dm ³	7.85
Kupfer	kg/dm ³	8.96
Wolfram	kg/dm ³	19.27

Für den Wucht-Vorgang werden entsprechende Meistergewichte benötigt. Die Meistergewichte werden typisch aus den rotatorischen und zu 50 % aus den oszillierenden Massenanteilen berechnet. Da der oszillierende Massenanteil bereits vom Lancesterausgleich berücksichtigt wird, wurden die Meistergewichte nur nach dem rotatorischen Massenanteil ausgelegt. Die Masse des Meistergewichtes beträgt 2.94 kg.

$$F_1 = m_{oszillierend} \cdot \frac{h}{2} \cdot \omega^2 \cdot \cos(\Phi) \quad (\text{Gl.-2.3})$$

$$F_2 = m_{oszillierend} \cdot \frac{h}{2} \cdot \lambda_s \cdot \omega^2 \cdot \cos(2 \cdot \Phi) \quad (\text{Gl.-2.4})$$

Als Größenordnung für max. zulässige Schwinggeschwindigkeiten können aus Erfahrung bei Verbrennungsmotoren 30 mm/s und für Elektromotoren 10 mm/s herangezogen werden. Diese Angaben basieren auf Praxiserfahrungen von Messtechnikern und sind nicht durch Literaturquellen belegt. Die geringen Geschwindigkeiten nach

2. Versuchsträger

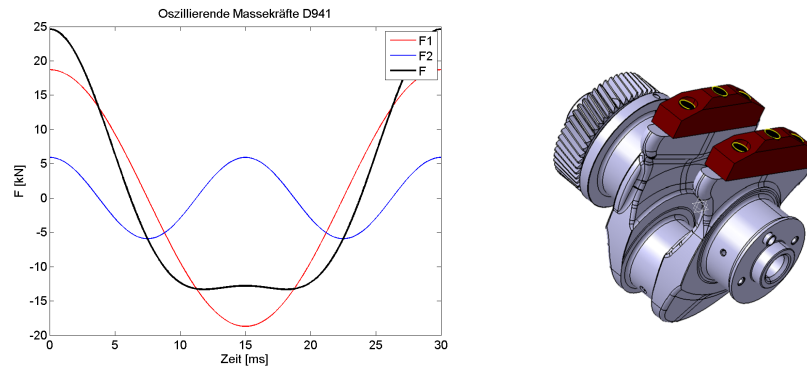


Abbildung 2.6.: Massenausgleich D941; Links: Freie oszillierende Massenkräfte bei 2000 min^{-1} | Rechts: CAD-Modell der Kurbelwelle mit Densimet-Kurbelwangen

Tabelle 2.5.: Gemessene Schwinggeschwindigkeiten bei 2000 min^{-1}

Größe	Einheit	vor der Änderung	nach der Änderung
lateral	mm/s	205	7
vertikal	mm/s	50	1

der Modifikation ermöglichten später auch Arbeiten mit der optischen Messtechnik im Brennraum.

2.6. Mechanische Problemstellungen

Durch die Bauweise des Forschungsmotors waren im Zuge der Messungen einige Modifikationen erforderlich. Der abgetrennte Teil des Motorblocks hat sich nach ca. 450 Betriebsstunden gesetzt. Die Flucht der Lagergassen für den Massenausgleich 2. Ordnung war dadurch nicht mehr gegeben. Im rechten Teil der Abbildung 2.7 werden Abweichungen des Motorblocks aus der planen Ebene dargestellt. Für die Lösung der Problemstellung wurde der Motorblock nachgearbeitet. In der Lagergasse wurden Büchsen eingesetzt, damit die originalen Gleitlager weiter verwendet werden können.

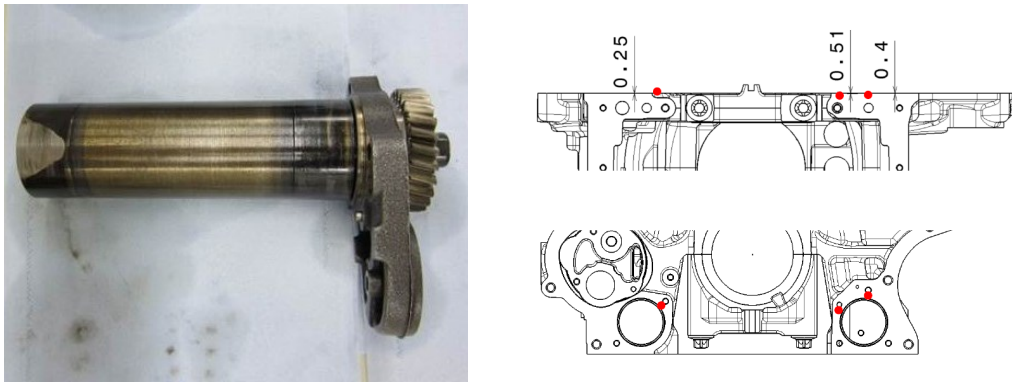


Abbildung 2.7.: D941 gesetzter Motorblock; Links: Defekte Ausgleichswelle 2. Ordnung | Rechts: Abweichungen am Motorblock in mm (gezeigt wird die Lagergasse für Ausgleichswellen und Kurbelwelle)

3. Kompressionsgezündete Dieselbrennverfahren und Emissionen

Selbstgezündete oder kompressionsgezündete Brennverfahren zeichnen sich dadurch aus, dass keine zusätzliche Energie für die Zündung des Brennstoff-Luftgemisches erforderlich ist. Die Aufbereitung des Gemisches kann mittels interner und externer Gemischbildung erfolgen. Die Ladung kann dabei homogen oder inhomogen vorliegen. Die Einleitung der Verbrennung wird durch die Anhebung der Temperatur durch die Verdichtung erreicht. Die Kohlenwasserstoffmoleküle des Brennstoffes beginnen zu oxidieren. Beim Zündprozess handelt es sich um einen komplexen Vorgang. Der Zündprozess ist damit stark von der Temperatur abhängig und kann mittels Reaktionskinetik beschrieben werden. Die Komplexität für diese Beschreibung hängt mit der chemischen Zusammensetzung des Brennstoffes zusammen und ist im Falle von Diesel sehr aufwendig. Das Dieselbrennverfahren ist das am weitesten verbreitete kompressionsgezündete Brennverfahren. Diesel eignet sich als Kraftstoff durch seine hohe Zündwilligkeit und niedrige Selbstzündungstemperatur. Bei der konventionellen Dieselverbrennung mit Dieseldirekeinspritzung wird der Kraftstoff im Hochdruckprozess in den Brennraum eingebracht. Bei dieser mischungskontrollierten Verbrennung handelt es sich dabei um einen sehr komplexen Prozess. Dieser kann in mehrere Phasen unterteilt werden. Die Phasen laufen während des Hochdruckprozesses teilweise sequentiell und teilweise simultan ab.

- Einspritzung und Zerstäubung
- Strahlzerfall und Strahlausbreitung
- Verdampfung
- Selbstzündung
- Vorgemischte Verbrennung
- Mischungskontrollierte Verbrennung

Der flüssige Kraftstoff wird mit einem überkritischen Druckverhältnis in den Brennraum eingebracht. Der erste Teil der Dieseleinspritzung breitet sich aus und verdampft

im Brennraum. Diese erste Teilmenge der Dieseleinspritzung hat durch die geringeren vorherrschenden Temperaturen mehr Zeit für die Verdampfung und die Gemischbildung; daher wird dieser Anteil auch als vorgemischter Anteil bezeichnet. Durch das lokale Einsetzen der Verbrennung steigt die Temperatur im Brennraum, für nachströmenden Kraftstoff herrschen geänderte Randbedingungen. In vielen Betriebspunkten wird noch Dieselmotorkraftstoff nach Start der Verbrennung eingespritzt. In dieser Phase herrscht eine mischungskontrollierte Verbrennung. Nach dem Ende der Dieseleinspritzung läuft eine mischungskontrollierte Verbrennung weiter, bis ein Verbrennungsende durch das Absinken der Temperatur, durch unzureichende Mischungsvorgänge oder durch die Umsetzung des Kraftstoffes bis nahe zum chemischen Gleichgewicht erreicht wird.

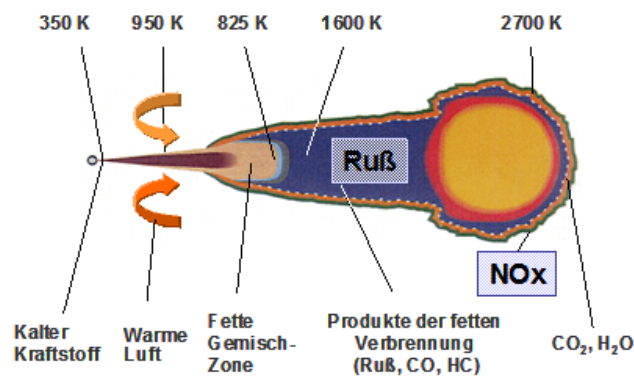


Abbildung 3.1.: Nicht vorgemischte Dieselmotorenverbrennung [7]

3.1. Stickoxidbildung

Die Stickoxidbildung während der Verbrennung kann in drei Kategorien unterteilt werden.

- Thermische Stickoxidbildung
- Prompte Stickoxidbildung
- Stickoxidbildung durch Brennstoff

Die thermische Stickoxidbildung überwiegt bei der dieselmotorischen Verbrennung. Die beiden anderen Komponenten werden relevant, wenn das thermische Stickoxid durch innermotorische Maßnahmen reduziert wird [22].

3.1.1. Thermische Stickoxidbildung

Die thermische Stickoxidbildung ist in erster Linie von der lokalen Temperatur im Brennraum abhängig. Für die mathematische Beschreibung der thermischen Stickoxidbildung während des Hochdruckprozesses wird oft der Zeldovich-Mechanismus herangezogen. Dieser ist in Gleichung Gl.-3.1 gezeigt. Für die thermische Stickoxidbildung ist die lokale Verfügbarkeit von N_2 und O_2 , sowie die lokale Temperatur von Bedeutung. Der Zusammenhang zwischen Temperatur und Bildungsrate ist exponentiell. Als Richtwert der erforderlichen Temperatur für die Bildung von thermischen Stickoxid können ≥ 2000 K angegeben werden.



3.1.2. Prompte Stickoxidbildung

Promptes Stickoxid ist ein Zwischenprodukt während der Verbrennung. Dieses wird innerhalb der Flammenfront gebildet. Promptes NO wird oft auch als „Fenimore-NO“ bezeichnet [21]. Durch die geringe räumliche Ausdehnung der Flammenfront und die kurzen Verweilzeiten ist das prompte NO gegenüber dem thermischen NO von untergeordneter Bedeutung [22].

3.1.3. Stickoxidbildung durch Brennstoff

Stickstoff, der im Kraftstoff gebunden ist, bildet während der Verbrennung Amine und Cyanide. Diese sekundären Verbindungen können mit Sauerstoff zu Stickoxid reagieren. Bei Dieselkraftstoffen ist der Stickstoffgehalt niedrig. Vom Stickstoff im Kraftstoff werden 70 bis 80 % zu NO umgewandelt. Gegenüber dem thermischen Stickoxid kann dieser Anteil oft vernachlässigt werden. [26]

3.1.4. Stickstoffdioxid

Während des Verbrennungsvorganges bildet sich überwiegend Stickstoffmonoxid. Das chemische Gleichgewicht zwischen NO und NO_2 verschiebt sich während der Abkühlung hin zu Stickstoffdioxid. Beim Abkühlen steigt der NO_2 Anteil. Bei der Berechnung der Abkühlung kann bis ca. 400°C das chemische Gleichgewicht für das Verhältnis herangezogen werden. Darunter kommen die Reaktionen vor Einstellung des chemischen Gleichgewichtes zum Erliegen.

Insbesondere NO_2 stellt für den Menschen eine besondere Gefahr dar, da es als starkes Atem- und Reizgift zu Erkrankungen der Atemwege und Asthma führen kann. Die Auswirkungen von Stickoxiden auf die Umwelt sind vorwiegend durch Übersäuerungen und Überdüngung der Böden gegeben. Stickstoffdioxid kann in Verbindung mit Wasser zu Salpetersäure reagieren. Durch die Einwirkung von UV-Strahlung kann bodennahes Ozon gebildet werden [48]. Dieser Zusammenhang ist in Gleichung Gl.-3.3 mit M als Symbol für einen Stoßpartner gegeben.



3.2. Rußbildung und Oxidation

Die Mechanismen zur Rußbildung sind sehr komplexe, reaktionskinetische Vorgänge, die bis heute nicht vollständig geklärt sind.

Ein reine Betrachtung des thermodynamischen Gleichgewichtes bei Verbrennungsvorgängen zeigt, dass Rußbildung nur in sehr fetten Zonen möglich ist. Wenn zu wenig Sauerstoff vorhanden ist, kann der Kohlenstoff in Kohlenmonoxidmolekülen nicht mehr oxidiert werden. Diese Rußgrenze wird als theoretische Rußgrenze bezeichnet; in der Praxis findet Rußbildung bereits bei magereren Gemischen statt [48]. Gängige Theorien zur Bildung gehen von folgenden Vorstellungen aus: Partikelbildung und Partikelwachstum beginnen durch fullerene oder fullerenähnliche Strukturen. Das sind sphärische Moleküle, die aus Kohlenstoffatomen bestehen und einen hohen Grad an Symmetrie aufweisen. Diese Strukturen entstehen bereits kurz nach Brennbeginn und bieten zahlreiche Andockmöglichkeiten für Radikale, Atome und Moleküle aus der Gasphase. Während der Verbrennung beginnt ein Oberflächenwachstum. Diese Moleküle wachsen während der Verbrennung stark an und werden durch Rußoxidation in der späteren Phase der Verbrennung und Expansion reduziert. Das Partikelwachstum wird sowohl in der Acetylen-, wie auch in der Elementarkohlenstoffhypothese beschrieben. Eine weitere nicht abgesicherte Theorie geht von einer spontanen Pyrolyse feiner Kraftstofftröpfchen zu Rußteilchen aus [58, 4, 40].

Ein Rußabbrand oder eine Rußoxidation findet in praktisch allen Phasen der Verbrennung parallel zu Rußbildung statt. Große Teile der gebildeten Rußmasse werden dabei verbrannt [45]. Neben der Oxidation durch Sauerstoff ist auch die Oxidation durch OH-Radikale von Bedeutung [46]. Die Rußoxidation ist primär von der Verfügbarkeit von der Sauerstoffkonzentration und Temperatur abhängig [58]. Unterhalb von 1400–1500 K wird dieser Prozess gestoppt und die verbleibende Rußmasse wird freigesetzt. [22]

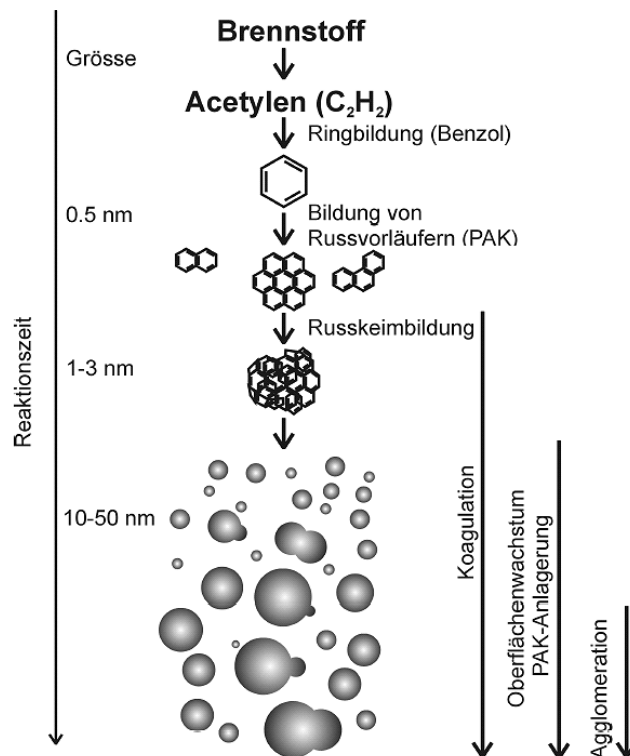


Abbildung 3.2.: Rußbildung [4] [22]

Die Rußemissionen im Rahmen der Messungen wurden mittels Schwärzungszahl (FSN) erfasst. Auf Basis der Schwärzungszahl wurde die gravimetrische Rußemission berechnet [34]. Bedingt durch die Art der Messung sind lösliche Anteile der Rußemission innerhalb dieser Arbeit nicht erfasst.

3.3. Kohlenmonoxid

Kohlenmonoxid ist üblicherweise ein Produkt aus unvollständiger Verbrennung. Kohlenmonoxid entsteht bei Luftmangel und durch Auslöschung der Flamme. Bei Dieselmotoren ist das Kraftstoff-/Luftgemisch global meist mager; lokal treten jedoch auch

fette Zonen auf. In fetten Zonen reicht der vorhandene Sauerstoff nicht aus um den Kraftstoff vollständig zu oxidieren.

Für den Menschen ist Kohlenmonoxid ein toxisches Gas mit hoher Affinität zu Hämoglobin. Hämoglobin ist ein Bestandteil der roten Blutkörperchen und für den Transport von Sauerstoff im menschlichen Organismus zuständig. Bereits bei geringen Mengen besteht daher Erstickungsgefahr.

Kohlenmonoxid kann bei Luftüberschuß in der Abgasnachbehandlung mittels Katalysator oxidiert werden.

Die Kohlenmonoxidemission ist nach dem Skriptum „Schadstoffbildung bei der Verbrennung“ der TU Graz von T. Sams erläutert [48].

3.4. Kohlenwasserstoffe

Kohlenwasserstoffe sind organische Verbindungen im motorischen Abgas. Diese sind Produkte der unvollständigen Verbrennung. Durch Luftmangel und durch Auslöschung der Flamme (z.B.: An der Brennraumwand) werden die HC-Emissionen erhöht. Theoretisch ist keine vollständige Umsetzung des Kraftstoffes möglich, da das chemische Gleichgewicht bereits vor vollständiger Umsetzung vorliegt. In der Praxis können die HC-Emissionen durch eine gute Umsetzung des Kraftstoffes gering gehalten werden.

Die Auswirkungen auf die Umwelt hängen stark von der Zusammensetzung der Kohlenwasserstoffe ab. Die Kohlenwasserstoffe können in der Abgasnachbehandlung bei Luftüberschuß mittels Katalysatoren oxidiert werden.

Die Kohlenwasserstoffemission ist nach dem Skriptum „Schadstoffbildung bei der Verbrennung“ der TU Graz von T. Sams erläutert [48].

3.5. Homogene Dieselmotorenverfahren

Im Rahmen des FFG-Projektes „GPA-Non-Road“ wurde ein Parallelhybridantriebsstrang entwickelt. Durch eine mögliche Phlegmatisierung der Verbrennungskraftmaschine sowie Lastpunktverschiebungen wurde der Einsatz von alternativen Brennverfahren erwogen. Für das Gesamtsystem wurde der Einsatz von alternativen und konventionellen Brennverfahren in verschiedenen Lastbereichen untersucht. Alternative oder homogene Brennverfahren könnten im Niedriglastbereich eingesetzt werden, konventionelle Dieselmotorenverbrennung hingegen im Hochlastbereich. Die Brennraumgeometrie muss dabei der Anforderung konventioneller Dieselmotorenverbrennung immer gerecht werden. Zu Beginn des Projektes wurden daher bekannte Themen für homogene Dieselmotorenverfahren untersucht, um deren Potential für den Einsatz in Kombination mit einem Parallelhybridantriebsstrang abzuschätzen. Im Bereich homogener Brennverfahren wurde der Einsatz von HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition), HCLI (Homogenous Charge Late Injection) und HPLI (Highly Premixed Late Injection) untersucht.

Die Bezeichnungen der Brennverfahren erfolgt nach Figer [22]. Ein DCCS (Dilution Controlled Combustion System) wurde nicht erwogen, da für dieses Verfahren sehr hohe AGR Mengen benötigt werden und dieses Verfahren in Veröffentlichungen [22] nur geringes Potential gezeigt hat. Es werden AGR-Raten $> 70\%$ benötigt. Für die Untersuchung von homogenen Dieselmotorenverfahren wurde ausschließlich die Direkteinspritzung verwendet. In Tabelle 3.1 werden ungefähre Angaben für den Betrieb nach eigenem Ermessen wiedergegeben.

Tabelle 3.1.: Vergleich verschiedener homogener Dieselmotorenverfahren

Verfahren	Spritzbeginn °KW v. OT	AGR-Rate %	λ -	MFB50 °KW n. OT
konv. Diesel	30 bis 0	0 bis 40	> 1.3	10 bis 20
HCCI	160 bis 60	50 bis 70	1.05 bis 1.3	-10 bis 5
HCLI	60 bis 30	50 bis 70	1.05 bis 1.3	-10 bis 5
DCCS	50 bis 10	65 bis 90	k.A.	0 bis 15
HPLI	20 bis -10	40 bis 70	k.A.	20 bis 30

Durch die Homogenisierung des Gemisches wird die lokale Temperatur abgesenkt und es kommt zu einer Reduktion der Stickoxidemission. Die Vermeidung von fetten Zonen senkt die Rußemission. In Abbildung 3.3 wird die erforderliche Abgasrückführ-rate abhängig von Luftverhältnis und Sauerstoffgehalt im Brennraum gezeigt. Um die Stickoxidemission zu senken, darf die lokale Temperatur im Brennraum die Bildungsgrenzen für thermisches Stickoxid nicht erreichen. Dies erfolgt durch eine kontrollierte Energiefreisetzung, wobei die Reaktionsgeschwindigkeit durch den verfügbaren Sauerstoff gesteuert wird. Die Bildung von Ruß wird durch eine ausreichend lange Phase der Gemischbildung unterdrückt. In verschiedenen Stellen der Literatur [22] wurden geringe Verdichtungsverhältnisse von $\varepsilon = 12:1 - 13:1$ für die Umsetzung solcher Brennverfahren verwendet. Für die untersuchte Anwendung ist nur eine Kombination von alternativen und konventionellen Dieselmotorenverfahren sinnvoll; damit muss auch das Verdichtungsverhältnis so gewählt werden, dass ein solcher Betrieb möglich ist. Es wurden Kolben für das Verdichtungsverhältnis 15:1 und 16.5:1 verwendet. In dieser Untersuchung wurde ein Injektor verwendet, welcher im Spritzwinkel dem Serieninjektor entspricht. Eine steilere Ausrichtung des Sprays hin zur Zylinderachse wurde nicht erwogen, da auch ein konventionelles Brennverfahren mit dem gleichen Brennraum realisiert werden muss.

Für die Untersuchungen wurde vorausgesetzt, dass die Emissionsgrenzwerte für Stickoxid und Ruß stationär bereits im Rohabgas erreicht werden. Als Zielwerte wurden die Vorgaben der Abgasgesetzgebung TIER 4 final verwendet.

In Abbildung 3.4 werden mehrere Konzepte zur Verringerung von Schadstoffemissionen graphisch dargestellt. Dabei wird deutlich, dass sowohl das Kraftstoff-/Luftver-

3. Kompressionsgezündete Dieselmotoren und Emissionen

hältnis wie auch die Temperaturen während des Verbrennungsvorganges eingehalten werden müssen, um eine geringe Schadstoffemission zu realisieren.

Kohlenmonoxide und Kohlenwasserstoffe müssen jedoch mittels Oxidationskatalysator, d. h. einem vergleichsweise einfachen Verfahren, nachbehandelt werden.

Es wurden teil- und vollhomogene Brennverfahren untersucht. Dabei werden verschiedene Konzepte eingesetzt. Die Untersuchung von homogenen Dieselmotoren erfolgte ausschließlich mit Direkteinspritzung.

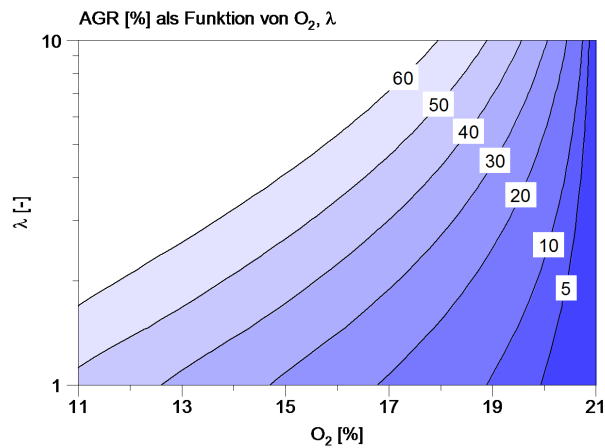


Abbildung 3.3.: erforderliche AGR-Rate als Funktion von Luftverhältnis und AGR-Rate

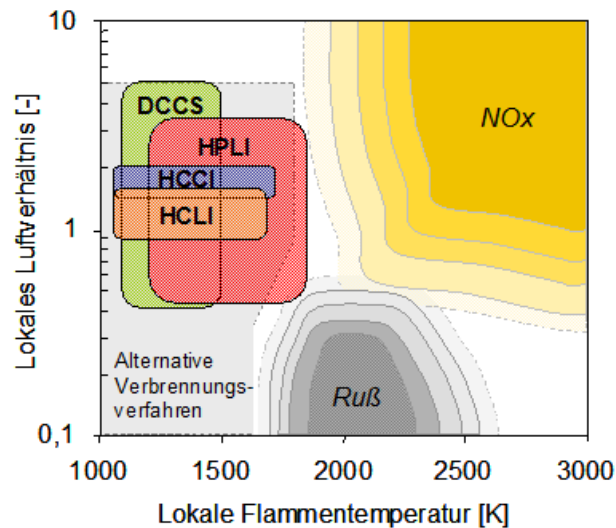


Abbildung 3.4.: Strategie für homogene Dieselmotoren zur Vermeidung von hohen Schadstoffemissionen [22]

3.5.1. HCCI / HCLI

Beim Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Verfahren handelt es sich um ein homogenes kompressionsgezündetes Brennverfahren. Der Kraftstoff wird früh im VerdichtungsHub oder mittels Saugrohreinspritzung eingebracht. Dieselmotorenkraftstoff hat eine hohe Siedelage und erschwert den Verdampfungsprozess. Damit besteht die Gefahr von Wandenlagerungen durch den Kraftstoff und in weiterer Folge die Gefahr von Schmierölverdünnung durch die frühe Einspritzung.

Eine Homogenisierung wird beim Homogeneous Charge Compression Ignition und beim HCLI durch eine längere Phase der Gemischbildung erreicht. Bei HCCI wird ein Spritzbeginn bei ca. $160 - 60^\circ\text{KW}$ vor OT verwendet, während beim HCLI ein Bereich von $60 - 20^\circ\text{KW}$ vor OT verwendet wird. Beide Verfahren verwenden eine hohe Abgasrückführrate und ein niedriges Verdichtungsverhältnis um den Zündverzug zu verlängern und die Schwerpunktlage der Verbrennung zu kontrollieren.

Tabelle 3.2.: Technische Daten des Injektors für HCCI/HCLI Untersuchung

Eigenschaft	Wert	Einheit
Durchfluss (bei 100 bar)	850	ml/30 s
Spritzwinkel	140	°
Lochreihen	1	–
k-Faktor	1.5	–
Hydroerosive Verrundung	10	%

Durch eine Variation des Spritzbeginns wird ein fließender Übergang zwischen HCLI und HCCI Brennverfahren gezeigt. Im linken Diagramm der Abbildung 3.5 wird eine Variation des Spritzbeginns dargestellt. Dabei wird deutlich, dass durch eine Frühstellung des Spritzbeginns der indizierte Wirkungsgrad sinkt. Ruß- und Stickoxidemission sind auf geringem Niveau. Für die Erzielung von geringen Rußemissionen wird deutlich, dass der Bereich des wählbaren Spritzbeginns eingeschränkt ist. Die Stickoxidemission liegt in einem weiten Bereich innerhalb der definierten Grenzwerte. Der Verlauf der Kohlenmonoxidemissionen im Diagramm ist nicht plausibel, da der Messbereich des Analysators überschritten wurde. Die Werte zeigen bereits, dass ein Oxidationskatalysator erforderlich ist. Ein kurzer Zündverzug erzielt die besten Wirkungsgrade, da der Verbrennungsschwerpunkt günstig liegt. Wird der Spritzbeginn zu einem früheren Zeitpunkt verschoben, verschiebt sich auch die Schwerpunktlage der Verbrennung nach früh. Dies führt zu einer Absenkung des Wirkungsgrades. Bei sehr frühen Einspritzlagen wird das Risiko von Wandenlagerungen des flüssigen Kraftstoffes erhöht. Für niedrige Stickoxid- und Rußemissionen eignet sich in dieser Konfiguration mit $\varepsilon = 15$ und den gewählten Betriebsparametern ein Spritzbeginn von $50 - 70^\circ$ v. OT.

Wird das Luftverhältnis variiert, so wird ersichtlich, dass die Kohlenmonoxid- und die Stickoxidemission direkt damit zusammenhängen. Bei der Variation wurde der La-

3. Kompressionsgezündete Dieselmotoren und Emissionen

dedruck konstant gehalten. Die Veränderung des Luftverhältnisses wurde durch eine Änderung der AGR-Rate realisiert. Durch die bessere Verfügbarkeit von Sauerstoff wird der Zündverzug verkürzt und der Verbrennungsschwerpunkt nach früh verschoben. Wiederum tritt eine Verschlechterung des Wirkungsgrades durch die frühe Schwerpunktlage auf. Diese führt zu einem hohen Spitzendruck und einem hohen Druckgradienten. Damit wird auch die Akustik entscheidend beeinträchtigt.

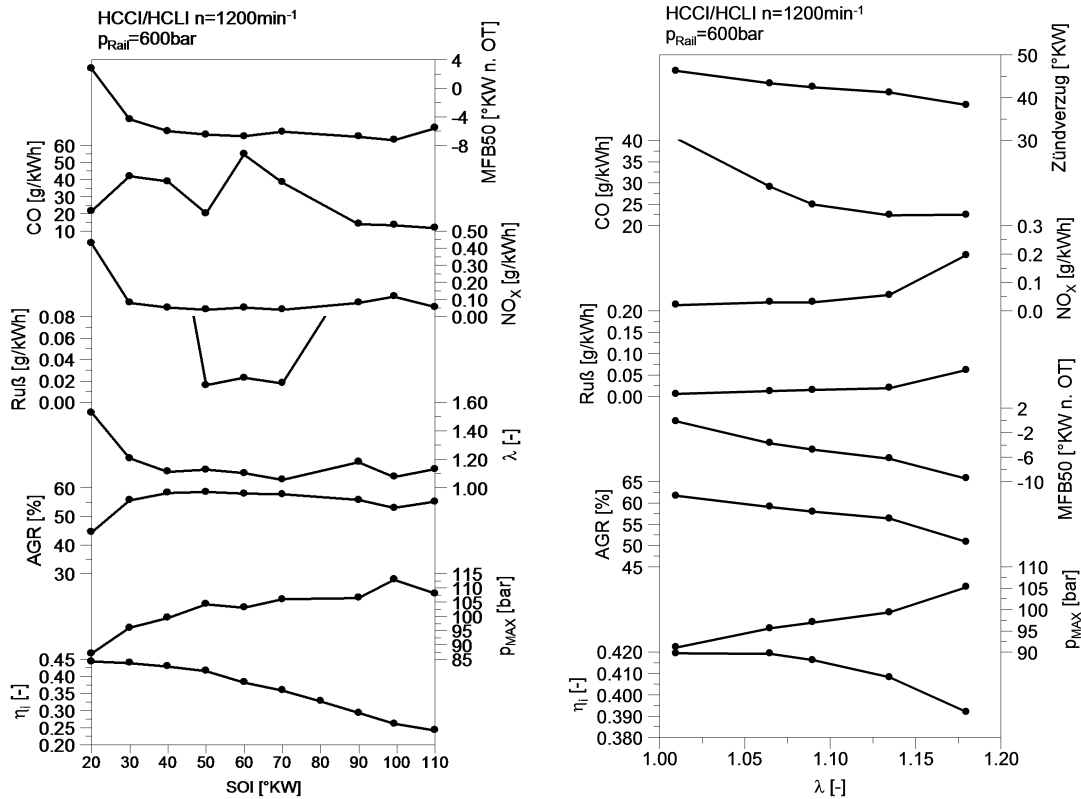


Abbildung 3.5.: HCCI/HCLI Parametervariation $\varepsilon = 15.0$; Links: Variation des Spritzbeginns | Rechts: Variation des Kraftstoff-/Luftverhältnisses bei konstantem Ladedruck, $\text{SOI} = 50^\circ\text{KW v. OT}$

Um ein besseres Verständnis für dieses Betriebsverhalten von HCCI und HCLI Brennverfahren zu erhalten wurde ein DoE-Modell erstellt. Als Eingangsparameter für das Modell wurden die Größen Ansaugtemperatur, AGR-Rate, Luftverhältnis, Raildruck und Spritzbeginn gewählt. Die Antwortgrößen sind Wirkungsgrad, Zündverzug, Brenn-dauer, Verbrennungsgeräusch auf Basis des Druckgradienten, Spitzendruck, Verbrennungsschwerpunktlage, Ruß-, Stickoxid-, Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffemission. Um die Plausibilität des Modells zu gewährleisten, wurden in den Voruntersuchungen die Wertebereiche der Eingangsgrößen sinnvoll gewählt. Die Untersuchungen wurden bei 1200min^{-1} und $p_i = 5\text{bar}$ durchgeführt.

Zum Vergleich mit der Parametervariation des Spritzbeginns in Abbildung 3.5 wird in Abbildung 3.6 die Stickoxid- und Rußemission in Abhängigkeit von Spritzbeginn und AGR-Rate auf Basis des DoE-Modells aufgezeigt. Die Darstellung gilt für ein konstantes Luftverhältnis. Daher erfordert eine Änderung der AGR-Rate eine Änderung des Ladedruckes. In dieser Darstellung wird bereits deutlich, dass für eine Erfüllung der Emissionszielwerte in der Rohemission eine AGR-Rate über 50 % erforderlich ist. Es muss ein Spritzbeginn mit ausreichend Zeit für die Homogenisierung gewählt werden. Ein zu kurzer Zündverzug führt zur Rußbildung.

Der Raildruck hat Einfluss auf die Zerstäubung und damit auf die Gemischaufbereitung. Eine entsprechende Darstellung ist in Abbildung 3.7 gegeben. Eine Steigerung des Raildruckes führt zu einer Reduktion der Rußemission. Ungewöhnlich ist, dass durch eine Erhöhung des Raildruckes auch die Stickoxidemissionen gesenkt werden. Eine Druckerhöhung führt zu einem kürzeren Zündverzug und damit zu einer noch früheren Schwerpunktlage v. OT.

Das gewünschte Luftverhältnis und die erforderliche AGR-Rate definieren die Anforderung an den Luftpfad und die Aufladegruppe. Damit sind diese beiden Faktoren essentiell für die Umsetzung eines Brennverfahrens.

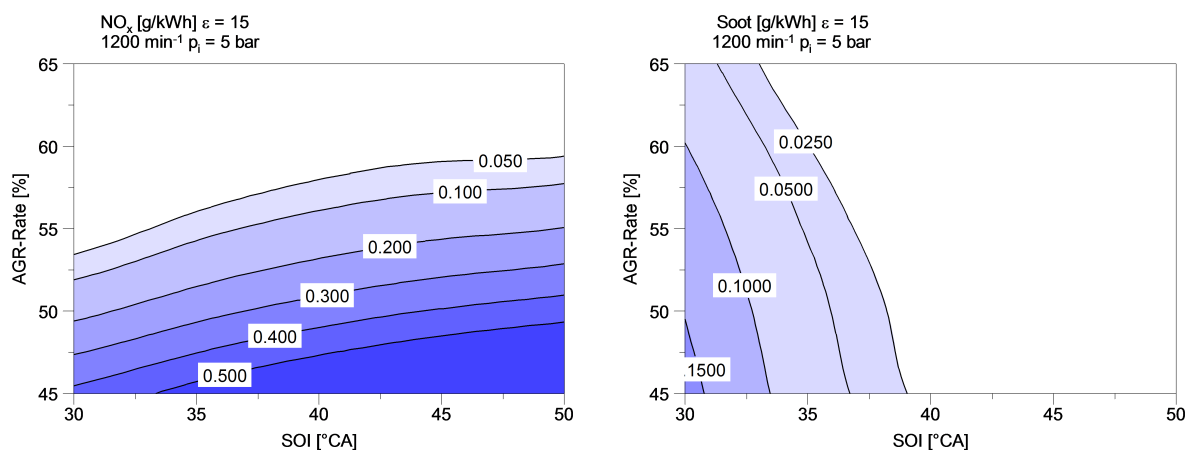


Abbildung 3.6.: DoE-Modell des HCLI Brennverfahrens: SOI = 40 °KW v. OT $p_{\text{Rail}} = 800 \text{ bar}$ $T_{22} = 45 \text{ °C}$, $\lambda = 1.10$; Links: NO_x | Rechts: Rußemission

Für die Erzielung von geringen Stickoxid- und Rußemissionen ist die Umsetzung einer AGR-Rate von mind. 50 % erforderlich. Eine höhere AGR-Rate wäre aus Sicht des Brennverfahrens zu bevorzugen. In diesem Zusammenhang wird darauf hingewiesen, dass die Abnahme des Wirkungsgrades in Abbildung 3.5 auf die Änderung der Verbrennungsschwerpunktlage (SOI = konstant) zurückzuführen ist. Durch eine höhere AGR-Rate wird der Zündverzug verlängert und damit auch die Zeit für die Gemischbildung. Für den erzielbaren Wirkungsgrad ist eine Verlängerung des Zündverzuges durch eine hohe AGR-Rate besser als die Verlängerung des Zündverzuges durch einen sehr

3. Kompressionsgezündete Dieselbrennverfahren und Emissionen

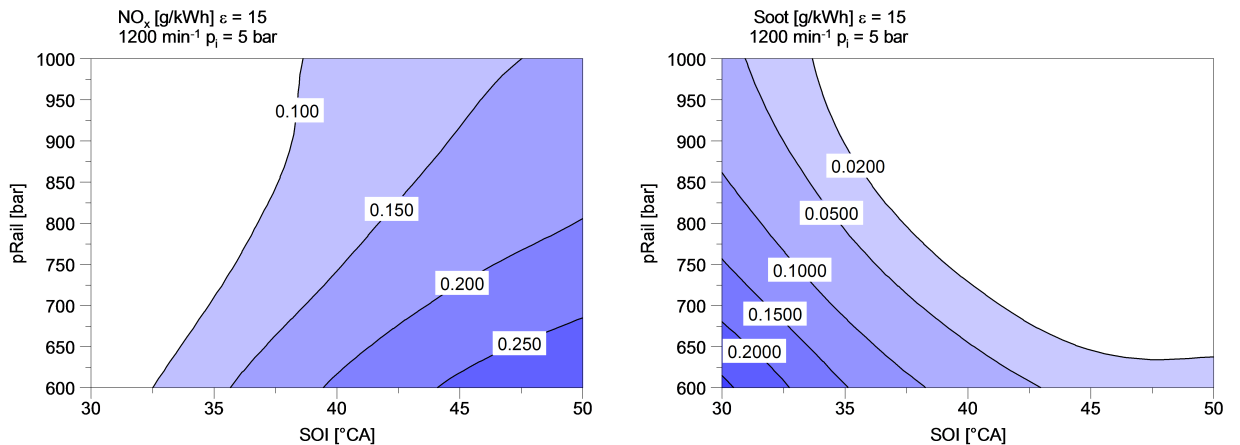


Abbildung 3.7.: DoE-Modell des HCLI Brennverfahrens: $\lambda = 1.15$ AGR-Rate = 55 % $T_{22} = 45^\circ\text{C}$; Links: NO_x | Rechts: Rußemission

frühen Spritzbeginn. Für die Erzielung eines hohen Wirkungsgrades ist ein magerer Betrieb zu bevorzugen. Weiters sollte die Verbrennungsschwerpunktlage in Richtung spät verschoben werden. Dafür würde wiederum eine Verlängerung des Zündverzuges durch Erhöhung der AGR-Rate benötigt.

Ein weiterer wichtiger Faktor für die Realisierung des Brennverfahrens ist die Akustik. Für die Untersuchung der Akustik wurde eine Auswertung des Zylinderdruckverlaufes hinsichtlich des Druckgradienten verwendet. Der Wert wird in Dezibel angegeben. In Abbildung 3.8 wird ersichtlich, dass die Akustik des Brennverfahrens für den realen Einsatz eine Herausforderung darstellt. Die AGR-Rate ist näherungsweise umgekehrt-proportional zur Akustik des Brennverfahrens. Auch hier wirkt sich eine hohe AGR-Rate vorteilhaft auf das Brennverfahren aus.

Die Steuerung des Zündverzuges ist eine der großen Herausforderungen für ein homogenes Dieselbrennverfahren. Darstellungen zum Zündverzug und dem Verbrennungsschwerpunkt sind in den Abbildungen 3.9 und 3.10 gegeben. Der Zündverzug ist stark vom Spritzbeginn abhängig. Allerdings ist in dieser Darstellung nicht eindeutig ersichtlich, wie sich der Verbrennungsschwerpunkt dadurch verschiebt. Für den realen Einsatz stellt sich auch die Frage nach der Abhängigkeit von der Ansaugtemperatur. Für die Steuerung oder Regelung der Verbrennungsschwerpunktlage im realen Betrieb sollten geeignete Parameter zur Verfügung stehen. Ladedruck und AGR-Rate sind nur bedingt geeignet, da beide der Trägheit des Luftpfades unterliegen. Spritzbeginn und Raildruck haben jedoch nur untergeordneten Einfluss. Die Temperatur im Ansaugkrümmer wird vorwiegend von äußeren Randbedingungen beeinflusst. Diese hat einen starken Einfluss auf die Verbrennungsschwerpunktlage. An dieser Konstellation kann man bereits erkennen, dass eine reale Umsetzung des Brennverfahrens in einem Fahrzeug oder in einer Arbeitsmaschine noch einige Herausforderungen bietet.

Das Potential des Brennverfahrens liegt in der Erzielung von niedrigen Stickoxid-

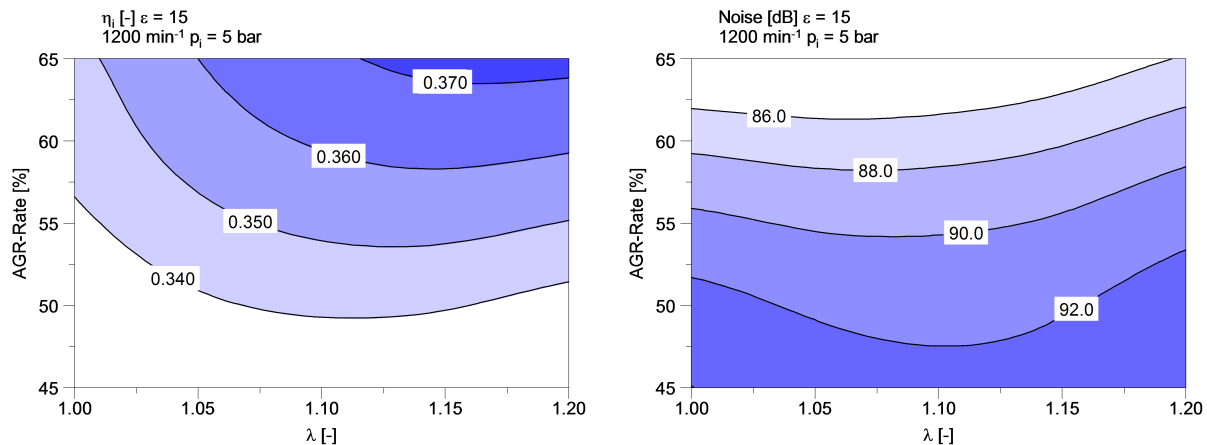


Abbildung 3.8.: DoE-Modell des HCLI Brennverfahrens: SOI = 40°KW v. OT $p_{\text{Rail}} = 800 \text{ bar}$ $T_{22} = 45 \text{ °C}$; Links: indizierter Wirkungsgrad | Rechts: Verbrennungsgeräusch

und Rußemissionen in der Rohemission. Dies konnte auch erreicht werden. Dabei hat sich bereits gezeigt, dass es zu erheblichen Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen kommt. Die Kohlenwasserstoffemissionen liegen bei dem 2 – 3 fachen des geforderten Grenzwertes. Die Überschreitungen durch die Kohlenmonoxidemission sind noch höher. Deshalb wird im Nachfolgenden auf eine mögliche Verringerung der Kohlenmonoxidemissionen fokussiert.

Eine Verringerung der Kohlenmonoxidemissionen kann erreicht werden durch eine Anhebung des Raildruckes, sowie eine möglichst späte Lage des Spritzbeginns. Durch ein mageres Luftverhältnis, im Rahmen der untersuchten Grenzen, wird ausreichend Sauerstoff zur Verfügung gestellt. Durch eine hohe AGR-Rate (65% wurde für die Untersuchungen als Obergrenze definiert) wird der Zündverzug verlängert und der Wirkungsgrad erhöht, aber auch die Kohlenmonoxidemission verringert. Die Ergebnisse des DoE Modells können in Darstellung A.2 eingesehen werden.

Um die Qualität der Modelle zu bewerten wird der Regressionskoeffizient in Tabelle 3.3 gezeigt. Mit einem Regressionskoeffizienten von über 0.90 kann die Qualität des Modells als gut eingestuft werden. Der Regressionskoeffizient des Rußmodells ist am niedrigsten, da die Auflösung der Messtechnik durch die geringen Änderungen und die niedrigen Werte an Ihre Grenzen stößt. Für die grundlegenden Aussagen, die mit diesen Modellen innerhalb der Arbeit getroffen werden, ist die Qualität der Modelle ausreichend.

Weitere Darstellungen aus den DoE-Modellen sind im Anhang enthalten.

3. Kompressionsgezündete Dieselbrennverfahren und Emissionen

Tabelle 3.3.: HCCI/HCLI Regressionskoeffizienten der erstellten DoE Modells für HCCI/HCLI 1200 min⁻¹ und p_i = 5 bar

Eigenschaft	NO _x	Soot	CO	HC	ZV	Noise	η_i	MFB50
R ²	0.903	0.865	0.944	0.914	0.992	0.916	0.914	0.928

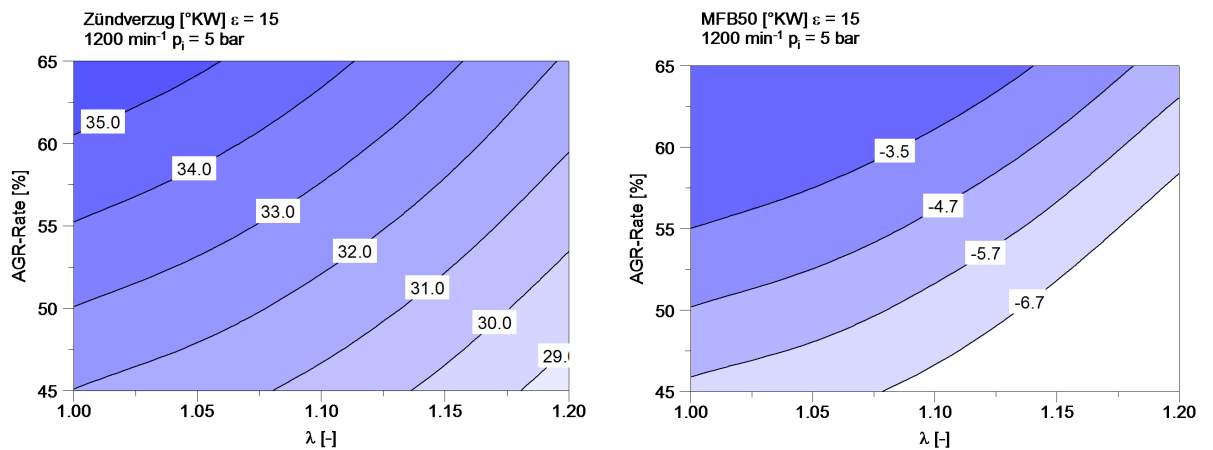


Abbildung 3.9.: DoE-Modell des HCLI Brennverfahrens: SOI = 40 °KW v. OT p_{Rail} = 800 bar T₂₂ = 45; Links: Zündverzug [°KW v. OT] | Rechts: MFB50 [°KW n. OT]

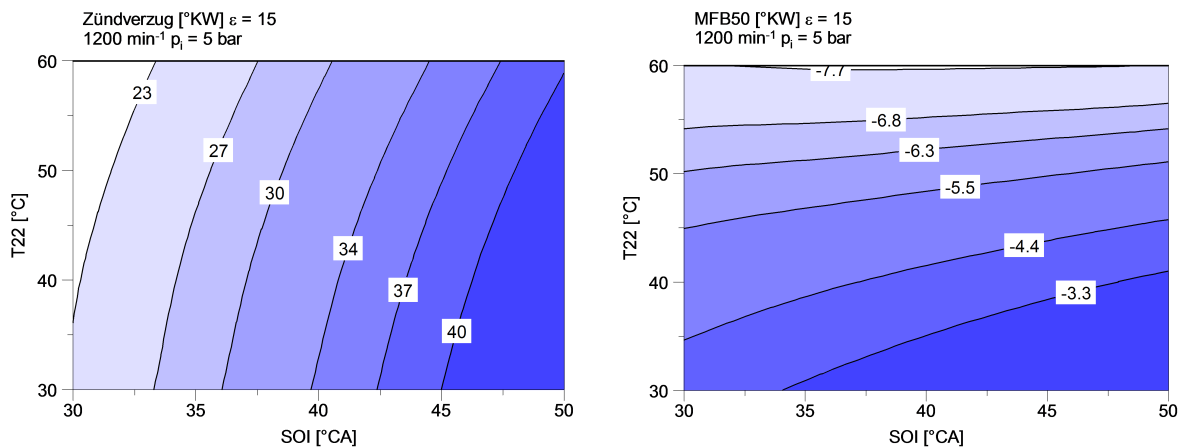


Abbildung 3.10.: DoE-Modell des HCLI Brennverfahrens: λ = 1.15 AGR-Rate = 60 % p_{Rail} = 800 bar; Links: Zündverzug [°KW v. OT] | Rechts: MFB50 [°KW n. OT]

3.5.2. HPLI

Das „Highly Premixed Late Injection“ Brennverfahren wurde nach einem Ansatz der Firma Nissan entwickelt. Dabei erfolgt die Homogenisierung des Gemisches durch langen Zündverzug bei später Dieseleinspritzung in der Expansionsphase. Dieses Verfahren ist auch unter dem Namen „Modulated Kinectics“ bekannt und wurde hauptsächlich durch Arbeiten von Kimura et. al. geprägt [1, 33].

