

Markus Gruber

BRENNVERFAHRENSBEWERTUNG EINES MODERNEN PKW-DIESELMOTORS AM MOTORPRÜFSTAND

Masterarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades
Diplom-Ingenieur



Technische Universität Graz
Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Begutachter: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder
Betreuer: Dipl.-Ing. Dr.techn. Eberhard Schutting
Dipl.-Ing. BSc Georg Kellermayr

Graz, Jänner 2016

Nur wenige wissen, wie viel man wissen muss,
um zu wissen, wie wenig man weiß.

(Werner Heisenberg)

Eidesstattliche Erklärung

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.

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 marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, am 12. Jänner 2016

Markus Gruber

Kurzfassung

Rudolf Diesel verfolgte am Ende des 19. Jahrhunderts die Vision eine Maschine zu entwickeln, welche einen wesentlich höheren Wirkungsgrad aufweist als die damals populären Dampfmaschinen. Mit der Erfindung des Dieselmotors gelang ihm dieser Schritt. Auf Grund der enormen Größe und Masse kam er zunächst nur in Schiffen, Lokomotiven und Lastkraftwagen zum Einsatz. Erst Jahrzehnte später erfolgte der Durchbruch auch auf dem PKW-Sektor und heute ist der Dieselmotor nicht mehr wegzudenken.

Durch sein hohes Low-End-Torque und einen geringen Kraftstoffverbrauch bietet er angenehmes Fahrgefühl und hohe Wirtschaftlichkeit. Durch die konsequente Weiterentwicklung des Brennverfahrens sowie des Einspritzsystems und der Abgasnachbehandlung kann der Dieselmotor auch strengste Emissionsvorschriften einhalten. Die ohnehin strengen Abgasgrenzwerte werden ab dem Jahr 2017 durch die Real Driving Emissions nochmals verschärft. Zudem darf der Flottenverbrauch ab 2020 95g CO₂/km nicht überschreiten. Dies stellt Motorenentwickler vor eine große Herausforderung und erfordert den Einsatz von neuen Technologien [9].

Bei dem untersuchten Motor handelt es sich um einen aktuellen Serienmotor. Im Zuge dieser Masterarbeit wurde zunächst der Einfluss der Einspritzdüsen am Motorprüfstand untersucht. Es wurde die serienmäßig applizierte 7-Loch Düse mit einer 8-Loch Düse hinsichtlich Emissionen und Verbrauch verglichen.

Anschließend wurden die Potentiale eines variablen Verdichtungsverhältnisses untersucht. Dazu wurde der Motor mit verschiedenen Verdichtungsverhältnissen betrieben, welche durch einen Kolbenumbau realisiert wurden. Auch hier standen die Einflüsse auf Emissionen und Verbrauch im Vordergrund. Die Ergebnisse dienen als Grundlage dafür, ob die Umrüstung auf ein variables Verdichtungsverhältnis entscheidende Vorteile bringt und somit der Wirkungsgrad weiter gesteigert und die Emissionen gleichzeitig reduziert werden können.

Abstract

At the end of the 19th century Rudolf Diesel pursued the vision to develop a machine which has a much higher efficiency than the then popular steam engines. With the invention of the diesel engine he succeeded in this step. Due to the enormous size and mass, the engine was only used in ships, locomotives and trucks at the beginning. Only decades later the breakthrough came on the car and today the diesel engine is here to stay.

Due to its high low-end torque and low fuel consumption it offers pleasant driving experience and high efficiency. Because of the consistent further development of the combustion process, the injection system and exhaust aftertreatment systems the diesel engine can meet even the most stringent emission regulations. The already stringent emission limits are exacerbated by the Real Driving Emissions in 2017 again. In addition, the fleet consumption must not exceed 95g CO₂/km from 2020. This confronts engine developers with a great challenge and requires the use of new technologies.

The investigated engine is a current production engine. In the course of this thesis, firstly the influence of the injector was investigated on the engine test bench. The standard applied 7-hole nozzle was compared to an 8-hole nozzle regarding emissions and fuel consumption.

Subsequently the potentials of a variable compression ratio were studied. For this purpose the engine was operated with different compression ratios, which have been implemented by a piston conversion. Again, the effects on emissions and fuel consumption were in the foreground. The results serve as a basis for determining whether the engine is running with a variable compression ratio in the future and thus to increase the efficiency further by reducing the emissions simultaneously.