Für eine späte Einspritzlage und eine Gemischaufbereitung während der Expansionsphase ist eine hohe Einspritzrate von Vorteil. Durch die Verwendung von moderaten AGR-Raten lässt sich der Zündverzug weiter verlängern. Durch die Homogenisierung kann die Rußemission reduziert werden.

Es wurden Versuche mit moderaten AGR-Raten und $\varepsilon = 16.5$ durchgeführt. Zusätzlich wurden Versuche ohne Abgasrückführung gefahren um ein Potential zur Schadstoffminderung in Kombination mit einem leistungsstarken SCR-System zu analysieren. Die gezeigten Untersuchungen gelten für ein konstantes Luftverhältnis mit $\lambda = 2$.

Tabelle 3.4.: Technische Daten des Injektors für HPLI Untersuchung

Eigenschaft	Wert	Einheit
Durchfluss (bei 100 bar)	950	ml/30 s
Spritzwinkel	138	°
Lochreihen	2	–
k-Faktor	0	–
Hydroerosive Verrundung	15	%

In Abbildung 3.11 wird der 90 % Umsatzpunkt über dem 50 %-Umsatzpunkt dargestellt. Es ist ersichtlich, dass eine Spätstellung der Einspritzung und damit auch des MFB50 die Umsetzung zwischen 50 % und 90 % der Brennstoffenergie sogar beschleunigen kann. Die Umsetzung von 10 % bis 50 % erfolgt für die gezeigten Versuche mit nur geringer Variation. Die hohe Kohlenmonoxidemission und die Kohlenwasserstoffemission stellen wiederum die Problemfelder des Brennverfahrens dar. Hier wird auch deutlich, wie stark die Abhängigkeit der Kohlenmonoxidemission von der AGR-Rate ist. Die Rußemission liegt für alle gezeigten Versuche im gesamten Bereich unter 0.04 g/kWh.

Die Verringerung der Stickoxidemission und die Erzielung eines akzeptablen Wirkungsgrades sind die zentralen Herausforderungen. Abbildung 3.12 zeigt die Stickoxidemission über dem Verbrennungsschwerpunkt. Durch eine Spätstellung der Verbrennung können die Stickoxidemissionen reduziert werden. Der Wirkungsgrad wird durch die Spätstellung jedoch dramatisch reduziert.

3. Kompressionsgezündete Dieselbrennverfahren und Emissionen

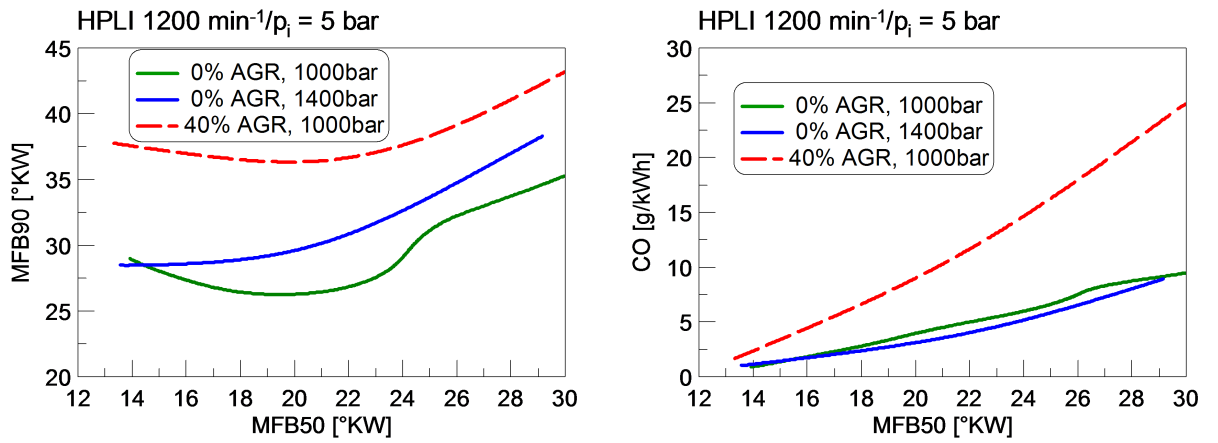


Abbildung 3.11.: HPLI-Brennverfahren: $\lambda = 2$; Links: Umsatzpunkte | Rechts: Kohlenmonoxidemission

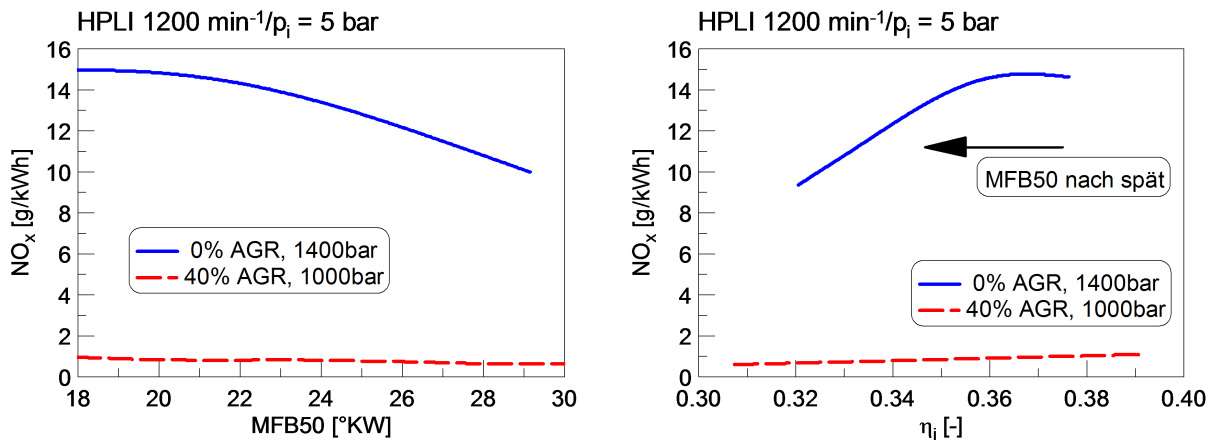


Abbildung 3.12.: HPLI-Brennverfahren: $\lambda = 2$; Links: Stickoxid über MFB50 | Rechts: Stickoxid über η_i

3.5.3. Potential für homogene Dieselmotoren

Im Rahmen der alternativen Motorenverfahren wurde der Einsatz von alternativen Motorenverfahren wie HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition), HCLI (Homogenous Charge Late Injection) und HPLI (Highly Premixed Late Injection) experimentell untersucht. Dabei wurde der Stand der Technik bestätigt und es konnten in diesem Bereich keine nennenswerten Neuerungen erarbeitet werden. Durch die Homogenisierung des Gemisches wird die lokale Temperatur abgesenkt und es kommt zu einer Reduktion der Stickoxidemission. Die Vermeidung von fetten Zonen senkt die Rußemission. Es wurde vorausgesetzt, dass die Emissionsgrenzwerte für Stickoxid und Ruß bereits im Rohabgas erreicht werden. Kohlenmonoxide und Kohlenwasserstoffe müssen jedoch mittels Oxidationskatalysator, d. h. einem vergleichsweise einfachen Verfahren, nachbehandelt werden. Für den Einsatz von homogenen Motorenverfahren ist das Vollastpotential des Motorenverfahrens von besonderer Bedeutung. Der Einsatz ist jedoch nur sinnvoll, wenn die maximal darstellbare Last soweit gesteigert werden kann, dass diese Verfahren auch beträchtlichen Einfluss für die Erfüllung der Abgasgesetzgebungszyklen ausüben. Die Gesetzgebung legt hier, im Gegensatz zum PKW, den Schwerpunkt besonders auf Hochlastbereiche. In Abbildung 3.13 ist rot punktiert die Vollastlinie für das HCLI-Motorenverfahren eingezeichnet. Die weißen Punkte im Diagramm stellen die Betriebspunkte für den statischen Abgasgesetzgebungszyklus NRSC (Non Road Stationary Cycle) dar. Bei 1200 min^{-1} stellen die rosaroten Punkte eine weitere für HCLI mögliche Laststeigerung dar, jedoch werden dort die Zielwerte für die Emission nicht erreicht. Das Vollastpotential wird durch den Aufladegrad begrenzt. Ein höherer Ladedruck würde das Vollastpotential weiter steigern. Da am Einzylindermotor mit externer Aufladung, der Ladedruck beinahe beliebig gewählt werden kann, wurden in den durchgeführten Tests für alternative Motorenverfahren Werte nach der Veröffentlichung „Neue Aufladestrategien und teilhomogene Motorenverfahren – Simulationsgestützte Optimierung am Motorprüfstand“ gewählt [31]. Für die rot punktiert eingezeichnete Vollastlinie wurde der Ladedruck auf $1.5 \text{ bar}_{\text{relativ}}$ begrenzt.

Durch das für alternative Motorenverfahren hohe Verdichtungsverhältnis von 15 bzw. 16.5 wird die Temperatur im Brennraum erhöht und der Zündverzug verkürzt. Aufgrund dessen erweist sich das HCCI Motorenverfahren in der untersuchten Konfiguration nicht als zielführend; jedoch konnten mit dem HCLI Motorenverfahren gute Wirkungsgrade erreicht werden. Die Homogenisierung der Ladung wird durch eine frühe Einspritzung im Verdichtungshub gewährleistet. Es können gute Wirkungsgrade erzielt werden. Stickoxid- und Rußemissionsgrenzen können stationär vollständig eingehalten werden. Es werden jedoch erhebliche Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen freigesetzt. Die erforderliche Konvertierungsrate für einen Oxidationskatalysator liegt im Bereich von 80 bis 90 % und stellt eine weitere Herausforderung für die Umsetzung des Verfahrens dar. Um ein besseres Verständnis für die HCLI-Verbrennung zu entwickeln, wurde ein DoE-Modell (Design of Experiments) verwendet.

Die homogenen Dieselmotorenverfahren sind nur für den niedrigen Teillastbereich bis

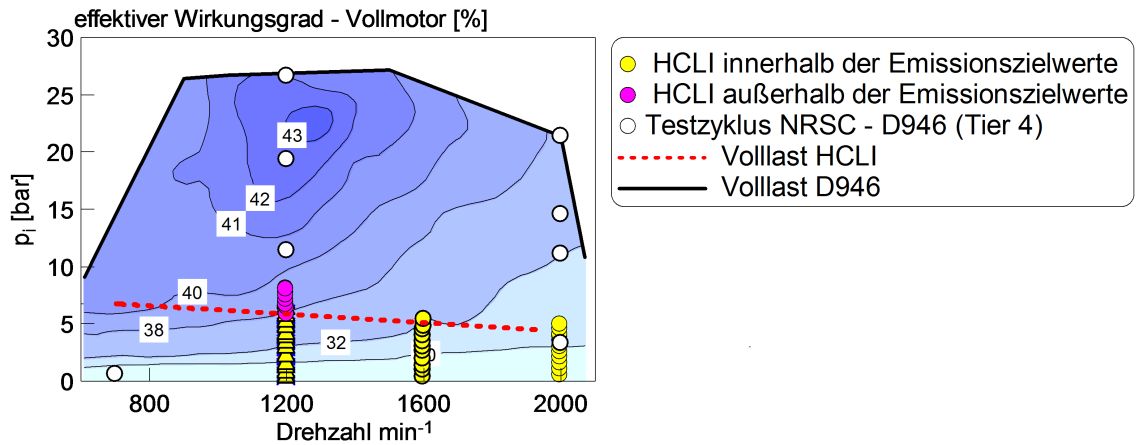


Abbildung 3.13.: Lastbereich HCLI

zu einem Mitteldruck von ca. $6 \text{ bar}_{\text{effektiv}}$ einsetzbar. Dieser Wert hängt stark vom darstellbaren Ladedruck ab. Die maximal erreichbare Last wird durch den Zündverzug begrenzt. Eine Steigerung der AGR-Rate wirkt der Verkürzung des Zündverzuges entgegen; dafür muss der Ladedruck wiederum erhöht werden. Die darstellbare Last ist jedoch für den relevanten Abgasgesetzgebungszyklus zu gering. Eine weitere Herausforderung stellt das Kraftstoff-Luftverhältnis dar. Der Zielbereich liegt zwischen λ 1.1 und 1.2. Trotz hoher AGR-Raten von 55 bis 65 % muss das Kraftstoff-Luftverhältnis sehr genau eingestellt werden. Für das transiente Verhalten werden daher hohe Anforderungen an die Regelung gestellt. Mehrere Zylinder unter den vorgegebenen Randbedingungen gleichzeitig mit AGR und Kraftstoff zu bedienen stellt einen hohen Entwicklungsaufwand dar. Eine Gleichverteilung der Frischladung muss gewährleistet werden. Dieser Aufwand wäre nur gerechtfertigt, wenn das Brennverfahren einen deutlichen Anteil im Abgasgesetzgebungszyklus darstellen könnte.

4. Einfluss der Spritzlochgeometrie auf die Dieselerbrennung

Im Rahmen des FFG-Projektes „GPA-Non-Road“ wurden auch konventionelle Dieselerbrennungskonzepte für unterschiedliche Abgasnachbehandlungsverfahren beurteilt. Das Konzept der Abgasnachbehandlung ist mit der Luftführung des Motors und der damit verbundenen AGR-Rate verknüpft. Die Bereiche unterschiedlicher Abgasrückführaten wurden für verschiedene Spritzlochgeometrien untersucht. Die Messungen bieten daher eine gute Möglichkeit auch Einfluss verschiedener Düsengeometrien bei unterschiedlichen Restgasgehalten aufzuzeigen. Die Düsenmatrix wurde im Rahmen der Dissertation von der TU Graz in Kooperation mit Liebherr Components Biberbach GmbH in Deggendorf und Liebherr Machines Bulle SA erstellt.

Die Untersuchungen zu der Düsenmatrix wurden auzugsweise im Rahmen der Tagung „Diesel- und Benzindirekteinspritzung“ in Berlin präsentiert [42].

Das Sortiment aus Prototypeninjektoren mit den unterschiedlichen Spritzlochgeometrien wird innerhalb dieses Dokumentes auch als „Düsenmatrix“ bezeichnet.

4.1. Optische Analyse der Vorgänge im Brennraum

Vor Beginn der eigentlichen Untersuchungen wurde der Brennraum und der Serieninjektor der D94x-Baureihe einer optischen Analyse unterzogen. Im Fokus stand dabei die Eindringtiefe des flüssigen Sprays, um Interaktionen mit der Kolbenmulde zu analysieren. Zu diesem Zweck wurde ein Zylinderkopf für die optische Analyse vorbereitet. Der Aufbau wird in Kapitel 2.2 beschrieben.

Wegen der hohen thermischen Belastung während der Verbrennung wurde ein mittlerer Lastpunkt für die Analyse gewählt. Der Fokus wurde auf Wandinteraktion des Sprays gelegt. Der untersuchte Injektor wurde bereits für den vorliegenden Brennraum optimiert. Geometrische Abmessungen wurden beim untersuchten Vorserieninjektor von Liebherr CRS nicht verändert.

Der Kolben zeigt neben der Omega-Mulde einen weiteren zylindrischen Ring, dem sogenannten „Soot in Oil“-Rand. Dieser vermindert die Anzahl der Rußpartikel im Schmieröl und verlängert das Ölwechselintervall. Dabei wird die Strömung nach oben zum Brennraumdeck umgelenkt und ein Kontakt des Gemisches mit der Zylinderlaufbuchse verringert.

4. Einfluss der Spritzlochgeometrie auf die Dieselverbrennung

Tabelle 4.1.: Technische Daten des gezeigten Injektors für die optische Analyse des Brennraumes (ohne Bearbeitung für die optische Untersuchung)

Eigenschaft	Wert	Einheit
Durchfluss (bei 100 bar)	950	ml/30 s
Spritzwinkel	138	°
Lochreihen	2	–
k-Faktor	0	–
Hydroerosive Verrundung	15	%

Um ein freies Blickfeld auf den Spray, die Injektorspitze und den Kolbenmuldenrand zu erhalten wurden 2 von 8 Düsenlöchern verschlossen. Dies wurde mittels Laserschweißen realisiert, da bei diesem Verfahren ein minimaler Wärmeeintrag erreicht werden kann. Das Verschließen von Düsenlöchern hat Vorteile für die Zugänglichkeit und erleichtert es, Aufnahmen innerhalb des Brennraumes zu machen. Dabei wird der Durchfluss der Düse und damit auch der Druckabfall während des Einspritzvorganges verändert. Dadurch wird auch die globale Temperatur und das Luftverhältnis im Brennraum beeinflusst. Die Düsennadel wird durch diese Maßnahme unsymmetrisch belastet. Die Auswirkungen auf das Spraybild wurden in der Einspritzkammer nachgestellt (siehe Kapitel 4.5.3). Dieser Injektor wurde auch am Forschungsmotor eingesetzt um Aufnahmen von der Verbrennung zu erhalten. Die Aufnahmen wurden mit einer einzigen Einspritzung erstellt. Als Lastpunkt wurde 1200 min^{-1} und ein indizierter Mitteldruck von 12.4 bar gewählt. Der angegebene indizierte Mitteldruck bezieht sich auf einen unbearbeiteten Injektor. Die Ansteuerdauer für den Injektor mit verschlossenen Bohrungen entspricht der des unbearbeiteten Injektors. An diesem Lastpunkt wurde eine Raildruckvariation bei konstanter Verbrennungsschwerpunktlage durchgeführt. Dies wurde für zwei verschiedene Ladedrücke umgesetzt, um den Gegendruck für den Spray, sowie die Dichte des Mediums im Brennraum zu ändern. Für einen Ladedruck von $0.69 \text{ bar}_{\text{relativ}}$ wird polytrop ein Verdichtungsenddruck von $82.5 \text{ bar}_{\text{absolut}}$ und eine Dichte von 29.2 kg/m^3 erreicht. Ein zweiter Punkt mit einem höheren Ladedruck von $1.44 \text{ bar}_{\text{relativ}}$ wurde auch realisiert. Dabei beträgt der Verdichtungsenddruck $119.4 \text{ bar}_{\text{absolut}}$ und die Dichte im OT 42.2 kg/m^3 .

Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.2 zusammengefasst. Der Einfluss des Gegendruckes und der Dichte wird in den Abbildungen 4.1 und 4.2 gezeigt. Das Übersteuern eines Bildpunktes wird pink dargestellt. Weitere Bildserien für andere Einspritzdrücke sind im Anhang.

4.1. Optische Analyse der Vorgänge im Brennraum

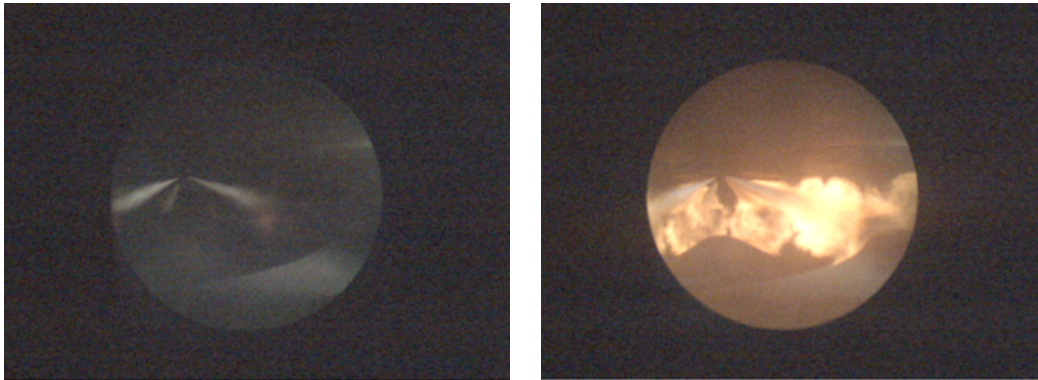


Abbildung 4.1.: Optische Analyse des Brennraumes, Lastpunkt $1200 \text{ min}^{-1}/p_i = 12.4 \text{ bar}$, $p_{\text{Rail}} = 2200 \text{ bar}$, $\rho = 29.2 \text{ kg/m}^3$; Links: $11^\circ \text{ KW n. OT}$ | Rechts: $12^\circ \text{ KW n. OT}$

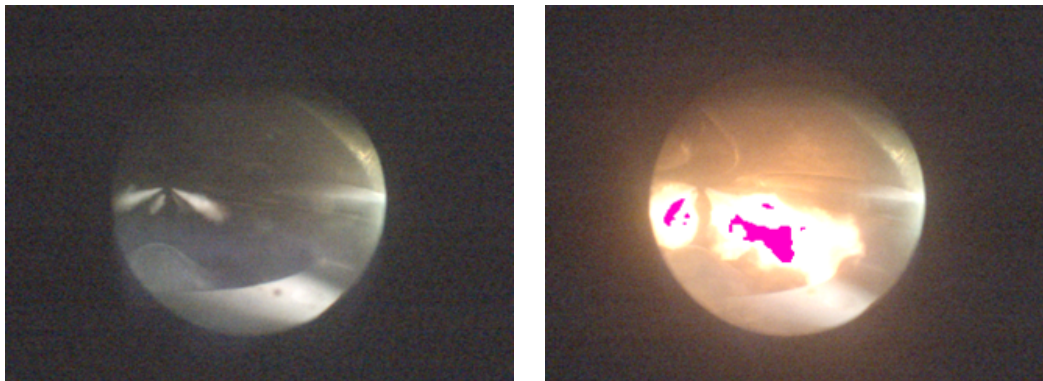


Abbildung 4.2.: Optische Analyse des Brennraumes, Lastpunkt $1200 \text{ min}^{-1}/p_i = 12.4 \text{ bar}$, $p_{\text{Rail}} = 2200 \text{ bar}$, $\rho = 42.2 \text{ kg/m}^3$; Links: 9° KW n. OT | Rechts: $11^\circ \text{ KW n. OT}$

Tabelle 4.2.: Ergebnisse aus der optischen Analyse

Ladedruck	0.69 bar _{relativ}	0.69 bar _{relativ}	1.44 bar _{relativ}	1.44 bar _{relativ}
Dichte	29.2 kg/m ³	29.2 kg/m ³	42.2 kg/m ³	42.2 kg/m ³
Raildruck	Eindringtiefe ^a	Lift of Length ^b	Eindringtiefe ^a	Lift of Length ^b
bar	mm	mm	mm	mm
960	-	-	8.7	-
1200	21.7	2.9	-	-
1400	26.1	4.3	10.1	5.8
1800	18.5	13.0	11.6	9.4
2200	18.5	15.9	13.8	4.3

^a Eindringtiefe: Maximale gemessene axiale Ausdehnung der Flüssigphase vor der Entflammung

^b Lift of Length: Gemessener Abstand von der Flamme zum Düsenstock in der Phase der Entflammung

4.2. Aufbau und Methodik für die Untersuchungen in der Einspritzkammer

Für die Analyse der Injektoren außerhalb des Brennraumes wurde eine Einspritzkammer aufgebaut. Die damals am Institut bereits bestehende Kammer hätte die prinzipiellen Anforderungen erfüllt. Durch das System der Liebherr-Injektoren mit der Verwendung eines Druckrohrstutzens hätte eine Integration einige Änderungen benötigt. Somit wurde eine neue Kammer gebaut, bei welcher der Druckrohrstutzen integriert werden konnte.

4.2.1. Aufbau

Für die Untersuchung der Liebherr Injektorreihe wurde eine eigene Einspritzkammer aufgebaut. Im Rahmen des Aufbaus wurde eine Bachelorarbeit durchgeführt [36]. Die Eckdaten der Einspritzkammer sind in Tabelle 4.3 gegeben. Der Stahlmantel der Einspritzkammer wurde mit einer Sicherheit von zwei, bezogen auf die Streckgrenze bei 100 bar Kammerinnendruck, ausgelegt. Die Fenster für die Kammer bestehen aus Quarzglas mit einem Durchmesser 120 mm und einer Stärke von 60 mm. Der Sichtbereich beträgt im Durchmesser 100 mm. Die Fenster sind die schwächste Stelle der Kammer. Diese können einer Druckbelastung von 100 bar mit den Toleranzvorgaben des Herstellers standhalten. Die Fenster sind mit Silikonkautschuk (Omnivisc 1050) in die Kammer eingeklebt. Hier muss auch die unterschiedliche Wärmedehnung von Stahl und Glas berücksichtigt werden. Der daraus resultierende Versatz muss vom Dichtmaterial aufgenommen werden. In Betrieb wurde die Temperatur nahe der Innenseite des Stahlmantels auf 100 °C begrenzt. Die verwendeten Fenster sind aus synthetisch hergestelltem Glas und damit homogener als Glas, das aus natürlichem Quarzsand realisiert wird. Das Konzept der Kammer wurde so gewählt, damit später auch ein Laser im sichtbaren oder ultravioletten Bereich für Messungen eingesetzt werden kann.

Abbildung 4.3 zeigt ein Schema der Einspritzkammer mit eingebautem Injektor und Druckrohrstutzen. Der Druckrohrstutzen wurde analog zum Einsatz im Verbrennungsmotor verwendet um einen Kraftstoffspeicher nahe am Injektor zu realisieren und der Konfiguration in der Serie entspricht. Die Kammer wird mit einem gasförmigen Medium befüllt. Bei der Wahl des Druckes muss berücksichtigt werden, dass das Medium in der Kammer aufgeheizt wird. Für eine thermische Isolation wurde 20 mm Platz vorgesehen. Damit sind unterschiedliche Isolationskonzepte möglich. Es können Keramikfaser-, Schamott- oder Keramikplatten auf Calciumsilikatbasis verwendet werden (Handelsbezeichnungen für technische verwendbare Materialien sind Thermoxit oder Duratec). Eine alternative Lösung ist die Verwendung von Blechträgern zur Strahlungsisolierung. Die Beleuchtung für die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen erfolgte aus dem Innenraum der Kammer. Für die Durchführung der elektrischen Leiter in die Kammer wurden Anschlussleitungen ähnlich denen für elektrische Heizwendeln verwendet. Diese wurden in

Tabelle 4.3.: Technische Daten der Einspritzkammer

Eigenschaft	Wert	Einheit
Außendurchmesser	400	mm
Gesamtlänge	486	mm
Innenraum	$170 \times 170 \times 350$	mm
Kammervolumen	10.1	l
Anz. der Fenster	4	-
max. Gastemperatur	1000	K
max. Kammerdruck	100	bar
Elektrische Heizleistung	3000	Watt
verfügbare Gase	Stickstoff	-
	synthetische Luft	-

einen vorgefertigten Adapter mit einem hochtemperaturbeständigen Kleber (AREMCO BOND 526N) eingeklebt. Dafür wurden 8 x 400 Watt Halogenstabilampen eingesetzt. Zusätzlich zu der Beleuchtung ist eine elektrische Heizung mit 3000 Watt mit Heizdraht verfügbar. Theoretisch könnte die Kammer auch mit der Beleuchtung beheizt werden. Die kurze Einschaltdauer für die Beleuchtung ist erforderlich, um die Lebensdauer zu gewährleisten. Im Rahmen der Dissertation wurden nur Temperaturen von maximal 350 °C bei 50 bar erreicht. Die Dauer für das Aufheizen mit der aktuellen Konfiguration ist beträchtlich. Deshalb wurde es vorgezogen die Versuche bei 200 °C durchzuführen. Für einen späteren Betrieb wurde ein Wassermantel vorgesehen, der eine Kühlung des Stahlmantels ermöglicht. Damit wäre eine höhere Anzahl an Aufnahmen pro Tag möglich. Eine Wärmerekuperation vom abgelassenen Gas der Kammer an das Frischgas stellt eine sinnvolle Verbesserungsmöglichkeit dar. Eine externe Beleuchtung durch die Fenster der Kammer würde den Betrieb bei höheren Temperaturen erleichtern.

Als Hochgeschwindigkeitskamera wurde eine Redlake MotionPro X4 eingesetzt. Es handelt sich dabei um eine monochrome CCD-Kamera. Bei Hochgeschwindigkeitsaufnahmen sind sehr kurze Belichtungszeiten erforderlich. Eine kürzere Belichtungszeit führt zu einer geringen einfallenden Energie auf die Fläche des CCD-Chips der Kamera. Eine Möglichkeit die Lichtempfindlichkeit des Sensors zu verbessern ist die Vergrößerung der einzelnen Pixel und damit der Fläche je Bildpunkt. Ein weiteres Problem ist der Transfer großer Datenmengen. Deshalb besitzen diese Kameras einen entsprechenden internen Speicher. Die maximale Bildrate der Kamera ist 140 000 Bilder pro Sekunde. Um den Datentransfer zu verringern würde in diesem Fall die vertikale Auflösung auf 16 Zeilen verringert. Bis 5000 Bilder pro Sekunde kann die volle Auflösung des CCD Chips genutzt werden. Für die Aufnahmen im Rahmen dieser Arbeit wurde eine vertikale Auflösung von 300 Zeilen und 8000 Bilder pro Sekunde verwendet.

4.2. Aufbau und Methodik für die Untersuchungen in der Einspritzkammer

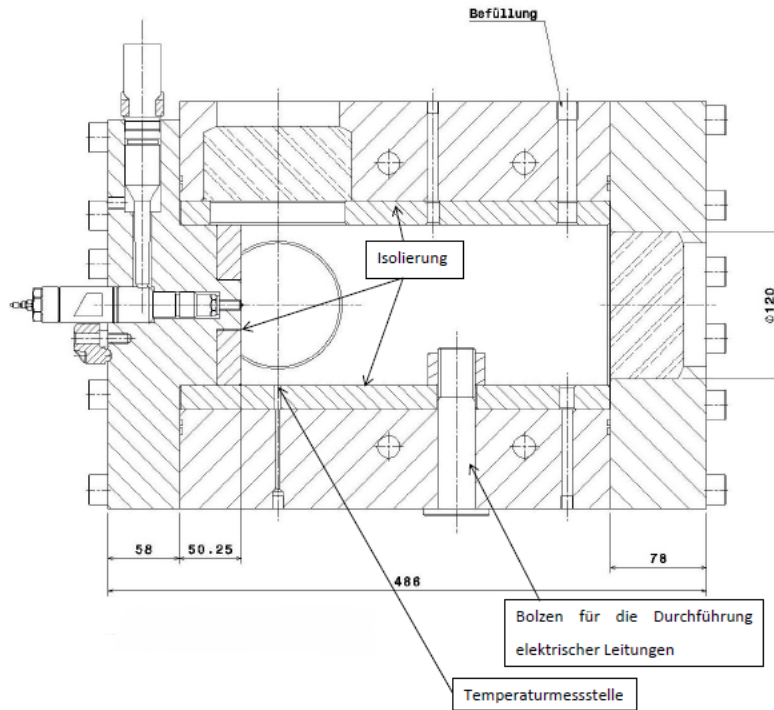


Abbildung 4.3.: Aufbau der Einspritzkammer, links ist der Injektor mit Druckrohrstützen zu erkennen

Tabelle 4.4.: Technische Daten Redlake Motionpro X4 (Quelle: Redlake)

Eigenschaft	Wert	Einheit
Auflösung (hor. × ver.)	max. 512 × 512	Pixel
Pixelgröße (hor. × ver.)	16 × 16	µm
Framerate (voll)	5000	fps
Framerate (max.)	140000	fps
Spektrum	400 – 1100	nm
min. Belichtungszeit	1	µs

4.2.2. Methodik zur Analyse der Aufnahmen

Die Bilddaten werden mittels Hochgeschwindigkeitskamera erfasst. Um die Einzelbilder zu analysieren, wurde im Rahmen der Arbeit Matlab verwendet, da hier mittels einiger Skripts und Funktionen auf umfangreiche Möglichkeiten zu Bildbearbeitung zurückgegriffen werden kann. Die Bilder aus den Messungen wurden immer mit derselben Kamera aufgenommen und in 2 unterschiedlichen Formaten abgelegt. Die Messungen waren teilweise im Fileformat „AVI“ mit „Intel Indeo Video 5 Codec“ als Komprimierung oder als Einzelbilder im TIFF (Tagged Image File Format) verfügbar. Um die Bilder in Matlab einzulesen wurden die Videos mittels der auf Linux entwickelten Open Source (GNU) Programmbibliothek `ffmpeg` in `mp4` Files konvertiert. Die TIFF-Files konnten direkt gelesen werden, wobei das Bild von der monochromen Kamera keine Farbinformation enthält. In Matlab wurde das gesamte graue Bild mit der Funktion `imread()` dem Rotkanal des Bildes zugewiesen. Dies wurde hinterher mittels Skript korrigiert um ein Bild in Graustufen zu erhalten.

Wenn ein Video eingelesen wird, kann dieses leicht in eine Struktur mit Einzelbildern aus dem gesamten Video konvertiert werden. Jedes Bild für sich ist eine Substruktur in der alle Rot-, Grün- und Blau-Farbkanäle als Matrix enthalten sind. Da es sich um monochrome Bilder handelt, sind die Werte für Rot, Grün und Blau gleich. Jeder Bildpunkt kann einzeln adressiert werden. Die Auflösung der Bilder beträgt 400 Pixel horizontal und 300 Pixel vertikal.

Ausgehend von beiden Varianten der Messergebnisse ist es möglich diese in die Arbeitsumgebung zu laden und jeden Bildpunkt einzeln zu adressieren. Die Einzelbilder können dabei als Struktur verwaltet werden.

Für die Bewertung des Sprays war es erforderlich den Hintergrund des Bildes zu subtrahieren. Dabei wird das Hintergrundbild von jedem einzelnen Bildpunkt abgezogen. Als Hintergrundbild wurde immer das erste Bild der Serie verwendet. Diese ist in Abbildung 4.4 exemplarisch dargestellt. In der Abbildung wird auch deutlich, dass der nicht beschichtete, blanke Stahl im Zentrum des Bildes sichtbar bleibt. Im Laufe der Aufnahmen wurde der Adapter für den Injektor auch beschichtet.

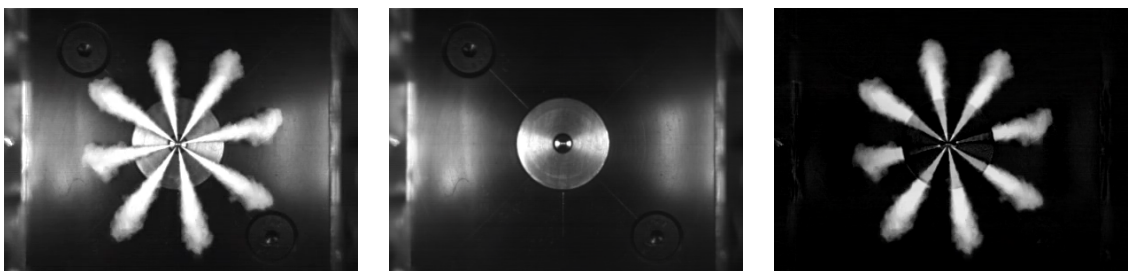


Abbildung 4.4.: Links: Aufnahme des Sprays | Mitte: Hintergrundbild | Rechts: Spraybild ohne Hintergrund

Um das Bild mittels Skript leichter bearbeiten zu können wurde jeder Bildpunkt, der

über einem bestimmten Schwellwert liegt, weiß dargestellt und alle anderen schwarz. Damit geht die Dichteinformation aus dem ursprünglichen Bild verloren und ein binäres Bild wird generiert. Wahlweise kann auch nur die Außenkontur des Sprays dargestellt werden. Es ist bereits ersichtlich, dass die Beleuchtung und der blanke Stahl im Zentrum des Bildes für Reflexionen und damit für Schwierigkeiten bei der Bewertung der Sprays sorgen. Für die qualitative und gemittelte Analyse des Spraybildes mussten die einzelnen Sprays, die nicht korrekt erfasst wurden, ausgeschlossen werden. Alle Einzelsprays können automatisiert ausgewertet werden. Bedingt durch die Beleuchtung werden meist 2 Sprays ausgeschlossen. Der Prozessschritt ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Im nächsten Schritt wurde eine einfache Einpassung des Bildes vorgenommen. Es wird ein Fadenkreuz in das Bild gelegt. Dabei wird die Mitte des Bildes markiert und der Kreis über einen Skalierfaktor angepasst. Mit diesen Informationen kann ein Maßstab für das Bild berechnet werden.

Da der Durchmesser der zentralen Injektoraufnahme bekannt ist, wurde der Maßstab nach der Formel Gl.-4.1 definiert. Der Skalierfaktor wurde an die einzelnen Messreihen angepasst. Bei 20 mm und 60 Pixel wird bereits ersichtlich, dass das Bild eine Auflösung von 0.33 mm je Pixel liefert ohne den Skalierfaktor zu berücksichtigen.

Dem Fadenkreuz werden in anderen Abbildungen oft mehrere Ringe hinzugefügt. Ein Beispiel dafür ist 4.15. Die Ringe haben von innen nach außen betrachtet folgende Durchmesser: 20 mm, 40 mm, 60 mm, 80 mm und 100 mm.

$$\text{Massstab} = \frac{\text{Radius}}{\text{Pixelanzahl}} \cdot \text{Skalierfaktor} = \frac{20[\text{mm}]}{60[\text{Pixel}]} \cdot \text{Skalierfaktor} \quad (\text{Gl.-4.1})$$

Dieser Maßstab ist nur für die Ebene in der er bestimmt wurde gültig. Der Spray des Injektors tritt jedoch aus dieser Ebene heraus, wie in Abbildung 4.6 dargestellt. Dieser Fehler wird in den Auswertungen nicht weiter berücksichtigt. Die Kamera ist ca. 380 mm von der Ebene entfernt. Wird ein Spraywinkel von 142° angenommen und eine im Bild gemessene Spraylänge von 30 mm, so ergibt sich ein Fehler von 3 % für die Länge des wahren Sprays.

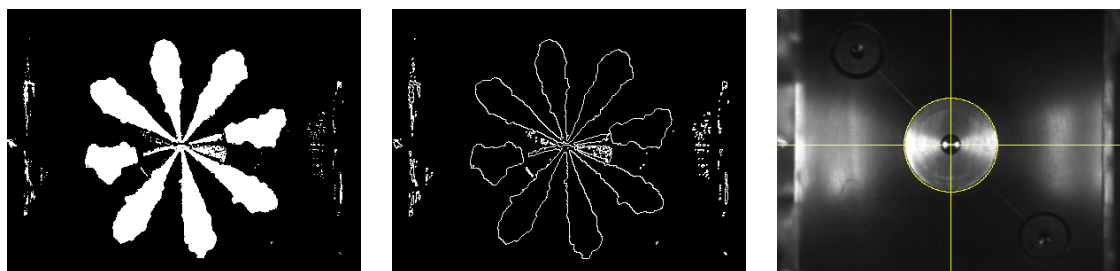


Abbildung 4.5.: Links: Binärbild des Sprays | Mitte: Begrenzungen des Sprays | Rechts: Einpassung des Hintergrundbildes

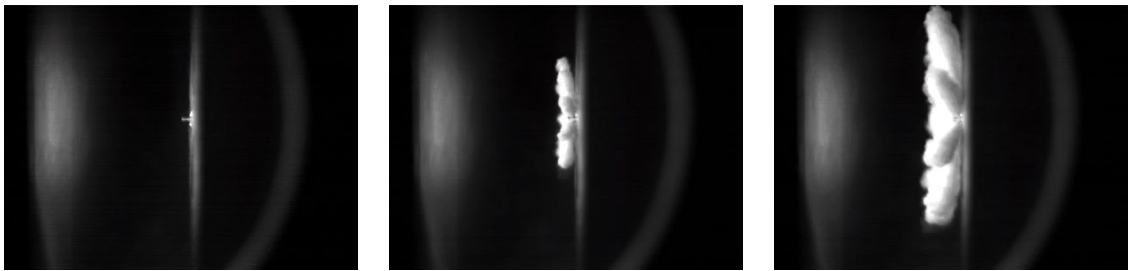


Abbildung 4.6.: seitliche Aufnahme eines Öffnungsvorganges der Düsennadel bei 1000 bar, zeitlicher Abstand der Aufnahmen von links nach rechts $\Delta t = 125 \mu s$

Mittels den bisher genannten Vorarbeiten kann jetzt mit der eigentlichen Analyse des Sprays begonnen werden. Der Zugriff auf die einzelnen Bildpunkte erfolgt in kartesischen Koordinaten, während die Sprayanalyse in Polarkoordinaten erfolgt. Es wird jeweils ein Spray analysiert, bevor der Arbeitsbereich weiter gedreht wird um den nächsten Spray zu analysieren. Dies ist in Abbildung 4.7 dargestellt. Es wird für einen bestimmten Radius auf der grün markierten Seite gestartet und der Winkel verändert bis zum türkisen Ende des Arbeitsbereichs verändert. Blau werden alle Punkte dazwischen dargestellt. Die Winkel an den Übergängen im binären Bild werden subtrahiert und die Resultate werden in einem Vektor festgeschrieben. Dabei wird vorausgesetzt, dass der Spray symmetrisch ist. Dann wird der Radius erhöht. Im rechten Bild wird das Ergebnis gezeigt. Es wurden 8 Sprays auf Winkel und Radius gemessen, aus diesen 8 Sprays wird der Mittelwert gebildet. Im Beispiel werden alle 8 Sprays gemittelt. Für die weiteren im Rahmen der Arbeit gemittelten Daten, werden weniger (typisch 6 der 8 Sprays) Sprays herangezogen, um Einflüsse des Aufbaus – wie Beleuchtung – zu minimieren. Der Mittelwert wird nur gebildet, wenn Daten für alle analysierten Sprays vorhanden sind.

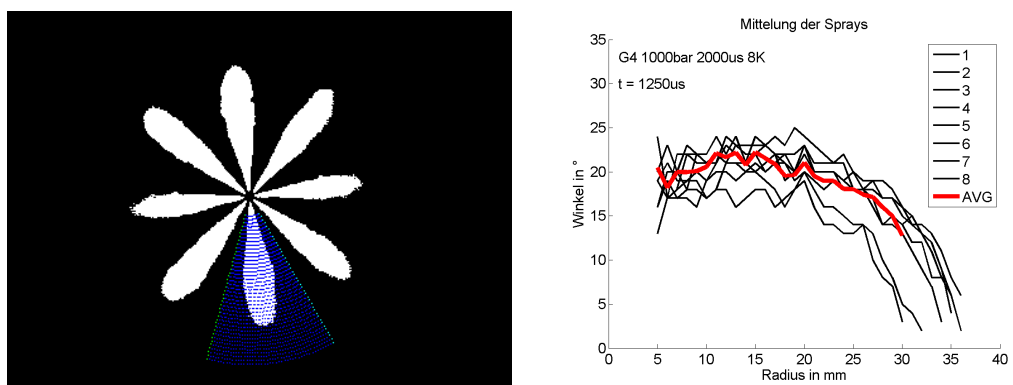


Abbildung 4.7.: Analyse eines Sprays in Polarkoordinaten und Mittelung der Sprays

4.3. Theoretische Grundlagen für die Düsenauslegung

Im Folgenden werden die Grundlagen kurz dargestellt. Die theoretischen Grundlagen sind in Anlehnung an folgende Literaturquellen verfasst: [54, 50, 24, 23, 29, 38, 37].

4.3.1. Strahlzerfall, Strahlaufbruch

Die Injektoren eines Dieselmotors gehören zur Kategorie der Druckzerstäuber. Bei Druckzerstäubern wird ein Fluid durch eine Düse geleitet und tritt mit hoher Geschwindigkeit aus. Durch die hohe Strömungsgeschwindigkeit wirken auf das Fluid am Düsenaustritt entsprechend hohe aerodynamische Kräfte und bewirken eine Tropfenbildung. Diesen aerodynamischen Kräften steht der stabilisierende Einfluss der Viskosität gegenüber. Daraus wird ersichtlich, dass nicht nur die Geometrie des Zerstäubers, sondern auch Eigenschaften des Mediums, wie Viskosität, Druck, Temperatur, Siedebereich, Dichte und die Strömungsgeschwindigkeit einen Einfluss auf das entstehende Spraybild haben.

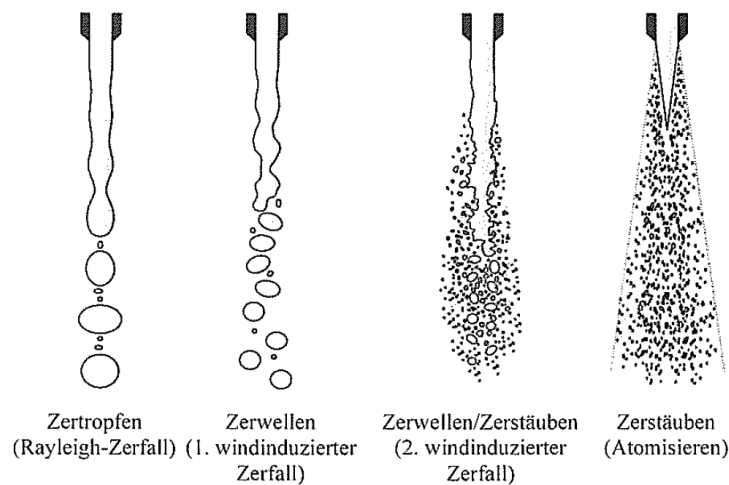


Abbildung 4.8.: Zerfallsmechanismen[54]

Charakterisierung der Zerfallsmechanismen:

- 1 **Zertropfen (Rayleigh-Zerfall)**: Tritt bei sehr geringen Relativgeschwindigkeiten zwischen Fluid und Umgebungsmedium auf. Nach dem Austritt aus der Düse bildet die Oberflächenspannung eine achsensymmetrische Oszillation der Strahloberfläche und bewirkt das Entstehen von Einschnürungen. Der Strahl bricht an einzelnen Einschnürungen auf und es entstehen polydisperse Tropfen. Der Durchmesser der Tropfen ist größer als der des ursprünglichen Strahls.

4. Einfluss der Spritzlochgeometrie auf die Dieselerverbrennung

- 2 **Zerwellen (1. Windinduzierter Zerfall)**: Bei kleinen Relativgeschwindigkeiten werden Effekte der Oberflächenspannung vergrößert, da aerodynamische Kräfte des Umgebungsmediums eine Druckverteilung aufbauen, die den Strahl wellenförmig einschnürt. Die resultierenden Tropfendurchmesser liegen in der Größenordnung des Strahldurchmessers.
- 3 **Zerwellen/Zerstäuben (2. Windinduzierter Zerfall)**: Steigt die Relativgeschwindigkeit weiter an, so gewinnen die aerodynamischen Kräfte immer mehr an Bedeutung und der Strahl wird sinuswellenartig verformt. Die gebildeten Tropfendurchmesser sind nun kleiner als der Strahldurchmesser.
- 4 **Zerstäuben (Atomisieren)**: Der Fluidstrahl reißt direkt am Düsenaustritt auf und der Primärzerfall ist bereits in Düsennähe abgeschlossen. Der Durchmesser der entstehenden Tröpfchen ist erheblich kleiner als der des Strahls. Abgesehen vom Öffnungs- und Schließvorgang liegt dem Betrieb der Injektoren (Druckzerstäuber) eines Dieselmotors dieser Mechanismus zu Grunde.

Die beschriebenen Strahlzerfallsmechanismen sind auch in dem nach Ohnesorge benannten doppelt-logarithmischen Diagramm mit der Reynoldszahl auf der Abszisse und der Ohnesorgezahl auf der Ordinate ersichtlich.

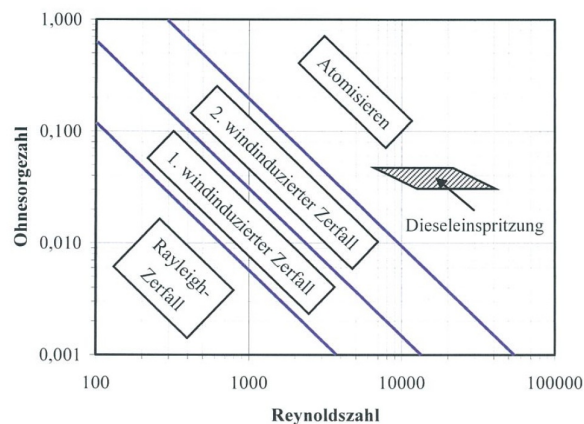


Abbildung 4.9.: Ohnesorgediagramm [54]

Die Reynoldszahl Gl.-4.2 ist eine wichtige Kenngröße der Strömungsmechanik und stellt das Verhältnis zwischen Trägheits- und Zähigkeitskräften her. Weiters kann entnommen werden, ob sich die Strömung laminar oder turbulent verhält.

$$Re = \frac{D_{Dü} \cdot w_{Dü}}{\nu_{F1}} = \frac{D_{Dü} \cdot \rho_{F1} \cdot w_{Dü}}{\eta_{F1}} \quad (\text{Gl.-4.2})$$

Die Ohnesorgezahl Gl.-4.3 stellt das Verhältnis zwischen stabilisierenden Zähigkeitskräften und destabilisierenden Trägheitskräften unter Berücksichtigung der Oberflächenspannung her. Die Ohnesorgezahl hängt von Stoffwerten des zu zerstäubenden Fluides und geometrischen Größen der Düse (Durchmesser) ab.

$$Oh = \frac{\eta_{F1}}{\sqrt{D_{Dü} \cdot \rho_{F1} \cdot \sigma_{F1}}} \quad (\text{Gl.-4.3})$$

Die Dichte des Mediums, in welches eingespritzt wird, wird in der Ohnesorgezahl nicht berücksichtigt. Mit zunehmender Gasdichte würden sich die Linien zwischen den Zerfallsmechanismen zu kleineren Reynoldszahlen hin verschieben.

Nach dem Primärzerfall erfolgt, sofern die Relativgeschwindigkeit zwischen den Tropfen und dem Umgebungsmedium noch ausreichend groß ist, eine weitere Zerteilung aufgrund der aerodynamischen Kräfte. Der Vorgang kann als Sekundärzerfall bezeichnet werden. Die Tropfen werden unter Einfluss der aerodynamischen Kräfte verformt und platten sich ab, sodass sie eine Scheibenform annehmen. In der Mitte kann sich eine Luftblase bilden, während der Flüssigkeitsring am Rand bestehen bleibt. Schließlich führt dies zum Zerfall in kleinere Tropfen.

Entscheidend für den Zerfall eines Fluidtropfens sind die am Tropfen wirkenden Strömungs- und Trägheitskräfte, die Oberflächenspannung, sowie die Viskosität der Flüssigkeit. Die Zerstäubung erfolgt, wenn die am ursprünglichen Tropfen angreifende Kraft so groß ist wie die Kohäsionskraft. Die Kohäsionskraft Gl.-4.5 kann auch als Ursache für die Oberflächenspannung betrachtet werden.

Die aerodynamische Widerstandskraft Gl.-4.4 eines Tropfen ergibt sich nach:

$$F_{LW} = c_w \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_{Tr}^2 \cdot \frac{\rho_G}{2} \cdot w_{rel,Tr}^2 \quad (\text{Gl.-4.4})$$

$$F_O = \pi \cdot D_{Tr} \cdot \sigma_{F1} \quad (\text{Gl.-4.5})$$

Eine weitere wichtige dimensionslose Kennzahl der Strömungsmechanik ist die Weber-Zahl Gl.-4.6. Sie kann als Maß für Tropfenverformung und Charakterisierung der Zerstäubungsqualität herangezogen werden. Je größer die Kennzahl ist, umso weiter hat sich der Tropfen von der Kugelform entfernt. Setzt man Gl.-4.4 und Gl.-4.5 ins Verhältnis und formt dieses zu einer dimensionslosen Kenngröße um, so ergibt sich die Weberzahl.

$$W_{eb} = \frac{\rho_{F1} \cdot w_{Dü} \cdot D_{Dü}}{\sigma_{F1}} \quad (\text{Gl.-4.6})$$

Da der Spray immer polydispers ist, wird für die Größencharakterisierung ein Vergleichsdurchmesser herangezogen. Im Fall von Kraftstoffsprays wird häufig der Sauterdurchmesser Gl.-4.7 verwendet. Dieser ist proportional zum Verhältnis von Tropfenvolumen zu Tropfenoberfläche. Der Index 32 des Sauterdurchmessers steht lediglich für die Potenzen in Zähler und Nenner.

$$D_{32} = \frac{\sum_{i=1}^n D_{\text{Tr},i}^3}{\sum_{i=1}^n D_{\text{Tr},i}^2} \quad (\text{Gl.-4.7})$$

Während des Strahlzerfalls erfolgt Wärmeübertragung von der Gasphase auf die Tröpfchen. Zunächst erwärmt sich die Randschicht und es erfolgt ein Wärmetransport ins Innere der Tröpfchen. Die Temperatur am Tropfen erhöht sich, bis Verdampfung eintritt. Um die Tröpfchen bildet sich eine Dampfphase aus. Die wärmere Umgebung um die Tröpfchen kühlt ab, da die Tröpfchen über die Oberfläche Verdampfungswärme aufnehmen. Die Wärmeübertragung wird dadurch verringert und es stellt sich ein quasistationärer Zustand zwischen Wärmetransport in die Tröpfchen und Verdampfung der flüssigen Phase ein. Allmählich ergibt sich eine homogene Temperatur in den Tröpfchen [58].

4.3.2. Formeln und Definitionen

Eine wichtige Kenngröße für die Definition von Düsen ist der k-Faktor in Gleichung Gl.-4.8. Dieser gilt als Maß für die Konizität. Es gibt jedoch unterschiedliche Definitionen. Der Nenner wird oft mit festem Faktor 10 definiert. Eine weitere Definition sieht der Verwendung der tatsächlichen Düsenlänge im Nenner vor. In diesem Fall würde 10 einer Düsenlänge von 1.0 mm entsprechen. Beim k-Faktor werden die Durchmesser in μm eingesetzt.

$$k\text{-Faktor} = \frac{D_{\text{Einlauf}} - D_{\text{Auslauf}}}{10} \quad (\text{Gl.-4.8})$$

Eine weitere verwendete Definition berücksichtigt die Düsenlänge des Düsenstocks und entspricht im Ansatz dem Tangens.

$$k\text{-Faktor} = \frac{D_{\text{Einlauf}} - D_{\text{Auslauf}}}{l_{\text{Düse}}} \quad (\text{Gl.-4.9})$$

Durchmesser und Länge der Düse haben einen Einfluss auf das Sprayverhalten. Das Strömungsprofil ist abhängig von der Distanz zum Düseneinlauf. Nach einer bestimmten Distanz stellt sich ein stabiles und gleichmäßiges Strömungsprofil ein. Das Verhältnis von Länge der Düse zum Durchmesser wird als l/D bezeichnet. Eine kürzere Düse führt daher zu einem früheren Strahlaufbruch. Die Strahl- oder Sprayaufbruchlänge ist eine wichtige Kenngröße für die Qualität der Zerstäubung. Es ist bekannt, dass eine große Strahlaufbruchlänge für die innermotorische Gemischaufbereitung tendenziell von Vorteil ist [28].

Die Bernoulli-Gleichung Gl.-4.10 gilt für die reibungsfreie, inkompressible Strömung. Gl.-4.11

$$p_u + \rho_{F1} \cdot \frac{w_u^2}{2} + \rho_{F1} \cdot g \cdot h_u = p_d + \rho_{F1} \cdot \frac{w_d^2}{2} + \rho_{F1} \cdot g \cdot h_d \quad (\text{Gl.-4.10})$$

$$w_{Dü} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{F1}}} \quad (\text{Gl.-4.11})$$

$$\dot{m}_{th} = w_{Dü} \cdot A_0 \cdot \rho_{F1} \quad (\text{Gl.-4.12})$$

Mit Hilfe der Bernoulli Gleichung kann jedoch nur ein theoretischer Massenstrom ermittelt werden, welcher deutlich über dem realen Massenstrom liegt. Deshalb wird ein Discharge Coefficient Gl.-4.13 definiert. Dieser gibt das Verhältnis von realem zu theoretischem Massenstrom an. Es kann angenommen werden, dass der Discharge Coefficient im Bereich 0.7 – 0.8 liegt.

$$CD = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad (\text{Gl.-4.13})$$

Zur weiteren Berechnung für den Discharge Coefficient kann die theoretische Masse mittels Gleichung Gl.-4.11 berechnet werden. Das Ergebnis gilt für nicht kavitierende Düsen Gl.-4.14.

$$CD_0 = \frac{\dot{m}}{\sqrt{\frac{2 \cdot (p_u - p_d)}{\rho_{F1}}} \cdot \rho_{F1} \cdot A_0} \quad (\text{Gl.-4.14})$$

Beim Auftreten von Kavitation, wenn also der Druck im Spritzloch bis auf den Dampfdruck abgesenkt wird, kann der Dampfdruck an die Stelle des Gegendrucks gesetzt werden. Dieser kann auch mit guter Näherung vernachlässigt werden und es gilt somit die Gleichung Gl.-4.15 für kavitierende Düsen.

$$CD_1 = \frac{\dot{m}}{\sqrt{\frac{2 \cdot p_u}{\rho_{F1}}} \cdot \rho_{F1} \cdot A_0} \quad (\text{Gl.-4.15})$$

Die Cavitation Number (CN) ist in Gl.-4.16 definiert. An der Kavitationsgrenze wird diese als Critical Cavitation Number (CCN) bezeichnet. Diese kann aus Messungen bestimmt werden.

$$CN = \frac{p_u - p_d}{p_d - p_v} \approx \frac{p_u - p_d}{p_d} \quad (\text{Gl.-4.16})$$

4.4. Auswahl von Spritzlochgeometrien für die Analyse

Die Möglichkeiten zur Herstellung von Düsen haben sich in den letzten Jahren deutlich weiter entwickelt. Es gibt neben der klassischen Bohrung zwei Verfahren für die Fertigung von Düsenkonturen: Erodieren und Laserbohren. Das Laserbohrverfahren wird nach aktuellem Stand der Technik vorwiegend bei Benzininjektoren in Serie angewendet.

Der Herstellungsprozess der Düsen von Dieselinjektoren beschränkt sich meist auf das Erodieren. Bei diesem Verfahren wird der Düsenstock bearbeitet. Die Wandstärken betragen ca. 1 mm. Es wird je nach Anwendung und Spezifikation ein Loch von 100-300 μm gebohrt. In der Serienfertigung kann nur eine begrenzte Konizität erreicht werden. Durch Verbesserungen des Erodierprozesses kann derzeit für Prototypenteile eine größere Bandbreite von Düsenkonturen realisiert werden. Eine Überführung dieses Fertigungsverfahrens für die Serienanwendung ist nur sinnvoll, wenn ein entsprechendes Potential für das Dieselerbrennverfahren aufgezeigt werden kann. Die durchgeführte Versuchsreihe umfasst 13 verschiedene Düsenformen. Von jeder Düsengeometrie wurden drei Injektoren angefertigt, wobei jeweils einer dieser Injektoren nur mit einer Düsenbohrung versehen ist. Die verbleibenden zwei haben jeweils acht über den Umfang verteilte Düsenlöcher. Eine Ausnahme bilden die mehrreihigen Düsen. Sie weisen bis zu 24 Spritzlöcher auf, die ebenfalls an acht Stellen über den Umfang verteilt werden. Der Durchfluss wurde für alle Injektoren immer konstant gehalten.

Alle Düsen wurden bei Liebherr-Components Biberach GmbH in Deggendorf gefertigt. In Tabelle 4.5 sind die geometrischen Daten der gefertigten Düsen ersichtlich. Eine grafische Übersicht ist in Abbildung 4.11 gegeben. In Abbildung 4.12 sind Details aus der Konstruktionszeichnung für einen Düsenstock vom Typ G ersichtlich. Es wurden bereits erste Versuche mit verschiedenen Düsenformen publiziert (siehe Abbildung 4.10) [38]. Der Herstellungsprozess lässt jedoch weitere Formen zu. Zusammen mit der Liebherr Components Biberach GmbH wurden die Fertigungsmöglichkeiten bewertet und eine Auswahl der zu fertigenden und untersuchenden Spritzlochgeometrien, die sogenannte Düsenmatrix, erstellt.

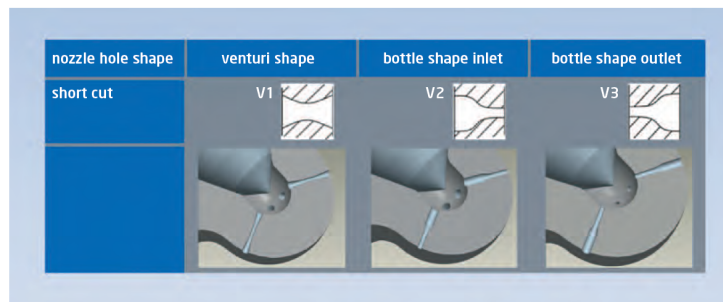


Abbildung 4.10.: veröffentlichte Sonderformen von Spritzlochgeometrien [38]

Die Ergebnisse könnten, nach einer entsprechenden Absicherung der Langzeitstabilität und bei Einhaltung der Fertigungsqualität, in den Fertigungsprozess von Dieselmotoren übernommen werden. Die verschiedenen Konturen für die Spritzlöcher sind in Abbildung 4.11 ersichtlich.

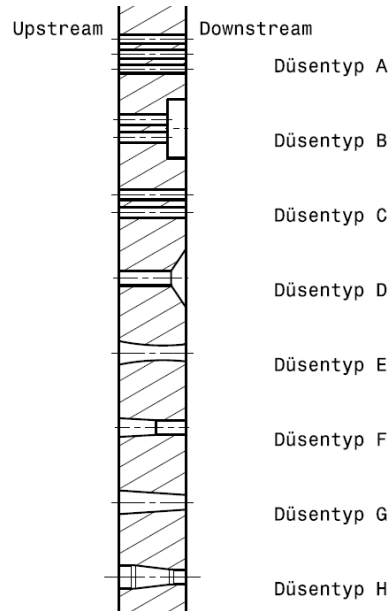


Abbildung 4.11.: Konturen der Spritzlöcher für die Untersuchungen

Für die Angaben in 4.5 wurde letztere Definition verwendet. Der größte Durchmesser ist meist beim Einlauf der Düse. Anstelle des Durchmessers des Düsenauslaufes wurde der engste Querschnitt verwendet. Dies betrifft besonders Düsen der Gruppe E.

In den folgenden Abbildungen wurden für die unterschiedlichen Düsentypen Bilder vom Rasterelektronenmikroskop (REM) gezeigt. Abgebildet ist ein ausgeformter Abdruck des Düsenloches nach HE-Verrundung. Unter dem REM wurde die Kontur der Düsen auch vermessen. Es konnten jeweils 4 der 8 Spritzlöcher am Umfang des Düsenstockes ausgeformt werden. Die Messdaten wurden gemittelt und sind in Abbildung 4.13 dargestellt. Um die Vergleichbarkeit zu gewährleisten wurden alle Düsen im Durchfluss gleichgestellt.

4. Einfluss der Spritzlochgeometrie auf die Dieselerverbrennung

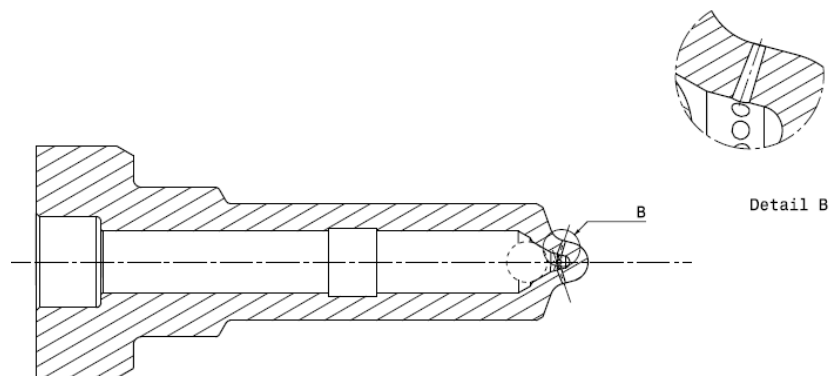
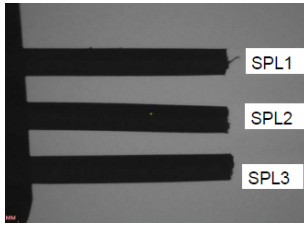


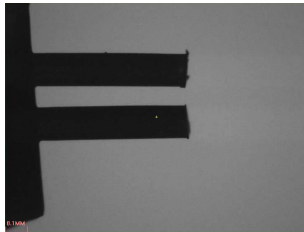
Abbildung 4.12.: Düsenstock und Detailansicht des Spritzloches für den Typ G

Tabelle 4.5.: Düsenmatrix

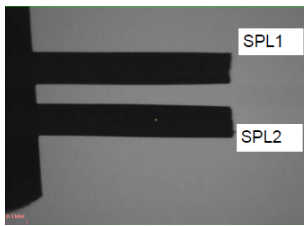
Düsentyp	Durchfluss ml/30s @100bar	Lochanzahl	Spritzwinkel °	k-Faktor	HE %	L/D
Düsentyp A1	950	32	142	0	15	7.50
Düsentyp B1	950	16	142	0	15	4.82
Düsentyp C1	950	16	142	0	15	6.20
Düsentyp D1	950	8	142	0	15	3.23
Düsentyp E1	950	8	142	6	10	4.47
Düsentyp E2	950	8	142	3	10	4.47
Düsentyp F1	950	8	142	6	10	4.47
Düsentyp G1	950	8	142	0	15	4.47
Düsentyp G2	950	8	142	3	15	4.47
Düsentyp G3	950	8	142	5	15	4.47
Düsentyp G4	950	8	142	10	15	4.47
Düsentyp H1	950	8	142	6	10	4.47
Düsentyp H2	950	8	142	3	10	4.47



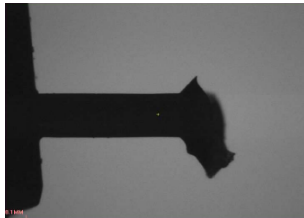
Die Düse A hat drei Lochreihen. Damit hat diese den geringsten Düsenquerschnitt in der gesamten Matrix. Dadurch soll eine geringere Tröpfchengröße erreicht werden. Der Durchmesser wurde im Vergleich zu denen der Gruppen B und C weiter verringert. Die Achsen der Spritzlöcher sind parallel zueinander. Abweichungen im Bild sind bedingt durch das Ausformen für das Messverfahren.



Die Düse B hat zwei Lochreihen. Der Lochdurchmesser entspricht in etwa dem der Düse C. Alle Düsen wurden im Durchfluss gleichgestellt. Diese wurde mittels Vorhof (Vergrößerung am Düsenaustritt) realisiert. Die Achsen der Düsen sind zueinander parallel angeordnet.



Die Düse C hat zwei Lochreihen. Der im Vergleich zu den Düsen D – H geringere Lochdurchmesser soll die Zerstäubung verbessern. Die Düse zielt auf eine geringere Tröpfchengröße ab. Die Achsen der Düsen sind parallel angeordnet.

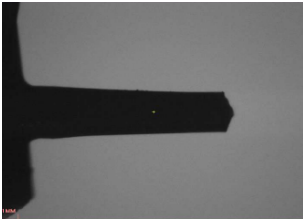


Die Düse D wurde mit einer verringerten Düsenlänge ausgeführt. Im Bild sind auch Reste des Vorhofes nach dem Ausformen erkennbar. Diese sind jedoch nicht von Belang.

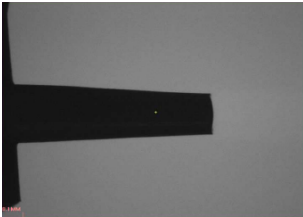


Die Düsen der Gruppe E wurden als Venturidüsen konzipiert. Es wurde eine Düse gefertigt, welche ihren engsten Querschnitt an einem Scheitelpunkt hat. Der Scheitelpunkt liegt etwa ein Drittel der Düsenlänge vom Austritt entfernt. Diese Düse wurde auf Basis von Literaturangaben erstellt (2 Ausführungen wurden untersucht) [38].

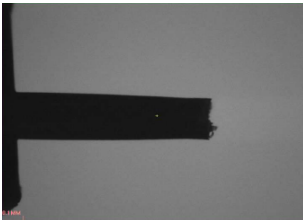
4. Einfluss der Spritzlochgeometrie auf die Dieselverbrennung



Die Düse F hat einen konischen Zulauf kombiniert mit einem zylindrischen Auslauf. Dabei handelt es sich um eine Kombination der Typen H und E.



Bei der Gruppe G handelt es sich um konische Düsen, wie sie heute in der Serie eingesetzt werden. In der Serie werden heute k-Faktoren bis zu 3 erreicht. In dieser Gruppe wurden k-Faktoren von 0 (zylindrisch) bis 10 untersucht (4 Ausführungen).



Die Gruppe H verfügt über einen zylindrischen Zu- und Auslauf. In der Mitte wird ein Düsenabschnitt konisch ausgeführt. Diese Düse wird als „Flaschenhals“ bezeichnet und wurde auf Basis von Literaturangaben erstellt [38] (2 Ausführungen wurden untersucht).

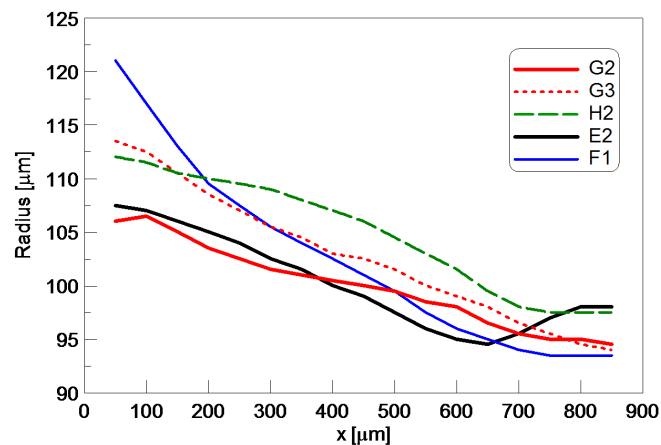


Abbildung 4.13.: Auswahl gemessener Spritzlochkonturen; Messung erfolgte durch Ausgießen, Ausformen und Messung unter dem REM

4.4.1. Durchfluss

Für die Bestimmung des Durchflusskoeffizienten CD (Coefficient of Discharge) einer Düse wurden Daten aus der Strömungsanalyse von Liebherr Components Biberbach GmbH verwendet. Dabei wurde jeder Düsenstock mit einem Prüfling bei 100 bar durchströmt. Die Berechnung wurde nach folgenden Formeln durchgeführt: Der Durchflusskoeffizient bildet das Verhältnis von realem zu theoretischem Massenstrom. Mit Hilfe der Bernoulli Gleichung kann der theoretische Massenstrom wie in Gleichung Gl.-4.14 formuliert werden [23]. Dabei wird vorausgesetzt, dass die Düse nicht kavitierend ausgelegt ist. In Abbildung 4.14 wird gezeigt, dass für einige Düsentypen Werte von über 90 % für den Durchflusskoeffizienten erreicht werden können.

Tabelle 4.7.: Durchflussprüfung des Düsenstockes – Prüfling Shell V1404

Parameter	Wert	Einheit
p_u	100	bar
p_d	1	bar
ν_{F1} (20°C)	3.80	mm ² /s
ν_{F1} (40°C)	2.55	mm ² /s
ρ_{V1404}	826	kg/m ³

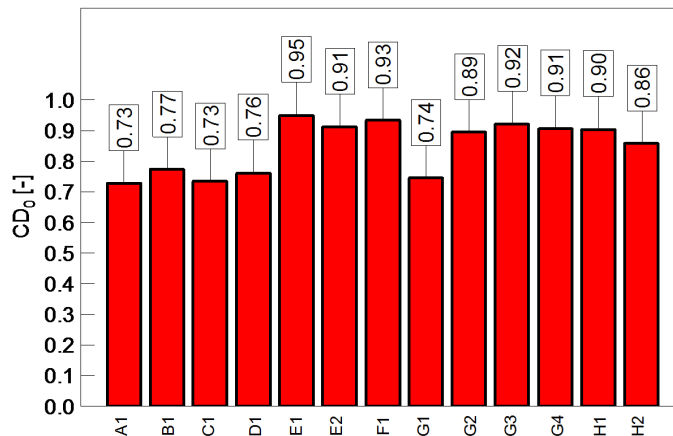


Abbildung 4.14.: CD_0 für alle Düsentypen mit Prüfling

- Gruppe 1: Düsentyp A
- Gruppe 2: Düsentyp B, C
- Gruppe 3: Düsentyp D, E, F, G, H

4. Einfluss der Spritzlochgeometrie auf die Dieselerverbrennung

Zur Berechnung wird nur der engste Querschnitt jedes Düsentyps berücksichtigt. Bei der Abschätzung wird der reale Durchmesser der Düse angenommen. Für die Fertigung muss die Hydroerosive (HE) Bearbeitung berücksichtigt werden.

Tabelle 4.8.: Durchflusswerte für die verschiedenen Düsentypen

Düsentyp	p_u	p_d	CD	$D_{Dü}$	$w_{Dü}$	Durchfluss ^a
-	bar	bar	-	μm	m/s	mg/Zyklus
Düsentyp A	2000	60	0.73	122	683.7	232.4
Düsentyp B,C	2000	60	0.77	145	683.7	230.9
Düsentyp D,E,F,G,H	2000	60	0.91	189	683.7	231.8

^a Einspritzmenge gilt für 2 ms Einspritzdauer und eine 8-Lochdüse

Tabelle 4.9.: Referenzdurchfluss für die verschiedenen Düsentypen

Düsentyp	p_u	p_d	CD	$D_{Dü}$	$w_{Dü}$	Durchfluss ^a
-	bar	bar	-	μm	m/s	ml/30sec
Düsentyp A	100	1	0.73	120	154.4	947
Düsentyp B,C	100	1	0.77	145	154.4	942
Düsentyp D,E,F,G,H	100	1	0.91	202	154.4	949

^a Einspritzmenge gilt für eine 8-Lochdüse innerhalb von 30 Sekunden

4.5. Untersuchungen in der Einspritzkammer

4.5.1. Randbedingungen

Die Randbedingungen in der Einspritzkammer unterscheiden sich von den Bedingungen im Brennraum. Das Volumen der Einspritzkammer ist um ein Vielfaches größer. Die Innenströmung im Brennraum wurde nicht nachgestellt. Im Gegensatz zum Drall im Brennraum liegt in der Einspritzkammer ein ruhendes Medium vor.

Als Medium in der Kammer wurde Stickstoff gewählt. Die Versuche wurden mit einem Druck von 50 bar in der Kammer und 200 °C durchgeführt. Damit ergibt sich eine Dichte des Mediums von 35.7 kg/m³. Die Dichte liegt zwischen den untersuchten Werten bei der optischen Analyse des Brennraumes in Kapitel 4.1.

4.5.2. Eingangsuntersuchungen

Zu Beginn der Untersuchungen wurden zwei Injektoren analysiert, welche nicht in der Düsenmatrix in Abschnitt 4.4 enthalten sind. Dabei handelt es sich um den Vergleich

mit einem Wettbewerbsinjektor und um einen Vergleich zwischen einem 8- und einen 9-Loch-Injektor. Bei diesen Injektoren wurden Versuche mit 350 bar, 1000 bar und 2000 bar Raildruck durchgeführt. Im Gegensatz zu den später untersuchten Injektoren haben diese einen geringeren Durchfluss und sind daher mit der Injektormatrix nur bedingt vergleichbar. Einige Zusammenhänge können bereits bei diesen Injektoren gezeigt werden. Der 9-Loch-Injektor wird nachfolgend als Y1 und der 8-Lochinjektor als Z1 bezeichnet.

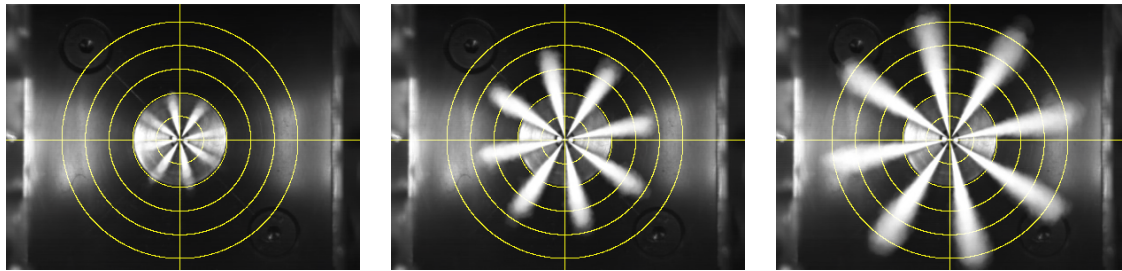


Abbildung 4.15.: 8-Loch-Injektor Z1 bei 2000 bar

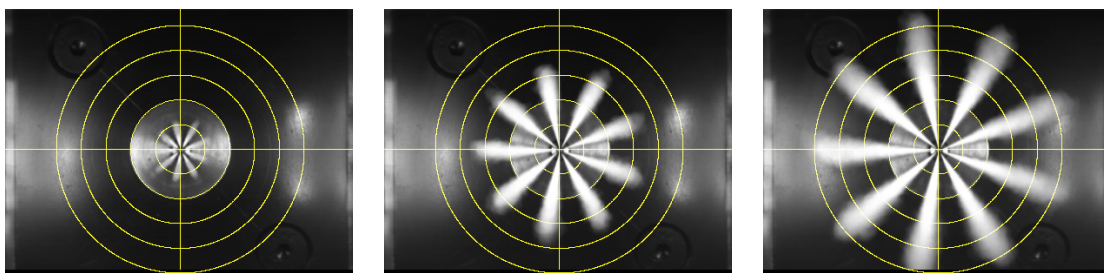


Abbildung 4.16.: 9-Loch-Injektor Y1 bei 2000 bar

In Abbildung 4.15 ist eine Bildserie für den Injektor Z1 und in Abbildung 4.16 eine solche für den Injektor Y1 dargestellt. Diese Bildserien wurde bei unterschiedlichen Zeitpunkten aufgenommen, da die beiden Injektoren unterschiedlich aufgebaut sind. Für Z1 wurden die Zeitpunkte $750 \mu\text{s}$, $1125 \mu\text{s}$ und $1625 \mu\text{s}$ gewählt. Für den Injektor Y1 sind die Zeitpunkte $500 \mu\text{s}$, $1125 \mu\text{s}$ und $1375 \mu\text{s}$.

Es wird deutlich, dass Y1 schneller öffnet als Z1. Dies wird auch im linken Diagramm von Abbildung 4.17 gezeigt. Hier wird der maximal erreichte Radius eines gemittelten Sprays über der Zeit seit elektrischem Ansteuerbeginn dargestellt. Zusätzlich wird gezeigt, dass der Raildruck starken Einfluss auf das Öffnungsverhalten der Injektoren und die Ausbreitung des Sprays hat. Im rechten Teil der Abbildung wird die Kontur der Sprays in kartesischen Koordinaten gezeigt. Es wird deutlich, dass die Außenkontur der Sprays von Y1 und Z1 durchaus ähnlich sind. Auch der Raildruck hat keinen starken Einfluss auf die Außenkontur, wohl aber auf die Zerstäubung und die Ausbreitungsgeschwindigkeit. In diesem Diagramm muss berücksichtigt werden, dass die Zeitpunkte

4. Einfluss der Spritzlochgeometrie auf die Dieselerverbrennung

für die ermittelten Konturen unterschiedlich sind, sowohl für die Einspritzdrücke, wie auch für die Injektoren. Durch Vergleich der einzelnen Bilder kann auch eine radiale Ausdehnungsgeschwindigkeit ermittelt werden. Darunter versteht sich die Geschwindigkeit, die sich aus der maximalen radialen Ausdehnung des gemittelten Sprays zwischen den Bildern unter Berücksichtigung der Sample-Rate ergibt. Als Überblick sind diese Angaben in Tabelle 4.10 zusammengefasst. Es handelt sich um einen mittleren Wert zwischen den Injektoren Y1 und Z1.

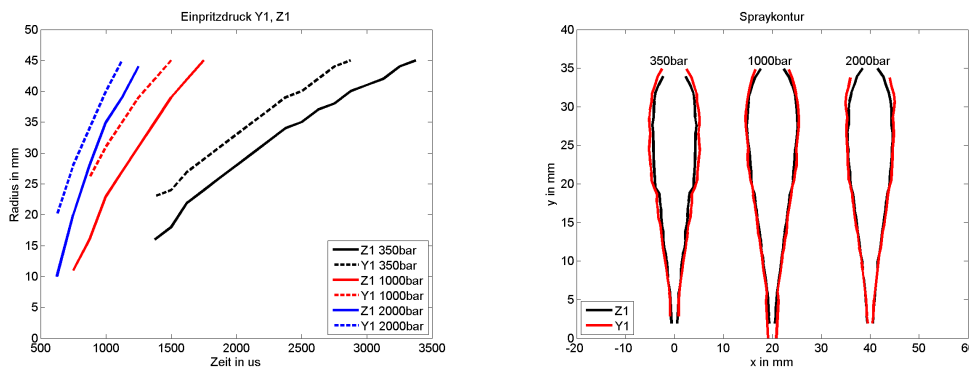


Abbildung 4.17.: Links: Radius über der Zeit | Rechts: Spraykontur bei verschiedenem Raildruck

Tabelle 4.10.: Angaben für die radiale Ausdehnungsgeschwindigkeit in m/s

Raildruck	350 bar	1000 bar	2000 bar
Radius = 20 mm	20 m/s	48 m/s	71 m/s
Radius = 40 mm	13 m/s	25 m/s	41 m/s

4.5.3. Asymmetrische Belastung der Düsenadel

In Kapitel 4.1 wird für die Aufnahmen im Brennraum ein Injektor mit 2 verschlossenen Bohrungen verwendet. Dieser Injektor wurde auch in der Einspritzkammer analysiert um die Auswirkungen auf die Hydraulik und das Spraybild zu beurteilen. Ein Teil der Aufnahmeserie, bereits um das Hintergrundbild bereinigt, ist in Abbildung 4.18 gezeigt. Die radiale Ausdehnung der Sprays ist auf diesen Bildern bereits ähnlich, obwohl die Belastung auf die Düsenadel nicht symmetrisch ist.

Der Injektor für die optische Aufnahmen hatte vor dem Verschließen von zwei Spritzlöchern den gleichen Durchfluss wie die Injektoren aus der Düsenmatrix. Deshalb wird der Injektor G1 aus der Düsenmatrix zum Vergleich herangezogen. Die Bilder wurden

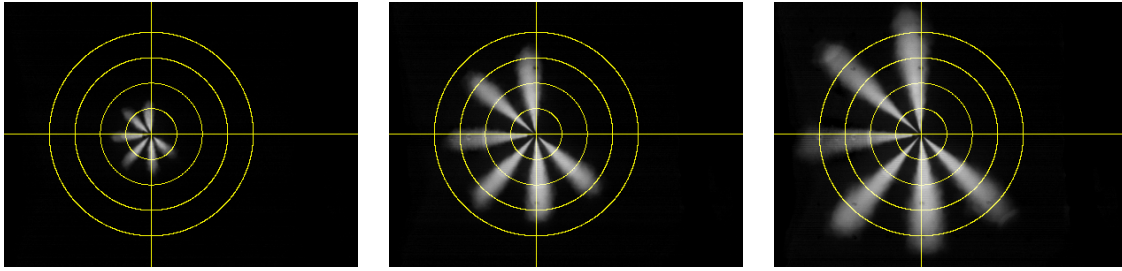


Abbildung 4.18.: Optik-Injektor mit k-Faktor von Null für optische Untersuchungen bei 1000 bar

zu den Zeitpunkten $1125\ \mu\text{s}$ und $1750\ \mu\text{s}$ nach elektrischem Ansteuerbeginn übereinandergelegt. In Abbildung 4.19 ist der Injektor G1 rot und Optik-Injektor grün dargestellt. An Stellen, wo sich die Sprays überdecken, wird gelb verwendet. Als Basis wird ein Binärbild beider Sprays verwendet. Die Ausdehnung der Sprays erscheint ähnlich. Zudem wurden noch die radiale Ausdehnung und der Winkel der einzelnen Sprays beurteilt. Die Schwankungen sind etwas höher als bei den sonstigen Injektoren. Für eine prinzipielle Beurteilung der Bedingungen zu Beginn der Verbrennung, sowie der Eindringtiefe des flüssigen Sprays in den Brennraum, ist die Methode durchaus geeignet. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass die lokale und globale Temperatur, sowie das Luftverhältnis im Brennraum durch diese Methode beeinflusst werden.

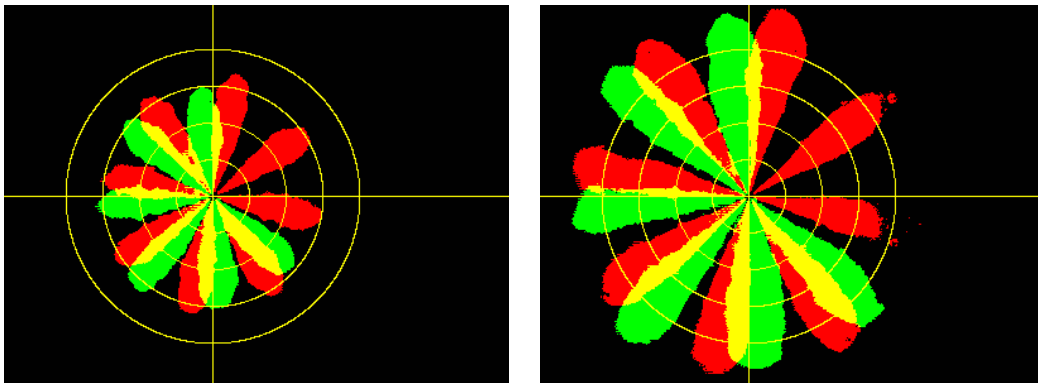


Abbildung 4.19.: Vergleich Injektor G1 mit Optik-Injektor zu unterschiedlichen Zeitpunkten

4. Einfluss der Spritzlochgeometrie auf die Dieselerverbrennung

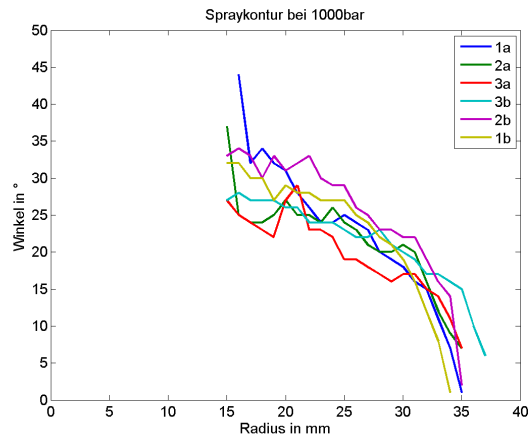


Abbildung 4.20.: Messung der Sprays am Injektor für optische Untersuchungen, Spray 1 ist direkt neben der verschlossenen Bohrung, 3 am weitesten entfernt

4.5.4. Messung der G-Serie

Für die Analyse der G-Serie wurden die Düsen G1, G2 und G4 in der Einspritzkammer analysiert. Als Beispiel für eine exemplarische Bewertung wird in der linken Abbildung 4.22 für die Düse G1 die Spraykontur zu unterschiedlichen Zeitpunkten von $625 \mu\text{s}$ bis $1875 \mu\text{s}$ gezeigt. Aus diesem Bild kann, wie rechts davon dargestellt, eine radiale Ausdehnungsgeschwindigkeit berechnet werden. In der Auswertung wurden die Koeffizienten für ein Polynom 2. Ordnung für die Beschreibung der radialen Ausdehnungsgeschwindigkeit berechnet.

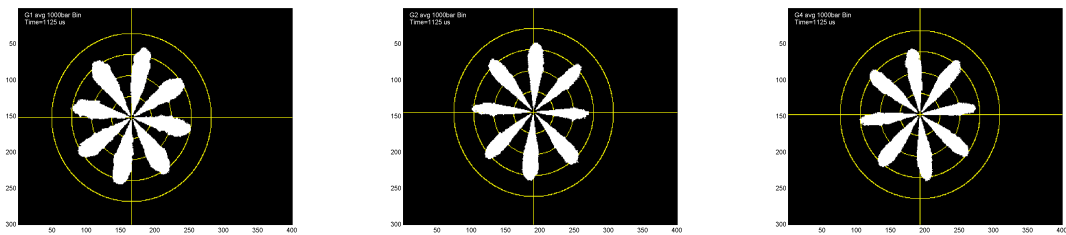


Abbildung 4.21.: Binärbild mit Fadenkreuz für G1, G2, G4 (von links nach rechts)

Wird der maximale Radius über der Zeit aufgetragen, so wird deutlich, dass die Schwankungen innerhalb der G-Serie klein sind. Der Injektor G2 erreicht eine minimal höhere Ausdehnung als die Injektoren G1 und G4. Ein Vergleich der Kontur zeigt einen schmälere Spray für G2. In Abbildung 4.24 wird dies gezeigt.

In Abbildung 4.25 wird ein Überblick über den ermittelten Kegelwinkel des ausgeprägten Sprays gezeigt. Auf der Abszisse wird der k-Faktor des Spritzloches dargestellt und auf der Ordinate der mittlere Kegelwinkel. In diesem Bild wird deutlich das bei ei-

dem k-Faktor von 3 (Düse G2) ein geringer Kegelwinkel erreicht wird. Diese Erkenntnis stimmt auch mit Erkenntnissen aus Kammeruntersuchungen nach Fink [16] überein.

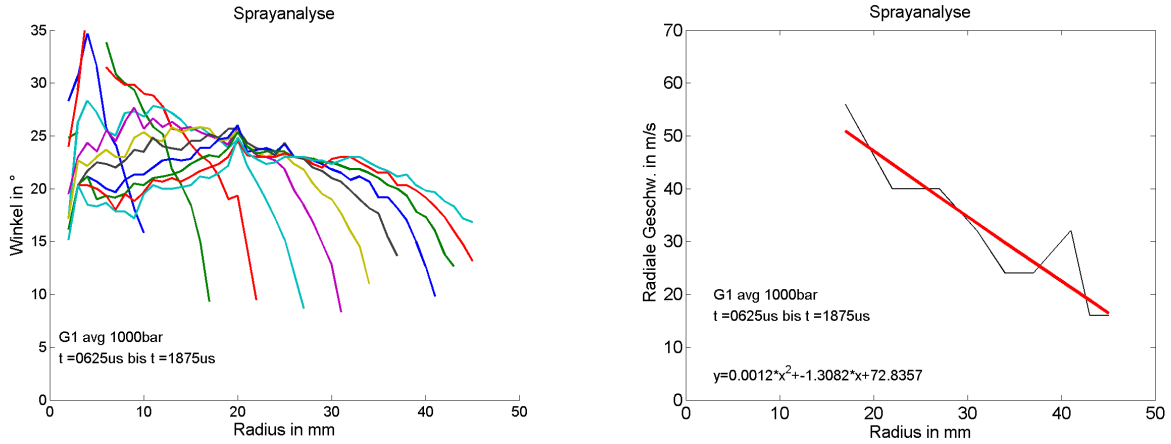


Abbildung 4.22.: Links: Radius und Winkel Φ des Spraybildes zu unterschiedlichen Zeitpunkten | Rechts: Radiale Ausdehnungsgeschwindigkeit über dem Radius

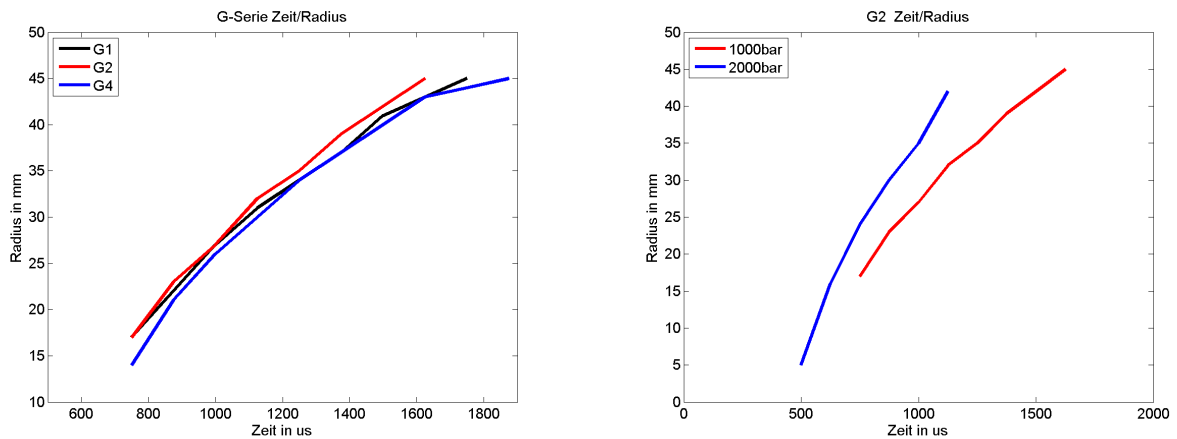


Abbildung 4.23.: max. radiale Ausdehnung über der Zeit; Links: G-Serie | Rechts: G2 bei unterschiedlichem Druck

4.5.5. Zusammenfassung der Messungen in der Einspritzkammer

Wird die Spraykontur des Injektors G2 mit den Typen Y1, und Z1 gegenübergestellt, so zeigt sich, dass der Spray einen schmäleren Winkel hat als die Injektoren aus der Eingangsmessung. Im Laufe der Messungen am Forschungsmotor (siehe Kapitel 4.11)

4. Einfluss der Spritzlochgeometrie auf die Dieselerverbrennung

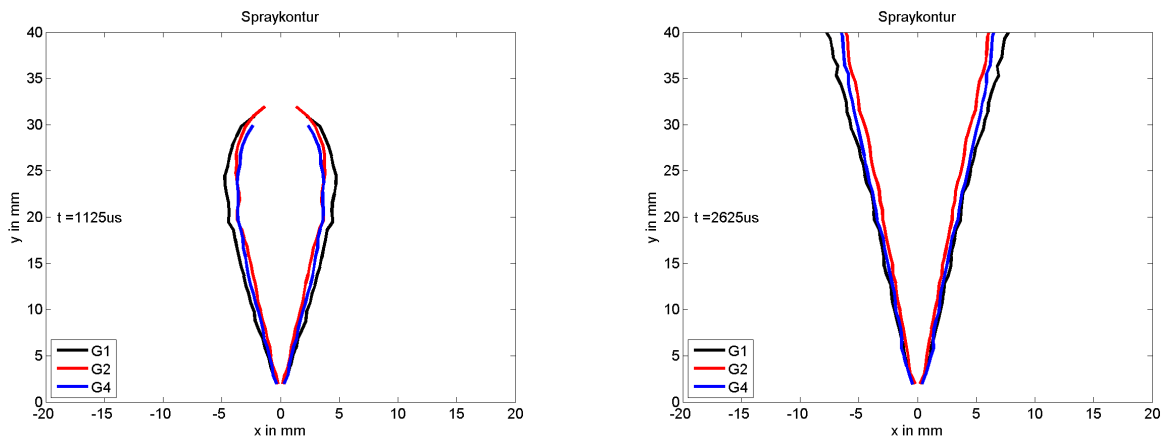


Abbildung 4.24.: räumliche Ausdehnung der Spritzlochgeometrien G1, G2 und G4; Links: bei $t = 1125 \mu s$ | Rechts bei $t = 2625 \mu s$

hat sich der Kegelwinkel des Injektors G2 als vorteilhaft bestätigt. Dies kann an der gezeigten Aufweitung des Sprays liegen. Die Resultate aus den durchgeführten Messungen zeigen einen klaren Trend in Bezug auf den Kegelwinkel. Hinter jedem, in der Arbeit gezeigten und analysierten Bildern, liegen fünf Einzelmessungen, die zu einem Bild gemittelt wurden. Obwohl die Resultate der Messungen einen klaren Trend zeigen, ist eine gesicherte Aussage auf Basis der Messungen nicht möglich. Für eine statistisch gesicherte Aussage wurde keine ausreichende Anzahl an Messungen erreicht.