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen und Abkürzungen

1	Einleitung und Aufgabenstellung	1
2	Grundlagen der dieselmotorischen Verbrennung	3
2.1	Verbrennung und Gemischbildung	3
2.1.1	Einspritzsystem	4
2.1.2	Injektoren	6
2.1.3	Einspritzdüsen	9
2.1.4	Gemischbildung	11
2.1.5	Verbrennungsablauf	13
2.1.6	Schadstoffbildung beim Dieselmotor	17
2.1.7	Innermotorische Schadstoffreduktion	21
2.1.8	Kenngrößen des motorischen Arbeitsprozesses	28
2.1.9	Einfluss des Verdichtungsverhältnisses	30
3	Messungen am Motorprüfstand	33
3.1	Messaufbau	33
3.2	Durchführung der Messungen	38
4	Vergleich 7/8-Loch Düse	39
4.1	Kennfeldraasterung	39
4.2	WLTP	43
4.3	14-Mode WLTC Simulation	45
4.4	Abgasrückführaten-Variationen	48
4.5	Volllastkurve	51
4.6	Zusammenfassung des Düsenvergleichs	52
5	Variables Verdichtungsverhältnis (VCR – Variable Compression Ratio)	53
5.1	Düsenvorstand	55
5.1.1	Volllastkurven Düsenvorstandvergleich	55
5.1.2	Teillast Düsenvorstandvergleich	59
5.1.3	Zusammenfassung Düsenvorstand	61
5.2	Volllastuntersuchungen	62
5.2.1	Volllastkurven	62
5.2.2	Zylinderspitzen- und Raildruckvariation	69

5.2.3	Zylinderspitzen- und Ladedruckvariation	77
5.2.4	Zusammenfassung Vollastuntersuchungen	82
5.3	Teillastuntersuchungen	84
5.3.1	Einspritzbeginn-Variation ohne AGR	84
5.3.2	Einspritzbeginn-Variation mit AGR	87
5.3.3	Abgasrückführraten-Variationen	89
5.3.4	Lastschnitt	93
5.3.5	Bestpunkt	98
5.3.6	Design of Experiments - CAMEO	100
5.3.7	Zusammenfassung Teillastuntersuchungen	102
6	Zusammenfassung und Ausblick	105
	Anhang	107
	Literatur	111

Formelzeichen und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

b_e	spezifischer Kraftstoffverbrauch	g/kWh	P	Leistung	W
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	J/kg K	P_e	effektive Leistung	W
			P_i	indizierte Leistung	W
$dE_B/d\varphi$	Brennverlauf	J/°KW	Q_B	Brennstoffwärmemenge	J/kg
H_u	unterer Heizwert	J/kg	q^*	dimensionslose Wärmezufuhr	–
$dm/d\varphi$	Einspritzverlauf	g/°KW	q_{zu}	zugeführte spezifische Wärmemenge	J/kg
\dot{m}_{AGR}	AGR-Massenstrom	kg/h	T_1	Zylindertemperatur nach Einlass schließt	K
\dot{m}_{Luft}	Luft-Massenstrom	kg/h	T_2	Verdichteraustritts-temperatur	K
\dot{m}_B	Brennstoff-Massenstrom	kg/h	V_H	Motorhubvolumen	dm ³
M_d	Drehmoment	Nm	V_h	Zylinderhubvolumen	dm ³
n	Drehzahl	min ⁻¹	V_c	Kompressionsvolumen	dm ³
p_1	Zylinderdruck nach Einlass schließt	bar	W_e	effektive Arbeit	J
p_3	Zylinderspitzen- druck	bar	W_i	indizierte Arbeit	J
p_e	effektiver Mitteldruck	bar	W_r	Reibungsarbeit	J
p_i	indizierter Mitteldruck	bar	x_{AGR}	Abgasrückführ- rate	%
p_m	Mitteldruck	bar			
p_r	Reibmitteldruck	bar			

Griechische Formelzeichen

η_e	effektiver Wirkungsgrad	–	λ	Luftverhältnis	–
η_i	indizierter Wirkungsgrad	–	λ_o	obere Zündgrenze	–
η_m	mechanischer Wirkungsgrad	–	λ_u	untere Zündgrenze	–
			φ	Kurbelwinkel	°KW
η_{th}	thermodynamischer Wirkungsgrad	–	ε	Verdichtungsverhältnis	–
κ	Isentropenkoeffizient	–			

Indizes und Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung	CO	Kohlenmonoxid
ATL	Abgasturbolader	CR	Common Rail
BMEP	Brake Mean Effective Pressure	CRI	Common Rail Injector
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption	CRP	Common Rail Pressure

Formelzeichen und Abkürzungen

CRS	Common Rail System	NTP	Nozzle Tip Protrusion
DHK	Düsenhalterkombination	OT	Oberer Totpunkt
DI	Direct Injection	PAK	Polyzyklische Aromatische Kohlenwasserstoffe
DOC	Diesel Oxidation Catalyst	PI	Pilot Injection
DoE	Design of Experiments	PM	Particulate Matter
DPF	Dieselpartikelfilter	pmr	power to mass ratio
ECU	Engine Control Unit	RDE	Real Driving Emissions
EDC	Electronic Diesel Control	SOI	Start Of Injection
EKP	Elektrokraftstoffpumpe	SPL	Sound Pressure Level
FMEP	Friction Mean Effective Pressure	SZ	Schwärzungszahl
FSN	Filter Smoke Number	UI	Unit Injector
HC	Kohlenwasserstoffe	UT	Unterer Totpunkt
IDI	Indirect Injection	VCR	Variable Compression Ratio
IMEPL	Indicated Mean Effective Pressure des Ladungswechsels	VL	Volllast
LLK	Ladeluftkühler	VTG	Variable Turbinengeometrie
MFBx	Mass Fraction Burned x %	WLTC	Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle
MV	Magnetventil	WLTP	Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure
NEDC	New European Driving Cycle		
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus		
NOx	Stickstoffoxide		