Nachfolgend sind einige Anmerkungen zur Kritik und Verbesserungsmöglichkeiten an den durchgeführten Messungen mit der konstruierten Einspritzkammer angeführt. Die Bedingungen innerhalb der Einspritzkammer wurden für die Messungen mit 50 bar und $150^\circ C$ konstant gehalten. Die Bildebene der Einspritzkammer ist während der Messungen vertikal. Dies begünstigt eine Temperaturschichtung innerhalb der Kammer. Für zukünftige Messungen wird empfohlen die Bildebene horizontal zu drehen. Weiters wurde eine Beleuchtung innerhalb der Kammer mittels Halogenlampen durchgeführt. Eine externe Beleuchtung durch die Fenster verbessert die Platzverhältnisse in der Einspritzkammer. Zu Beginn der Messungen waren die Adapter für die Injektoren nicht beschichtet. Die Reflexionen die dadurch entstanden sind erschweren die Auswertung der ersten Aufnahmeserien.

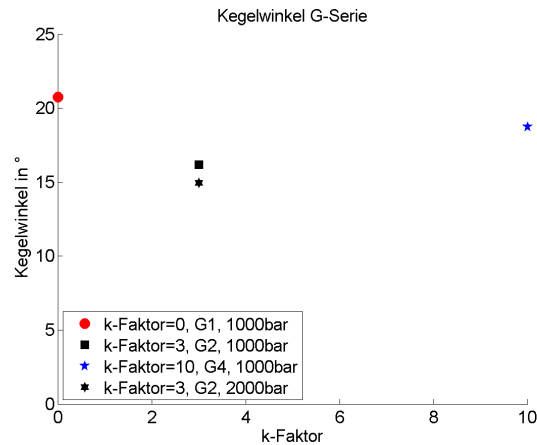


Abbildung 4.25.: Kegelwinkel des Sprays der G-Serie als Funktion des k-Faktors

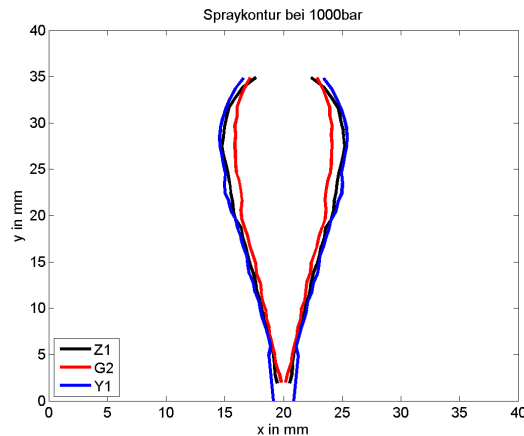


Abbildung 4.26.: Spraykontur von G2, Y1 und Z1 bei 1000 bar Raildruck

4.6. Methodik zur Messung am 1-Zylinder-Forschungsmotor

Bei der Untersuchung der Düsenmatrix wurde angenommen, dass der optimale Betriebspunkt zur Erreichung geringer Schadstoffemissionen für jede Düse unterschiedliche Betriebsparameter (Luftverhältnis, Raildruck, AGR-Rate) voraussetzt. Um die Düsen besser vergleichen zu können, wurde für jede Düse ein DoE (Design of Experiments) Modell erstellt. Anhand dieses Modelles können optimale Betriebspunkte eruiert werden, sowie Betriebsbereiche aufgezeigt werden, in denen vorgegebene Grenzwerte eingehalten werden. Für die Erstellung der Modelle ist eine sehr gute Reproduzierbarkeit der Messergebnisse erforderlich. Dies erfordert eine präzise Wiederholbarkeit der eingestellten Betriebspunkte bei unterschiedlichen Messungen. Das Messprogramm wurde so

4. Einfluss der Spritzlochgeometrie auf die Dieselerbrennung

gewählt, dass ein Injektor bzw. eine Düse in 1 bis 1,5 Tagen gemessen werden konnte. Zur Validierung wurde die erste gemessene Spritzlochkontur am Ende der Messkampagne nochmals gemessen. Auf Basis dieser beiden unabhängigen Messungen wurden zwei unabhängige DoE-Modelle für den gleichen Injektor mit der gleichen Spritzlochkontur erstellt. Die Vergleichbarkeit der beiden Modelle ist gut. Es wurden alle Düsen einem Einlaufprogramm unterzogen um stabile Zustände nach dem festgestellten Einlaufverhalten der Injektoren zu erhalten. Der Verlauf von Mitteldruck und Luftverhältnis während des Einlaufprogrammes ist in Abbildung 4.27 gegeben. Für das Einlaufprogramm wurden die Bestromungsdauer und alle weiteren Betriebsparameter konstant gehalten. Der gezeigte Injektor zeigt bereits nach 45 min ein deutlich stabileres Verhalten.

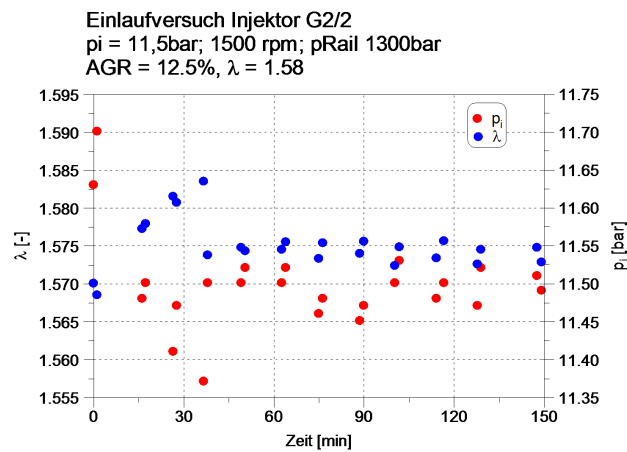


Abbildung 4.27.: Einlaufverhalten für Düse G2/2

Für jede Düse bzw. jeden Injektor wurde ein eigenes DoE-Modell erstellt. Dieses DoE Modell hat die Eingangsparameter Raildruck, Luftverhältnis und AGR-Rate. Der Spritzbeginn oder der Verbrennungsschwerpunkt wurde bewusst nicht als Eingangsgröße des Modelles definiert, um die Anzahl an Messpunkten zu reduzieren. Es wurde angenommen, dass der Verbrennungsschwerpunkt einen untergeordneten Zusammenhang mit der Düsekontur zeigt. Dieses Modell wurde an zwei Lastpunkten erstellt: einem Teillastpunkt mit 1500 min^{-1} und 11.5 bar und einem Vollastpunkt mit 1800 min^{-1} und 20.5 bar. Innerhalb der Modelle wurde der Verbrennungsschwerpunkt konstant gehalten. Als Antwortgrößen des Modelles wurden der indizierte Wirkungsgrad sowie die Emissionen bezogen auf die indizierte Arbeit gewählt. Die Emissionskomponenten sind: Stickoxid, Ruß, Partikelanzahl, Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid. Für jede Düse wurden insgesamt zwei mal 38 Messpunkte aufgenommen, da jeder Messpunkt doppelt gemessen wurde.

4.7. Streuung von identen Baumustern

Um die Plausibilität der Messergebnisse zu beurteilen, wurden die Streuung von Baumustern beurteilt. Der Begriff Baumuster wird hier für komplette Injektoren verwendet, welche nach vollständig identen Spezifikationen gefertigt wurden. Nach dieser Definition unterscheiden sich die Baumuster nur durch Toleranzen bzw. Schwankungen im Herstellungsprozess. Dabei hat sich gezeigt, dass die Schwankungen zwischen den Baumustern etwas geringer sind als die gezeigten Unterschiede zwischen den Düsentypen. Die Messergebnisse aus dem Baumustervergleich korrelieren mit den erstellten DoE-Modellen, obwohl diese zu einem späteren Zeitpunkt mit Hilfe anderer Messtechnik generiert wurden. Die Emissionsmessung für die Plausibilisierung der Baumuster erfolgte mit einer AVL CEB und einem IAG FTIR. Die Messungen für die DoE-Modelle erfolgten mittels AVL AMA i60 und AVL Particle Counter. Für beide Messungen wurde ein AVL Smokemeter 415S verwendet. In Abbildung 4.28 wird ein NO_x-Ruß-Trade-Off für unterschiedliche Düsentypen dargestellt. Dabei wurde der Raildruck von 950 bis 1850 bar variiert. In den folgenden Abbildungen sind die Stickoxidemissionen und die Schwärzungszahl getrennt dargestellt. Die Schwärzungszahl ist Abbildung 4.29 rechts dargestellt; die Stickoxidemissionen sind im linken Teil dargestellt. Die Düse 1 zeigt etwas geringere Ruß- und NO_x-Emissionen. Die Streuung zwischen den Baumustern ist geringer als die gezeigten Unterschiede zwischen Düsen unterschiedlichen Types. Bei der Erstellung der DoE-Modelle wurde zusätzlich zur Schwärzungszahl die Partikelanzahl berücksichtigt. Es standen je Düse bzw. Injektor nur zwei Baumuster zur Verfügung, womit die Streuung nur exemplarisch beurteilt werden kann.

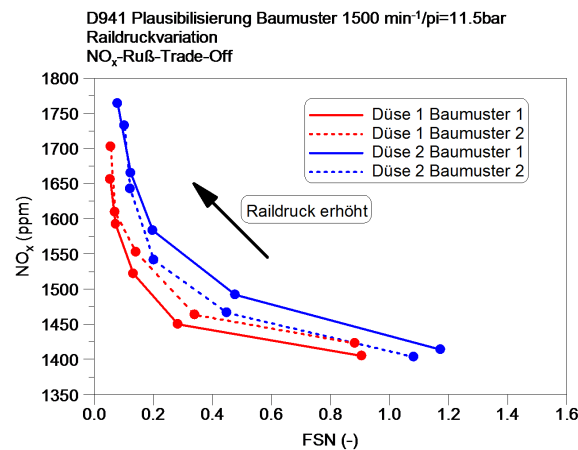


Abbildung 4.28.: Exemplarische Streuung von Baumustern im Trade-Off

4. Einfluss der Spritzlochgeometrie auf die Dieselverbrennung

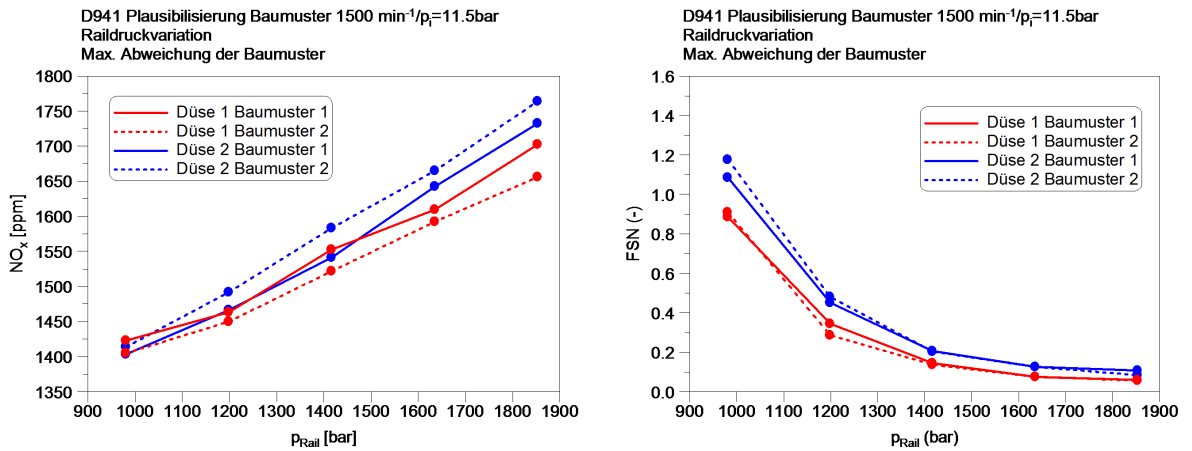


Abbildung 4.29.: Exemplarische Streuung von Baumustern; Links: Stickoxidemissionen | Rechts: Schwärzungszahl

4.8. Vergleich der Spritzlochkonturen auf Basis von Indizierdaten

Um die Vergleichbarkeit von Messpunkten zu gewährleisten wurde besonders Wert auf den Ladungswechsel gelegt. Dabei wurde das gleiche Spülgefälle eingestellt, um die gleichen Restgasanteile zu erhalten. Für die Messung des Luft-/Kraftstoffgemisches wurde eine paramagnetische Sauerstoffmesszelle der AVL AMA i60 herangezogen. Diese zeigt eine bessere Wiederholgenauigkeit bei mageren Luft-/Kraftstoffgemischen als die handelsüblichen Lambdasonden. Bei der Einstellung von Lastpunkten wurden Drehzahl, indizierter Mitteldruck, indizierter Ladungswechselmitteldruck, Ladelufttemperatur, AGR-Rate und Raildruck konstant gehalten. In Abbildung 4.30 werden Zylinderdruckverlauf, Heizverlauf, indizierter Mitteldruck, Ladungswechselarbeit, Verbrennungsschwerpunkt und Brenndauer von allen 13 Injektoren mit den jeweiligen Düsen dargestellt. Der globale Heizverlauf zeigt für alle Düsen einen sehr ähnlichen Verlauf. Auch die Brenndauer und der Zündverzug zeigen nur sehr geringe Schwankungen. Die kürzeste Brenndauer wurde mit der Spritzlochkontur F1 erzielt. Die angegebene Brenndauer ist von 5 % Umsatzpunkt bis 90 % Umsatzpunkt. Es ist bereits ersichtlich, dass der Druckverlauf und der globale Heizverlauf kaum von der Düsengeometrie beeinflusst werden. Da der Gradient des Druckanstieges maßgeblich für die Akustik eines Brennverfahrens ist, wird auch die Geräuschentwicklung durch die Verbrennung kaum von der Düsengeometrie beeinflusst.

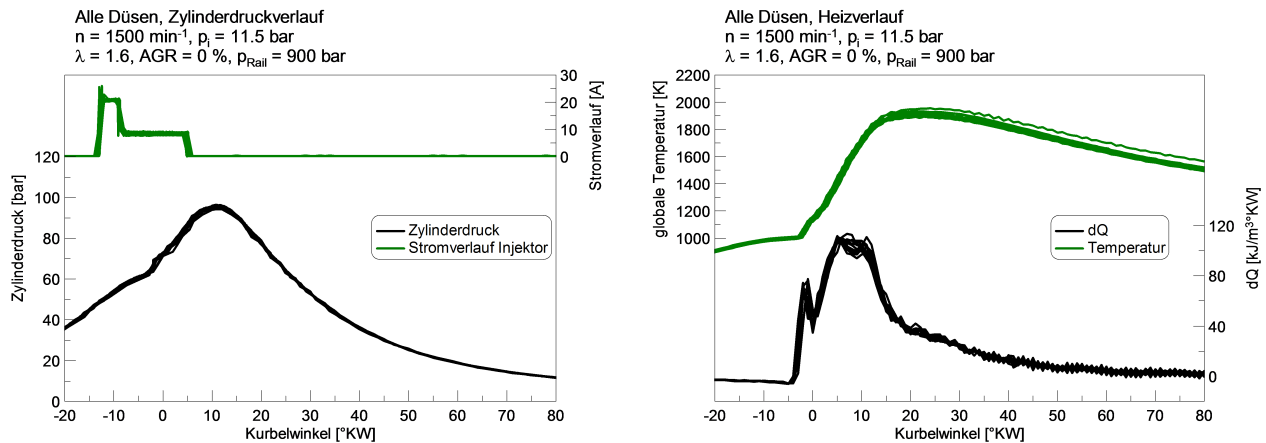


Abbildung 4.30.: Injektorstrom-, Druck-, Heiz-, Temperaturverlauf an dem Betriebspunkt 1500 min^{-1} und $p_i = 11.5 \text{ bar}$, 0% AGR, $\lambda = 1.6$, $p_{\text{Rail}} = 900 \text{ bar}$; es werden alle 13 Spritzlochtypen gezeigt

4.9. Modellbildung mittels statistischer Versuchsplanung

Vor Beginn der Messungen wurde erwartet, dass jede Düse in unterschiedlichen Betriebsbereichen ein Optimum erreicht. Daher wurden an zwei Lastpunkten DoE-Modelle erstellt. Auf eine Variation des MFB50 wurde bewusst verzichtet, um den Aufwand zu reduzieren. Der Umsatzpunkt MFB50 wurde mit 12° nach OT konstant gehalten. Dieser Wert ist eher typisch für Null- und Niedrig-AGR-Konzepte.

Am Beispiel einer Düse wird der Umfang der DoE-Modelle dargestellt. Mittels Abgasrückführung kann die Sauerstoffkonzentration im Brennraum reduziert werden. Dadurch können die Brenngeschwindigkeit und die Verbrennungstemperatur maßgeblich beeinflusst werden. Die Stickoxidbildung ist stark von der Temperatur abhängig und kann mit dieser Maßnahme reduziert werden. Die begrenzte Verfügbarkeit von Sauerstoff wirkt sich jedoch negativ auf die Rußoxidation aus. Der Zusammenhang wird in Abbildung 4.32 für die Stickoxidemissionen und in Abbildung 4.33 für die Rußemissionen gezeigt. Die Rußemissionen, mit Schwärzungszahl gemessen, korrelieren mit der Partikelanzahl. Der Trade-Off zwischen Stickoxid und Ruß ist in den Modellen ersichtlich. In den Messergebnissen wird bei gleichem Betriebspunkt (Drehzahl und Last) und bei gleichen Betriebsparametern (AGR-Rate, Luftverhältnis, Raildruck) keine signifikante Änderung des Kraftstoffverbrauches sowie der Bestromungsdauer gezeigt. Die Qualität der erstellten Modelle wird anhand des Regressionskoeffizienten beurteilt. Hier wird der berechnete Wert des Modelles mit dem gemessenen Wert verglichen. Für Wirkungsgrad [-] und NO_x [g/kWh] wird für alle Düsen ein Regressionskoeffizient von über 99 % erreicht. Für die Partikelanzahl [10^{12} /kWh] wird dafür ein Wert größer als

4. Einfluss der Spritzlochgeometrie auf die Dieselerverbrennung

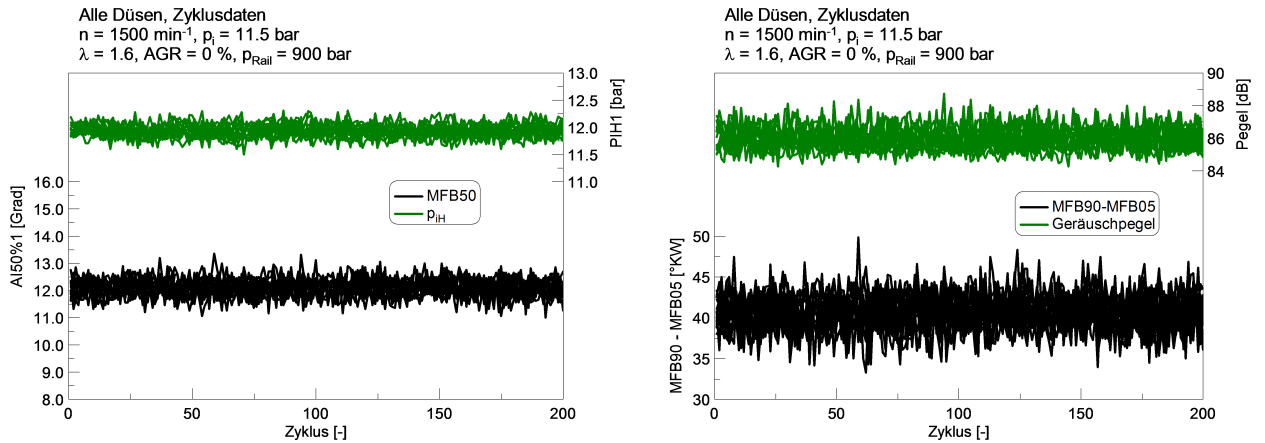


Abbildung 4.31.: Zyklische Schwankungen für indizierten Mitteldruck in der Hochdruckphase, MFB50, „Brenndauer“ (MFB90-MFB05) und Geräuschpegel an dem Betriebspunkt 1500 min^{-1} und $p_i = 11.5 \text{ bar}$, 0% AGR, $\lambda = 1.6$, $p_{\text{Rail}} = 900 \text{ bar}$; es werden alle 13 Spritzlochtypen gezeigt

95 % erreicht und für die Rußemission auf Basis der Schwärzungszahl ein Wert von größer als 92 %.

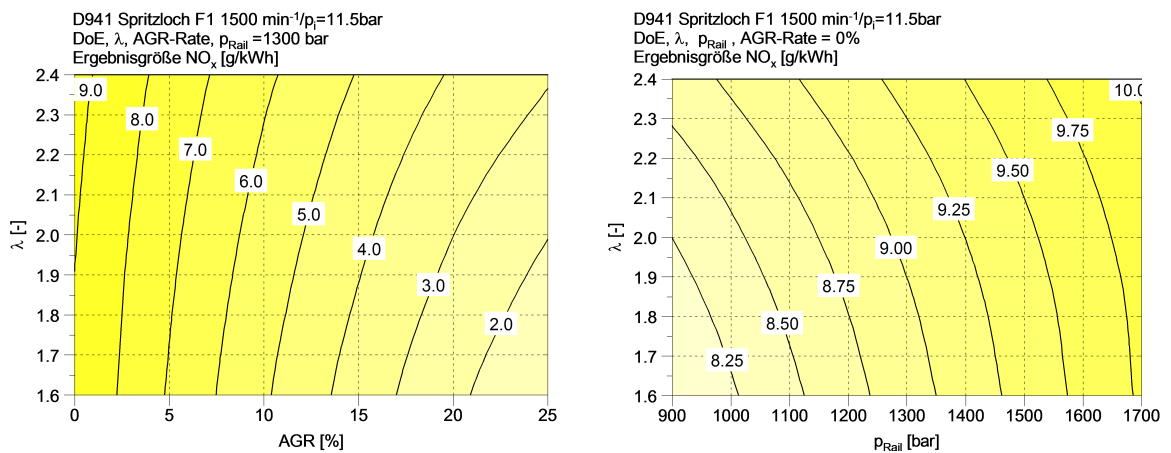


Abbildung 4.32.: DoE Modell für Stickoxidemission

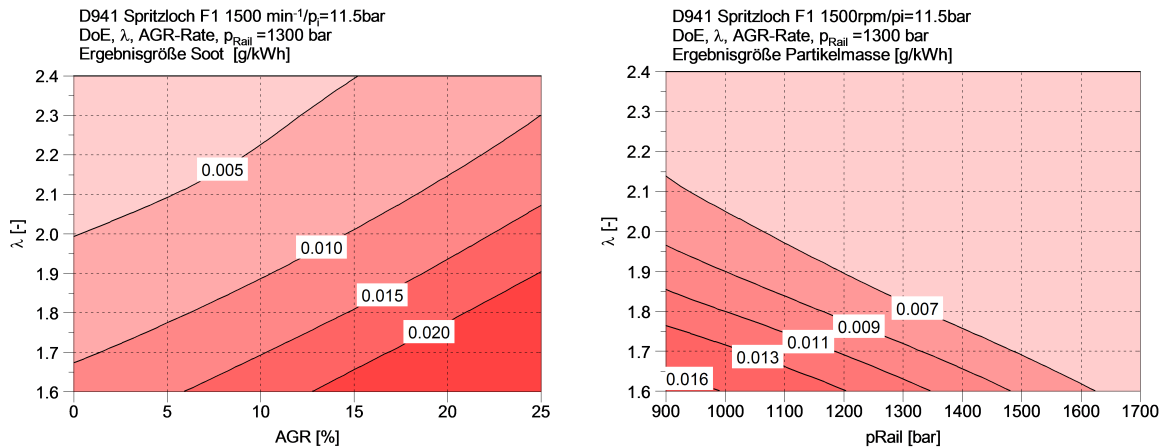


Abbildung 4.33.: DoE Modell für Rußemission

4.10. Rußmasse und Partikelanzahl

Für die Bewertung der Düsenmatrix wurde neben der Schwärzungszahl auch die Partikelanzahl herangezogen. Für jede Düse werden mehrere Messpunkte mit unterschiedlichem Raildruck, AGR-Rate und Luftverhältnis gezeigt. Unter der Annahme, dass alle Partikel eine ähnliche Größe – oder in einer Kollektivbetrachtung eine ähnliche Größenverteilung – zeigen, kann aus den Messgrößen ein mittleres Gewicht je Partikel bestimmt werden.

Die Rußemission wurde auf Basis der Schwärzungszahl durch ein AVL Smokemeter 415S bestimmt. Für die Messung der Partikelanzahl wurde ein AVL Particlecounter 489 verwendet.

Bei geringen Emissionen liegt eine annähernd lineare Korrelation zwischen Rußemission und Partikelanzahl vor. Um die Plausibilität der bestimmten Werte zu gewährleisten, wurde die Dichte eines kugelförmigen PM10 Partikel bestimmt. Für eine Rußemission von 0.015 g/kWh und eine Partikelanzahl von $60 \cdot 10^{12}$ /kWh ergibt sich eine Dichte von 1470 kg/m^3 . Reines Graphit hat eine Dichte von 2260 kg/m^3 . Berücksichtigt man neben der Annahme PM10 auch die Struktur des Partikels und weiter, dass auch andere organische Komponenten darin vorkommen, ist dieser Wert realistisch und plausibilisiert die Messdaten.

Für mehrreihige Düsen konnte keine Änderung der mittleren Partikelgröße durch die Verwendung von Spritzlöchern mit reduziertem Querschnitt festgestellt werden. Der Durchfluss der Düsenstöcke wurde gleichgestellt. Dabei wurde die Anzahl der Spritzlöcher von 8 bis 24 variiert. Es konnte somit kein direkter Zusammenhang zwischen Spritzlochdurchmesser und Masse je Partikel festgestellt werden. Wegen des geringen Abstandes zwischen den Spritzlöchern besteht die Möglichkeit, dass die Sprays nach Austritt zusammenfallen. In Abbildung 4.35 werden die Rußmissionen und die Partikelanzahl für alle Düsentypen gezeigt. In Abbildung 4.36 wird die Partikelanzahl und

die Rußemissionen für mehrreihige Düsen gezeigt. Der Zusammenhang zwischen Düsendurchmesser und Tröpfchengröße wird in mehreren Publikationen gezeigt [35, 27].

Die gezeigten Messergebnisse zeigen keinen direkten Zusammenhang zwischen minimalem Düsenquerschnitt und der mittleren Masse je Rußpartikel. Da Zusammenhänge zwischen Tröpfchengröße und dem minimalen Spritzlochquerschnitt bekannt sind [54], lässt sich innerhalb der betrachteten Modifikationen auch kein direkter Zusammenhang zwischen Tröpfchengröße und Masse der Rußpartikel vermuten. Diese Vermutung steht im Einklang mit den Theorien zur Partikelbildung durch die Acetylen- oder Elementarkohlenstoffhypothese [4, 58]. Es wurden im Rahmen der Untersuchungen keine Bestimmungen der tatsächlichen Tröpfchengrößen für die jeweiligen Spritzlochgeometrien durchgeführt.

Für die Charakterisierung des Strahlerfalls werden die Reynoldszahl und die Ohnesorgezahl herangezogen. Die Ohnesorgezahl stellt das Verhältnis zwischen stabilisierenden Zähigkeitskräften und destabilisierenden Trägheitskräften unter Berücksichtigung der Oberflächenspannung her. Die Ohnesorgezahl hängt von den Stoffwerten des zu zerstäubenden Fluides und geometrischen Größen des Spritzloches (Durchmesser) ab. Durch die Ohnesorge- und Reynoldszahl können die Strahlerfallsmechanismen charakterisiert werden. [54]

Ein Zusammenhang zwischen Düsendurchmesser und der mittleren Masse je Partikel konnte nicht gezeigt werden. Eine kurze Erläuterung zu in der Literatur beschriebenen Hypothesen für die Partikelbildung wird an dieser Stelle gegeben. Partikelbildung und Partikelwachstum beginnen durch fullerene oder fullerenähnliche Strukturen. Das sind sphärische Moleküle, die aus Kohlenstoffatomen bestehen und einen hohen Grad an Symmetrie aufweisen. Diese Strukturen entstehen bereits kurz nach Brennbeginn und bieten zahlreiche Andockmöglichkeiten für Radikale, Atome und Moleküle aus der Gasphase. Während der Verbrennung beginnt ein Oberflächenwachstum. Diese Moleküle wachsen während der Verbrennung stark an und werden durch Rußoxidation in der späteren Phase der Verbrennung und Expansion reduziert. Das Partikelwachstum wird sowohl in der Acetylen-, wie auch in der Elementarkohlenstoffhypothese beschrieben. Eine weitere nicht abgesicherte Theorie geht von einer spontanen Pyrolyse feiner Kraftstofftröpfchen zu Rußteilchen aus. [4, 40, 58]

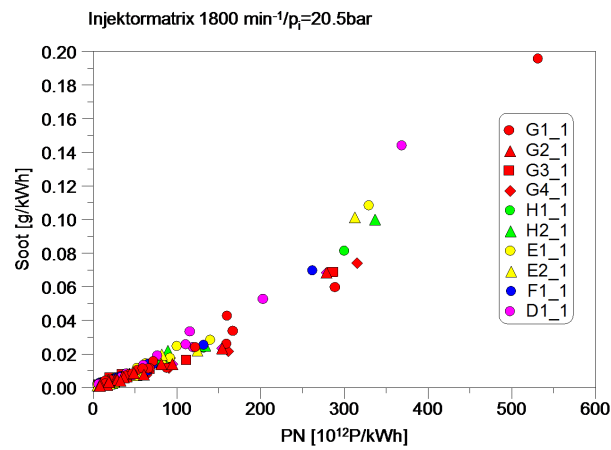


Abbildung 4.34.: Rußemission und Partikelanzahl für verschiedene Düsentypen an einem Volllastpunkt

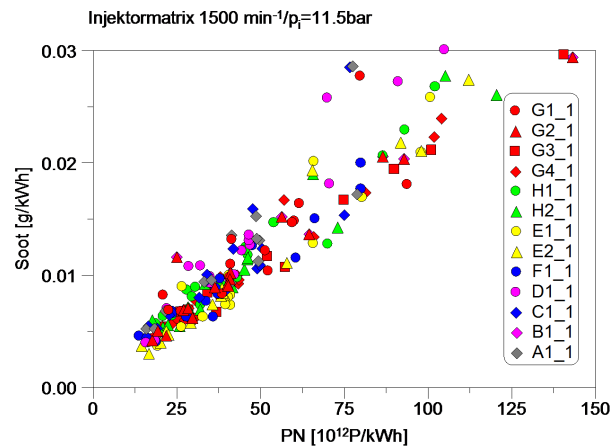


Abbildung 4.35.: annähernd lineare Korrelation von Rußemission und Partikelanzahl bei geringer Rußemission für alle 13 Düsentypen

4. Einfluss der Spritzlochgeometrie auf die Dieselverbrennung

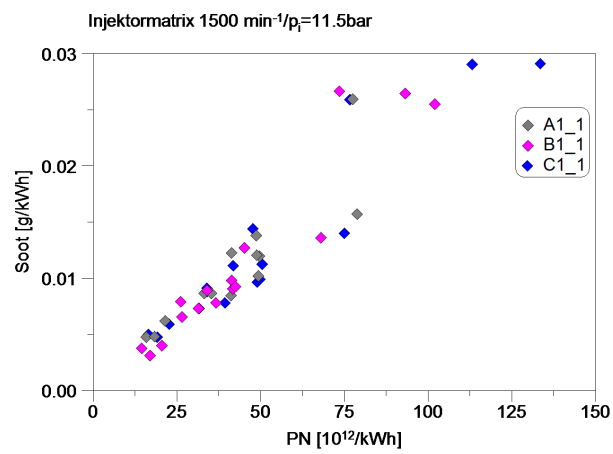


Abbildung 4.36.: Korrelation von Rußemission und Partikelanzahl bei mehrreihigen Düsen mit reduziertem Querschnitt

4.11. Potentiale durch Variation der Spritzlochkontur

Die nachfolgende Auswertung basiert auf der mittels DoE erhaltenen Modelle für die jeweiligen Spritzlochgeometrien. Zwei exemplarische Modelle für Soot und die Partikelanzahl sind in Abbildung 4.37 anhand der Düse E2 dargestellt. Dabei wird die jeweilige Emission als 3D Plot in Abhängigkeit von zwei Parametern dargestellt und es wird auch gezeigt wie stark der Einfluss der Abgasrückführung auf das Emissionsverhalten ist. Die Partikelanzahl liefert ein analoges Bild zur Rußemissionen. In der weiteren Auswertung werden beide Parameter berücksichtigt.

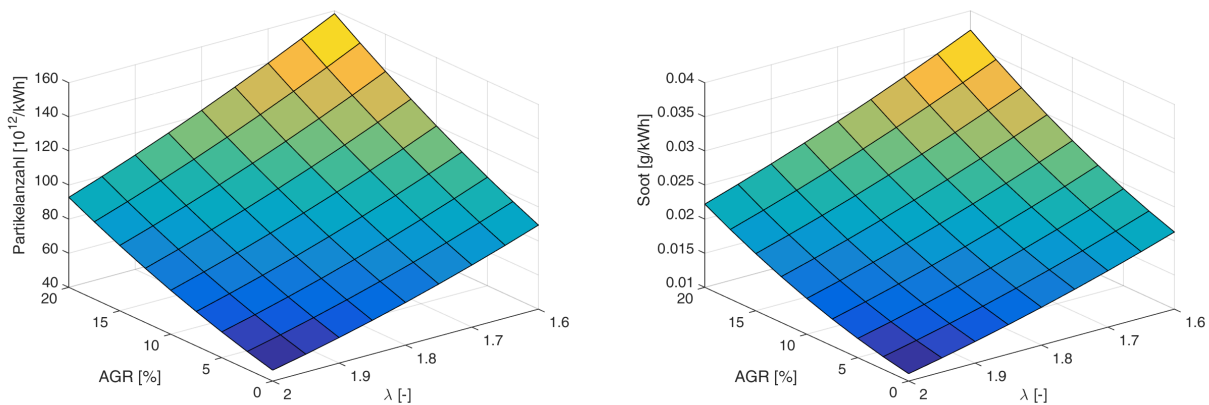


Abbildung 4.37.: 3D Darstellung der Variante E2 für 1500 min^{-1} $p_i = 11.5 \text{ bar}$ $p_{\text{Rail}} = 1000 \text{ bar}$; Links: Partikelanzahl | Rechts: Soot

Um eine geeignete Düse für verschiedene Anwendungsbereiche zu identifizieren, wurde auf Basis der DoE-Modelle ein sogenannter Zielbereich oder Sweet-Spot-Plot erstellt. Dabei wurden die Zielwerte aus Tabelle 4.11 verwendet. Links in Abbildung 4.38 werden die Stickoxid- und Soot-Limits gezeigt, im rechten Bild wird der gesamte Zielbereich (Sweet Spot) dargestellt. Innerhalb des Zielbereiches wird in diesem Beispiel die Stickoxidemission gezeigt. Bei der Auswertung werden für die Festlegung der Grenzen Stickoxidwerte, Soot auch die Partikelanzahl berücksichtigt.

Tabelle 4.11.: Limits für 0 % AGR Zielbereiche

Parameter	Wert	Einheit
NO _x	8.5	g/kWh
PN	60	10 ¹² /kWh
Soot	0.018	g/kWh

4. Einfluss der Spritzlochgeometrie auf die Dieselerverbrennung

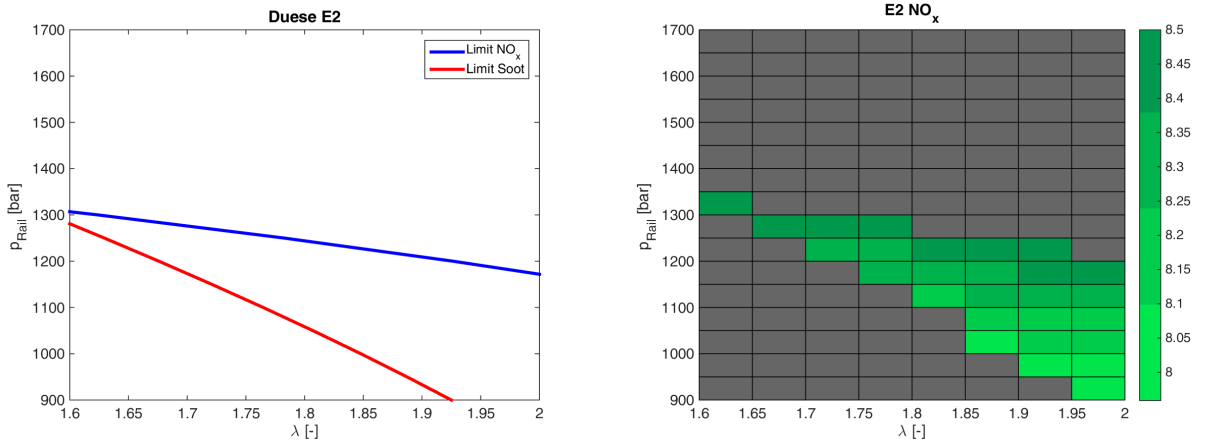


Abbildung 4.38.: Düse E2 für 1500 min^{-1} $p_i = 11.5 \text{ bar}$ AGR-Rate = 0 %; Links: Stickoxid und Soot Limit | Rechts: Stickoxidwerte innerhalb des Zielbereichs

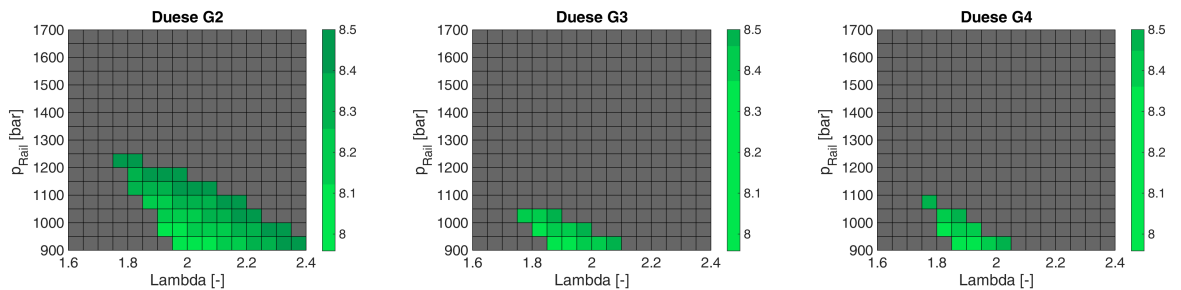


Abbildung 4.39.: Zielbereich und Stickoxidemission für 1500 min^{-1} $p_i = 11.5 \text{ bar}$ AGR-Rate = 0 %; Links: G2 | Mitte: G3 | Rechts: G4

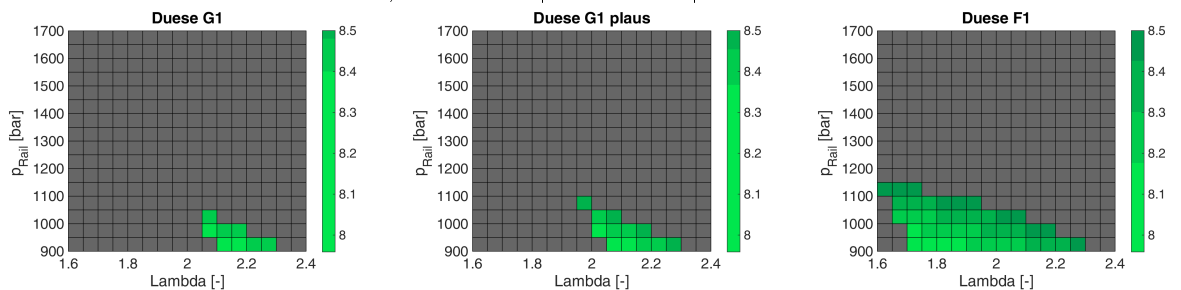


Abbildung 4.40.: Zielbereich und Stickoxidemission für 1500 min^{-1} $p_i = 11.5 \text{ bar}$ AGR-Rate = 0 %; Links: G1 | Mitte: G1 Plausibilisierung | Rechts: F1

4.11. Potentiale durch Variation der Spritzlochkontur

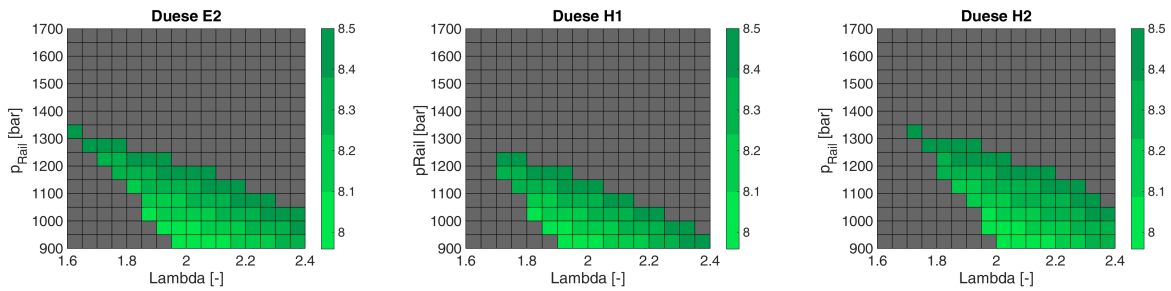


Abbildung 4.41.: Zielbereich und Stickoxidemission für 1500 min^{-1} $p_i = 11.5 \text{ bar}$ $\text{AGR} = 0\%$; Links: E2 | Mitte: H1 | Rechts: H2

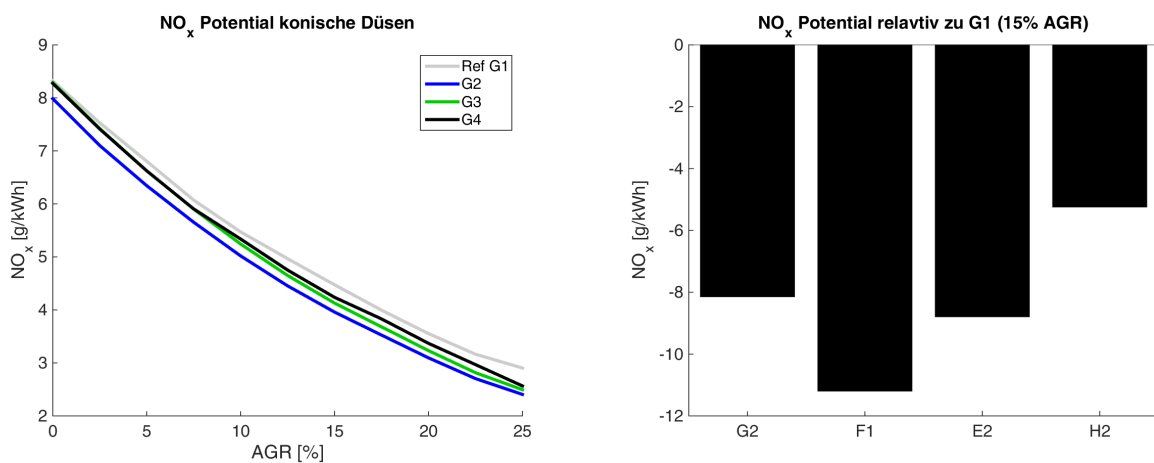


Abbildung 4.42.: Zielbereich für 1500 min^{-1} $p_i = 11.5 \text{ bar}$; Links: NO_x -Potential | Rechts: Vergleich NO_x -Potential bei $\text{AGR} = 15\%$ zu einer konischen Düse

In den Abbildungen 4.39, 4.40 und 4.41 werden verschiedene Spritzlochgeometrien bei $0\% \text{ AGR}$ gezeigt. Der Zielbereich des Spritzloches G2 ist deutlich größer als der der Spritzlöcher mit den höheren k -Faktoren. Im Vergleich zu Abbildung 4.39 fällt auf, dass der Zielbereich auch größer ist, als für ein zylindrisches Spritzloch. F1 zeigt einen guten Zielbereich, sowie die weiteren Sonderformen E2, H1 und H2.

Ein Vergleich der Spritzlochgeometrien bzgl. Stickoxidemission über der AGR -Rate ergibt auch einen Vorteil für die bereits genannten Typen. Dabei wird rechts in Abbildung 4.42 das Potential in Prozent angegeben. Um einen möglichst breiten Vergleich zu erhalten, wird für alle Varianten ein optimaler Trade Off unter Variation aller Eingangsparameter des Modelles errechnet. In Abbildung 4.43 werden berechnete Betriebspunkte für eine Spritzlochgeometrie und der optimale Trade Off gezeigt. Rechts in der Abbildung wird ein Vergleich für die konischen Düsen gegeben, wobei wiederum die Düse G2 einen Vorteil zeigt. Für die Darstellung wurde die Partikelanzahl gewählt. Die Variationsbreite der Eingangsparameter wird in Tabelle 4.12 angegeben. Eine weitere Trade-Off Darstellung für ausgewählte Düsen wird in Abbildung 4.44 gegeben. Im Trade Off zeigen die Düsen G2, E2, F1 das größte Potential. Ein zylindrisches

Spritzloch ist nicht empfehlenswert. Die mehrreihigen Düsen in der Untersuchung zeigen keinen nennenswerten Vorteil. Auch die Düsen vom Typ H „Flaschenhals“ können gute Ergebnisse erzielen. Das Potential von Sonderformen bei der Variation der Spritzlochgeometrie ist gegenüber den konischen Varianten geringfügig höher. Es wird aber darauf hingewiesen, dass der Typ F1 die besten Ergebnisse bei geringem Raildruck und niedrigen Kraftstoff-/Luftverhältnissen erzielt hat (siehe Abbildung 4.40). Beim Volllastpunkt wäre es für das DoE-Modell bei der Geometrie F1 möglich, unter Einhaltung der Zielwerte, die Parameter Lambda und Raildruck hin zu geringeren Werten zu erweitern. In den gezeigten Ergebnissen wird aber nur interpoliert und nicht extrapoliert. Generell liegen die erzielbaren Ergebnisse der Geometrien E2, F1, E2, G2, G3, H2 sehr nahe zusammen. Die kürzeste Brenndauer konnte mit dem Typ F1 erreicht werden. Die Geometrie E2 hat einen Vorteil bei Verwendung höherer Abgasrückführ-raten. Würde die AGR-Rate auf 15% begrenzt, wären die Linien für F1, G2, E2 in der gleichen Darstellung sehr eng beieinander. Die Auswertung beschränkt sich auf 2 Lastpunkte und eine spezifische Konfiguration des 1-Zylinder-Forschungsmotors die im Detail analysiert wurde. Auf Basis der vorliegenden Daten kann man erkennen, dass es möglich ist die Spritzlochgeometrien zu kategorisieren und aufzuzeigen welche Varianten besser geeignet sind. Es wird auch deutlich, dass konische Düsen einen sehr hohen Anteil des Potentials zur Verringerung der Schadstoffemission abdecken können. Die konischen Geometrien mit einem k-Faktor größer drei (G3, G4) zeigen am Volllastpunkt bei Verwendung von Abgasrückführung ähnlich hohes Potential wie die Variante G2.

Mit der gewählten Methodik kann der Einfluss von Betriebsparametern auf die Zielgrößen (Emission) beim Vergleich reduziert werden. Damit wird ein möglichst objektiver Vergleich innerhalb der Messdaten erzielt. Es kann auch gezeigt werden, dass unterschiedliche Spritzlochgeometrien ihre jeweiligen Optima nicht mit den gleichen Betriebsparametern erzielen. An dieser Stelle wird auch darauf verwiesen, dass die Verwendung von Zielwerten in der Darstellung den Nachteil hat, dass keine Aussage darüber getroffen wird, wie weit der Messwert vom Zielwert entfernt liegt. Die Größe des Zielbereiches innerhalb der Grenzen hat wiederum eine objektive Aussagekraft.

Im Anhang wird zum Vergleich der Spritzlochgeometrien auf die Größe des Zielbereichs in Treffern oder Anzahl der Felder innerhalb des Zielbereichs verwendet. Die Resultate stimmen mit den oben gegebenen Resultaten überein.

Tabelle 4.12.: Trade Off - Variation der Eingangsparameter

Parameter	Einheit	Teillast Minimum	Teillast Maximum	Volllast Minimum	Volllast Maximum
AGR	%	0	25	0	18
p_{Rail}	bar	900	1700	1500	2100
λ	-	1.60	2.00	1.40	1.60

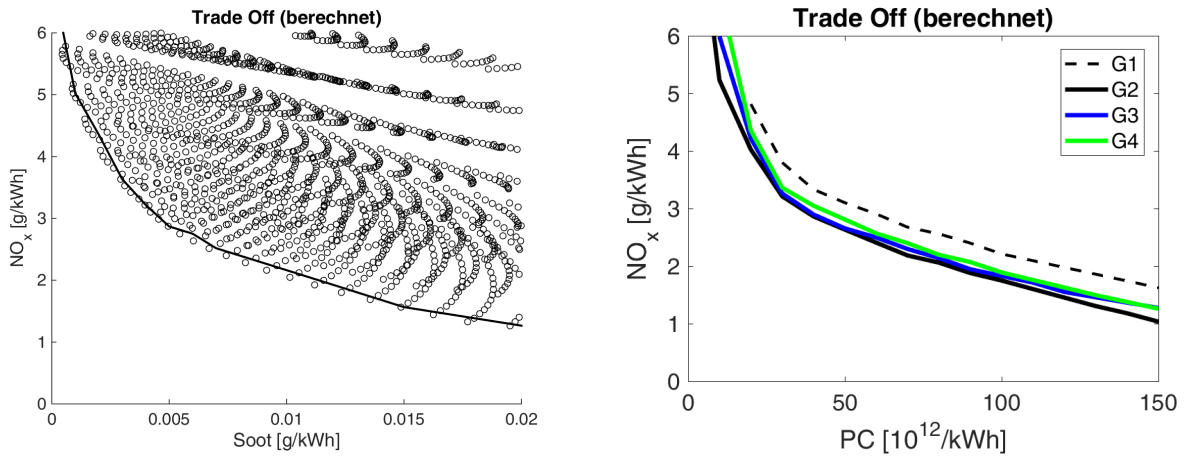


Abbildung 4.43.: berechneter Trade-Off 1500 min^{-1} $p_i = 11.5 \text{ bar}$; Links: berechnete Betriebspunkte und optimaler Trade-Off | Rechts: Trade-Off für konische/zylindrische Varianten (G)

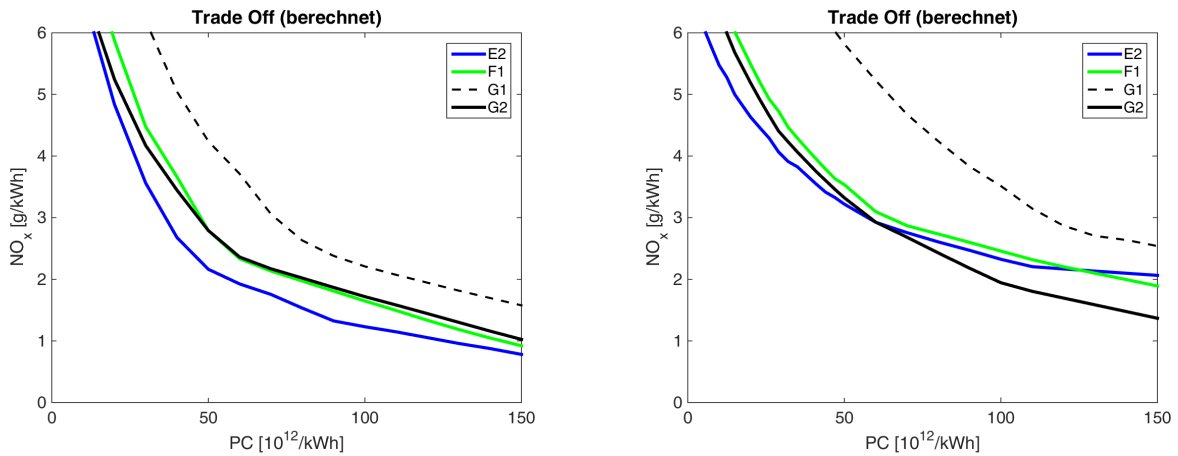


Abbildung 4.44.: berechneter Trade-Off; Links: 1500 min^{-1} $p_i = 11.5 \text{ bar}$ | Rechts: 1800 min^{-1} $p_i = 20.5 \text{ bar}$

5. Dual-Fuel-Verbrennung

Dual-Fuel-Brennverfahren sind keineswegs neu. Bereits Rudolf Diesel hatte im Zuge seiner ersten Versuchsreihen zur Entwicklung des Dieselmotors ein Zündstrahlverfahren verwendet. Zu Beginn der Entwicklung des Dieselmotors wurde versucht Petroleum, extern zu verdampfen. Durch die hohe Siedelage erwies sich die externe Verdampfung als schwierig. Daher wurde beschlossen sehr frühe Versuchsreihen mit Erdgas durchzuführen. Erdgas bietet nicht die gleiche Zündwilligkeit wie Petroleum. Es wurde festgestellt, dass der gasförmige Kraftstoff leichter entzündet, wenn eine kleine Menge Petroleum in flüssiger Form hinzugefügt wird. Dual-Fuel-Verbrennung ist ein Thema, das bereits zur Geburtsstunde des Dieselmotors aufgegriffen wurde [9].

Dual-Fuel-Brennverfahren können aus verschiedenen Perspektiven interessant sein. Dies kann die begrenzte Verfügbarkeit einer Ressource sein, die Reduktion der Schadstoffkomponenten, die Reduktion der CO₂-Emission oder die Senkung der Kosten für Betriebsmittel. Bei Dual-Fuel-Brennverfahren werden zwei Kraftstoffe simultan verbrannt. Dabei wird noch keine Festlegung auf die Art der Verbrennungseinleitung getroffen. DF-Brennverfahren können daher fremd- oder kompressionsgezündet sein. Beispiele für ein fremdgezündetes DF Brennverfahren sind das Wasserstoff/Benzin- oder das Erdgas/Benzin-Brennverfahren [52, 51, 12, 30, 5].

Im Rahmen der Dissertation wird ein kompressionsgezündetes Dual-Fuel-Brennverfahren für Benzin und Diesel vorgestellt. Das Ziel der Untersuchungen liegt in der Reduktion der Schadstoffemission. Der Fokus wird auf eine Minimierung von Stickoxid- und Rußemission gelegt. Als Ziel wurden die Grenzwerte von Tier 4 final herangezogen. Die Erzielung einer Stickoxidemission von 0.4 g/kWh und einer Rußemission von 0.02 g/kWh stellt eine enorme Herausforderung dar. Um die Zielwerte zu erfüllen, wurde ein „kaltes Verbrennungskonzept“ entwickelt, insbesondere um die Stickoxidemission einzuhalten. Die lokale Temperatur im Brennraum soll bei diesem Konzept unterhalb der Grenzen für thermische Stickoxidbildung liegen. Ein weiterer Fokus bestand in der Abschätzung des erzielbaren Lastbereiches.

Am Institut für Verbrennungskraftmaschinen wurden bereits mehrere DF Brennverfahren für mobile Anwendung untersucht. Es wurden die Kraftstoffkombinationen CNG/Diesel und Wasserstoff/Diesel verwendet. Die Ergebnisse zeigten eine deutliche Verbesserung des Stickoxid-/Ruß Trade Offs. Ergebnisse sind in Abbildung 5.1 gezeigt. [31, 13, 14]

Die Ergebnisse aus dem Benzin/Diesel DF Brennverfahren im Rahmen der Dissertation wurden auch im Rahmen des SAE World Congress 2014 publiziert [11].

Untersuchungen im Bereich DF Verbrennung wurden auch von anderen Institutionen

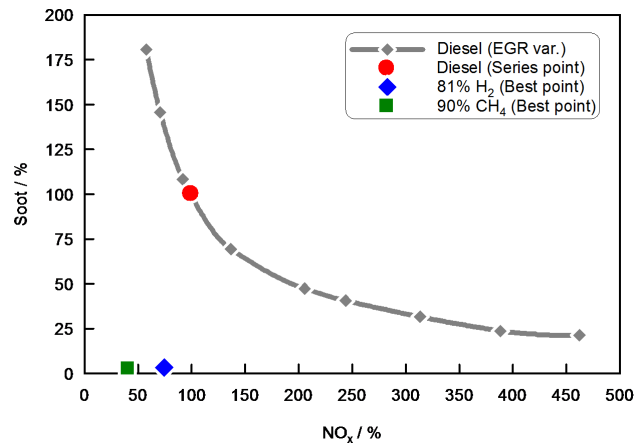


Abbildung 5.1.: Ruß-NO_x-Trade Off eines konventionellen Diesel Brennverfahrens im Vergleich mit einem CNG/Diesel und Wasserstoff/Diesel Brennverfahren [31]

durchgeführt. Das grundlegende Interesse an Dual-Fuel-Brennverfahren wird in vielen Veröffentlichungen aufgezeigt [19, 15, 6, 20, 17, 53, 18, 39]. Am KIT in Karlsruhe wurde ein Benzin-/Dieselbrennverfahren mit früher Dieseleinspritzung untersucht [57]. In dieser Veröffentlichung wird bereits die Realisierung früher Einspritzzeitpunkte für ein Benzin-/Diesel Brennverfahren gezeigt.

Tabelle 5.1.: Technische Daten des Injektors für DF-Untersuchungen

Eigenschaft	Wert	Einheit
Durchfluss (bei 100 bar)	850	ml/30 s
Spritzwinkel	140	°
Lochreihen	1	—
k-Faktor	1.5	—
Hydroerosive Verrundung	10	%

5.1. Ökonomischer Hintergrund

Die Preisgebung und die Verfügbarkeit von Kraftstoffen haben einen entscheidenden Einfluss auf die wirtschaftliche Darstellung eines neuen Brennverfahrens. Benzin und Diesel sind weit verbreitet und verfügbar. Für die Umsetzung eines Dual-Fuel-Brennverfahrens mit beiden Kraftstoffen ist die Preisdifferenz zwischen den Energieträgern von entscheidender Bedeutung. Bei modernden Dieselmotoren wird oft ein zusätzlicher Betriebsstoff für die selektive katalytische Reduktion verwendet. Bei Verwendung eines SCR Systemes sind beim Kunden bereits zwei Betriebsmittel im Einsatz. Damit wird

auch eine Umstellung auf ein System mit zwei Kraftstoffen erleichtert. Für die Untersuchungen wird jedoch vorausgesetzt, dass kein drittes Betriebsmittel benötigt wird.

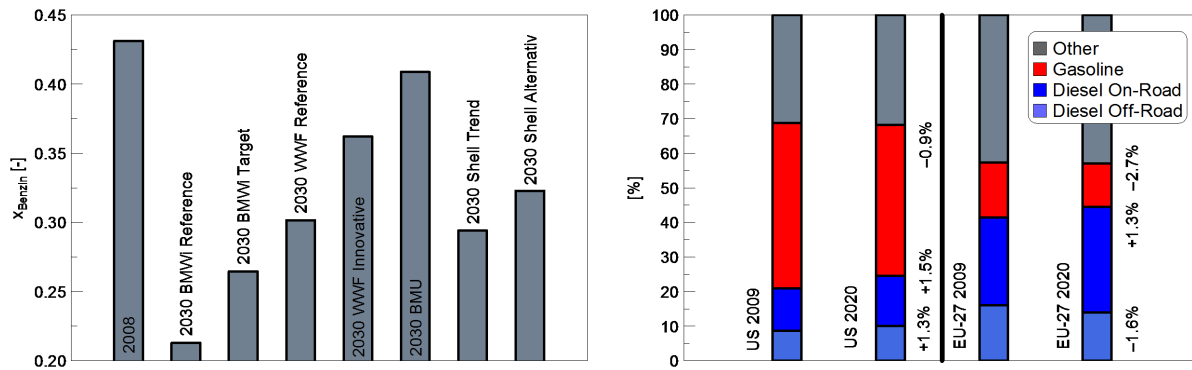


Abbildung 5.2.: Links: Anteil von Benzin im deutschen Markt auf Basis verschiedener Studien [47] | Rechts: Anteil von Benzin und Diesel auf dem US und EU-27 Markt [3]

Für die Preisbildung bei Benzin und Diesel ist die Nachfrage von großer Bedeutung. An dieser Stelle werden die Aussagen von zwei Studien herangezogen [3, 47]. Der Bericht „Ungeliebt, aber unentbehrlich“ befasst sich mit dem Bedarf von Rohöl für Deutschland. Dabei werden Prognosen unterschiedlicher Quellen zitiert. Alle Prognosen für das Jahr 2030 gehen von einem Anstieg des Bedarfes an Dieselkraftstoff im Vergleich zum Benzinkraftstoff aus. Die Angaben für 2030 gehen von einem Anteil des Benzinkraftstoffes von 21.3 bis 40.8 %. 2008 war der Anteil 43.1 %. Die Angaben beziehen sich auf energetische Anteile. Die Studie von Dena – Deutsche Energie Agentur – empfiehlt der Politik Maßnahmen zur besseren Regulierung des Bedarfes (siehe Abbildung 5.2).

Eine weitere Studie von Benazzi zeigt die Veränderung von Benzin- und Dieselbedarf für die EU-27 Staaten und die US-Region. Auch hier nimmt der Dieselbedarf im Vergleich zum Benzin für beide Regionen bis 2020 zu. Die stark unterschiedliche Aufteilung zwischen EU-27 und US wird auch ersichtlich.

Bei der Preisbildung wird ein nicht unerheblicher Anteil vom Gesetzgeber durch die Besteuerung kontrolliert. Ohne Besteuerung ist Diesel meist teurer als Benzin. Durch den geringen Steuersatz wird er dem Endkunden jedoch günstiger angeboten. In einigen Ländern wird Benzin, inklusive Steuern, bereits günstiger angeboten als Diesel. Als Beispiel kann hier die USA und die Schweiz (Stand 2014) genannt werden.

Der volumetrische Energiegehalt von Benzin liegt bei ca. 90 % von Diesel. Der Hauptgrund für den niedrigeren Energiegehalt liegt in der unterschiedlichen Dichte von Benzin und Diesel. Der Heizwert von Diesel wird oft knapp oberhalb dessen von Benzin angegeben. Die für die Messung verwendeten Kraftstoffe haben einen Heizwert von 42800 kJ/kg für Diesel und 42000 kJ/kg für Benzin. Die Angabe des Heizwertes schwankt für Benzin und Diesel je nach Herkunft des Kraftstoffes soweit, dass die An-

gabe auch für Benzin höher sein kann als jene für den Dieselmotor. Beide Kraftstoffe werden nach Volumen gehandelt.

Die gezeigten Darstellungen deuten auf eine mögliche Änderung der Preisverhältnisse in Zukunft hin. Damit ein Brennverfahren, welches auch Benzin nutzt, für den Endkunden rentabel ist, wurden vorab einige Schätzungen angestellt. Dabei wird der geringere volumetrische Energiegehalt von Benzin berücksichtigt. Weiters wird davon ausgegangen, dass für ein Dual-Fuel-Brennverfahren der indizierte Wirkungsgrad vom Diesel nicht erreicht wird. Die Berechnung wird in Abbildung 5.3 wiedergegeben. Wird für einen Betriebspunkt ein Wirkungsgrad von 45 % für den vergleichbaren Dieselmotor angenommen und eine Verringerung von 2 Prozentpunkten für ein DF-Brennverfahren, so müsste Benzin 83 % vom Diesel pro Volumen kosten, um die gleichen Kosten für den Endkunden zu erreichen. Weitere Betriebskosten wie Flüssigkeiten für den Betrieb der Abgasnachbehandlung werden nicht berücksichtigt.

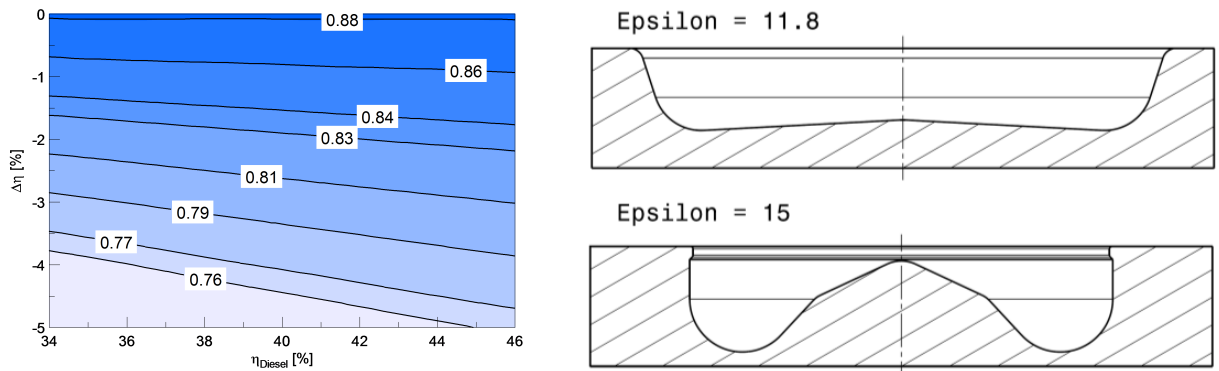


Abbildung 5.3.: Links: Kosten über η_{Diesel} und $\Delta\eta$ | Rechts: Geometrie der eingesetzten Kolbenmulden

5.2. Definitionen für Dual-Fuel-Brennverfahren

Für die Dual-Verbrennung sind einige zusätzliche Definitionen erforderlich, da eine Mischung aus zwei Kraftstoffen verwendet wird. Für den Betrieb wird eine Variable x_{Benzin} definiert, welche den energetischen Anteil des Benzin aus der zugeführten Energie repräsentiert.

$$x_{\text{Benzin}} = \frac{m_{\text{Benzin}} \cdot H_{\text{u_Benzin}}}{m_{\text{Benzin}} \cdot H_{\text{u_Benzin}} + m_{\text{Diesel}} \cdot H_{\text{u_Diesel}}} \quad (\text{Gl.-5.1})$$

Das globale Luftverhältnis λ berücksichtigt beide Kraftstoffe.

$$\lambda_{\text{global}} = \frac{m_{\text{Luft}}}{m_{\text{Benzin}} \cdot L_{\text{St_Benzin}} + m_{\text{Diesel}} \cdot L_{\text{St_Diesel}}} \quad (\text{Gl.-5.2})$$

Für den zusätzlichen Kraftstoff mit äußerer Gemischbildung wird ein eigenes Luftverhältnis definiert. Dieser Wert kann auch mit den aus der Literatur bekannten Zündgrenzen verglichen werden. Damit wird eine Luftverhältnis für den homogenisierten Anteil aus dem zweiten Kraftstoff wiedergegeben.

$$\lambda_{\text{Benzin}} = \frac{m_{\text{Luft}}}{m_{\text{Benzin}} \cdot L_{\text{St_Benzin}}} \quad (\text{Gl.-5.3})$$

5.3. Zielwerte

Wie bereits eingangs beschrieben wurden die Untersuchungen auf einem Ein-Zylinder-Forschungsmotor durchgeführt. Die Emissionszielwerte wurden an die Grenzwerte der Abgasgesetzgebung Tier IV final [8] angepasst.

Die mechanischen Verluste des Forschungsmotortriebwerkes sind nicht repräsentativ für den Vollmotor. Daher werden bei den Messungen am Forschungsmotor nur die indizierten Größen herangezogen. Die Ergebnisse der Untersuchungen zeigen indizierte Werte für den stationären Betrieb. Für den Vergleich mit einem Vollmotor müssen die mechanischen Verluste durch des Triebwerkes berücksichtigt werden.

Tabelle 5.2.: Grenzwerte für US Federal (EPA) Tier 4 final, Off-Road, kompressionsgezündete Motoren (Leistungsklasse 225-450 kW) [8]

NMHC	NO _x	CO	PM
g/kWh	g/kWh	g/kWh	g/kWh
0.19	0.4	3.5	0.02

5.4. Grundlegende Untersuchungen für Benzin-/Diesel Dual-Fuel-Verbrennung

Zu Beginn der experimentellen Untersuchungen wurde eine Parameterstudie für ein mögliches Brennverfahren angesetzt, um ein grundlegendes Verständnis für das Brennverfahren zu entwickeln. Dabei wurden auch 2 Verdichtungsverhältnisse verwendet. Das niedrige Verdichtungsverhältnis ist 11.8 und das hohe 15.0 (siehe Abbildung 5.3). Das hohe Verdichtungsverhältnis würde auch einen Betrieb mit Diesalbrennverfahren ermöglichen. Wenn keine Angabe zu den Verdichtungsverhältnissen im Bereich Dual-Fuel erfolgt, so wird das geringere Verdichtungsverhältnis von 11.8 eingesetzt.

In Abbildung 5.4 wird im linken Diagramm eine Variation des Benzinanteils gezeigt. Als Betriebspunkt wurde 1200 min⁻¹ und ein IMEP von 10 bar gewählt. Das Luftverhältnis $\lambda_g = 1.12$ und eine AGR-Rate von 35 % wurden konstant gehalten. Die hohe

5. Dual-Fuel-Verbrennung

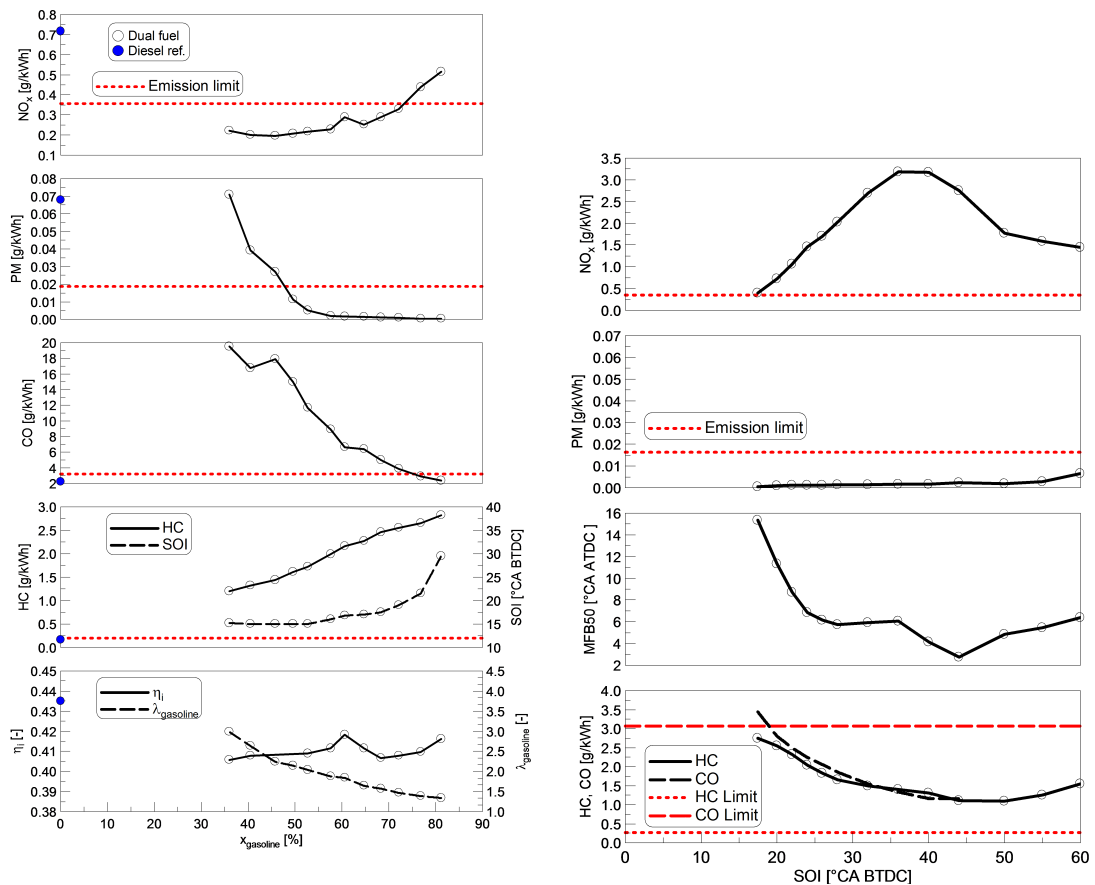


Abbildung 5.4.: Parametervariationen: $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_i = 10 \text{ bar}$, $\lambda_g = 1.12$, $\text{AGR} = 35 \%$;
 Links: Variation des energetischen Kraftstoffanteils aus Benzin | Rechts: SOI-Variation

AGR-Rate war erforderlich, um das Stickoxidziel einzuhalten. Für den Referenzpunkt im Dieselbetrieb wurde ein Luftverhältnis von $\lambda_g = 1.38$ verwendet.

Ein energetischer Benzinanteil von über 50 % wird benötigt um niedrige Rußemissionswerte zu erreichen. Beachtet man das Luftverhältnis für den zweiten Kraftstoff (λ_{Benzin}) so wird ersichtlich, dass nur hohe Substitutionsraten sinnvoll sind um die Zündgrenzen des zweiten Kraftstoffes einzuhalten. Bis ca. 70 % Benzinanteil werden die Limits für das Stickoxid eingehalten. Auffallend ist, dass der indizierte Wirkungsgrad zwei Hochpunkte zeigt. Diese haben sich auch in späteren Messungen bestätigt.

Die Kohlenwasserstoff- und Kohlenmonoxidemissionen überschreiten die Zielwerte deutlich. Die Kohlenmonoxidemission kann durch die Wahl des Benzinluftverhältnisses gesteuert werden. Für beide ist ein Oxydationskatalysator erforderlich. Eine vollständige Umsetzung des Kraftstoffes würde den Wirkungsgrad steigern und Emission von Kohlenwasserstoffen absenken.

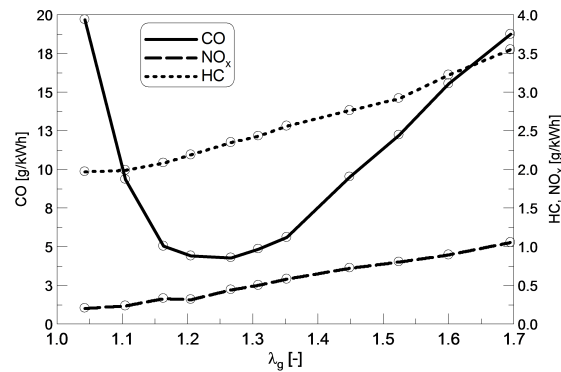


Abbildung 5.5.: λ -Variation: $n = 1200 \text{ min}^{-1}$, $p_i = 10 \text{ bar}$, $x_{\text{Benzin}} = 60 \%$, $\text{AGR} = 35 \%$

In Abbildung 5.5 wird eine Variation des globalen Luftverhältnisses bei $x_{\text{Benzin}} = 60 \%$ gezeigt. Ein mageres globales Luftverhältnis führt zu hohen Kohlenwasserstoff- und Stickoxidemissionen. Die Kohlenmonoxidemission zeigt ein ausgeprägtes Minimum und eine wichtige Charakteristik zur Optimierung des Brennverfahrens. Die hohen Kohlenwasserstoffemissionen bleiben kritisch und unterstreichen die Notwendigkeit eines Oxydationskatalysators. In Bereichen, wo die Dieseleinspritzung das Volumen des Brennraums erfasst, ist die Verfügbarkeit von Sauerstoff ausschlaggebend für Kohlenwasserstoff- und Rußemissionen. In Randbereichen des Brennraumes wird die Flamme durch Quenching ausgelöscht. Hier herrscht eine ähnliche Problematik wie bei Ottomotoren mit externer Gemischbildung. Eine Optimierung dieser Bereiche kann für ein Dual-Fuel-Brennverfahren geringere Kohlenwasserstoffemissionen bringen. Eine Optimierung des Injektors hinsichtlich der Spraycharakteristik in Kombination mit der Kolbenmulde beinhaltet weiteres Potential.

Das Dual-Fuel-Verbrennungskonzept bietet eine hohe Anzahl an Freiheitsgraden. Damit sind mehrere Strategien zur Steuerung der Verbrennung denkbar. Meist wird eine Dieseleinspritzung im Bereich des oberen Totpunktes genutzt um die Verbrennung zu steuern. Eine andere Variante ist die frühe Einbringung des Diesels und die Kontrolle des Zündverzuges. In Abbildung 5.4 wird im rechten Diagramm eine Variation des Spritzbeginnes gezeigt. Eine frühe Einspritzung erlaubt es, durch mehr Zeit für die Homogenisierung des Gemisches geringe Rußemissionen zu erreichen. Die Idee entspricht dem Konzept der HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition) oder HCLI (Homogenous Charge Late Injection) Verbrennung. Dabei ist die Kontrolle der Verbrennungsschwerpunktlage deutlich komplexer als bei der Verwendung einer OT-nahen Dieseleinspritzung. Für ein konventionelles Diesel-HCCI Konzept wird der Zündverzug durch den Restgasanteil und damit über den Sauerstoffgehalt im Brennraum vorgegeben. Die Stickoxidwerte sind auch von der AGR-Rate abhängig. Grundlegend ist ein HCCI oder HCLI Verbrennungskonzept möglich. Dabei ergibt sich als zusätzliche Größe zur Verbrennungssteuerung der Parameter des Benzinanteiles. Im Diagramm wird bereits die höhere Stickoxidemission durch eine vollständige Homogenisierung deutlich.

Es ist auch ersichtlich, dass bei einem Spritzbeginn von $30^\circ - 17.5^\circ$ v. OT eine sehr starke Abhängigkeit der Schwerepunktlage vorhanden ist. Bei früheren Einspritzzeitpunkten wird die Tendenz schwächer. Bei sehr frühen Einspritzungen wird der Verbrennungsschwerpunkt nach spät verschoben, was sich auch positiv auf die Stickoxidemission auswirkt. Die Kohlenmonoxidemission zeigt bei frühen Einspritzzeitpunkten einen Anstieg, ebenso auch die Rußemission. Dieser könnte sich durch den Impuls des Sprays und einer erhöhten Kraftstoffmenge in Quetschspalten ergeben.

Eine OT-nahe Einspritzung verkürzt den Zündverzug und erleichtert die Steuerung der Verbrennungsschwerpunktlage. Der Zündverzug ist immer noch länger, als bei konventionellen Dieselmotoren. Der längere Zündverzug im Vergleich zur konventionellen Dieselmotoren wirkt sich positiv auf die Rußemission aus. Die Stickoxidemission und die Verbrennungstemperatur werden im Vergleich zu einer frühen Dieselmotoreinspritzung in der Verdichtungsphase ähnlich sein. Dabei ist zu beachten, ob der Zündverzug für ein vollhomogenes Verbrennungskonzept ausreicht, oder ein teilhomogenes Konzept vorliegt. Für die Erfüllung der Stickoxidzielwerte ist eine Absenkung der lokalen und globalen Verbrennungstemperaturen erforderlich. Brennverfahren für niedrige Temperaturen werden auch Niedertemperaturbrennverfahren genannt. Ein Vorteil eines Dual-Fuel-Brennverfahrens mit Dieselmotorzündstrahl ist die verringerte lokale Verfügbarkeit von Sauerstoff. Dies führt zu langsamerem Ablauf des Zündprozesses. Damit ist eine geringere AGR-Rate erforderlich um ein Niedertemperaturbrennverfahren zu erreichen, solange das globale Luftverhältnis nicht sehr mager gewählt wird.

Einfluss des Verdichtungsverhältnisses

Im Vergleich zu anderen Dual-Fuel-Verbrennungskonzepten, die bereits am Insitut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik untersucht wurden [31, 13, 14], sind die Eigenschaften des Benzin-/Dieselmotorenverfahrens stark unterschiedlich. Im Vergleich zu Wasserstoff bietet Benzin nur sehr schmale Zündgrenzen. Ein mageres globales Luftverhältnis ist damit deutlich schwieriger zu erreichen. Im Vergleich zu Erdgas oder Methan ist die Klopfestigkeit nicht gewährleistet. Damit sind zwei wichtige und praktische Eigenschaften für einen sekundären Kraftstoff zur Beimengung nicht vorhanden. Die Ausgangssituation mit Benzin als flüssigem Kraftstoff stellt neue Herausforderungen. Ein hohes Verdichtungsverhältnis erhöht die Neigung zu Verbrennungsanomalien und ein mageres Gemisch wird zur Auslöschung der Flamme durch Quenching beitragen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde das Verdichtungsverhältnis miteinbezogen. Dabei wurden drei verschiedene geometrische Verdichtungsverhältnisse untersucht. Für jedes Verdichtungsverhältnis wurde ein eigener Kolben angefertigt. Insgesamt wurden drei verschiedene Verdichtungen untersucht: 16.5, 15.0 und 11.8. Die ersten beiden Verdichtungsverhältnisse sind typisch für Dieselmotoren und das letzte entspricht einem Ottomotor.

Ein niedrigeres Verdichtungsverhältnis führt zu einem geringeren Wirkungsgrad des

vollkommenen Motors nach Pischinger et. al. Diese Verringerung des Wirkungsgrades wird auch durch den Gleichraumprozess gezeigt.

$$\eta_{\text{Gleichraum}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (\text{Gl.-5.4})$$

Wird die Verringerung des Wirkungsgrades beim Herabsetzen des Verdichtungsverhältnisses von 15.0 auf 11.8 berechnet (mit $\kappa = 1.4$), so nimmt der Wirkungsgrad, bei Berechnung des Gleichraumprozesses um ca. drei Prozentpunkte ab. Ein weiterer Nachteil für das angestrebte Brennverfahren ist, dass $\kappa = 1.4$ für Luft gültig ist. Für das DF Brennverfahren wird ein Abgas-Luft-Kraftstoffgemisch angesaugt. Dies reduziert den Isentropenexponent und damit auch den Wirkungsgrad zusätzlich.

Die Verdichtungsverhältnisse $\varepsilon = 15$ und $\varepsilon = 11.8$ wurden mittels DoE untersucht. Die Geometrien der untersuchten Kolbenmulden sind im rechten Teil der Abbildung 5.3 dargestellt. Die Kolbenmulde für $\varepsilon = 11.8$ wurde von einem Kolben für einen Gasmotor nachbearbeitet. Die anderen Kolben waren aus Untersuchungen für die Dieselverbrennung verfügbar.

Das Konzept zur Steuerung der Verbrennung und die Strategie zur Emissionierung sind von vielen verschiedenen Parametern abhängig. Um eine größere Anzahl an Eingangsparametern für eine entsprechende Bewertung einzuschließen wurde ein DoE-Modell gewählt. Für die Erstellung des DoE-Modells wurden einige Parametervariationen durchgeführt, um den Einfluss und den Wertebereich für verschiedene Eingangsparameter festzulegen. Damit wurde gewährleistet, dass das Verhalten der Modelle stabil ist und durch die gewählten Polynome abgebildet werden kann. Bei Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses steigt die Neigung für eine klopfende Verbrennung. Um diese Tendenz bei $\varepsilon = 15$ zu begrenzen, wurde ein Limit des Luftverhältnis von $\lambda_g = 2$ eingehalten. Das DoE-Modell wurde mit vier Eingangsparametern gewählt. Diese vier Eingangsparameter sind: Raildruck (p_{Rail}), globales Luftverhältnis (λ_g), energetischer Benzinanteil (x_{Benzin}) und AGR-Rate. Die Antwortgrößen sind: indizierter Wirkungsgrad η_i , Zündverzug und die Emissionen bezogen auf die indizierte Leistung. Es wird der Wirkungsgrad anstelle des spezifischen Kraftstoffverbrauches verwendet, da die beiden Kraftstoffe unterschiedliche Heizwerte haben. Die Modellierung der Emission umfasst: Kohlenwasserstoffe, Kohlenmonoxid, Ruß und Stickoxid. Eine Messung des tatsächlichen Zündverzuges ist sehr komplex; an dieser Stelle wird eine stark vereinfachte Variante verwendet. Dieser Wert wird in °KW angegeben und entspricht nicht dem physikalischen Zündverzug. Die relativen Tendenzen, die daraus abgelesen werden, entsprechen in Annäherung dem physikalischen Zündverzug, solange der Raildruck konstant gehalten wird. Der angegebene Zündverzug wird von der elektrischen Aktivierung des Injektors bis zum 10 % Umsatzpunkt des verbrannten Kraftstoffes *MFB10* definiert. Die Modelle, die mit der Response Surface Methodology erstellt wurden, dürfen nur interpoliert und nicht extrapoliert werden. Die Ergebnisse der Modelle sind in den nachfolgenden Muscheldiagrammen dargestellt. Auf der Abszisse wird meist das globale Luftverhältnis λ_g gezeigt und auf der Ordinate der Raildruck p_{Rail} . In Abbildung

5. Dual-Fuel-Verbrennung

5.10 wird der Zündverzug als Funktion der AGR-Rate, des Raildruckes und des energetischen Benzinanteils gezeigt.

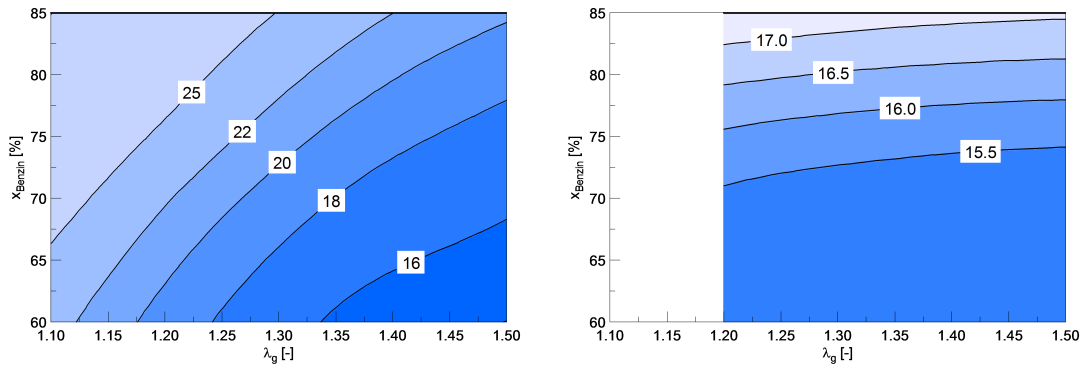


Abbildung 5.6.: Zündverzug in $^{\circ}\text{KW}$ bei $1200 \text{ min}^{-1}/p_i = 10 \text{ bar}$, AGR-Rate = 35 %, $p_{\text{Rail}} = 1100 \text{ bar}$; Links: $\varepsilon = 11.8$ | Rechts: $\varepsilon = 15$

In Abbildung 5.6 wird der Zündverzug als Funktion von globalem Luftverhältnis und energetischem Benzinanteil gezeigt. Im linken Diagramm wird ein Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 11.8$ und im rechten Diagramm für $\varepsilon = 15$ dargestellt. Die Diagramme zeigen eine AGR-Rate von 35 % und einen Raildruck von 1100 bar. Für das niedrigere Verdichtungsverhältnis zeigt sich ein größerer Einfluss des globalen Luftverhältnisses. Die Verdichtungsendtemperatur steigt mit zunehmender Verdichtung. Für isentrope Verdichtung mit einem Isentropenexponenten von $\kappa = 1.4$ steigt die Temperatur um 90 K zwischen $\varepsilon = 11.8$ und $\varepsilon = 15$. Für einen nicht adiabaten Brennraum wird dieser Wert geringer. Der Zündverzug ist stark von der Temperatur abhängig. Somit ergibt sich für $\varepsilon = 15$ eine geringe Abhängigkeit des Zündverzuges vom globalen Luftverhältnis. Der Einfluss des energetischen Benzinanteils bleibt vorhanden.

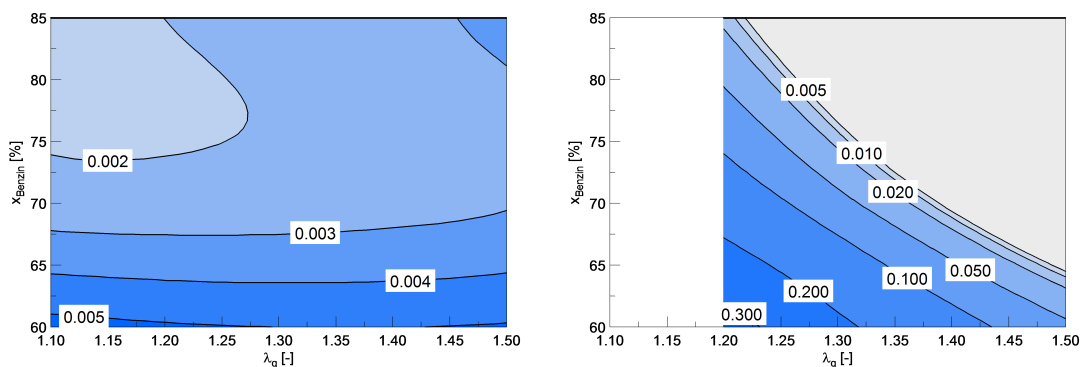


Abbildung 5.7.: Soot in g/kWh bei $1200 \text{ min}^{-1}/p_i = 10 \text{ bar}$, AGR-Rate = 35 %, $p_{\text{Rail}} = 1100 \text{ bar}$; Links: $\varepsilon = 11.8$ | Rechts: $\varepsilon = 15$

Die Abbildung 5.7 zeigt Diagramme aus dem Modell für die Rußemission. Rußbildung kann durch die Gemischbildung stark beeinflusst werden. Wenig Zeit für die Gemischbildung führt zu einer inhomogenen Verteilung des Kraftstoffluftgemisches im Brennraum und damit zu lokal fetteren und mageren Zonen. Im rechten Bild wird beim höheren Verdichtungsverhältnis Rußbildung bei geringen Benzinanteilen und fetter Verbrennung dargestellt. Für das geringere Verdichtungsverhältnis wird keine derart ausgeprägte Rußbildung gezeigt. Der längere Zündverzögerung für das geringere Verdichtungsverhältnis reicht aus um ein ausreichend homogenes Gemisch mit geringer Rußbildung zu erreichen. Die vorgegebenen Zielwerte können bei der hohen Verdichtung nur mit hohen Benzinanteilen oder magerem Betrieb erreicht werden.

Unabhängig von der bereits erläuterten Darstellung der Parametervariation des Benzinanteils in Abbildung 5.4 ist die Charakteristik des indizierten Wirkungsgrades η_i auch in beiden DoE Modellen – für verschiedene Verdichtungsverhältnisse – zu finden. Ein mageres Gemisch bietet Potential, den Wirkungsgrad zu steigern. Bei magerem Betrieb steigen generell die Kohlenmonoxid-, die Kohlenwasserstoff- und die Stickoxidemissionen. Die Festlegung auf $\lambda_g = 1.15$ (bei $\varepsilon = 11.8$) führt zu einer Verringerung des indizierten Wirkungsgrades von über einem Prozentpunkt.

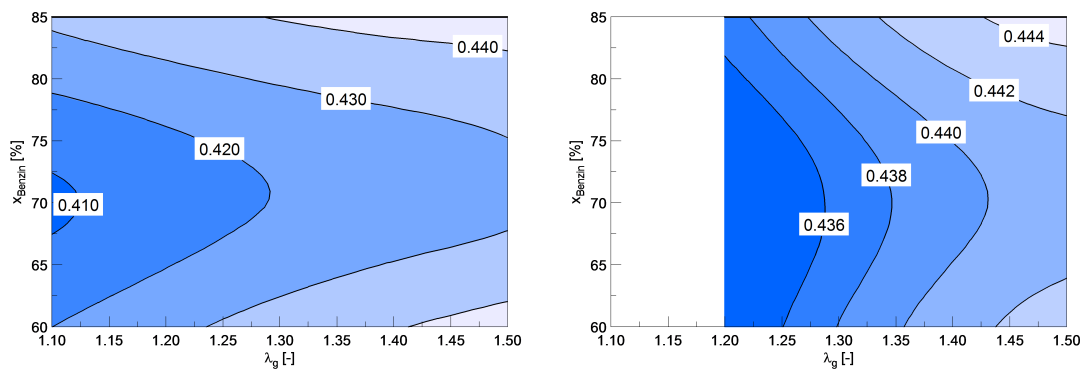


Abbildung 5.8.: indizierter Wirkungsgrad η_i bei $1200 \text{ min}^{-1}/p_i = 10 \text{ bar}$, AGR-Rate = 35 %, $p_{\text{Rail}} = 1100 \text{ bar}$; Links: $\varepsilon = 11.8$ | Rechts: $\varepsilon = 15$

Die Stickoxidemission zeigt bei der höheren Verdichtung nur eine geringe Sensibilität auf das globale Luftverhältnis und den energetischen Benzinanteil. Es wird angenommen, dass durch den kürzeren Zündverzögerung der Dieseldieselkraftstoff in lokal fetteren Zonen umgesetzt wird. Bei geringerem Verdichtungsverhältnis mit längerem Zündverzögerung ist der Einfluss der Faktoren deutlicher ausgeprägt.

Durch die Abgasrückführaten kann die Stickoxidbildung im Bereich der Zielwerte gehalten werden. Dies kann durch Steigern der Abgasrückführung und durch Verringern des globalen Luftverhältnisses erreicht werden. Beide Faktoren beeinflussen die lokale Verfügbarkeit von Sauerstoff. Durch die geringeren Verbrennungstemperaturen wird die Stickoxidbildung reduziert. Diese Verbrennungskonzepte sind auch als Nieder-

5. Dual-Fuel-Verbrennung

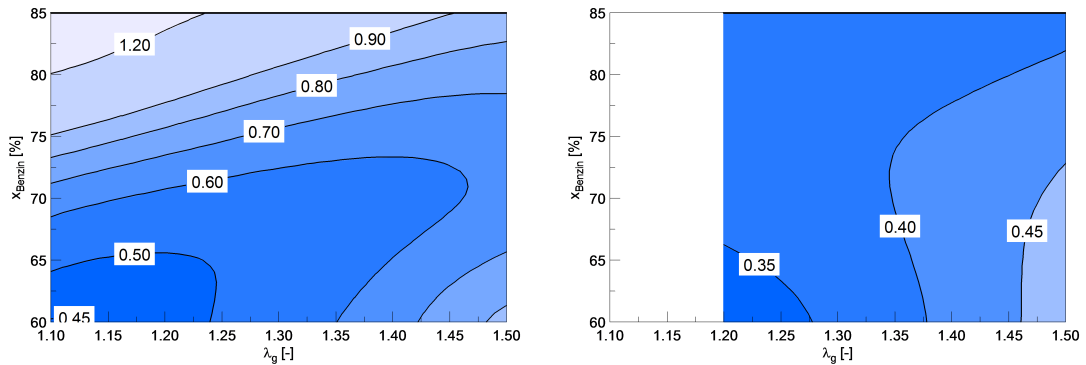


Abbildung 5.9.: NO_x bei $1200 \text{ min}^{-1}/p_i = 10 \text{ bar}$, AGR-Rate = 35 %, $p_{\text{Rail}} = 1100 \text{ bar}$; Links: $\varepsilon = 11.8$ | Rechts: $\varepsilon = 15$

temperaturbrennverfahren oder „Cold Combustion Concept“ bekannt. Die Limitierung der Verbrennungstemperatur reduziert auch den erzielbaren Wirkungsgrad.