1 Einleitung und Aufgabenstellung

Seit Beginn des 20. Jahrhunderts steht dem Mensch das Automobil als Fortbewegungsmittel zur Verfügung. Erst nach dem Überwinden von anfänglichen Schwierigkeiten konnte sich der Dieselmotor als Antriebsquelle durchsetzen und erfreut sich seit dem stets wachsender Beliebtheit. Der hohe Fahrkomfort auf Grund des Drehmoments bei niedrigen Drehzahlen durch Aufladung in Kombination mit einem geringen Verbrauch verhalfen ihm zu seinem Siegeszug. Durch die Zunahme der Motorisierung stieg auch die Geräusch- und Schadstoffbelastung in urbanen Räumen an, wodurch es zur Einführung der ersten Emissionsgrenzwerte für PKW kam. Diese verschärften sich in den letzten Jahren sukzessive, wobei auch die Testzyklen Änderungen durchliefen. Mit der Einführung des WLTC an Stelle des NEDC und der RDE-Gesetzgebung im Jahr 2017 ergeben sich neue Herausforderungen für die Motorenentwickler. Zusätzlich wird ab 2020 der CO₂-Flottenausstoß von bisher 120 g/km auf 95 g/km abgesenkt. Diese Rahmenbedingungen stellen hohe Anforderungen an die Entwicklung eines neuen Brennverfahrens und erfordern den Einsatz von modernen Motorkomponenten.

Diese Masterarbeit behandelt die Brennverfahrensbewertung eines modernen Serien Pkw-DI-Dieselmotors am Motorprüfstand. Bei dem Versuchsträger handelt es sich um einen Reihen-Vierzylinder Motor mit Common-Rail-System und Abgasturboaufladung mit variabler Turbinengeometrie. Besonderes Augenmerk wird dabei auf die Rohemissionen gelegt sowie den spezifischen Kraftstoffverbrauch und die Geräuschemission, wobei diese nur aus dem Druckverlauf berechnet und nicht über Mikrofone gemessen wird.

Im ersten Schritt erfolgt der Vergleich der 7-Loch Serien-Düse mit einer 8-Loch Düse. Dabei wird keine Änderung an der Brennraumgeometrie durchgeführt, sondern lediglich die Düse im Injektor getauscht. Basierend auf den Messergebnissen soll entschieden werden, ob die 8-Loch Düse signifikante Vorteile hinsichtlich der Rohemissionen aufweist und ein Umrüsten dadurch gerechtfertigt werden kann. Die weiteren Untersuchungen werden anschließend mit der gewählten Düse durchgeführt.

Im zweiten Schritt erfolgt ein Vergleich von unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen am Motor. Diese werden über einen Kolbenumbau realisiert und verändern die Quetschspalthöhe. Dadurch soll ein variables Verdichtungsverhältnis simuliert werden, welches die Vorteile eines hohen ε im Teillastbetrieb mit denen eines niedrigen ε an der Volllast kombiniert. Auf diese Weise soll der Wirkungsgrad weiter gesteigert werden bei gleichzeitiger Reduktion der Emissionen.

Um diesen Vergleich anstellen zu können wird der Motor einerseits auf $\varepsilon = 14$ und andererseits auf $\varepsilon = 18$ umgebaut. Für jedes Verdichtungsverhältnis werden Drehzahl- und Lastschnitte sowie Einspritzbeginn- und Abgasrückführraten-Variationen durchgeführt. Darüber hinaus wird auch der Einfluss von Rail-, Lade- und Zylinderspitzen-druckvariationen untersucht. Durch die Spitzendruckabsenkung bei gleichzeitiger Erhöhung des Raildrucks soll eine Reibungsminderung des Triebwerks bei konstanter Leistung erreicht werden.

Die Messergebnisse dienen als Grundlage dafür, ob ein Motor in Zukunft mit einem variablen Verdichtungsverhältnis betrieben werden soll und dadurch die strengen Abgas- und Verbrauchsvorschriften erfüllen kann.

2 Grundlagen der dieselmotorischen Verbrennung

In diesem Kapitel werden die Grundlagen der dieselmotorischen Verbrennung sowie die Wechselwirkungen zwischen den Einspritzparametern und der Emissionsbildung erläutert. Diese Zusammenhänge sind von besonderer Bedeutung für das Verständnis und die Interpretation der Messergebnisse.