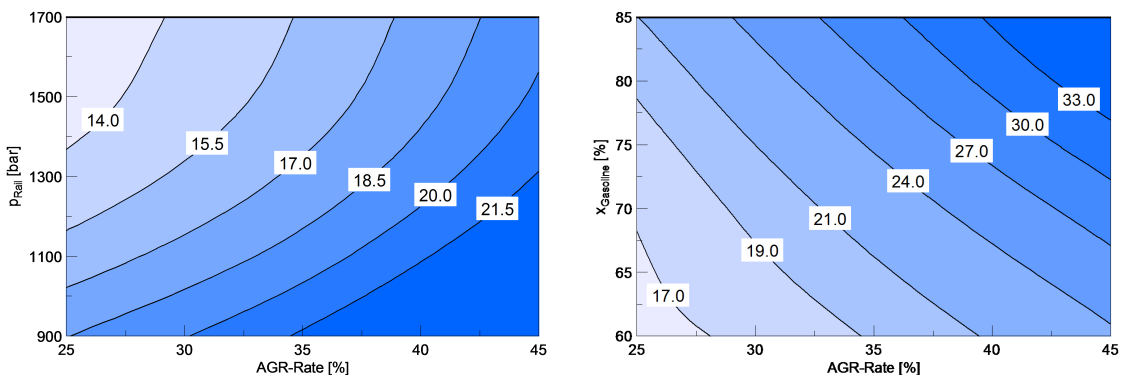


Abbildung 5.10.: Zündverzug in $^{\circ}\text{KW}$ bei $1200 \text{ min}^{-1}/p_i = 10 \text{ bar}$, AGR-Rate = 35 %; Links: $x_{\text{gasoline}} = 60 \%$ | Rechts: $p_{\text{Rail}} = 1100 \text{ bar}$,

In Abbildung 5.10 wird der Zündverzug als Funktion von AGR-Rate und Benzanteil gezeigt. Dabei wird deutlich, wie hoch der Einfluss jeder dieser Parameter auf den Zündverzug ist. Und auch, dass jeder davon in einer Verbrennungsregelung berücksichtigt werden muss.

5.5. Rußbildung bei DF Verbrennung

Für die optische Analyse wurde ein Zugang zum Brennraum verwendet, bei dem Lichtquelle und Endoskop zwischen den Einlassventilen positioniert werden können. Die Qualität der Aufnahmen ist wegen der hohen AGR-Rate und des hohen Benzanteils

beeinträchtigt. Es wurde im Rahmen der Untersuchungen festgestellt, dass eine Steigerung des Benzinanteils zu einer Unschärfe der Aufnahmen führt. Dies könnte durch Anlegen eines Wandfilms auf der gekühlten Oberfläche des Quarzglases zu Stande kommen. Die Kamera und der Blitz erlauben eine Aufnahme je Zyklus. Diese werden im Anschluss zu einem Video zusammengesetzt. So entsteht der Eindruck, dass ein vollständiges Video eines Verbrennungsvorganges vorliegt. Es handelt sich jedoch um ein Bild je Zyklus und ein Video besteht aus einer Vielzahl von Zyklen. Die Bildung von Ruß kann im sichtbaren Bereich wahrgenommen werden. Die Rußpartikel liegen als Festkörper vor und emittieren nach dem Gesetz von Stefan Boltzmann Wärmestrahlung. Ein Rußpartikel ist jedoch kein idealer schwarzer Körper. Im Plankschen Strahlungsgesetz wird eine Verschiebung der Wellenlänge in Abhängigkeit der Temperatur aufgezeigt. Rußpartikel können während der Verbrennung als gelbes oder rot-gelbes Leuchten wahrgenommen werden. Die Wellenlänge der Strahlung beinhaltet wiederum eine Information über die Temperatur des Partikels. Dieses Leuchten wird auch als „Rußleuchten“ bezeichnet. Mit der DF Verbrennung kann Rußbildung weitgehend vermieden werden. Bei der Dieselverbrennung tritt Rußbildung und Rußoxidation während der Verbrennung auf. Entscheidend für die Rußbildung bei der DF Verbrennung ist der Zündverzug.

Für verschiedene Benzinanteile ist der Brennraum bei MFB50 in Abbildung 5.11 dargestellt. Wird der Benzinanteil verringert, führt dies zu vermehrter Rußbildung. Ab 60 % Benzinanteil ist für diesen Lastpunkt kaum mehr Rußbildung erkennbar. Bei 45 % zeigt noch eine deutliche Rußbildung. Die Kameraeinstellung (Belichtungszeit, Blende, Lichtempfindlichkeit, ...) ist für alle Bilder gleich gewählt. Würde der MFB50 einer Dieselverbrennung mit diesen Einstellungen abgebildet würde der CCD-Chip der Kamera übersteuern und man würde ein weißes Bild erhalten. Das „rote Leuchten“ der Rußpartikel erweckt den Eindruck, dass die Temperatur der Verbrennung deutlich unter den üblichen Verbrennungstemperaturen liegt. Ruß selbst absorbiert jedoch effektiv alle Wellenlängen. Rotes und infrarotes Licht können ein Gasgemisch mit Ruß-Schwebeteilchen am ehesten durchdringen. Daher lässt sich vermuten, dass zwischen der Position der Kamera und der tatsächlichen Flamme eine bereits verbrannte Zone liegt.

Die Abbildung 5.12 zeigt mehrere Bilder für einen Benzinanteil von 80 %. Das linke Bild zeigt das Ende des Einspritzvorganges. In der Mitte wird der MFB10 und rechts der MFB90 gezeigt. Der MFB50 zu dieser Serie wird bereits in Abbildung 5.11 dargestellt. Die gesamte Serie zeigt kaum Rußbildung.



Abbildung 5.11.: Optische Analyse der Dual Fuel Verbrennung; Die Bilder zeigen den MFB50 mit unterschiedlichen Benzinanteilen. $1200 \text{ min}^{-1}/p_i = 10 \text{ bar}$, $\text{AGR rate} = 35 \%$, $\lambda_g = 1.12$, $p_{\text{Rail}} = 1100 \text{ bar}$;
 Links: $x_{\text{Benzin}} = 80 \%$, $\text{SOI} = 22^\circ \text{KW v. OT}$, $\text{MFB50} = 16^\circ \text{KW n. OT}$
 Mitte: $x_{\text{Benzin}} = 60 \%$, $\text{SOI} = 18^\circ \text{KW v. OT}$, $\text{MFB50} = 15^\circ \text{KW n. OT}$
 Rechts: $x_{\text{Benzin}} = 45 \%$, $\text{SOI} = 16^\circ \text{KW v. OT}$, $\text{MFB50} = 14^\circ \text{KW n. OT}$



Abbildung 5.12.: Optische Analyse der Dual Fuel Verbrennung; Die Bilder zeigen unterschiedliche Phasen des Brennverfahrens. $1200 \text{ min}^{-1}/p_i = 10 \text{ bar}$, $\text{AGR rate} = 35 \%$, $\lambda_g = 1.12$, $p_{\text{Rail}} = 1100 \text{ bar}$, $x_{\text{Benzin}} = 80 \%$;
 Links: $\varphi = 11^\circ \text{KW v. OT}$, EOI
 Mitte: $\varphi = 8^\circ \text{KW n. OT}$, MFB10
 Rechts: $\varphi = 46^\circ \text{KW n. OT}$, MFB90

5.6. Motorkennfeld für DF-Brennverfahren

Am 1-Zylinder-Forschungsmotor wurde ein stationäres Motorkennfeld mit dem DF-Brennverfahren appliziert. Die Erkenntnisse wurden auf verschiedene Lastpunkte übertragen um einen ersten Ausblick auf ein stationäres Motorkennfeld zu erhalten. Um ein entsprechendes Volllastpotential zu erreichen, wurde eine Verdichtung von $\varepsilon = 11.8$ gewählt. Die Zielwerte für die Emission sind angelehnt an die Vorgaben für Tier 4 final für kompressionsgezündete Motoren bezüglich Stickoxid und Ruß. Die Übertragung der Erkenntnisse aus den stationären Messdaten des Forschungsmotors auf einen Vollmotor und die erforderliche Abstimmung für den transienten Betrieb mit realem Luftpfad bergen noch viele Herausforderungen. Eine dieser Herausforderungen ist die Realisierung der ca. 35% Abgasrückführung, die für dieses kalte Verbrennungskonzept erforderlich sind. Um die Anforderung des realen Luftpfades zu berücksichtigen, wurde der Lade-

druck am Prüfstand auf $1.5 \text{ bar}_{\text{relativ}}$ begrenzt. AGR Rate und Ladedruck sind auch für einen entsprechenden Vollmotor mit zweistufiger Turboaufladung erreichbar. Eine weitere Steigerung des Ladedruckes führt zu einem höheren Volllastpotential. Mit den gegebenen Forderungen und Emissionszielwerten konnte ein Volllastpotential von 18 bar (Vergleich Dieselvollmotor 26 bar) indiziert demonstriert werden.

Der Benzinanteil wurde mit steigender Last kontinuierlich gesteigert. Es wäre möglich einen noch höheren Benzinanteil zu verwenden. Bei geringen Lasten würde der Zündverzug sehr lange und eine Steuerung der Verbrennung ist dadurch schwieriger. Für dieses Kennfeld wurde in diesem Bereich ein höherer Dieselanteil verwendet. Die Stabilität der Verbrennung mit einem COV_{IMEP} kleiner 0.5% für die gezeigten Betriebspunkte ist gut.

Das globale Luftverhältnis startet bei $p_i = 4 \text{ bar}$ mit einem Wert von 1.7 und hat ein Minimum 1.15. Die AGR Rate variiert in einem Bereich von 34% bis 37% . Das Ziel wurde auf eine Verringerung der Stickoxide gelegt und damit eine hohe AGR-Rate gefordert. Im DoE-Modell variiert die AGR Rate von 25% bis 45% . Die Temperatur im Ansaugkrümmer wurde je nach Last von 40°C bis 45°C eingestellt. Die maximale Abgastemperatur liegt bei 570°C . Bedingt durch die größere Oberfläche und bessere Kühlung am 1-Zylinder Forschungsmotor liegt der Wert etwas unter dem Vollmotor.

Das niedrige Verdichtungsverhältnis führt zu geringen Vierdichtungsendrücken. Der Spitzendruck ist deutlich unter dem Niveau von modernen Dieselmotoren.

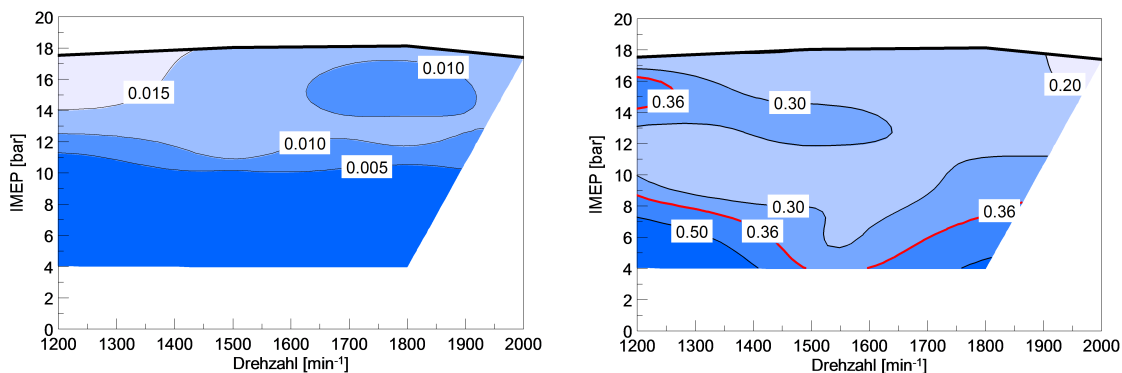


Abbildung 5.13.: Kennfeld für DF-Verbrennung; Links: Russemission | Rechts: Stickoxidemission

5. Dual-Fuel-Verbrennung

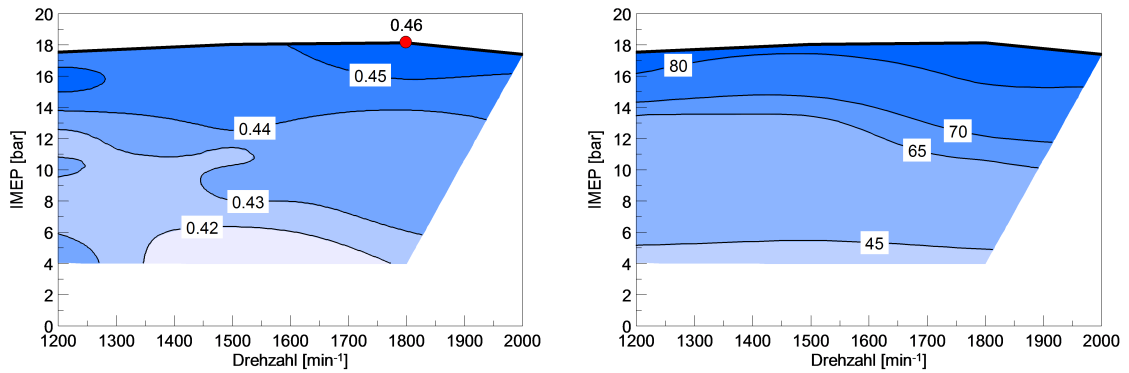


Abbildung 5.14.: Kennfeld für DF-Verbrennung; Links: η_{iHD} | Rechts: energetischer Anteil von Benzin in Prozent

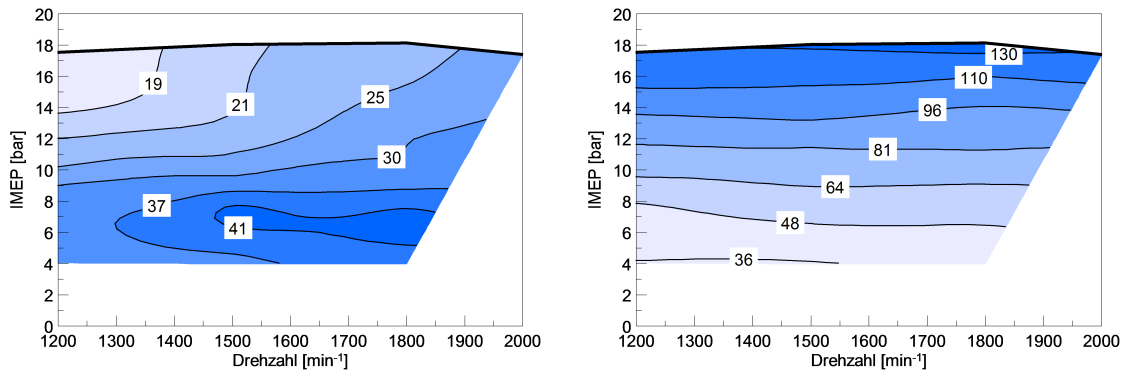


Abbildung 5.15.: Kennfeld für DF-Verbrennung; Links: Zündverzögerung in °KW | Rechts: maximaler Zylinderdruck in bar

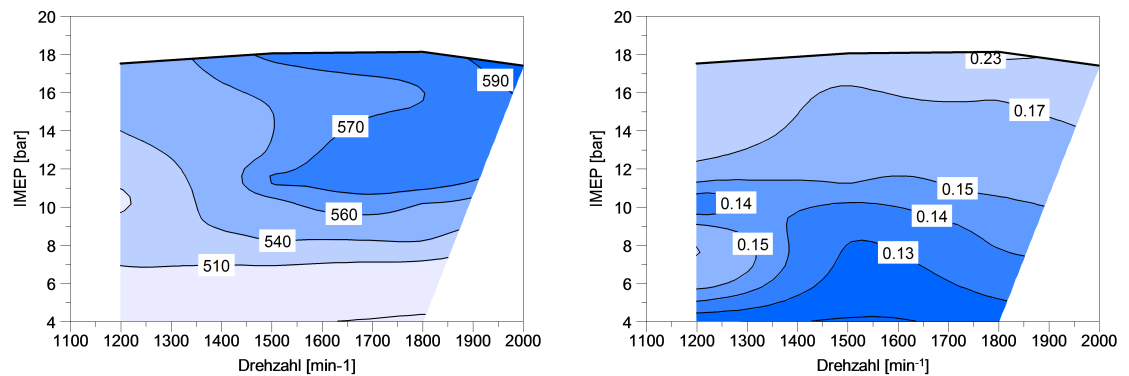


Abbildung 5.16.: Kennfeld für DF-Verbrennung; Links: Temperatur in °C im Abgaskrümmer | Rechts: Coefficient of Variance in Prozent

5.7. Erkenntnisse aus den DF-Messungen

Das Benzin-/Diesel Dual-Fuel-Konzept bietet viele interessante Vorteile. Das Konzept kann teil- oder vollhomogen realisiert werden und damit können sehr niedrige Emissionen erreicht werden. Die Zielwerte nach Tier 4 final für Ruß und Stickoxid sind damit stationär erreichbar. Der übliche Stickoxid-/Ruß Trade Off aus der Dieselerbrennung kann auch mit dem Benzin-/Dieselkonzept vermieden werden. Auch mit dem Wasserstoff-/Diesel und dem Methan-/Dieselbrennverfahren tritt ein solcher Trade-Off nicht auf [31, 13, 14].

Für ein Benzin-/Dieselkonzept wird sich die CO₂-Emission kaum verändern. Durch den etwas schlechteren Wirkungsgrad entsteht hier ein Nachteil von ca. 1-2 Prozentpunkten zu einem modernen Dieselmotor. Das Potential zur innermotorischen Reduktion der Schadstoffemission des Brennverfahrens ist gut. Kohlenwasserstoff- und Kohlenmonoxidemissionen können durch Änderungen der Brennraumgeometrie verbessert werden. Dieselerbrennräume verwenden eine große Quetschfläche und einen hohen Feuersteg. In diesem Bereich wird die Flamme für ein DF-Verfahren ausgelöscht und die Anteile der unverbrannten Emission erhöht. Die Verwendung eines Oxidationskatalysators ist für das Brennverfahren zwingend erforderlich.

Das Potential bezüglich Vollast hängt vom angebotenen Ladedruck ab. Für die Emissionierung muss eine entsprechende AGR Rate erreicht werden. Für die Funktionsentwicklung ist die Kontrolle des Zündverzuges von entscheidender Bedeutung. Der Raildruck und der Benzinanteil sind 2 mögliche Parameter für eine Realisierung. Eine Steigerung des Raildruckes kann für ein DF-Brennverfahren auch zur Rußbildung führen, weil dadurch der Zündverzug verkürzt wird.

Generell stimmen die Ergebnisse bzgl. Betriebsverhalten und Zündverzug mit der Modellierung von Kokjohn [44] auf Basis von Reaktionskinetik und CFD Simulationen überein.

Für eine Realisierung des Brennverfahrens müssen mehrere Vorteile gegenüber einem ottomotorischen Konzept gezeigt werden. Ein Dual-Fuel-Konzept kann sehr magere Gemische entflammen. Damit müssen Vorteile bezüglich Wirkungsgrad und Emission demonstriert werden. Eine weitere Möglichkeit für DF Brennverfahren ist die Mischung von Kraftstoffen.

6. Thermodynamische Analyse der untersuchten Brennverfahren

Die bisher diskutierten Brennverfahren werden nachfolgend einer Verlustanalyse unterzogen. Eine thermodynamische Analyse wurde mit der am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik entwickelten Software CORA (Combustion Optimization Research and Analysis) durchgeführt. Die Verlustanalyse wird nach Pischinger et al. berechnet [41, 10, 59].

6.1. Vollkommener Motor

Dieser Abschnitt ist in Anlehnung an das Buch „Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine“ von Pischinger et. al. verfasst [41]. Der Kreisprozess des vollkommenen Motors wird mit idealen Gasen, jedoch mit temperaturabhängigen spezifischen Wärmekapazitäten berechnet. Der Idealprozess des vollkommenen Motors ist ein Maß dafür, welche Arbeit in einem bestimmten Motor bei einem gegebenem Luftverhältnis verrichtet werden könnte. Für den vollkommenen Motor gelten folgende Randbedingungen:

- geometrisch gleich wie der wirkliche Motor
- vollkommene Füllung des Zylindervolumens im UT mit reiner Ladung (Luft oder Gemisch) vom Zustand vor Einlass (Druck und Temperatur wie im Saugrohr ungedrosselt und nach einem etwaigem Verdichter, kein Restgas)
- gleiches Luftverhältnis wie der wirkliche Motor
- unvollständige Verbrennung bis zum chemischen Gleichgewicht
- idealer Verbrennungsablauf nach vorgegebener Gesetzmäßigkeit (Gleichraumverbrennung, Gleichdruckverbrennung oder eine Kombination der beiden)
- wärmedichte Wandungen (adiabater Prozess)
- keine Reibungskräfte im Arbeitsgas (ergibt zusammen mit der vorigen Annahme isentrope Kompression und Expansion)
- keine Lässigkeitsverluste

- idealer Ladungswechsel in UT (isochorer Austausch der Verbrennungsgase gegen reine Ladung) bzw. ideale Ladungswechselschleife bei aufgeladenen Viertaktmotoren
- Die Ladung wird als Gemisch idealer Gase unter Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der kalorischen Stoffgrößen angenommen.

In der nachfolgend gezeigten Verlustanalyse wird der Wirkungsgrad wie folgt, ausgehend vom vollkommenen Motor, angegeben (Ein Beispiel ist Abbildung 6.6):

- Wirkungsgrad unter Berücksichtigung unvollständiger Verbrennung
- Wirkungsgrad unter Berücksichtigung unvollständiger Verbrennung und des realen Brennverlaufes
- Wirkungsgrad unter Berücksichtigung unvollständiger Verbrennung, des realen Brennverlaufes und der Wandwärmeverluste
- Wirkungsgrad des Hochdruckprozesses

Für den indizierten Wirkungsgrad müsste noch die Ladungswechselsarbeit berücksichtigt werden. Da die Messungen an einem Forschungsmotor durchgeführt wurden und sich der Ladungswechsel des 1-Zylinders vom Vollmotor unterscheidet, werden die Verfahren auf Basis des Hochdruckprozesses gegenübergestellt. Dabei wird der Ladungswechsel vernachlässigt. Der erforderliche Ladedruck und die Abgasrückführung haben einen entscheidenden Einfluss auf den Ladungswechsel. Der Ladungswechsel ist damit nur schwer vergleichbar für die verschiedenen Brennverfahren.

6.2. Homogene Dieselerverbrennung

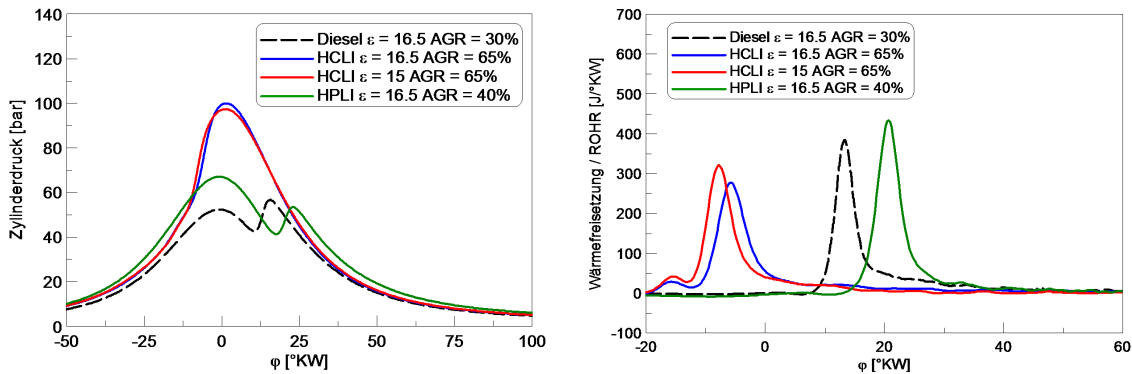
Bei der homogenen Dieselerverbrennung wurden 3 Betriebspunkte dem konventionellen Dieselerbrennverfahren gegenübergestellt. Bedingt durch das eingeschränkte Volllastpotential wurde für den Vergleich der Betriebspunkt 1200 min^{-1} und ein indizierter Mitteldruck von 5 bar verwendet.

Alle konventionellen Dieselerbetriebspunkte wurden mit einer Einspritzung dargestellt. Die Betriebsparameter sind in Tabelle 6.1 gegeben.

In den Abbildungen 6.1 wird der Zylinderdruckverlauf und der Brennverlauf für die unterschiedlichen Brennverfahren dargestellt. Anhand des Brennverlaufes können die Konzepte gut nach ihrem 50 % Umsatzpunkt und Form des Brennverlaufes eingeteilt werden. Für die HCLI Brennverfahren ist der frühe 50 % Umsatzpunkt und der damit verbundene hohe Zylinderspitzenruck ersichtlich. Dies wirkt sich negativ auf das Verbrennungsgeräusch aus. Er werden beim HCLI-Brennverfahren bereits Werte um 85 dB erreicht. Durch eine geringere AGR-Rate würden auch über 90 dB erreicht. Beim

Tabelle 6.1.: Parameter zu den gezeigten monovalenten Dieselerbrennverfahren

	ε	λ	AGR-Rate
	-	-	%
konv. Diesel-BV	16.5	2.17	30
HCLI $\varepsilon = 16.5$	16.5	1.14	65
HCLI $\varepsilon = 15$	15	1.22	65
HPLI	16.5	1.96	40

**Abbildung 6.1.:** konventionelle und homogene Dieselerbrennverfahren Lastpunkt $1200 \text{ min}^{-1}/p_i = 5 \text{ bar}$

HPLI-Verfahren wird der maximale Zylinderspitzenruck in dem hier diskutierten Beispiel durch die Verdichtung und nicht durch die Verbrennung erreicht.

Die frühe Schwerpunktlage der HCLI-Brennverfahren führt zu einem höheren Wandwärmestrom. Beim HPLI-Brennverfahren ist der Wandwärmestrom durch die späte Schwerpunktlage am geringsten. Die globale Gastemperatur liegt für die HCLI-Brennverfahren höher. Es ist jedoch zu beachten, dass die lokale Gastemperatur beim Dieselerbrennverfahren deutlich höher liegt. Damit liegt die Stickoxidbildung des HCLI-Verfahrens deutlich unter jener der konventionellen Dieselerbrennung. Die Emissionen sind in Tabelle 6.2 gegeben.

In Abbildung 6.3 ist die Verlustteilung für homogene Brennverfahren gegeben. Der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors ist für die gezeigten Brennverfahren unterschiedlich. Das HPLI-Verfahren und konventionelle Dieselerbrennung verwenden ein Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 16.5$. Beim HCLI sind zwei Verdichtungsverhältnisse dargestellt $\varepsilon = 16.5$ und $\varepsilon = 15$. Die verringerte Verdichtung reduziert den erreichbaren Wirkungsgrad für den vollkommenen Motor. Der vollkommenen Motor berücksichtigt die reale Ladung. Ein mageres Luftverhältnis begünstigt einen hohen Wirkungsgrad für den vollkommenen Motor bedingt durch die thermodynamischen Stoffwerte. Das HCLI Brennverfahren zeigt einen hohen Anteil an unvollständiger Verbrennung. In den

6. Thermodynamische Analyse der untersuchten Brennverfahren

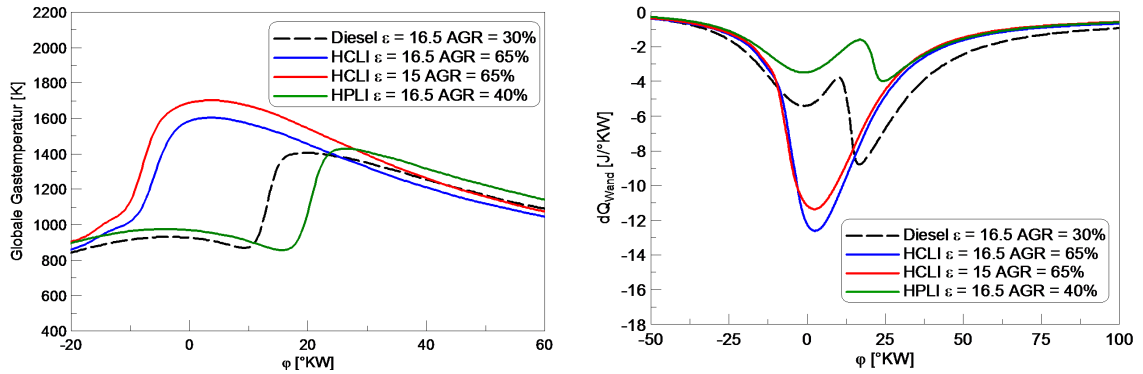


Abbildung 6.2.: monovalente Dieselbrennverfahren Lastpunkt $1200 \text{ min}^{-1}/p_i = 5 \text{ bar}$

Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoffemissionen in Tabelle 6.2 wird dies auch gezeigt. Der Brennverlauf zeigt einen Vorteil für das HCLI-Verfahren, da eine kurze Brenndauer anstelle von verschleppter Verbrennung erreicht wird. Die Wandwärmeverluste sind bedingt durch die frühe Schwerpunktlage auch höher.

Das HPLI-Brennverfahren zeigt einen schlechteren realen Brennverlauf und geringere Wandwärmeverluste bedingt durch die späte Verbrennungsschwerpunktlage. Der Wirkungsgrad des Dieselbrennverfahrens wird von den monovalenten homogenen Brennverfahren im Hochdruckprozess nicht erreicht. Der beste Wirkungsgrad wird vom HCLI Brennverfahren mit $\epsilon = 15$ erreicht. Stickoxid- und Rußemissionen können so stationär auch in der Rohemission eingehalten werden. Das HCLI-Brennverfahren hat für die homogene monovalente Verbrennung insgesamt die besten Ergebnisse gezeigt. Die CO- und HC-Emissionen sowie das Vollastpotential können im Vergleich zum konventionellen Dieselbrennverfahren nicht überzeugen.

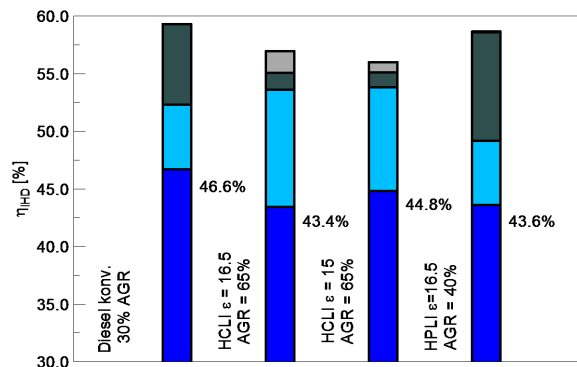


Abbildung 6.3.: Verlustteilung monovalente Dieselbrennverfahren Lastpunkt $1200 \text{ min}^{-1}/p_i = 5 \text{ bar}$

Tabelle 6.2.: Parameter zu den gezeigten monovalenten Dieselmotoren

	NO _x g/kWh	Ruß g/kWh	CO g/kWh	HC g/kWh
konv. Diesel-BV	1.95	0.003	4.24	0.675
HCLI $\varepsilon = 16.5$	0.04	0.009	26.38	3.55
HCLI $\varepsilon = 15$	0.05	0.007	13.8	k.A.
HPLI	0.77	0.003	11.0	1.92

6.3. Dual-Fuel-Verbrennung

Für ein Dual-Fuel-Konzept ist die Berechnung der Wärmefreisetzung sehr komplex, da diese durch zwei Kraftstoffe erfolgt. Die nulldimensionale Berechnung verwendet ein Zweizonenmodell. Vereinfacht wird angenommen, dass beide Kraftstoffe simultan konsumiert werden. Dies stellt eine starke Vereinfachung des Prozesses dar. Im Falle des betrachteten Brennverfahrens herrscht ein langer Zündverzug vor und das globale Luftverhältnis ist stark abgemagert. Daher besteht Zeit für die Homogenisierung im Brennraum, und die getroffene Vereinfachung trifft eher zu als bei anderen DF Brennverfahren. Für eine kleine Pilotmenge mit magerem Hintergrundgemisch ist diese eine Annahme nicht mehr gültig. In diesem Fall wäre auch eine Berechnung mittels Paketmodell [61] möglich. Die getroffene Annahme ermöglicht eine Analyse des Brennverfahrens ohne die Brennraumgeometrie zu betrachten.

Für einen hohen Benzinanteil wird eine annähernd symmetrische Wärmefreisetzungsrate erzielt. Eine Erhöhung des Benzinanteils bewirkt in diesem Fall eine Reduktion der Verluste durch den realen Brennverlauf. Der Anteil des Dieselkraftstoffes hat wenig Zeit für die Homogenisierung. Bei kurzen Zündverzügen bestehen inhomogene Zonen im Brennraum. In diesen Zonen liegt auch ein fettes Kraftstoff-/Luftgemisch vor und es erfolgt Rußbildung. Geringe Benzinanteile führen auch zu längeren Brenndauern. Damit sinkt der erreichbare Wirkungsgrad durch den realen Brennverlauf.

Die Verlustanalyse für eine Variation des energetischen Benzinanteils wird in Abbildung 6.4 gezeigt. Die Dieselmotorenverbrennung läuft verschleppt und mit einer asymmetrischen Wärmefreisetzungsrate ab. Typisch für die Dieselmotorenverbrennung ist der kurze Zündverzug und häufig erfolgt die Einbringung des Kraftstoffes auch während der Verbrennung. Die Einbringung des Dieselkraftstoffes nahe dem oberem Totpunkt führt zu einer negativen Wärmefreisetzungsrate bedingt durch die Verdampfung des Kraftstoffes. Je nach Auslegung des Injektors und Wahl der Einspritzstrategie ergibt sich ein vorgemischter Anteil vor Brennbeginn. Bei der Dieselmotorenverbrennung treten mehrere Effekte simultan auf. So läuft der Strahlaufbruch des Sprays, die Verdampfung des flüssigen Kraftstoffes, die Aufbereitung des Kraftstoff-/Luftgemisches und die Verbrennung simultan ab. Die in der Analyse dargestellte Dieselmotorenverbrennung wurde mit einer Verdichtung von $\varepsilon = 11.8$ gemessen. Das geringe Verdichtungsverhältnis ist untypisch für

die Dieselerbrennung und verringert den realen Wirkungsgrad, sowie den theoretisch erreichbaren Wirkungsgrad des vollkommenen Motors, der für die Dieselerbrennung angegeben wird. Der ungewöhnlich frühe Verbrennungsschwerpunkt für den reinen Diesel verbessert den Wirkungsgrad und wirkt dem entgegen. Der reine Diesellastpunkt erreicht einen Hochdruckwirkungsgrad von 45 %. Dieser kann mit den gezeigten DF-Brennverfahren nicht erreicht werden. Diese zeigen einen Nachteil von etwa einem Prozentpunkt.

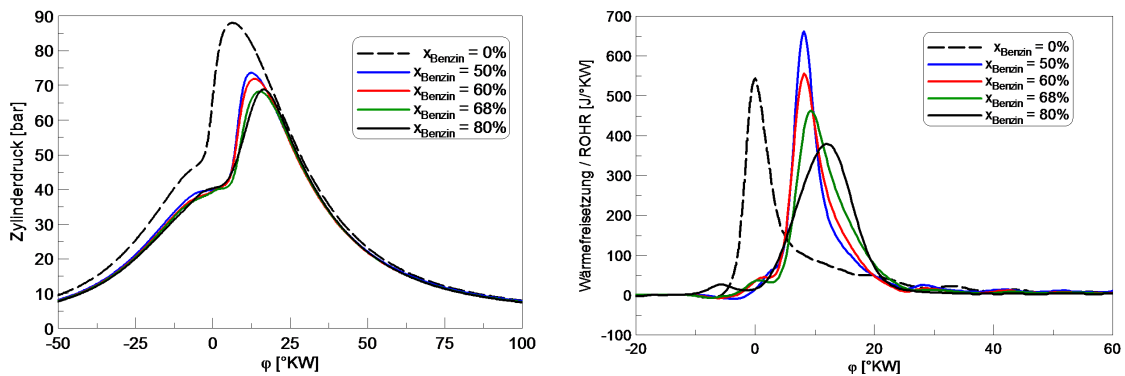


Abbildung 6.4.: Dual Fuel Verbrennungsanalyse; Links: Zylinderdruckverlauf | Rechts: Wärmefreisetzungsrate

Zu den Simulationsergebnissen zählt auch die globale Brennraumtemperatur. Die globale Temperatur und der Gradient des Wandwärmestroms wird in Abbildung 6.5 gezeigt. Die Stickoxidemission des Dieselmotors liegt deutlich über der Stickoxidemission für den DF-Betrieb. Die DF-Brennverfahren zeigen eine höhere globale Temperatur im Brennraum. Daraus ergeben sich einige interessante Schlussfolgerungen. Die Stickoxidbildung ist stark von der Temperatur abhängig. Die globale Gastemperatur für den DF-Betrieb liegt höher; lokal werden für den reinen Diesel höhere Temperaturen erreicht. Für 60 % Benzine sind die Stickoxidemissionen geringer als für 80 %. Dieser Unterschied wird auch in der globalen Gastemperatur gezeigt. Bei 60 % Benzineanteil ist die eingebrachte Dieselmenge höher und diese entzieht Ihrer Umgebung Wärme zur Verdampfung. Bei dem Benzineanteil von 60 % liegt ein λ_{Benzine} von 1.83 vor. Bei dem Benzineanteil von 80 % liegt hingegen ein λ_{Benzine} von 1.33 und das Benzine-/Luftgemisch liegt bereits innerhalb der Zündgrenzen. Stellt man sich einen Brennraum mit zwei Zonen vor, wo in einer Zone das homogene Hintergrundgemisch mit verdampftem Dieselerkraftstoff verdünnt wird, während in der anderen nur das Hintergrundgemisch vorliegt, so kann die Entstehung von Schadstoffen in beiden Zonen auch unterschiedlich sein. Eine mögliche Vermutung ist die Entstehung von Stickoxid, vorwiegend im Bereich der Dieseleinspritzung. Durch die Verringerung der Dieselmenge und der Erhöhung des Benzineanteils wird die Brenngeschwindigkeit des Hintergrundgemisches gesteigert und die Verfügbarkeit von Sauerstoff für den Dieselerkraftstoff verbessert. Der Zündverzug

und damit die Dauer für die Gemischbildung wird dabei auch verlängert.

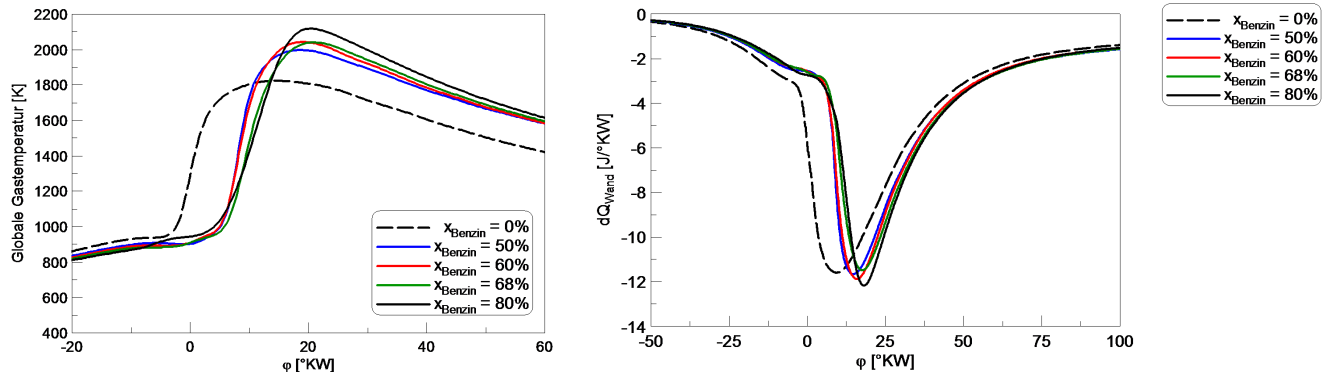


Abbildung 6.5.: Dual Fuel Verbrennungsanalyse; Links: Globale Gastemperatur | Rechts: Gradient des Wandwärmestromes

Die beiden Betriebspunkte mit 60 % und 80 % in Abbildung 5.4 zeigen die höchsten Wirkungsgrade im Vergleich. Dieses Phänomen wird in der gezeigten Parametervariation sowie in den Messungen für beide DoE-Modelle wiedergegeben. Die Brenndauer für die beiden Betriebspunkte ist kürzer als für die weiteren dargestellten Betriebspunkte. Die Verlustanalyse wurde nach Pischinger et.al. [41] durchgeführt. Der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors wurde mit realer Ladung, bei isentroper Verdichtung und Expansion und einer isochoren Verbrennung bis zum maximal zulässigem Zylinderdruck, sowie einer isobaren Verbrennung bei maximalen Zylinderdruck, berechnet. Der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors ist durch das geringe Verdichtungsverhältnis gering. Das geringe Verdichtungsverhältnis wurde eingesetzt um Verbrennungsanomalien wie „Klopfen“ zu vermeiden. Der Verlust durch unvollständige Verbrennung wird zu Beginn der Berechnung vom vollkommenen Motor abgezogen.

Die Verluste durch unvollständige Verbrennung sind für die reine Dieselverbrennung sehr gering. Bei 50 % Benzinanteil wurden für den gegebenen Betriebspunkt sehr hohe Kohlenmonoxidemissionen gemessen. Diese zeigen sich auch in einem hohen Verlust für unvollständige Verbrennung (Abbildung 5.4). Bei höheren Substitutionsraten nehmen die Kohlenmonoxidemissionen ab. Der Verlust durch reale Verbrennung ist abhängig vom Verbrennungsschwerpunkt, Brenndauer und Brennverlauf.

Wie in Abbildung 6.4 gezeigt wird liegt der 50 % Umsatzpunkt der reinen Dieselverbrennung deutlich vor den Betriebspunkten für die DF-Verbrennung. Dadurch zeigt der reine Dieseltreib geringere Verluste durch reale Verbrennung.

6. Thermodynamische Analyse der untersuchten Brennverfahren

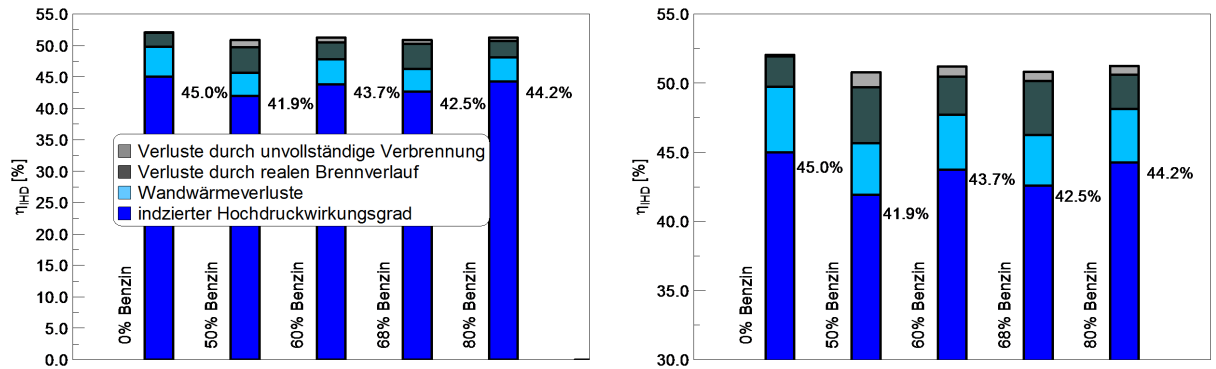


Abbildung 6.6.: Dual Fuel Verlustanalyse; Links: Verlustanalyse | Rechts: Detailansicht

Die Messpunkte für den DF-Betrieb bieten eine bessere Basis für den Vergleich der Verluste aus realen Brennverlauf. Es wird gezeigt, dass die beiden höheren Wirkungsgrade von einem geringeren Verlust durch reale Verbrennung begleitet werden. Der Wandwärmeübergang wurde nach der Korrelation von Woschni-Huber et.al.[60] berechnet. Der angegebene Wirkungsgrad in Abbildung 6.6 ist der indizierte Hochdruckwirkungsgrad ohne Ladungswechselperluste.

Tabelle 6.3.: Emissionen zu den gezeigten DF-Brennverfahren

	NO _x g/kWh	Ruß g/kWh	CO g/kWh	HC g/kWh
konv. Diesel-BV	0.72	0.068	2.16	0.15
xBenzin = 50 %	0.21	0.001	14.96	1.61
xBenzin = 60 %	0.29	0.001	6.60	2.15
xBenzin = 68 %	0.29	0.001	4.95	2.45
xBenzin = 80 %	0.51	0.000	2.32	2.81

6.4. Vergleich verschiedener Brennverfahren

Ein Vergleich zwischen unterschiedlichen diskutierten Brennverfahren soll die thermodynamischen Schwächen und Stärken der einzelnen Verfahren zeigen. Durch den eingeschränkten Lastbereich sind die homogenen monovalenten Verfahren wie HCLI und HPLI nur schwer vergleichbar. Der Vollständigkeit halber sind die Ergebnisse, trotz der bedingten Vergleichsmöglichkeit, aus Kapitel 6.2 in Diagramm 6.9 auch beigefügt. Die Lastpunkte und Einstellparameter für die Analyse von DF- und Dieselbetrieb sind in Tabelle 6.4 gezeigt. Der gewählte Dieselbetriebspunkt unterscheidet sich vom Betriebspunkt in Kapitel 6.3 für die DF-Verbrennung. Hier wurde ein Betriebspunkt aus den

Messungen zur Injektormatrix gewählt. Damit unterscheidet sich dieser im Verdichtungsverhältnis und den Betriebsparametern vom Dieselpunkts in Kapitel 6.9.

Im Zylinderdruckverlauf wird bereits ersichtlich, dass die Verdichtung und der Ladedruck für den DF-Betrieb unter dem des Dieselpunkts liegt. Der erreichte Spitzendruck ist beim DF-Verfahren auch deutlich geringer. Der Brennverlauf des DF-Verfahrens ist weitgehend symmetrisch. Im Brennverlauf wird wie beim HCLI Verfahren eine ausgeprägte Vorreaktion gezeigt und damit ein zweistufiger Verbrennungsablauf. Die globale Gastemperatur liegt über dem Vergleichspunkt des Diesels. Allerdings liegt beim Diesel die lokale Temperatur höher.

Der vollkommene Motor zeigt in der Verlustteilung für den Teillastpunkt einen Wirkungsgrad von 56.1 % für Diesel und 50.6 % für das DF-Verfahren. Der Verlust durch das geringe Verdichtungsverhältnis und das fettete Gemisch ist sehr hoch. Es ist zu beachten, dass der zusätzliche Kraftstoff bereits in der Verdichtungsphase beigemischt ist und sich damit der Polytropenexponent verringert. Beim DF-Verfahren ist ein Verlust aus unvollständiger Verbrennung erkennbar. Der Verlust durch realen Brennverlauf ist im Vergleich zum konventionellen Diesel sehr klein. Der Wandwärmestrom ist auch geringer als beim konventionellen Diesel.

Ausgehend vom vollkommenen Motor ist die Summe der Verluste für das DF-Brennverfahren geringer. Damit zeigt das DF-Brennverfahren am Teillastpunkt einen Wirkungsgradnachteil von 2.0 % und von 0.9 % am Vollastpunkt im Hochdruckprozess. Der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors ist an beiden Punkten deutlich geringer. Dies könnte durch eine moderate Anhebung des Verdichtungsverhältnisses teilweise kompensiert werden. Die strikte Einhaltung der Stickoxidziele reduzierten den erreichbaren Wirkungsgrad für das DF-Brennverfahren, da die max. Temperatur während der Verbrennung begrenzt werden muss.

Tabelle 6.4.: Parameter zu den Dual Fuel- und Dieselpunkts

	n min ⁻¹	p _i bar	ε -	λ -	AGR-Rate %	x _{Benzin} %
konv. Diesel-BV	1500	11.5	16.5	1.57	12.5	0
Dual Fuel-BV	1200	11.5	11.8	1.33	35	80
konv. Diesel-BV	1800	20.5	16.5	1.54	9	0
Dual Fuel-BV	1800	20.5	11.8	1.04	36	85

6. Thermodynamische Analyse der untersuchten Brennverfahren

Tabelle 6.5.: Emissionen zu den Dual Fuel- und Dieselpbrennverfahren

	NO _x g/kWh	Ruß g/kWh	CO g/kWh	HC g/kWh
konv. Diesel-BV TL	3.93	0.032	0.41	0.14
xBenzin = 80 % TL	0.51	0.000	2.32	2.81
konv. Diesel-BV VL	5.10	0.022	0.33	0.07
xBenzin = 85 % VL	0.24	0.013	3.49	0.83

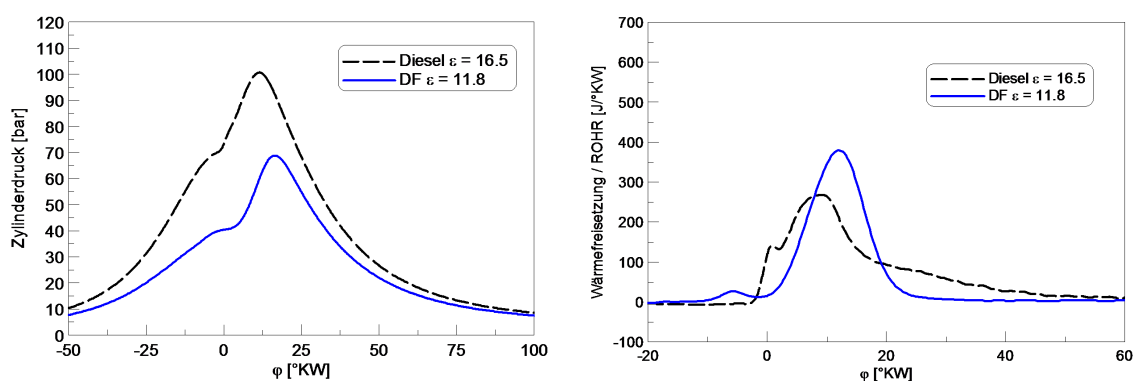


Abbildung 6.7.: Vergleich von Diesel und Dual Fuel Brennverfahren

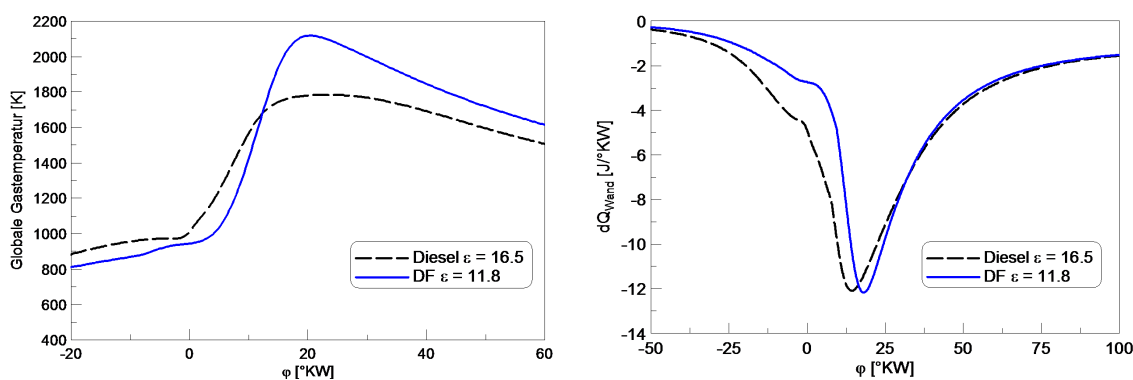


Abbildung 6.8.: Vergleich von Diesel und Dual Fuel Brennverfahren

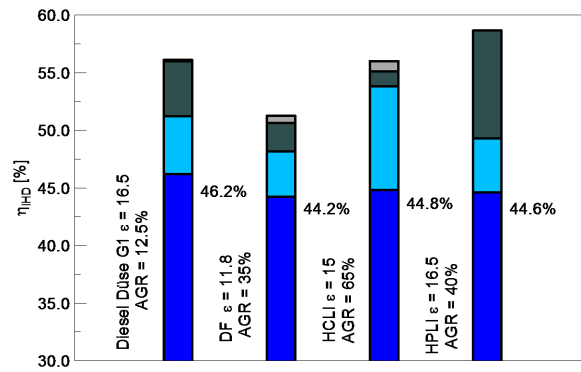


Abbildung 6.9.: Verlustteilung für verschiedenen Brennverfahren

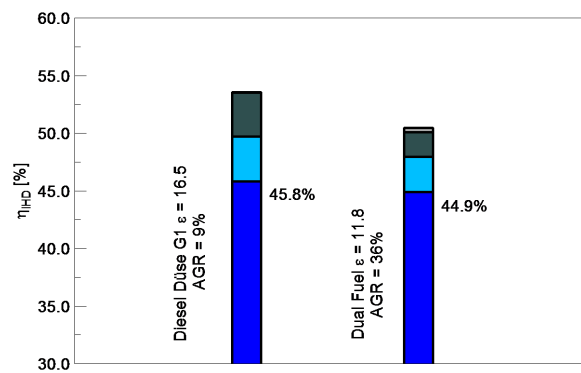


Abbildung 6.10.: Verlustteilung für konventionelle Dieselverbrennung und Dual Fuel Brennverfahren an der Vollast

7. Simulation und Bewertung des Ladungswechselkonzeptes für DF

Für das DF Brennverfahren wurde ein Simulationsmodell zur Übertragung der Messdaten vom Forschungsmotor auf einen Vollmotor erstellt. Im Vordergrund steht dabei die Aufladegruppe. Mit dem Modell wurde untersucht, ob die Betriebsbedingungen vom Forschungsmotor auch real umsetzbar sind.

7.1. Theoretische Überlegungen

Vor der aufwendigen 1D-Ladungswechselrechnung wurden einige theoretische Überlegungen zur Aufladung angestellt. [62, 32, 43, 30]

$$T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (\text{Gl.-7.1})$$

$$T_2 = T_1 + \frac{T_{2s} - T_1}{\eta_{is,C}} \quad (\text{Gl.-7.2})$$

Die erzielbare Leistung des Verdichters hängt von den erzielbaren isentropen Wirkungsgraden, dem Massenstrom, dem Druckverhältnis und den Stoffwerten ab. Zusätzlich müssen mechanische Verluste durch die Lagerung berücksichtigt werden. Wird die Verdichterleistung mit der Turbinenleistung, unter Berücksichtigung des mechanischen Wirkungsgrades, ins Gleichgewicht gesetzt, so wird ersichtlich, dass der Massenstrom durch die Turbine nicht dem Verdichtermassenstrom entspricht, da Kraftstoff beigemischt wird. Wird dieses Verhältnis sowie das unterschiedliche Temperaturniveau berücksichtigt, kann die Turboladergleichung Gl.-7.4 formuliert werden. Dabei wird ersichtlich, dass das erzielbare Druckverhältnis nicht direkt vom Massenstrom abhängig ist. Nur das Verhältnis von Turbinen- und Verdichtermassenstrom wird berücksichtigt. Eine globale Annahme für den Druck und die Temperatur vor Turbineneintritt ist schwer zu treffen, da diese auch maßgeblich durch die Turbinengeometrie beeinflusst werden. Somit ist der maximal erzielbare Ladedruck auch stark vom Gegendruck und der Turbineneintrittstemperatur abhängig. Damit verbunden ist eine höhere Ladungswechselarbeit.

$$P_C = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \cdot \frac{\dot{m}_C}{\eta_{is,C} \cdot \eta_m} \quad (\text{Gl.-7.3})$$

$$\frac{p_{20}}{p_{10}} = \left(1 + \zeta \cdot \frac{c_{p,Abgas}}{c_{p,Ladung}} \cdot \left(1 - \left(\frac{p_{40}}{p_{30}} \right)^{\frac{\kappa_{Abgas}-1}{\kappa_{Abgas}}} \right)^{\frac{\kappa_{Ladung}}{\kappa_{Ladung}-1}} \right) \quad (\text{Gl.-7.4})$$

$$\zeta = \frac{T_{31}}{T_{10}} \cdot \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_C} \cdot \eta_{TC} \quad (\text{Gl.-7.5})$$

Für die Kühlung der Frischluft ist der abführbare Wärmestrom von Bedeutung. Dieser hängt von den Wärmedurchgangskoeffizienten, der logarithmischen Temperaturdifferenz und der Fläche des Wärmetauschers ab. Diese werden allgemein oft auch als UA-Wert angegeben. Damit wird deutlich, dass eine hohe Temperaturspreizung an den Wärmetauschern von Vorteil ist.

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta\Theta = UA \cdot \Delta\Theta = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T \quad (\text{Gl.-7.6})$$

$$\Delta\Theta = \frac{\Delta T_{gro\beta} - \Delta T_{klein}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{gro\beta}}{\Delta T_{klein}} \right)} \quad (\text{Gl.-7.7})$$

7.2. Konzepte für die Ladungswechselsimulation

Für die Übertragung der Brennverfahren vom Forschungsmotor wurden verschiedene Konzepte für die Ausführung eines Vollmotors mittels Ladungswechselsimulation analysiert. In GT-Power ist es möglich, eine Dual-Fuel-Verbrennung zu simulieren. Dabei wird eine vollständige Mischung der beiden Kraftstoffe für die nulldimensionale Abbildung herangezogen. Die Benzineinspritzung wird mit externer Gemischbildung simuliert. Die Dieseleinspritzung erfolgt direkt in den Brennraum als Hochdruckeinspritzung. Der Brennverlauf wurde mittels der am Institut entwickelten Software CORA berechnet und für den jeweiligen Betriebspunkt vorgegeben. Ein wesentliches Ziel der Simulation ist die Darstellung der möglichen Vollast mit der geforderten AGR-Rate. Dazu wurden reale Turbinen und Verdichterkennfelder von Turboladern für Dieselmotoren dieser Größe mit zweistufiger Aufladung herangezogen. Diese Kennfelder wurden durch Skalierfaktoren an den Dual-Fuel Betrieb angepasst. Auf der Hochdruckseite wird ein Twinscrollturbolader mit internem Waste-Gate eingesetzt. Als Niederdruckturbolader wird ein Monoscrollturbolader ohne Wastegate verwendet. Es wurden drei verschiedene Luftpfade analysiert. Hoch- und Niederdruck-AGR Systeme sind in Abbildung 7.1 dargestellt. Beim Hochdruckkonzept wird das AGR-System zweiflutig ausgeführt um die Flutentrennung aufrecht zu halten. Beim Niederdruckkonzept wird der gesamte Abgasmassenstrom durch beide Turbinen entspannt. Für die Berechnung des

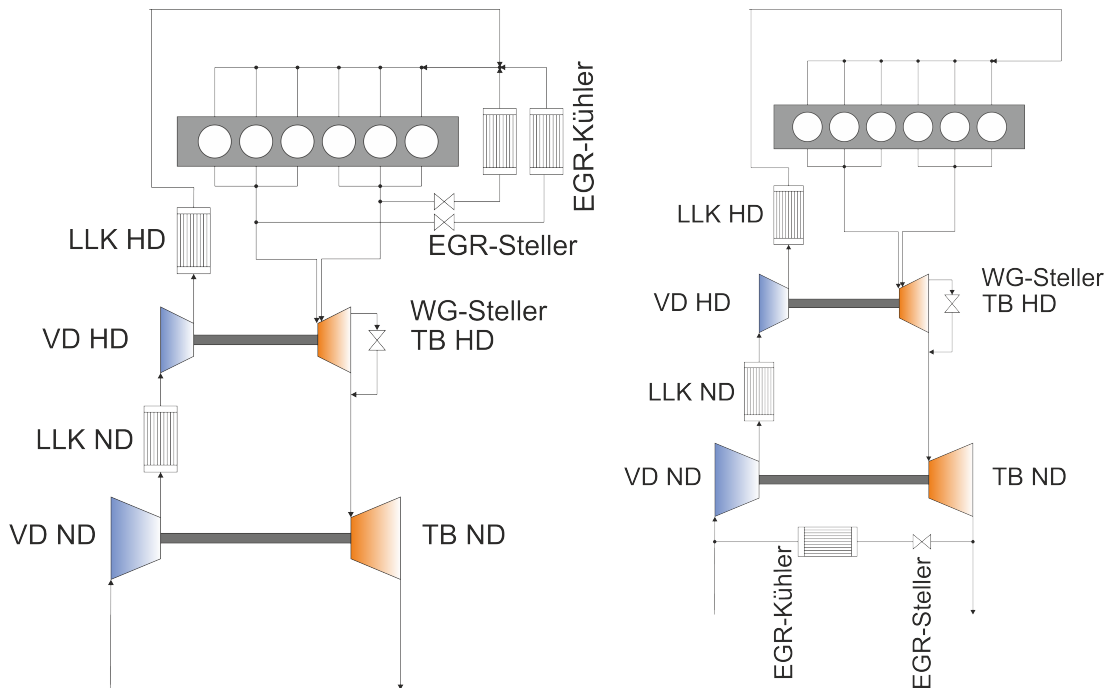


Abbildung 7.1.: Untersuchte Konzepte für den Luftpfad des Benzin/Diesel Dual Fuel Motors; Links: Hochdruck-AGR | Rechts: Niederdruck-AGR

Niederdruckkonzeptes ist der Abgasgegendruck von zentraler Bedeutung; dieser wird mittels einer Drossel vorgegeben. Bei einer realen Ausführung wird der Gegendruck durch die Abgasnachbehandlung vorgegeben. Bei Niederdruckkonzepten wird ein Partikelfilter vor der Abzweigung des Abgases eingesetzt, um Schäden am Verdichter durch Partikel zu vermeiden.

Als dritte Variante wurde ein Spenderzylinderkonzept realisiert. Dieses wird in Abbildung 7.2 gezeigt. Dabei wird das Abgas auf der Hochdruckseite nur aus einer Flut entnommen. Zu dieser Art von Abgasrückführung gibt es bereits verschiedene Veröffentlichungen [56].

Eine Kraftstoffeinbringung im Saugrohr hat einen starken Einfluss auf den Polytropenexponenten in der Verdichtungsphase. Exemplarisch wird dies anhand einer polytropen Verdichtungskurve mit zwei verschiedenen Polytropenexponenten in Abbildung 7.3 gezeigt. Die Berechnung der Verdichtungskurve hat als Anfangsbedingung 1 bar und 293 K.

Bei allen Modellen wird als Hochdruckturbolader ein Twinscrollturbolader eingesetzt. Im Modell wird unterstellt, dass eine vollständige Trennung der beiden Fluten nicht möglich ist. Real wird immer ein Spalt zwischen Steg im Turbinengehäuse und dem Eintritt ins Laufrad bestehen. Dieser Spalt wurde im Modell durch eine Verbindung zwischen Abgaskrümmern Teil A und Teil B berücksichtigt. In allen Modellen wurde eine Verbindungsbohrung mit dem Durchmesser von 12 mm hinzugefügt.

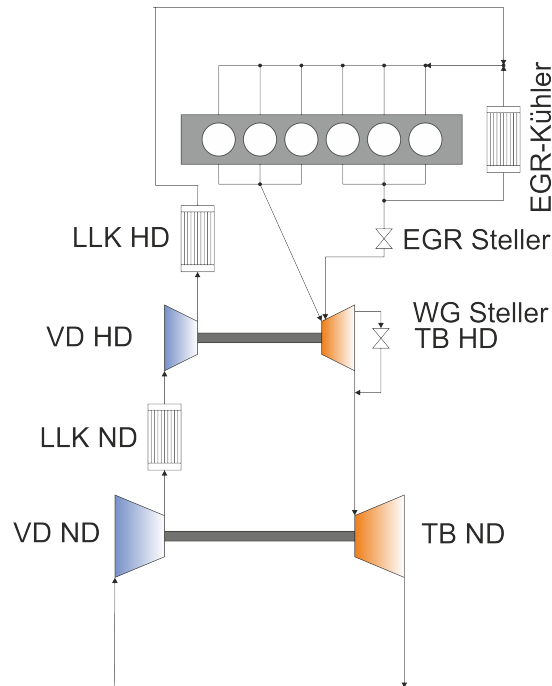


Abbildung 7.2.: Spenderzylinder-AGR Konzept für den Luftpfad des Benzin/Diesel-Dual Fuel-Motors

7.3. Stationärer Betrieb

Die verschiedenen Modelle sind so aufgebaut, dass sie den gleichen Mitteldruck bei gleicher AGR-Rate und gleichem Kraftstoffluftverhältnis wie ein Dieselmotor erreichen sollen. Die Verdichter- und Turbinenkennfelder stammen von realen Turboladern und wurden entsprechend den Anforderungen skaliert. Die Skalierfaktoren wurden experimentell ermittelt. Dabei wurde eine möglichst ideale Fahrlinie innerhalb der Kennfelder angestrebt. In Tabelle 7.1 wird ersichtlich, dass für ein Niederdruck-AGR Konzept größere Turbolader zum Einsatz kommen.

Tabelle 7.1.: Skalierfaktoren für die Turbine und den Verdichter

	HD	ND	Spender
HD-Verdichter	0.9	1.2	0.9
ND-Verdichter	0.9	1.3	1.0
HD-Turbine	0.7	1.1	0.7
ND-Turbine	0.9	1.1	0.9

In der Simulation wurden drei Regelkreise eingesetzt. Alle drei Regler sind als PI-Regler ausgeführt. Um den Mitteldruck zu regeln wurde ein Regler für die Steuerung

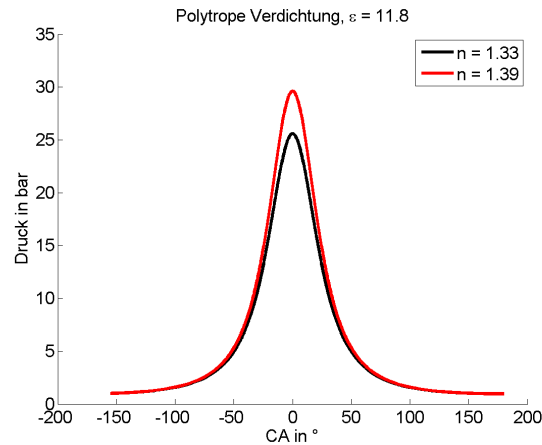


Abbildung 7.3.: Abhängigkeit des Drucks vom Polytropenexponent

des Wastegates verwendet. Der Zielwert liegt von 1200 bis 1500 min^{-1} bei 22 bar effektiv. Für 1800 min^{-1} werden noch 21 bar angestrebt. Bei 2000 min^{-1} wird der Zielwert auf 20 bar abgesenkt. Das Kraftstoffluftverhältnis wird durch den extern eingebrachten Ottokraftstoff geregelt. Hier wurde zusätzlich eine Begrenzung für die maximale Kraftstoffmenge auf $\lambda > 1$ eingeführt. Die AGR-Rate wird durch den AGR-Steller geregelt. Am Regelungskonzept des stationären Konzeptes wird bereits deutlich, dass das Modell stabile Zustände nur sehr träge erreicht.

In den folgenden Diagrammen werden die 3 Modelle gegenübergestellt. Es wurde darauf geachtet, vergleichbare Bedingungen zu schaffen, die auch den Messergebnissen entsprechen. Während am Prüfstand maximal 18 bar indiziert erreicht wurden, wird in allen Simulationsmodellen ein höheres Vollastpotential demonstriert. Dabei können Mitteldrücke von 22 bar effektiv bzw. 23.5 bar indiziert und mehr erreicht werden. Am Forschungsmotor wurde der Ladedruck 1.5 bar relativ begrenzt, während in den Simulationsmodellen fast 4 bar absolut erreicht werden kann. Der erreichbare Mitteldruck an der Vollast ist für die Darstellung des Brennverfahrens von großer Bedeutung, damit auch in der Teillast hohe mechanische Wirkungsgrade des Triebwerks erzielt werden können.

Das Kraftstoffluftverhältnis wurde entsprechend der Vorgaben aus den Messungen am Vollmotor gewählt und konnte auch entsprechend umgesetzt werden. Hier liegt im Vergleich zum konventionellen Dieselmotor ein Vorteil, da fettere Gemische realisiert werden können. Damit werden auch die Anforderungen an die Aufladegruppe im Vergleich reduziert.

Für die Einhaltung der Stickoxidemissionen wurde eine AGR-Rate von 35% gewählt. Mit dem ND- bzw. Spenderzylinderkonzept wird diese auch erreicht. Beim HD-AGR ist die Realisierung der AGR Rate schwieriger, da das Druckgefälle über den AGR-Kühler von den erzielbaren isentropen Wirkungsgraden der Turbinen und Verdichter abhängt. Bei einem HD-AGR Konzept könnte auch eine Drosselklappe im Ansaugtrakt einge-

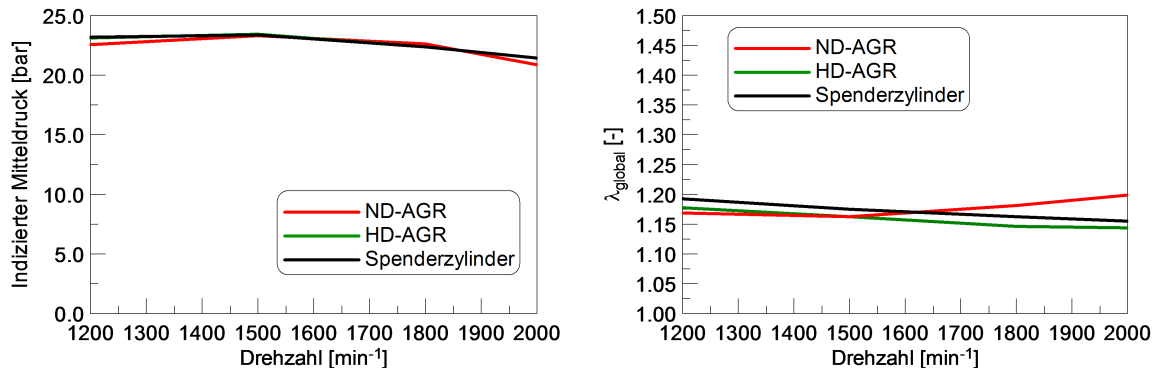


Abbildung 7.4.: Links: indizierter Mitteldruck | Rechts: Luftverhältnis

setzt werden, um das entsprechende Druckgefälle zu realisieren. Eine Drosselung wirkt sich natürlich nachteilig auf den erzielbaren Wirkungsgrad aus. Mit dem ND-AGR Konzept wurden die geringsten Ladedrücke erreicht. Dies mag an der Verwendung von realen Kennfeldern liegen und an der Skalierung. In der Theorie hängt das erreichbare Druckverhältnis nicht vom absoluten Massenstrom durch Turbine und Verdichter ab. Lediglich das Verhältnis von Turbinen- zu Verdichtermassenstrom, das Temperaturniveau und die spezifische Wärmekapazität ist von Bedeutung.

Die isentropen Wirkungsgrade für Verdichter und Turbine sind in Tabelle 7.2 wiedergegeben. Dabei wird deutlich, dass bei 1800 min^{-1} und Vollast für das Niederdruckkonzept geringere isentrope Wirkungsgrade erreicht werden. Zu Beginn der Simulationsarbeiten wurde bei geringen Drehzahlen kein vergleichbares Ladedruckniveau erreicht. Die Abhilfe wurde durch einen kleineren Niederdruckturbolader realisiert. Diese Lösung zeigt sich als Kompromiss, wie der erreichte isentrope Wirkungsgrad zeigt. Die höhere Wellenleistung für das Niederdruckkonzept liegt an der Erhöhung des Massenstromes, sowie der Verringerung der isentrope Wirkungsgrade. Beim ND-AGR liegt die Temperatur bei Verdichtereintritt (ND) bei ca. 350 K und damit 50 K über den anderen Modellen.

Tabelle 7.2.: Isentropenwirkungsgrad und Wellenleistung bei 1800 min^{-1}

	Einheit	HD	ND	Spender
HD-Verdichter	%	77.3	74.2	77.4
ND-Verdichter	%	74.8	67.8	73.4
HD-Turbine	%	69.6	73.9	66.0
ND-Turbine	%	70.3	68.2	69.9
HD-Wellenleistung	kW	30.6	73.6	29.8
ND-Wellenleistung	kW	39.4	75.0	46.0

Durch die Asymmetrie im Spenderzylinderkonzept werden für die Zylinder 1-3 andere

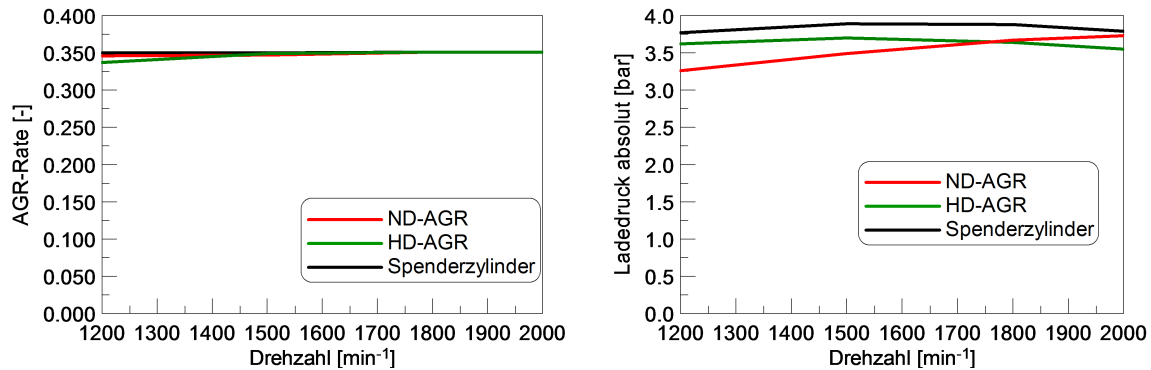


Abbildung 7.5.: Links: AGR-Rate | Rechts: Ladedruck absolut

Randbedingungen wie für die Zylinder 4-6 geschaffen. In Diagramm 7.6 wird der Abgasgegendruck aufgezeigt. Das unterschiedliche Druckniveau führt zu unterschiedlicher Ladungswechselarbeit. Das Brennverfahren hat keine besonders hohe Empfindlichkeit auf den Restgasgehalt. Die höchste Ladungswechselarbeit stellt sich beim ND-AGR Konzept ein.

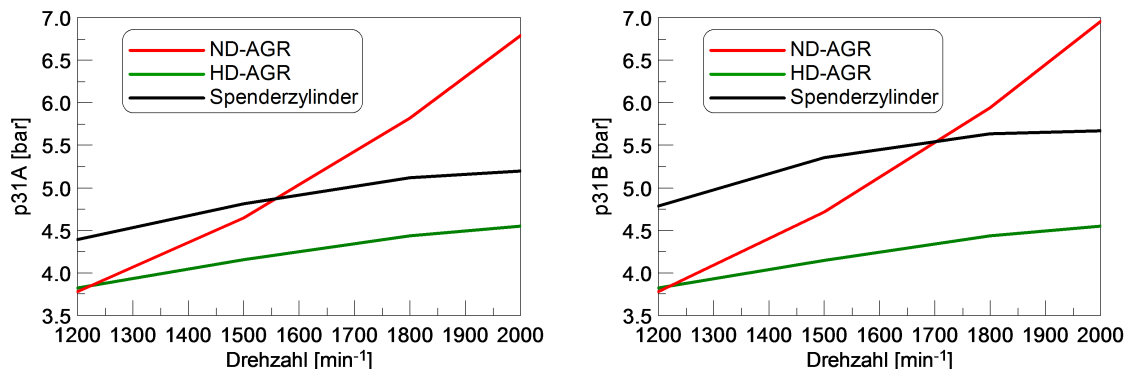


Abbildung 7.6.: Links: Abgasgegendruck absolut Seite A | Rechts: Abgasgegendruck absolut Seite B

Eine geringe Ladelufttemperatur ist für die Stickoxidbildung, den Liefergrad und die thermische Beanspruchung des Motors von Vorteil. Bereits am Schema des ND-AGR Konzeptes kann erkannt werden, dass die Beimengung des Restgases nicht im oder nahe dem Ansaugkrümmer erfolgt. Da das gekühlte Restgas meist eine höhere Temperatur als die Frischluft hat, liegt die Mischtemperatur über der Austrittstemperatur aus dem LLK. Die typischen Grenzen für den maximalen Aufladegrad sind Turbineneintrittstemperatur und Zylinderspitzenruck. Auf beide wirkt sich eine geringe Ladelufttemperatur positiv aus. Das Niederdruck-AGR-Konzept zeigt hier einen Vorteil gegenüber den anderen Konzepten, da eine geringere Ansaugtemperatur reali-

7. Simulation und Bewertung des Ladungswechselkonzeptes für DF

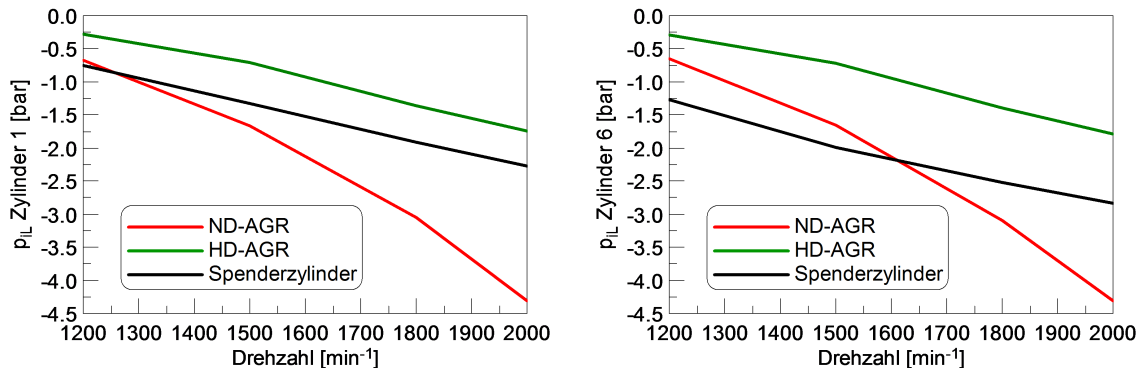


Abbildung 7.7.: indizierter Mitteldruck in der Ladungswechselphase; Links: Zylinder 1 | Rechts: Zylinder 6

siert wird. Die Wärmeströme sind in Abbildung 7.8 und die Randbedingungen für die Wärmetauscher in Tabelle 7.3 dargestellt. Dabei fällt auf, dass der Massenstrom für das Niederdruck-AGR Konzept etwas höher liegt. Das Spenderzylinderkonzept erreicht den höchsten Ladedruck, der Luftaufwand liegt unter dem ND-AGR Konzept.

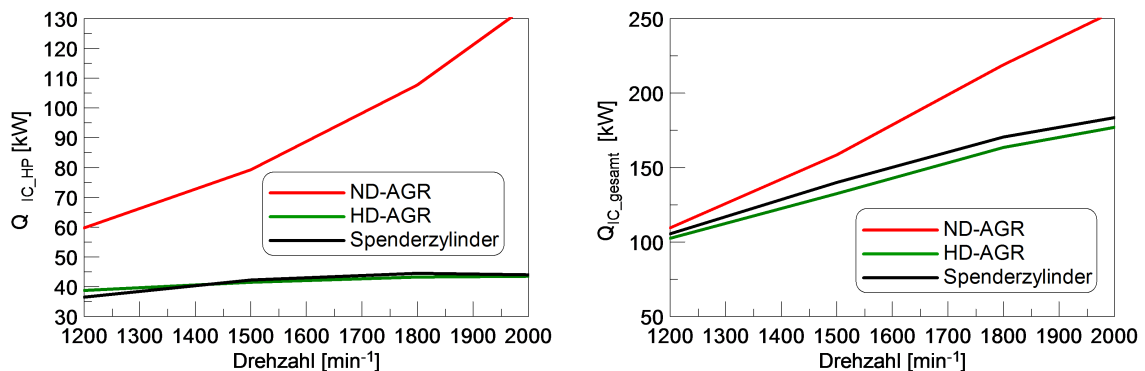


Abbildung 7.8.: Links: Wärmestrom LLK HD Seite A | Rechts: Wärmestrom über LLK ND, HD und EGR

Die logarithmische Temperaturdifferenz (Gleichung Gl.-7.7) des ND-Konzeptes liegt für den Niederdruck- und Hochdruckwärmetauscher deutlich höher. Bei gleicher Fläche kann damit eine höhere Wärmeleistung übertragen werden. Der Wärmestrom für das ND-Konzept liegt insgesamt am höchsten. Der Flächenbedarf für die Wärmetauscher wird auch im UA Wert wiedergegeben. Gründe dafür sind die Eintrittstemperatur der Frischladung und der höhere Massenstrom durch die Wärmetauscher. Die Ladelufttemperatur kann für die beiden anderen Konzepte auf das Niveau des ND-Konzeptes abgesenkt werden. Dafür wird das Abgas vor dem Hochdruck-Ladeluftkühler beigeengt. Exemplarisch wurde das mit dem Spenderzylindermodell versucht. Für den

Hochdruckladeluftkühler steigt die Eintrittstemperatur um 44 K und damit verbunden die logarithmische Temperaturdifferenz auf 29.0 und der UA Wert auf 2486. Damit liegt die Temperatur im Sammler bei 322 K. Es muss jedoch kein Abgas mehr beigemengt werden.

Tabelle 7.3.: Zustände an den Kühlern bei 1800 min^{-1} und Volllast

	Einheit	HD	ND	Spender	Kühlmedium
LLK ND Eintrittstemp.	K	400	472	414	361
LLK ND Austrittstemp.	K	368	389	373	
LLK ND Massenstrom	kg/h	1317	2158	1350	-
LLK HD Eintrittstemp.	K	436	491	436	320
LLK HD Austrittstemp.	K	322	322	322	-
LLK HD Massenstrom	kg/h	1317	2158	1350	-
Kühler AGR Eintrittstemp.	K	811	679	850	361
Kühler AGR Austrittstemp.	K	452	473	478	-
Kühler AGR Massenstrom	kg/h	710	755	727	-
LLK ND log. Temp.-diff.	K	18.6	60.2	27.6	-
LLK HD log. Temp.-diff.	K	28.1	38.0	28.1	-
Kühler AGR log. Temp.-diff.	K	224.6	197.4	260.1	-
ND UA-Wert	W/K	659	866	584	-
HD UA-Wert	W/K	1559	2799	1599	-
Kühler AGR UA-Wert	W/K	353	245	323	-

Die erreichbaren effektiven Wirkungsgrade sind in Tabelle 7.4 wiedergegeben. Dabei ist zu beachten, dass beim HD-AGR Konzept die gewünschte AGR-Rate für 1200 min^{-1} und 1500 min^{-1} nicht erfüllt wird. Bei diesem Konzept müsste in dem Bereich gedrosselt werden, um die AGR-Rate zu erreichen. Der angegebene Wirkungsgrad liegt daher im Vergleich zu hoch. Der hohe Abgasgedruck und die damit verbundene Ladungswechselarbeit im oberen Drehzahlbereich für das Niederdruckkonzept wirkt sich nachteilig auf den Wirkungsgrad aus. Durch die Beimengung des Restgases vor Verdichtereintritt steigt die Ansaugtemperatur für den Niederdruckverdichter. Damit verbunden ist eine Erhöhung aller nachfolgenden Temperaturen. Zusätzlich wird der Massen- und Volumenstrom erhöht, was zu größeren und damit trägeren Turboladern führt. In der Praxis wird die gesamte erforderliche Wärmetauscherfläche für das ND-Konzept am höchsten ausfallen. Das Spenderzylinderkonzept kann die geforderte AGR-Rate zu jedem Zeitpunkt erfüllen. Die Bauteilgröße der Turbolader entspricht dem HD-Konzept. Für eine Twinscrollturbine ist eine asymmetrische Auslegung des Turbinengehäuses zu überlegen. Die Massenströme sind unterschiedlich und es kommt zu unterschiedlichen Bedingungen im Ladungswechsel für Zylinder 1 – 3 und 4 – 6.

Mit Hilfe der Ladungswechselsimulation kann gezeigt werden, dass das Dual-Fuel Brennverfahren auf einem Vollmotor realisiert werden kann. Dabei kann mit jeder der

Tabelle 7.4.: Errechneter effektiver Wirkungsgrad für verschiedene Luftpfadkonfigurationen in % an der Vollast

	1200 min ⁻¹	1500 min ⁻¹	1800 min ⁻¹	2000 min ⁻¹
HD	(42.7) ^a	(42.2) ^a	40.3	39.4
ND	42.2	40.9	38.0	35.2
Spender	41.4	40.5	38.8	38.1

^a geforderte AGR-Rate kann ohne Drosselung nicht erreicht werden

drei analysierten Aufladegruppen ein höheres Vollastpotential als am Forschungsmotor untersucht dargestellt werden. Es zeigt sich ein Vorteil für das ND-Druck AGR-Konzept bezüglich der Ladungstemperatur in den Simulationsergebnissen. Eine Beimengung des Restgases vor dem HD-Wärmetauscher wäre jedoch für alle Konzepte möglich. Das HD-AGR Konzept kann nicht zu jedem Zeitpunkt die geforderte AGR-Rate erreichen. Eine Alternative bietet das Spenderzylinderkonzept. Für die Realisierung des diskutierten Dual-Fuel-Brennverfahren wären prinzipiell alle 3 Aufladestrategien möglich.

8. Zusammenfassung und Ausblick

Als Kriterium für die Umsetzung eines Verbrennungskonzeptes sind der erzielbare Wirkungsgrad und die Schadstoffemission von Bedeutung. Die Zielwerte für die Schadstoffemission müssen nicht zwingend innermotorisch erreicht werden; diese werden in der Praxis in Kombination mit Abgasnachbehandlungssystemen erreicht. In Bezug auf die Wirtschaftlichkeit des Dieselmotors in Kombination mit der Abgasnachbehandlung gibt es bereits mehrere Veröffentlichungen, die sich mit dem Verbrauch von zusätzlichen Betriebsstoffen beschäftigen [25, 63]. Es ist durchaus möglich, die aktuellen Anforderungen ohne Abgasrückführung für Stickoxide zu erreichen. Aktuelle SCR-Systeme zeigen ausreichend hohe Konvertierungsraten, um den Anteil an Stickoxiden im Abgas zu senken. Aus aktueller Sicht ist es daher sinnvoll, im Non-Road Bereich ein Nieder-AGR oder Null-AGR Konzept zu verfolgen.

Die Entwicklung der Dieselmotoren ist stark an die Entwicklung der Einspritzsysteme gekoppelt. Seit 1995 hat es einen sprunghaften Fortschritt bei der Entwicklung der Einspritzsysteme gegeben. Damit verbunden ist die Steigerung der spezifischen Leistung und eine starke Reduktion der Emissionen. Die thermodynamischen Optimierungspotentiale des Dieselmotors hängen stark von der verfügbaren Einspritztechnik ab.

Variation der Spritzlochgeometrie

Durch die Düsenkontur kann nur ein geringer Einfluss auf das Brennverfahren und die damit erzielbaren Emissionen und Wirkungsgrade erreicht werden. Die maßgeblichen Parameter sind der Durchfluss, die Einspritzrate und der darstellbare Systemdruck des Einspritzsystemes. Die Ausformung der Düse hat nur geringen Einfluss auf den Brennverlauf. Die kürzeste Brenndauer wurde mit einer Sonderform F1 erzielt. Der Einfluss der Spritzlochkontur auf den erzielbaren Wirkungsgrad ist gering. Änderungen im Wirkungsgrad des Brennverfahrens ergeben sich vorwiegend durch die unterschiedlichen Betriebsparameter für die Optima der jeweiligen Spritzlochgeometrie. Es kann jedoch die Stickoxid- und Rußbildung beeinflusst werden. Insbesondere für die Reduktion der Stickoxidemission konnten Potentiale in der Rohemission bei gleichen Rußlimits gezeigt werden. Als Referenz wurde eine zylindrische Düse verwendet. Ein Zusammenhang zwischen dem Durchmesser des Spritzloches, wie in der Matrix durch die mehrreihigen Düsen dargestellt, und der Masse des Rußpartikels konnte experimentell nicht nachgewiesen werden. Hier wäre eine Untersuchung bei geringem Einspritzdruck von Interesse, um diese Aussage auch im unteren Lastbereich zu prüfen. Diese Aussage

beschränkt sich auf die untersuchten mehrreihigen Ausführungen A1, B1 und C1. In der Einspritzkammer wurde gezeigt, dass die Düse G2 (k-Faktor 3), die sich in der Schadstoffemission als vorteilhaft erweist, einen schmaleren Spraywinkel bei schnellerer radialer Ausdehnung zeigt. Somit wird ein Zusammenhang zwischen Spritzbild und den Ergebnissen aus der Verbrennungsanalyse hergestellt. Diese These muss noch durch weitere Messungen belegt werden. Auch der Vergleich der Schadstoffemissionen und der hydraulischen Effizienz CD_0 erlaubt eine ähnliche These. Düsen, welche sich bei der Verbrennungsanalyse bewährt haben, haben auch eine gute hydraulische Effizienz. Insgesamt kann die Ausformung des Spritzloches nur einen kleinen Beitrag in Bezug auf die Verbesserung von Schadstoffemission und Wirkungsgrad des gesamten Motorkonzeptes liefern. Es konnte jedoch gezeigt werden, dass der Einfluss bei einem Konzept mit hoher AGR-Rate größer ist als bei geringer AGR-Rate.

homogene Diesebrennverfahren

Um die Schadstoffemission weiter zu senken wurden alternative Brennverfahren herangezogen. Bei den homogenen monovalenten Brennverfahren konnte gezeigt werden, dass auch aktuelle Schadstoffgrenzwerte (NO_x , Ruß) ohne Abgasnachbehandlung stationär erreicht werden können. Die starke Einschränkung des Lastbereiches und die hohen HC-/CO-Emissionen lassen das HCLI und HPLI Brennverfahren als monovalentes Diesebrennverfahren nicht attraktiv erscheinen. Es konnte auch keine nennenswerte Erhöhung des Lastbereiches im Vergleich zu früheren Publikation gezeigt werden.

Dual-Fuel Brennverfahren

Einen weiteren Ansatz liefern Dual-Fuel Brennverfahren. Diese Brennverfahren sind insbesondere mit Diesel und Erdgas bekannt. Dual-Fuel Brennverfahren müssen sich oft in einem Vergleich mit fremdgezündeten Brennverfahren bewähren. Für ein Erdgas-Diesebrennverfahren stellen hier insbesondere die hohen HC-/CO-Emissionen und der damit verbundene Methanschlupf eine Herausforderung dar [2]. Im Rahmen der Arbeit wurde ein Benzin-/Diesel-Brennverfahren vorgestellt. Dieses Brennverfahren erfüllt einen großen Teil der Anforderungen bzgl. Schadstoffemission bereits in der Rohemission. Der Nachteil im Wirkungsgrad gegenüber dem aktuellen Dieselmotor liegt bei 1 – 2 %-Punkten. Einerseits erscheint dieses Brennverfahren interessant vor dem Hintergrund der Kostenunterschiede aufgrund der ungleichen Aufteilung zwischen Benzin und Diesel aus der Ressource Mineralöl [47]. Andererseits sollten die Effekte auf die Schadstoffemission auch auf andere flüssige Kraftstoffe wie Ethanol in ähnlicher Form übertragbar sein. Wobei bei diesen Kombinationen keine Reduktion der CO_2 -Emission wie bei gasförmigen Kraftstoffen erwartet werden kann. Mittels Simulation wurde auch gezeigt, dass dieses Brennverfahren an einem Vollmotor mit 2-stufiger Aufladung umgesetzt werden kann. Für eine weitere Entwicklung des Brennverfahrens ist eine Anpassung des Verdichtungsverhältnisses und der Brennraumgeometrie sinnvoll.

Eine Kombination mit Direkteinspritzung zur Schichtung zusätzlichen Kraftstoffes im Brennraum könnte die HC-/CO-Emissionen weiter reduzieren.

Fazit

Aus Gründen der Wirtschaftlichkeit und Komplexität ist das derzeitige Dieselmotorenverfahren in Kombination mit moderner Abgasnachbehandlung attraktiver als die, im Rahmen dieser Arbeit diskutierten, alternativen Brennverfahren. Dual Fuel Brennverfahren zeigen einige interessante Aspekte und können durch die Wahl verschiedener Kraftstoffkombinationen für viele Anwendungen interessant werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Kimura S. Aoki O. Kitahar Y. Aiyoshizawa E. *Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards*. SAE Technical Paper 2001-02-0200, 2001.
- [2] Basshuysen R. *Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb*. Springer Vieweg ISBN 978-3-658-07158-5, 2015.
- [3] Benazzi E. *Gasoline and diesel imbalances around the Atlantic basin*. Petroleum Technology Quaterly - PTQ Q2, 2011.
- [4] Bockhorn K. *Soof formation during combustion*. Springer Verlag Berlin, 1994.
- [5] Conte E. *Combustion of reformer gas/gasoline mixtures in spark ignition engines*. Dissertation, Swiss Federal Institute of Technology Zürich, 2006.
- [6] Han X. Xie K. Zheng M. De Ojeda W. *Ignition Control of Gasoline-Diesel Dual Fuel Combustion*. SAE Technical Paper 2012-01-1972, 2012, doi:10.4271/2012-01-1972., 2012.
- [7] Dec J. *A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser- Sheet Imaging*. SAE-Paper 970873, 1997.
- [8] Delphi. *Worldwide Emissions Standards - Heavy Duty and Offroad Vehicles*. www.delphi.com/pdf/emissions/delphi-worldwide-emissions-standards-hd-ohv-2014-15.pdf, Stand: 18.11.2014.
- [9] Diesel R. *Die Entstehung des Dieselmotors: Sonderausgabe anlässlich des 100. Todestages von Rudolf Diesel*. Severus Verlag, 2013.
- [10] Eichlseder H. *Thermodynamik*. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2008.
- [11] Hepp C. Krenn M. Wasserbauer J. Eichlseder H. *Dual fuel combustion concept for gasoline and diesel*. SAE Technical Paper 2014-01-1319, 2014.
- [12] Hepp C. Leitner D. Eichlseder H. *Bivalenter Fahrzeugprototyp für Wasserstoff und Benzin als Übergangstechnologie zur Wasserstoffwirtschaft*. IAV Gasfahrzeugtagung, 2010.

- [13] Hepp C. Luef R. Hadl K. Eichlseder H. *Experemintelle Untersuchung von Wasserstoff/Diesel Dual Fuel Brennverfahren für mobile Anwendung*. IAV Gasfahrzeugtagung, 2012.
- [14] Luef R. Hadl K. Eichlseder H. *Experimentelle Untersuchung von Erdgas-Diesel Brennverfahren an einem modernen PKW Dieselmotor*. VDI Tagung Dresden, 2012.
- [15] Curran, S. Prikhodko V. Cho K. Sludder C. et al. *In-Cylinder Fuel Blending of Gasoline/Diesel for Improved Efficiency and Lowest Possible Emissions on a Multi-Cylinder Light-Duty Diesel Engine*. SAE Technical Paper 2010-01-2206, 2010, doi:10.4271/2010-01-2206., 2010.
- [16] Fink C. Pinkert F. Ibrahim N. Horst H. et al. *Impact of nozzle design on spray, ignition and combustion in a high pressure spray chamber*. The working process of the internal combustion engine, 2015.
- [17] Hanson R. Curran S. Wagner R. Kokjohn S. et al. *Piston Bowl Optimization for RCCI Combustion in a Light-Duty Multi-Cylinder Engine*. SAE Int. J. Engines 5(2):286-299, 2012, doi:10.4271/2012-01-0380., 2012.
- [18] Inagaki K. Fuyoto T. Nishikawa K. Nakakita K. et al. *Dual-Fuel PCI Combustion Controlled by In-Cylinder Stratification of Ignitability*. SAE Technical Paper 2006-01-0028, 2006, doi:10.4271/2006-01-0028., 2006.
- [19] Prikhodko V. Curran, S. Barone, T. Lewis, S et al. *Emission Characteristics of a Diesel Engine Operating with In-Cylinder Gasoline and Diesel Fuel Blending*. SAE Int. J. Fuels Lubr. 3(2):946-955, 2010, doi:10.4271/2010-01-2266., 2010.
- [20] Splitter D. Kokjohn S. Rein K. Hanson R. et al. *An Optical Investigation of Ignition Processes in Fuel Reactivity Controlled PCCI Combustion*. SAE Int. J. Engines 3(1):142-162, 2010, doi:10.4271/2010-01-0345., 2010.
- [21] Fennimore C. *Studies of fuel nitrogen in rich flame gases*. 17. Symp. Comb., The Combustion Institute, Pittsburgh, 1979.
- [22] Figer G. *Homogene Selbstzündung und Niedertemperaturbrennverfahren für direkteinspritzende Dieselmotoren mit niedrigsten Partikel- und Stickoxidemissionen*. Dissertation, TU Graz, 2003.
- [23] Fimml W. . *Untersuchung der Auswirkungen der hydraulischen Eigenschaften von Einspritzdüsen auf die motorische Gemischbildung und Verbrennung*. TU Graz - Disseration, 2010.