2.1 Verbrennung und Gemischbildung

Dieses Kapitel wurde in Anlehnung an folgende Literatur erstellt: [1, 3, 5, 6, 7, 8, 9, 11]

Der konventionelle dieselmotorische Verbrennungsprozess ist durch eine heterogene Gemischbildung und Verbrennung charakterisiert. Der Kraftstoff wird kurz vor dem oberen Totpunkt direkt in die hochverdichtete Luft eingespritzt und vermischt sich mit dieser, wodurch ein heterogenes Kraftstoff-Luft-Gemisch entsteht. Durch die hohe Temperatur im Brennraum erfolgt ein Selbstzündungsprozess – nicht vorgemischte Verbrennung.

Die Last des Motors wird über die eingespritzte Kraftstoffmenge geregelt – Qualitätsregelung. Üblicherweise werden Dieselmotoren mit einem global mageren Luftverhältnis betrieben. Die nicht vorgemischte Verbrennung führt jedoch dazu, dass Bereiche mit sehr fettem bis sehr magerem Gemisch auftreten (siehe Abbildung 2.1). Dies führt unvermeidlich zur Bildung von Rußpartikeln und Stickoxiden [5].

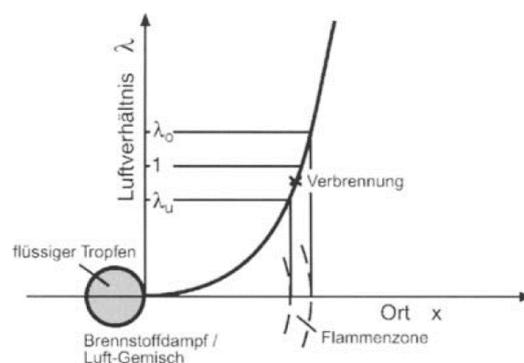


Abbildung 2.1: Luftverhältnis als Funktion des Ortes [7]

2.1.1 Einspritzsystem

In diesem Kapitel wird ausschließlich auf das Common-Rail-System eingegangen, da dieses System auf dem im Zuge dieser Masterarbeit untersuchten Motor eingesetzt wurde.

Das Einspritzsystem hat dafür zu Sorgen, dass der Kraftstoff unter hohem Druck, zum richtigen Zeitpunkt und in der richtigen Menge in den Brennraum eingebracht wird. Es beeinflusst maßgeblich die Geräusch- und Schadstoffemissionen. Die wesentlichen Komponenten des Einspritzsystems sind die Einspritzpumpe (Hochdruckerzeugung), der Druckspeicher (Rail) und die Einspritzdüsen, welche über Hochdruckleitungen mit der Einspritzpumpe verbunden sind [9].

Die Hauptaufgaben von Dieseleinspritzsystemen lassen sich wie folgt unterteilen [5]:

Kraftstoff fördern (Niederdruckseite)

In Abbildung 2.2 ist der grundsätzliche Aufbau eines CRS mit Niederdruck- (gelb) und Hochdruckkreislauf (rot) dargestellt. Der Niederdruckkreislauf fördert den Kraftstoff über den Kraftstofffilter zur Hochdruckpumpe. Der Niederdruckreis stellt über Zu- und Rücklaufleitungen eine Verbindung mit dem Kraftstofftank zum Hochdruckkreis her.

Hochdruck erzeugen und Kraftstoff fördern (Hochdruckseite)

Die Hochdruckpumpe erzeugt den optimalen Einspritzdruck in Abhängigkeit des Motorbetriebspunkts, sowohl stationär als auch dynamisch. Des Weiteren müssen die erforderlichen Einspritzmengen sowie systemabhängige Steuer- und Leckagemengen gefördert werden. Die Steuerung der Drücke und Massenströme erfolgt durch Ventile, welche durch das Motorsteuergerät angesteuert werden.

Kraftstoff zumessen

Die Kraftstoffmasse (Funktion von Drehzahl und Motorlast) muss präzise dosiert in den Brennraum eingebracht werden. Bei modernen CRS erfolgt die Kraftstoffzumessung über elektrisch angesteuerte Magnet- oder Piezoinjektoren und erlaubt eine hohe Flexibilität hinsichtlich der Anzahl von Vor- und Nacheinspritzungen.

Kraftstoff aufbereiten

Der Druck ist die maßgebliche Größe für die Zerstäubung des Kraftstoffs und damit für die Gemischaufbereitung. Zudem soll die Verteilung im Brennraum zeitlich und örtlich optimal erfolgen.

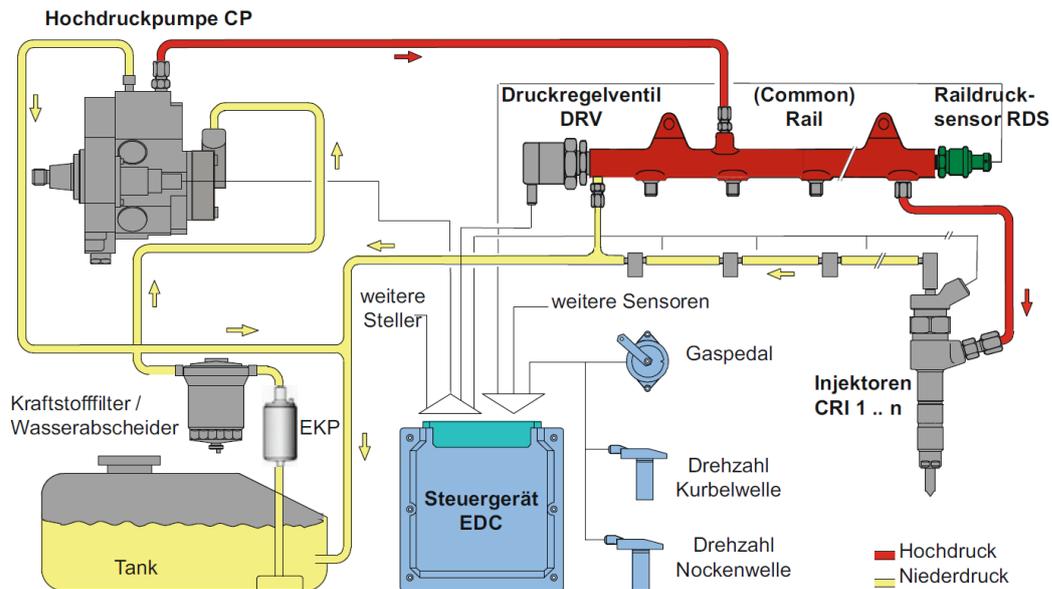


Abbildung 2.2: Common-Rail-System - CRS [5]

Ein Common-Rail-System besitzt folgende charakteristische Merkmale [5]:

- Speichereinspritzsystem
- entkoppelte Hochdruckerzeugung und Einspritzung
- Hochdruckpumpe erzeugt Druck, welcher unabhängig von Drehzahl und Motorlast eingestellt werden kann
- hohe Flexibilität bei Lage, Anzahl und Größe der Einspritzungen
- pro Zylinder ein Injektor (Körper mit Düse und Steuerventil)
- Düse arbeitet hubgesteuert
- Injektor arbeitet zeitgesteuert – Einspritzmenge von Raildruck und Ansteuerdauer abhängig
- Anzahl, Lage und Einspritzmenge werden vom Steuergerät geregelt

2.1.2 Injektoren

Common-Rail-Injektoren bestehen primär aus folgenden Gruppen [6]:

- Einspritzdüse (Sitz- oder Sacklochdüse)
- Haltekörper
- Steuerventil (Magnet- oder Piezoaktor)
- Steuerraum

Die Abdichtung zum Brennraum erfolgt über eine Kupferdichtscheibe mit der gleichzeitig auch der Düsenvorstand eingestellt werden kann. Über Spannelemente im Zylinderkopf werden die Injektoren befestigt. Derzeit befinden sich folgende Injektortypen im Serieneinsatz [6]:

- Magnetventil-Injektor mit ein-/zweiteiligem Anker (Bosch)
- Inline-MV Injektor (Delphi)
- Piezo-Injektor Top Head (Siemens)
- Piezo-Injektor Inline (Bosch, Denso)

In Folge wird nur der Magnetventil-Injektor behandelt, da dieser bei dem im Zuge dieser Masterarbeit untersuchten Motor zum Einsatz kam.

Die Arbeitsweise des Injektors lässt sich in vier Betriebszustände unterteilen, welche im folgenden Abschnitt erläutert werden [6]:

Injektor geschlossen (Ruhezustand)

Die Ablaufdrossel wird durch die Ventilkugel verschlossen und im Ventilsteuerraum baut sich Hochdruck auf. Dieser liegt auch im Kammervolumen der Düse an. Die Druckkraft auf die Stirnfläche des Steuerkolbens und die Kraft der Düsenfeder halten die Düse gegen die an der Druckschulter angreifenden Kraft geschlossen.

Injektor öffnet (Einspritzbeginn)

Das Magnetventil wird mit dem Anzugsstrom angesteuert – zum schnellen Öffnen – danach wird dieser auf den Haltestrom verringert. Die Kraft des Elektromagneten übersteigt die der Ventilfeeder und öffnet die Ablaufdrossel. Kraftstoff fließt aus dem Ventilsteuerraum über die Rücklaufleitung in den Kraftstofftank. Die Zulaufdrossel verhindert einen vollständigen Druckausgleich, sodass der Druck im Kammervolumen (Raildruck) größer ist als der im Ventilsteuerraum. Durch die verringerte Kraft auf den Steuerkolben wird die Düsennadel angehoben und die Einspritzung beginnt.