-
- [24] Fimml W. Chmela F. Pemp B. Wimmer A. . *The influence of cavitation in diesel injection nozzle on mixture formation and combustion*. Proceedings of 5th International MTZ Conference, ATZ - Heavy-Duty, On- and Off-Highway Engines, Mannheim, 2010.
- [25] Gerhardt J. *Beitrag des Einspritzsystems zur Absenkung der CO₂-Emission beim Nutzfahrzeug*. 14. Tagung „DER ARBEITSPROZESS DES VERBRENNUNGSMOTORS“, 2013.
- [26] Wachter W. Fessler H. Gstrein W. *Wege zum verbrauchsgünstigen Low- NO_x Dieselmotor für Nutzfahrzeuge*. MTZ Nr. 53, 1992.
- [27] Heremöller Gulde Dober Hardy. *Efficient High-Speed Diesel Engines by Means of 2-Stage Injector Technology: VON - Variable Orifice Nozzle*. 21st Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2012.
- [28] Harndorfer H. Bittlinger G. Volker, D. Kunzi, U. *Analyse düsenseitiger Maßnahmen zur Beeinflussung von Gemischbildung und Verbrennung heutiger und zukünftiger Diesel-Brennverfahren*. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik - Baden-Baden, 2002.
- [29] Henle A. . *Entkoppelung von Gemischbildung und Verbrennung bei einem Dieselmotor*. TU München - Dissertation, 2006.
- [30] Hepp C. *Modification and calibration of a turbocharged SI engine for bifuel hydrogen/gasoline operation*. Diplomarbeit, TU Graz, 2009.
- [31] Eichseder H. Grabner P. Hadl K. Hepp C. *Dual fuel concepts for mobile applications*. Wiener Motoren Symposium, 2013.
- [32] Watson N. Janota M.S. *Turbocharging the internal combustion engine*. The Macmillan Press LTD - ISBN 0 333 24290 4, 1982.
- [33] Kimura S. Matsui Y. Koike M. *A New Concept of Combustion Technology in Small DI Diesel Engines- Possibilities of Expanding Low- temperature, Premixed Combustion Range*. JSAE-Proceedings 97105413-128, JSAE Spring Convention, 1997.
- [34] Kozuch P. *Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren*. Universität Stuttgart, Dissertation, 2004.
- [35] Menne C. Pischinger S. Jakob M. Kremer F. Rohs H. Adomeit, P. Lamping, M. Körfer, T. *Advanced Two Row Nozzle Concepts with Interacting Fuel Sprays*. THIESEL Conference, 2010.

- [36] Langbauer M. *Ladungswechselsimulation für einen Forschungsmotor und Konstruktion einer Injektorprüfkammer*. Bachelor Arbeit - TU Graz, 2013.
- [37] Lefebvre A. *Atomization and Sprays*. Crc Pr Inc, 1988.
- [38] Marohn R. Rakowski S. Brauer M. Seebode J. . *Einspritzdruckbedarf für zukünftige dieselmotorische PKW und NKW Brennverfahren*. IAV GmbH, 6. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung 2008, 2008.
- [39] Königsson F. Stålhammaro P. Ångström H. *Combustion Modes in a Diesel-CNG Dual Fuel Engine*. SAE Technical Paper 2011-01-1962, 2011, doi:10.4271/2011-01-1962., 2011.
- [40] Pflaum S. *Entwicklung und Untersuchung eines Brennverfahrens für Niedrigste-missionen bei Dieselmotoren*. Dissertation, TU München, 2011.
- [41] Pischinger R. Klell M. Sams T. . *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 3. Auflage, Springer Verlag Wien New York, 2009.
- [42] Hepp C. Wasserbauer J. Eichlseder H. Pfeiffer A. Quasthoff M. Preis A. *Effekte von konventionellen und unkonventionellen Düsengeometrien auf die dieselmotorische Verbrennung*. Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung, 2014.
- [43] Hiereth H. Prenninger P. *Charging the internal combustion engine,.* Springer - ISBN 978-9-211-33033-3, 2003.
- [44] Kokjohn S. Hanson R. Splitter D. Reitz R. *Experiments and Modeling of Dual-Fuel HCCI and PCCI Combustion Using In-Cylinder Fuel Blending*. SAE Int. J. Engines 2(2):24-39, 2010.
- [45] Chmela F. Riediger H. *Analysis Methods for the Effects of Injection Rate Control in Direct Injection Diesel Engines*. SThiesel 2000 Conference for Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, Valencia, 2000.
- [46] Puri R. Riediger H. *The oxidation of Soot and Carbon Monoxide in Hydrocarbon Diffusion Flame*. Combustion and Flame, Vol. 97, 1994.
- [47] Haendschke S. Schuster M. Rumpke C. *Ungeliebt, aber Unentbehrlich*. Deutsche Energie Agentur, 2009.
- [48] Sams T. *Schadstoffbildung bei der Verbrennung*. Skriptum TU Graz, 2004.
- [49] Schaffer K. *Maßnahmen zur Verbesserung des Arbeitsprozesses und des Reibungsverhaltens von PKW Dieselmotoren*. Dissertation, TU Graz, 2011.

-
- [50] Schneider B. *Experimentelle Untersuchung zur Spraystruktur in transienten, verdampfenden und nicht verdampfenden Brennstoffstrahlen unter Hochdruck*. ETH Zürich - Dissertation Nr.:15004, 2003.
- [51] Hepp C. Luef R. Heher P. Eichlseder H. Schaffer K. Sporer H. *Development of a Hydrogen/Gasoline V12 Engine for the 24h Nürburgring Race*. A3PS Conference, 2013.
- [52] Luef R. Heher P. Hepp C. Eichlseder H. Schaffer K. Sporer H. *Concept and Development of a Hydrogen/Gasoline Race Engine*. IAV Gasfahrzeugtagung, 2013.
- [53] Sluder C. Wagner R. Lewis S. Storey J. *Exhaust Chemistry of Low-NO_x, Low-PM Diesel Combustion*. SAE Technical Paper 2004-01-0114, 2004, doi:10.4271/2004-01-0114., 2004.
- [54] Ohrnberger T. *Einspritzdüsenauslegung und Brennraumgeometrien für ein direkteinspritzendes 2-Ventil-Dieselmotorenverfahren*. TU München - Dissertation, 2010.
- [55] Tippelmann G. *A new method of investigation of swirl ports*. SAE Paper 770404, 1977.
- [56] Bergmann D. Philipp C. Rall H. Traub R. *Erprobung der Abgasrückführung an schnelllaufenden Schiffs- und Lokomotiv-Dieselmotoren*. MTZ Jahrgang 67, 2006.
- [57] Eichmeier J. Bach F. Sauer C. Wagner U. *Ottomotorische Selbstzündung mit Dieselpiloteinspritzung*. MTZ, 04/2013.
- [58] Warnatz J. . *Verbrennung*. Springer-Verlag, 3. Auflage, 2001.
- [59] Wimmer A. *Thermodynamik des Verbrennungsmotors*. Skriptum, TU Graz, 2008.
- [60] Huber K. Woschni G. Zeilinger K. *Investigations on Heat Transfer in Internal Combustion Engines Under Low Load and Motoring Conditions*. SAE Technical Paper 905018, 1990.
- [61] Krenn M. Wimmer A. Djuranec S. Meier M. Waldenmeier U. Zhu J. *Methodology for Analysis and Simulation of Dual Fuel Combustion in Large Engines*. THIESEL Conference, 2014.
- [62] Zinner K. *Aufladung von Verbrennungsmotoren*. Springer - ISBN 3-54015902-9, 1985.
- [63] Zybelle J. *Technology path to meet future Fuel Economy targets in the CV segment*. Diesel Emission Conference, Atlanta, 2011.

A. ANHANG

A.1. Sprizlochgeometrie

A.1.1. Brennverfahren ohne Abgasrückführung

Im Heavy Duty und im Non Road Bereich ist der Einsatz von Null-AGR Brennverfahren in Verbindungen mit einem leistungsstarken SCR-System eine Möglichkeit die Emissionsgrenzwerte zu erreichen. Durch den Verzicht auf ein AGR-System wird die Luftführung des Basismotors vereinfacht und es ist kein negatives Spülgefälle erforderlich. Auch der Wärmeeintrag in das Kühlmedium wird dabei reduziert. Der Basismotor wird durch dieses Konzept vereinfacht. Die Abgasnachbehandlung wird auf eine Reduktion der Stickoxidemissionen ausgelegt. Dabei werden Wirkungsgrade des SCR Systemes von über 95 % benötigt.

Die gezeigten Darstellungen gelten für ein Null-AGR-Konzept. Die obere Grenze ist durch das Stickoxidlimit und die untere Grenze durch die Rußemission gegeben. Das Limit für Stickoxid ist 8.5 g/kWh und das der Rußemission 0.018 g/kWh. In den Tabellen A.1 und A.2 werden die Betriebsparameter und die Ergebnisgrößen für eine Einhaltung der Zielwerte bei optimalem Wirkungsgrad gezeigt. Die Ergebnisgrößen sind Wirkungsgrad, Stickoxid- und Rußemission. Düsen, mit denen die Zielwerte nicht erreicht werden, sind nicht gelistet. In der letzten Zeile werden die Anzahl der Punkte, die innerhalb der Zielwerte sind, unter „Treffer“ aufgelistet. Ein großer Betriebsbereich führt zu einer höheren Trefferanzahl.

Für alle Düsen, die den Zielbereich erfüllen, wird für Brennverfahren ohne AGR ein Sweet-Spot-Plot dargestellt. Das sind die Düsentypen E2, F1, G2, G3, G4, H1 und H2. Es wird jeweils ein Zielbereich für Teil- und für Vollast dargestellt.

Für die Erstellung der Modelle wurden folgende Vorgaben verwendet.

- Luftverhältnis Teillast $\lambda = 1.6 - 2.0$, Vollast $\lambda = 1.4 - 1.6$
- Raildruck Teillast $p_{Rail} = 900 - 1700$ bar, Vollast $p_{Rail} = 1500 - 2100$ bar
- AGR-Rate = 0 %
- Zielwert Stickoxidemission < 8.5 g/kWh
- Zielwert Rußemission < 0.018 g/kWh
- Zielwert Partikelanzahl $< 60 \cdot 10^{12}$ /kWh

Vergleicht man die Ergebnisse mit dem k-Faktor aus Tabelle 4.5, zeigt sich, dass die Zielbereiche mit höherem k-Faktor bei „fetterer Verbrennung“ eingehalten werden können. Die Sondertypen G2, F1 und H1 erzielen die breitesten Betriebsbereiche. Die Zielwerte für Volllast werden nur von den Typen G2 und H2 erreicht. Andere Düsentypen wie F1 oder G3 erfüllen die Zielkriterien bei „fetterer Verbrennung“; somit zeigen diese innerhalb des untersuchten Parameterbereichs keine Treffer an der Volllast.

Die am besten geeigneten Düsenformen für diesen Betriebsbereich sind E2, H1, F2 und G2. Unter den Sonderformen zeigt E2 die besten Ergebnisse. Für konventionelle Düsen zeigen sich die Formen G2 und G3 als geeignet.

Tabelle A.1.: Optimierte Teillastbetriebspunkte für 0 % AGR

		E2	F1	G2	G3	G4	H1	H2
AGR	%	0	0	0	0	0	0	0
p_{Rail}	bar	1150	1000	1100	900	900	1100	1200
λ	-	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00
η_i	-	0.445	0.444	0.441	0.443	0.442	0.443	0.442
NO _x	g/kWh	8.46	8.45	8.44	8.44	8.46	8.47	8.47
Soot	g/kWh	0.009	0.008	0.012	0.009	0.009	0.011	0.010
PN	10 ¹² /kWh	36.44	30.01	38.03	41.75	42.99	36.92	33.45
Treffer	-	33	31	23	11	10	30	27

Tabelle A.2.: Optimierte Volllastbetriebspunkte für 0 % AGR

		E2	G2	H2
AGR	%	0	0	0
p_{Rail}	bar	1550	1500	1500
λ	-	1.40	1.45	1.45
η_i	-	0.419	0.420	0.420
NO _x	g/kWh	8.50	8.49	8.41
Soot	g/kWh	0.004	0.005	0.005
PN	10 ¹² /kWh	27.8	28.0	29.2
Treffer	-	3	3	3

A.1.2. Niedrig-AGR-Brennverfahren

Als Beispiel für das Potential eines Niedrig-AGR-Brennverfahrens wurde eine Analyse mit 10 % AGR-Rate durchgeführt. Das Konzept sieht eine innermotorische Reduktion der Stickoxidemission vor und zusätzlich eine anschließende Abgasnachbehandlung mittels SCR. Dabei wird ein geringer Wirkungsgrad vom SCR System gefordert und

der Bedarf an Ammoniak wird reduziert. Folgende Parameter wurden für die Analyse verwendet.

- Luftverhältnis Teillast $\lambda = 1.6 - 2.0$, Vollast $\lambda = 1.4 - 1.6$
- Raildruck Teillast $p_{Rail} = 900 - 1700$ bar, Vollast $p_{Rail} = 1500 - 2100$ bar
- AGR-Rate = 10 %
- Zielwert Stickoxidemission < 5.5 g/kWh
- Zielwert Rußemission < 0.018 g/kWh
- Zielwert Partikelanzahl $< 60 \cdot 10^{12}$ /kWh

Für diesen Bereich sind die Düse E2, F1, G2 und G3 besonders gut geeignet. Auffallend ist der geringere Raildruck für einen optimalen Betriebspunkt der Düsen F1 und G3. Die Düse G3 zeigt die besten Ergebnisse an der Vollast. Die Düsen E2 und G2 benötigen den maximal möglichen Druck von 2100 bar an der Vollast. Exemplarisch ist ein Sweet-Spot-Plot der Düse F1 in Abbildung ?? dargestellt. Durch den geringeren Sauerstoffanteil im Brennraum werden höhere Einspritzdrücke notwendig. Für die geforderten Emissionsziele ergeben sich hier sehr breite Bereiche.

Tabelle A.3.: Optimierte Teillastbetriebspunkte mit 10 % AGR

		E2	F1	G2	G3	G4	H1	H2
AGR	%	10	10	10	10	10	10	10
p_{Rail}	bar	1300	1200	1300	1100	1100	1250	1350
λ	-	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00	2.00
η_i	-	0.448	0.450	0.446	0.446	0.447	0.447	0.446
NO _x	g/kWh	5.43	5.45	5.50	5.47	5.49	5.49	5.45
Soot	g/kWh	0.009	0.009	0.010	0.011	0.012	0.012	0.010
PN	10 ¹² /kWh	42.82	39.52	40.18	49.29	54.43	46.29	43.23
Treffer	-	36	35	25	12	5	18	18

Tabelle A.4.: Optimierte Volllastbetriebspunkte mit 10 % AGR

		E2	F1	G2	G3	G4	H1	H2
AGR	%	10	10	10	10	10	10	10
p_{Rail}	bar	2100	1900	2100	2000	1950	2050	2100
λ	-	1.60	1.60	1.60	1.60	1.60	1.60	1.60
η_i	-	0.440	0.437	0.433	0.432	0.434	0.438	0.436
NO _x	g/kWh	5.28	5.44	5.40	5.49	5.45	5.49	5.36
Soot	g/kWh	0.001	0.004	0.002	0.002	0.002	0.001	0.001
PN	10 ¹² /kWh	11.8	25.7	17.2	15.5	23.3	22.7	12.6
Treffer	-	48	47	48	55	46	42	43

A.1.3. Hoch-AGR Brennverfahren

Für ein Hoch-AGR-Konzept wurden die zulässigen Stickoxidemissionen stark herabgesetzt. Dabei wurde angenommen, dass in der Teillast 25 % und an der Volllast 18 % AGR realisiert werden können. Bei den konventionellen Düsen ergibt sich ein Vorteil für die Düse G3 mit einem k-Faktor von 5. Insgesamt zeigt die Venturi Düse E2 sehr gute Ergebnisse.

- Luftverhältnis Teillast $\lambda = 1.6 - 2.0$, Volllast $\lambda = 1.4 - 1.6$
- Raildruck Teillast $p_{Rail} = 900 - 1700$ bar, Volllast $p_{Rail} = 1500 - 2100$ bar
- Teillast AGR-Rate = 25 %, Volllast AGR-Rate = 18 %
- Zielwert Stickoxidemission < 3 g/kWh
- Zielwert Rußemission < 0.025 g/kWh
- Zielwert Partikelanzahl $< 70 \cdot 10^{12}$ /kWh

Tabelle A.5.: Optimierte Teillastbetriebspunkte mit 25 % AGR

		E2	F1	G2	G3
AGR	%	25	25	25	25
p_{Rail}	bar	1700	1700	1700	1700
λ	-	2.00	2.00	2.00	2.00
η_i	-	0.459	0.457	0.452	0.451
NO _x	g/kWh	2.28	2.40	2.41	2.53
Soot	g/kWh	0.008	0.011	0.011	0.011
PN	10 ¹² /kWh	45.0	55.8	56.8	54.8
Treffer	-	31	23	15	20

Tabelle A.6.: Optimierte Vollastbetriebspunkte mit 18 % AGR

		E2	F1	G3	G4
AGR	%	18	18	18	18
p_{Rail}	bar	2100	2100	2100	2100
λ	-	1.60	1.60	1.60	1.60
η_i	-	0.436	0.442	0.435	0.435
NO _x	g/kWh	2.87	2.96	2.97	2.82
Soot	g/kWh	0.010	0.011	0.007	0.005
PN	10 ¹² /kWh	60.7	62.7	54.3	57.5
Treffer	-	2	3	7	4

A.2. Homogene Dieselmotoren

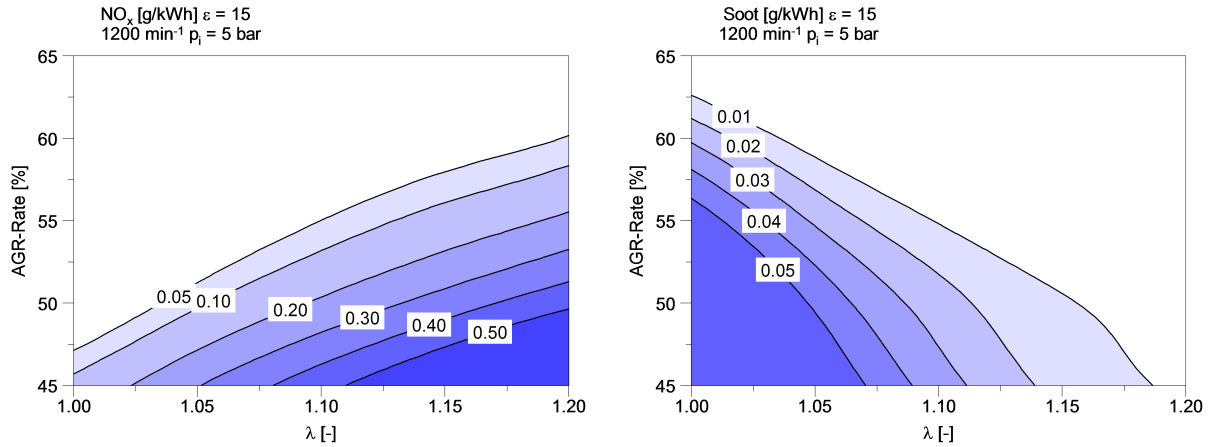


Abbildung A.1.: DoE-Modell des HCLI Brennverfahrens: SOI = 40°KW v. OT p_{Rail} = 800 bar T₂₂ = 45 °C links: NO_x rechts: Rußemission

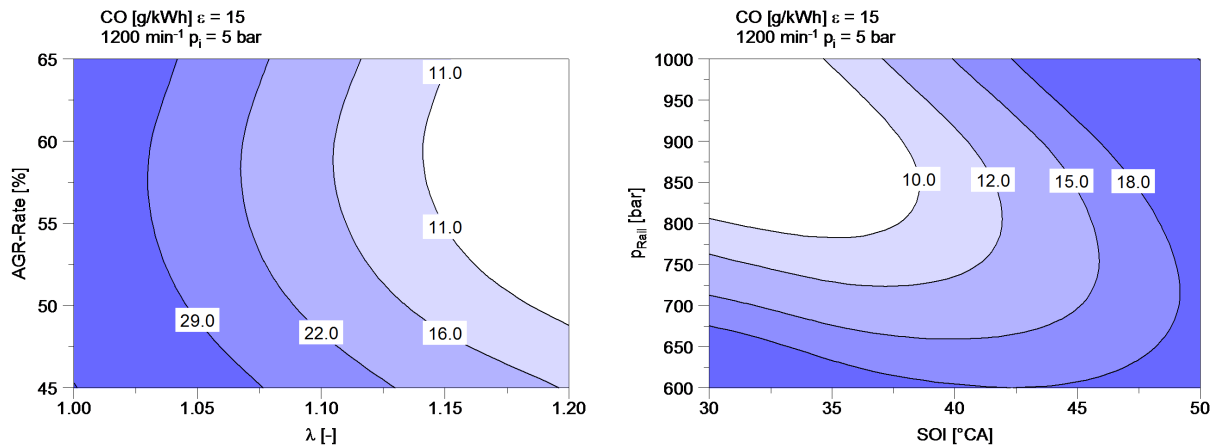


Abbildung A.2.: DoE-Modell des HCLI Brennverfahrens: Kohlenmonoxidemission links: Abhängigkeit von λ und AGR-Rate rechts: Abhängigkeit von Spritzbeginn und Raildruck

A.3. optische Analyse

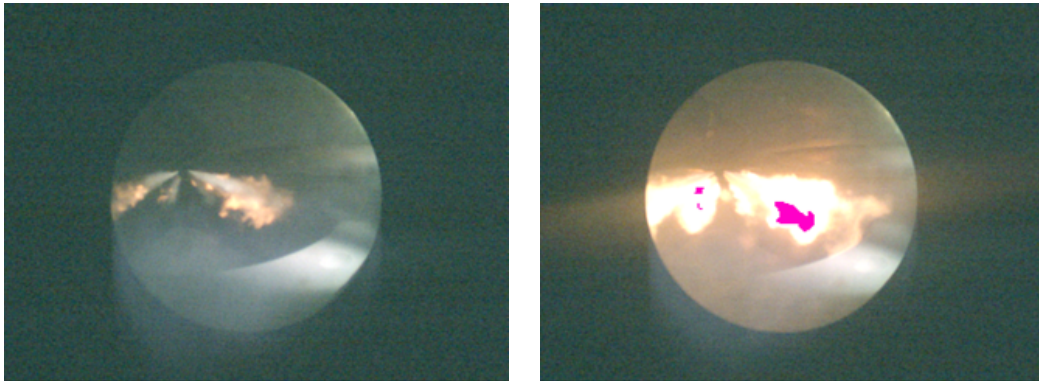


Abbildung A.3.: Lastpunkt $1200 \text{ min}^{-1}/p_i = 12.4 \text{ bar}$ $p_{\text{Rail}} = 1200 \text{ bar}$ $\rho = 29.2 \text{ kg/m}^3$

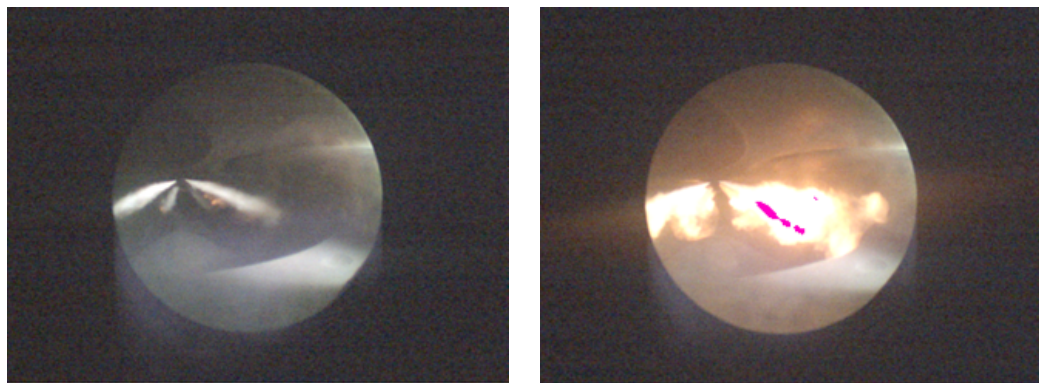


Abbildung A.4.: Lastpunkt $1200 \text{ min}^{-1}/p_i = 12.4 \text{ bar}$ $p_{\text{Rail}} = 1400 \text{ bar}$ $\rho = 29.2 \text{ kg/m}^3$

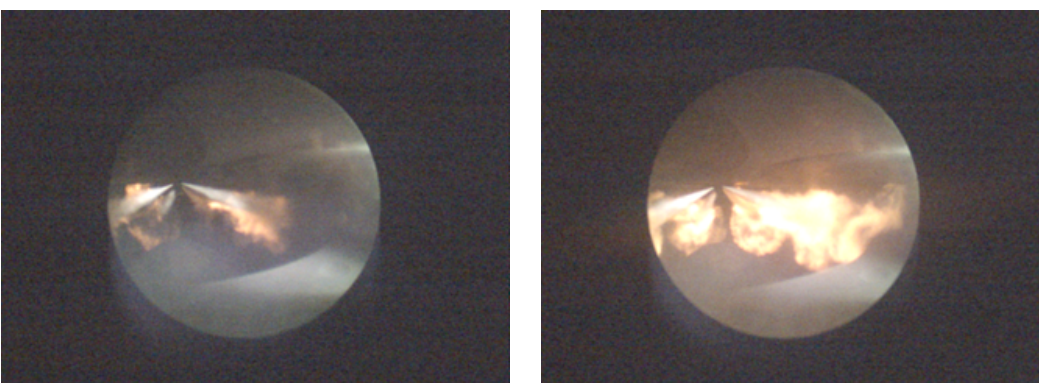


Abbildung A.5.: Lastpunkt $1200 \text{ min}^{-1}/p_i = 12.4 \text{ bar}$ $p_{\text{Rail}} = 1800 \text{ bar}$ $\rho = 29.2 \text{ kg/m}^3$

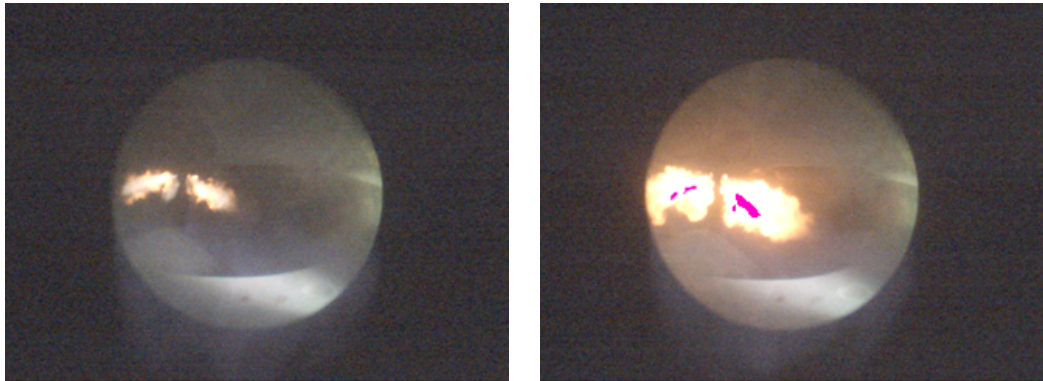


Abbildung A.6.: Lastpunkt $1200 \text{ min}^{-1}/p_i = 12.4 \text{ bar}$ $p_{\text{Rail}} = 960 \text{ bar}$ $\rho = 42.2 \text{ kg/m}^3$

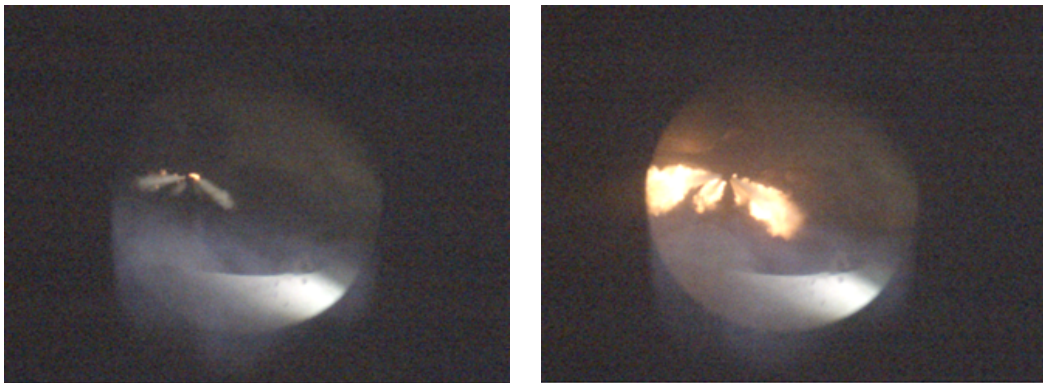


Abbildung A.7.: Lastpunkt $1200 \text{ min}^{-1}/p_i = 12.4 \text{ bar}$ $p_{\text{Rail}} = 1400 \text{ bar}$ $\rho = 42.2 \text{ kg/m}^3$

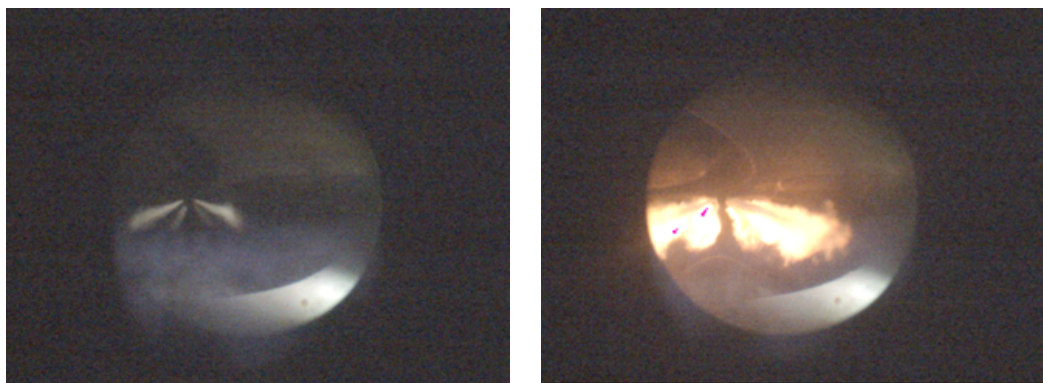


Abbildung A.8.: Lastpunkt $1200 \text{ min}^{-1}/p_i = 12.4 \text{ bar}$ $p_{\text{Rail}} = 1800 \text{ bar}$ $\rho = 42.2 \text{ kg/m}^3$

A.4. DoE Modelle - Düsenmatrix

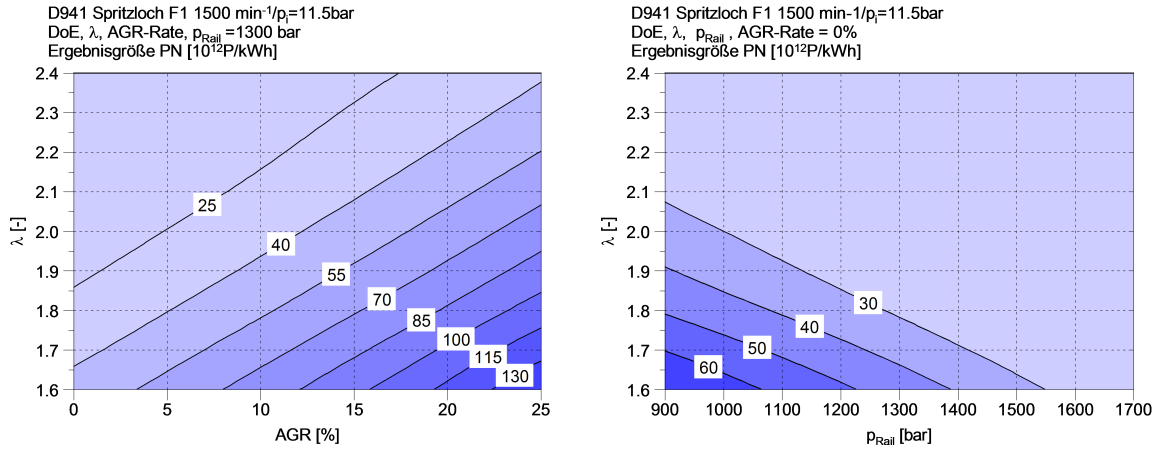


Abbildung A.9.: DoE Modell für die Partikelanzahl

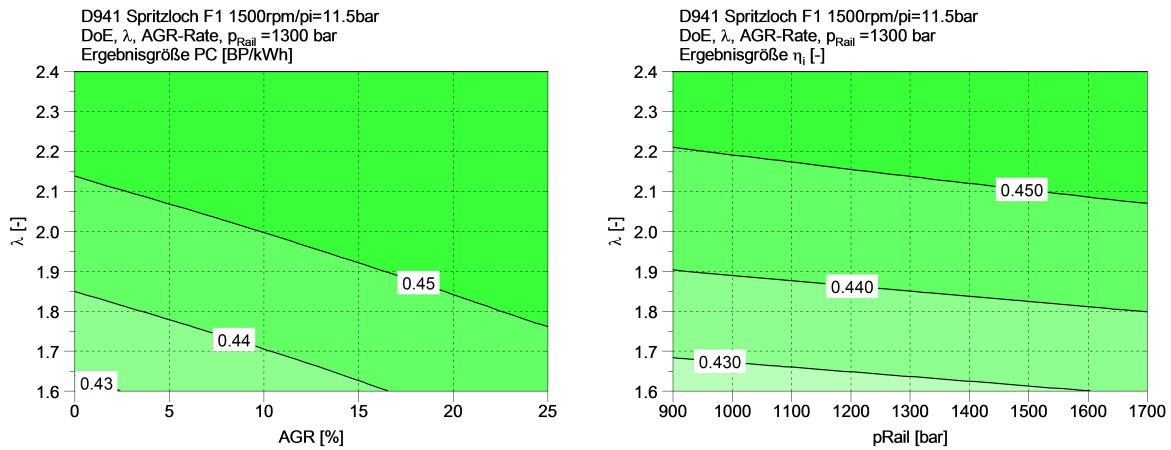


Abbildung A.10.: DoE Modell für den Wirkungsgrad

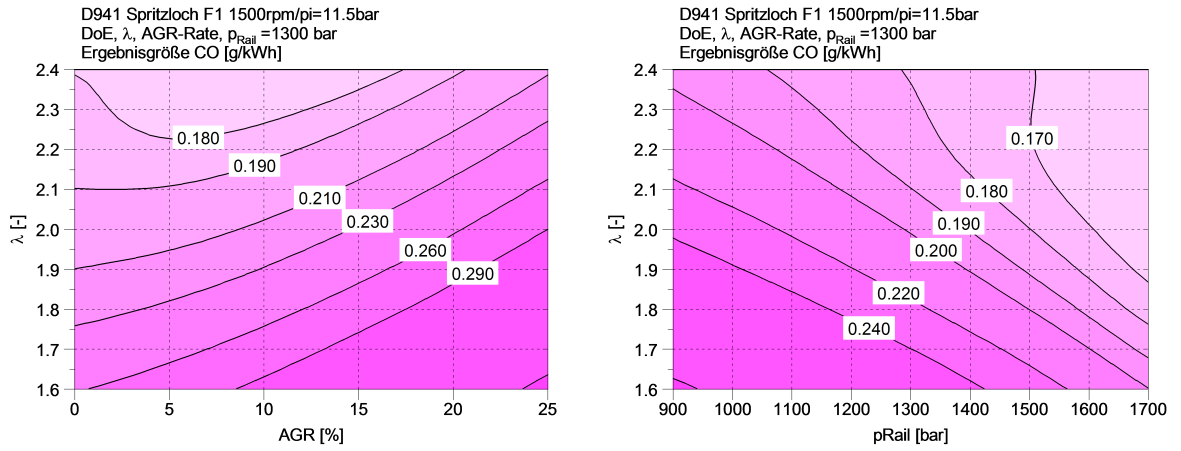


Abbildung A.11.: DoE Modell für die Kohlenmonoxidemissionen

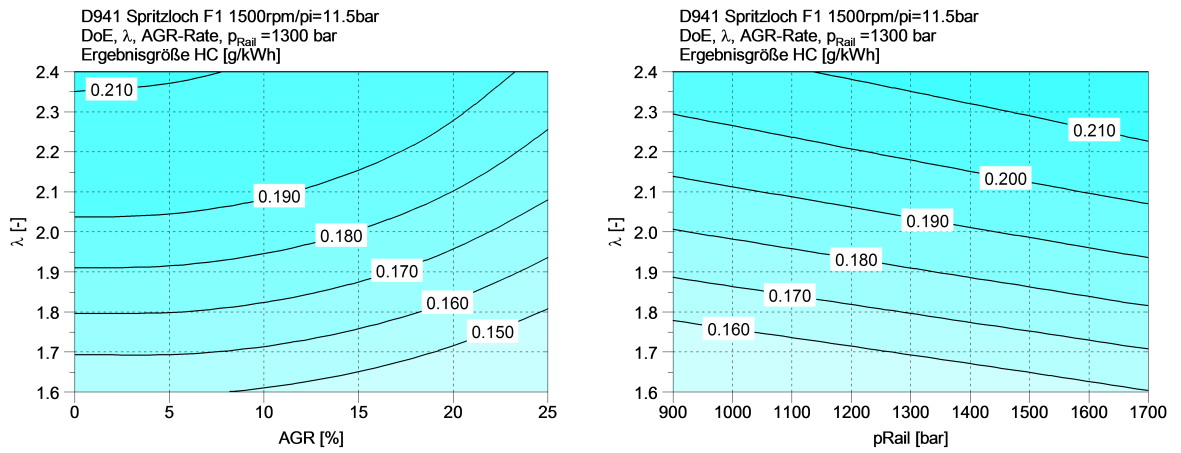


Abbildung A.12.: DoE Modell für die Kohlenwassertoffemissionen

A.5. Sweet Spot Plot - Düsenmatrix

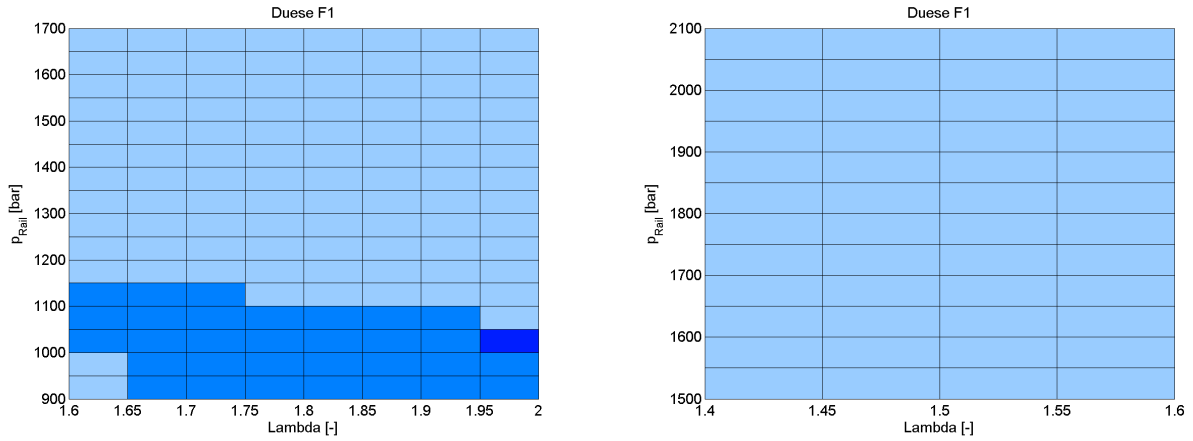


Abbildung A.13.: Zielbereich für Düse F1 bei 0 % AGR links: 1500 min^{-1} $p_i = 10.5 \text{ bar}$ rechts: 1800 min^{-1} $p_i = 20.5 \text{ bar}$

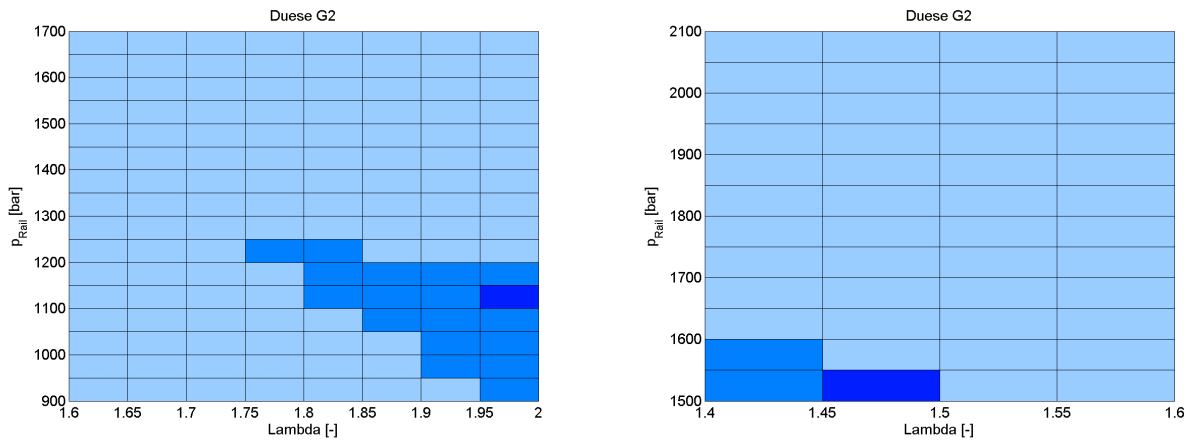


Abbildung A.14.: Zielbereich für Düse G2 bei 0 % AGR links: 1500 min^{-1} $p_i = 10.5 \text{ bar}$ rechts: 1800 min^{-1} $p_i = 20.5 \text{ bar}$

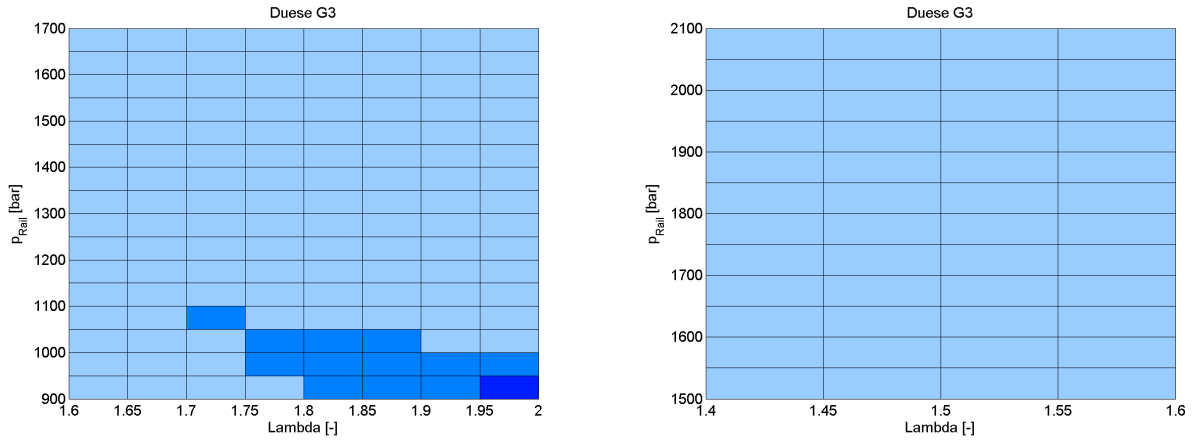


Abbildung A.15.: Zielbereich für Düse G3 bei 0% AGR links: 1500 min^{-1} $p_i = 10.5 \text{ bar}$
rechts: 1800 min^{-1} $p_i = 20.5 \text{ bar}$

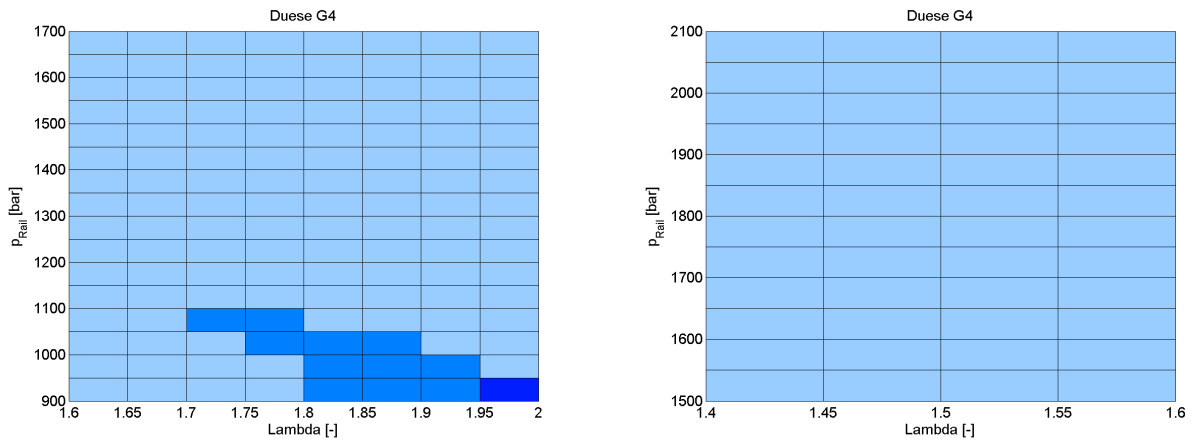


Abbildung A.16.: Zielbereich für Düse G4 bei 0% AGR links: 1500 min^{-1} $p_i = 10.5 \text{ bar}$
rechts: 1800 min^{-1} $p_i = 20.5 \text{ bar}$

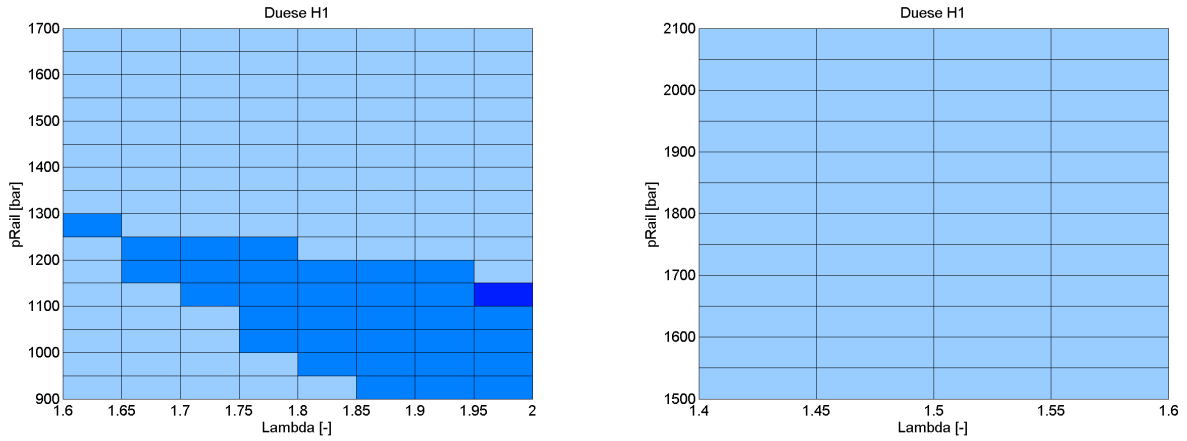


Abbildung A.17.: Zielbereich für Düse H1 bei 0% AGR links: 1500 min^{-1} $p_i = 10.5 \text{ bar}$ rechts: 1800 min^{-1} $p_i = 20.5 \text{ bar}$

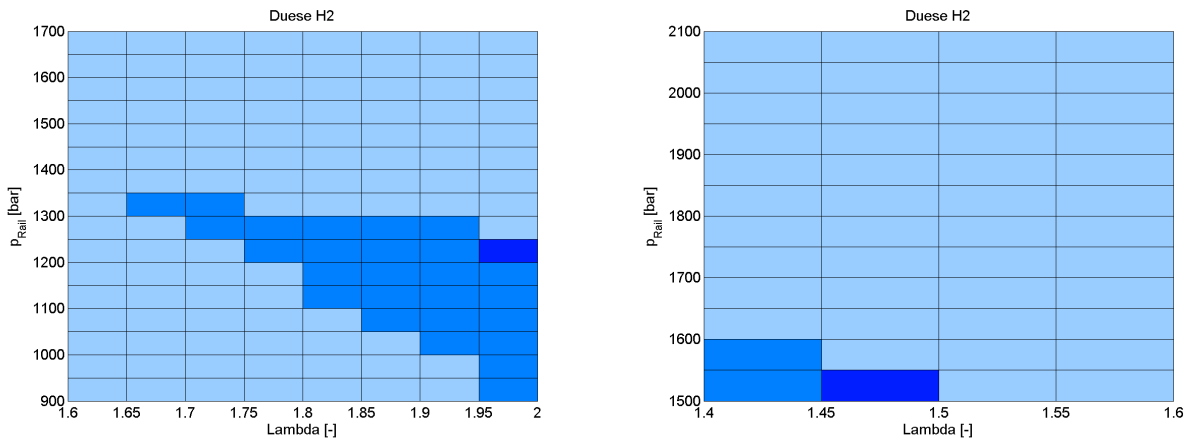


Abbildung A.18.: Zielbereich für Düse H2 bei 0% AGR links: 1500 min^{-1} $p_i = 10.5 \text{ bar}$ rechts: 1800 min^{-1} $p_i = 20.5 \text{ bar}$