Injektor geöffnet

Der Durchflussunterschied zwischen Zu- und Ablaufdrossel definiert die Öffnungsgeschwindigkeit der Düsennadel. Der Steuerkolben erreicht seine obere Position und verharrt auf einem Kraftstoffpolster (hydraulischer Anschlag). Die Injektordüse ist vollständig geöffnet und der Kraftstoff wird annähernd mit dem Raildruck in den Brennraum eingespritzt.

Die eingespritzte Kraftstoffmenge ist proportional zum Druck und der Einschaltzeit des Magnetventils.

Injektor schließt (Einspritzende)

Sobald das Magnetventil stromlos ist, drückt die Ventildfeder den Anker nach unten und die Ablaufdrossel wird verschlossen. Dadurch baut sich im Steuerraum wieder der Raildruck auf und schließt die Düsennadel. Der Durchfluss der Zulaufdrossel bestimmt die Schließgeschwindigkeit.

Zusätzlich zur Einspritzmenge werden noch Steuer- und Leckagemengen benötigt, welche über den Kraftstoffrücklauf wieder in den Kraftstofftank gelangen.

In Abbildung 2.3 ist der Aufbau eines Magnetventil-Injektors dargestellt. Die Bezeichnungen der einzelnen Komponenten lauten wie folgt [6]: 1 Kraftstoffrücklauf - 2 Magnetspule - 3 Überhubfeder - 4 Magnetanker - 5 Ventilkugel - 6 Ventilsteuerraum - 7 Düsenfeder - 8 Druckschulter der Düsennadel - 9 Kammervolumen - 10 Spritzloch - 11 Magnetventilfeder - 12 Ablaufdrossel - 13 Hochdruckanschluss - 14 Zulaufdrossel - 15 Ventilkolben (Steuerkolben) - 16 Düsennadel

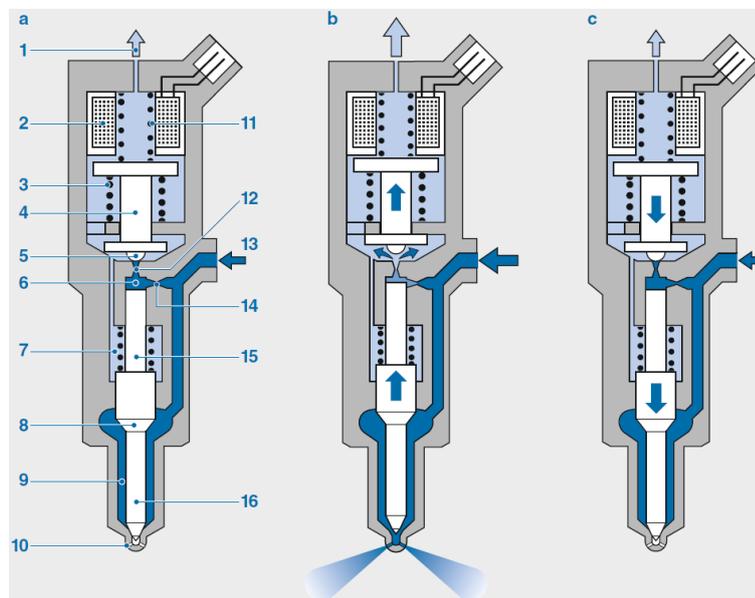


Abbildung 2.3: Magnetventil-Injektor - a: Ruhezustand b: Injektor öffnet c: Injektor schließt [6]

In Abbildung 2.4 ist der zeitliche Verlauf des Magnetventilstroms, Magnetventilnadelhubs und der Einspritzmenge dargestellt, wobei a: Öffnungsphase, b: Anzugstromphase, c: Übergang zur Haltestromphase, d: Haltestromphase und e: Abschalten. Deutlich zu erkennen ist die zeitliche Phasenverschiebung zwischen den drei Verläufen.

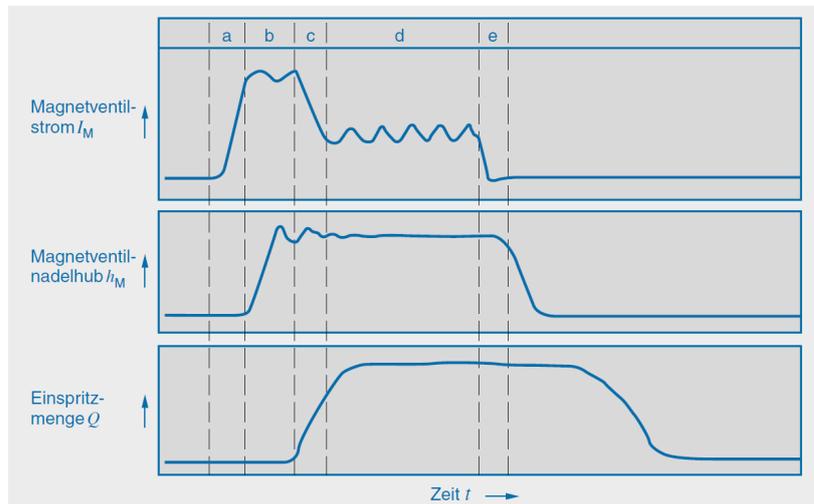


Abbildung 2.4: Zeitliche Verläufe von MV-Strom, MV-Nadelhub und Einspritzmenge [9]

2.1.3 Einspritzdüsen

Die Einspritzdüsen haben einen erheblichen Einfluss auf die Gemischbildung durch gezielte Verteilung und optimale Zerstäubung des Kraftstoffs im Brennraum.

Eine Standarddüse besteht aus folgenden Komponenten [6]:

- Düsenkörper
- Hochdruckzulauf
- Nadelführungsbereich
- Sitzbereich
- Spritzlochbereich
- nach innen öffnende Nadel

Es sind drei grundsätzliche Düsenbauarten gängig [6]:

- Drosselzapfendüsen für Düsenhalterkombinationen-Anwendungen in Indirect-Injection-Motoren – keine Bedeutung mehr
- Lochdüsen für DHK-, UI- und CRI-Anwendungen in DI-Motoren
- Düsenmodule, d.h. Lochdüsen mit integriertem hydraulischen Steuerraum für CRI-Anwendungen in DI-Motoren

Die Lochdüsen werden weiters nach Sitz- und Sacklochausführungen unterschieden (siehe Abbildung 2.5).

Ziel aller Düsenauslegungen ist die wirkungsgradoptimierte Umsetzung der Druckenergie in kinetische Energie. Das Eindring-, Aufbruch- und Zerstäubungsverhalten der Einspritzstrahlen soll optimal auf das Brennverfahren, die Brennraumgeometrie, die Einspritzmenge, das Luftmanagement des Motors und das last- und drehzahlabhängige Einspritzmuster abgestimmt sein.

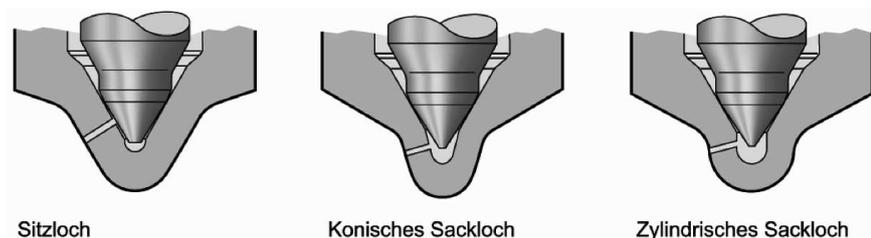


Abbildung 2.5: Sitz- und Sacklochausführung [6]

Das Schadvolumen (Volumen unter der Sitzkante nach Nadelschließen) ist bei Sitz- und Sacklochdüsen eine emissionsrelevante Größe. Der Kraftstoff darin dampft aus und wird nicht optimal verbrannt. Dadurch werden die HC-Emissionen erhöht. Die Sitzlochdüse besitzt das kleinste Schadvolumen, gefolgt von konischen und zylindrischen Sacklochdüsenausführungen.

In Tabelle 2.1 sind die wichtigsten Parameter für die Spritzlochauslegung angeführt, um eine optimale Zerstäubung, Verteilung und Gemischbildung zu erreichen.

Tabelle 2.1: Parameter für die Spritzlochauslegung [6]

Parameter	Auslegungshinweis
Lochanzahl	Möglichst hoch, jedoch verwehen der Strahlen ineinander möglich
Lochquerschnitt	Kleinstmöglich für optimale Zerstäubung und Gemischbildung
Hydroerosive Verrundung	Verschleißvorwegnahme und je nach Grad der Verrundung eine Beeinflussung der Spritzlochinnenströmung (mit/ohne Kavitation)
Konizität	In Verbindung mit hydroerosiver Verrundung und Lochlänge werden der Wirkungsgrad der Druckumsetzung und der Strahlaufbruch beeinflusst
Lochlänge	Je kürzer umso kleiner die Strahleindringtiefe

2.1.4 Gemischbildung

Bei modernen Dieselmotoren ist der Brennraum als Mulde im Kolben untergebracht und pro Zylinder wird ein einzelner, zentral positionierter Injektor mit einer Mehrlochdüse eingesetzt. In Abbildung 2.6 ist das Spray eines solchen Brennverfahrens dargestellt.

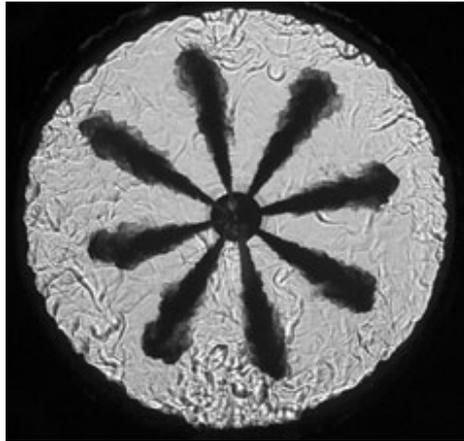


Abbildung 2.6: Spray eines Injektors mit 8-Loch Düse [5]

Neben der eingebrachten Gemischbildungsenergie durch das Einspritzsystem ist die Gemischaufbereitung stark von der Interaktion der Einspritzstrahlen mit der Zylinderinnenströmung abhängig. In Abbildung 2.7 sind die beiden wichtigsten makroskopischen Zylinderinnenströmungen dargestellt: die Drall- und Quetschströmung.

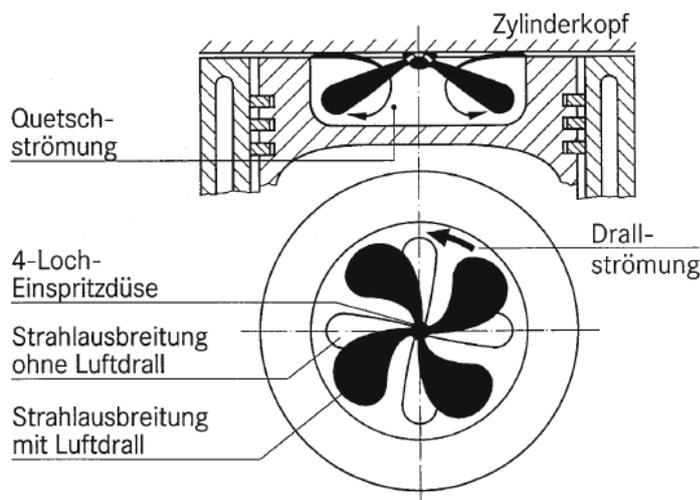


Abbildung 2.7: Makroskopische Strömungsvorgänge im Brennraum [6]

Die Drallströmung ist eine um die Zylinderachse rotierende Strömung. Sie wird durch die Geometrie der Einlasskanäle und in Viertaktmotoren zusätzlich durch die Ausformung der Ventilsitze erzeugt (Phasing – Masking).

Die Quetschströmung wird durch das Verdrängen der Luft oberhalb des Quetschkantenbereichs erzeugt, wenn sich der Kolben dem oberen Totpunkt nähert. Die Strömung ist zur Muldenmitte hin orientiert.

Diese beiden Strömungsvorgänge überlagern sich und unterstützen die Gemischbildung. Da die Drallströmung stark von der Drehzahl abhängt, ist eine schaltbare Klappe – Drallklappe – im Einlasskanal notwendig, um die Drallströmung für verschiedene Betriebspunkte optimieren zu können [5].

Der Kraftstoff verlässt die Düse mit hoher Geschwindigkeit durch kleine Bohrungen mit einem Durchmesser von ≈ 0.1 mm. Die erste Auflösung des zusammenhängenden Kraftstoffstrahls in Tropfen wird als primärer Strahlzerfall bezeichnet. Hierbei sind bei Hochdruck-Einspritzsystemen Kavitation und Turbulenz die wichtigsten Mechanismen. Durch die Beschleunigung und Umlenkung des Kraftstoffs können sich Kraftstoff-Dampfblasen bilden – hydrodynamische Kavitation. Die Kavitationsneigung der Düse kann durch eine Verrundung der Einlaufkante – hydroerosive Verrundung – sowie durch ein konisch ausgeführtes Spritzloch verringert werden (siehe Abbildung 2.8).

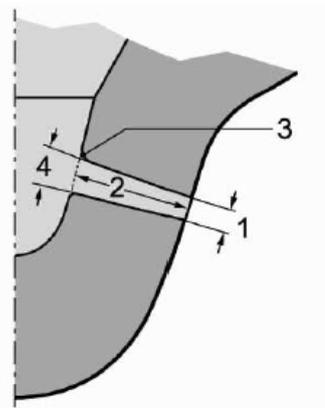


Abbildung 2.8: Spritzlochgeometrie: 1 Spritzlochdurchmesser, 2 Spritzlochlänge, 3 Einlauf hydroerosiv gerundet, 4 Konizität [6]

Im Bereich des sekundären Strahlzerfalls zerfallen bereits existierende Tropfen in kleinere auf Grund der aerodynamischen Kräfte. In Abbildung 2.9 sind die Düseninnenströmung und die Strahlausbreitung qualitativ dargestellt.

Durch den Strahlimpuls wird die umgebende Brennraumluft in den Strahl eingezogen, wodurch die Tropfen aufgeheizt werden und der Kraftstoff zu verdunsten beginnt.

Die Besonderheit beim Dieselmotor besteht darin, dass Strahlausbreitung, Gemischbildung und Verbrennung teilweise simultan ablaufen. Der geringe Anteil des homogenen Gemisches verbrennt bei der Zündung schlagartig und danach wird die Verbrennung durch die Gemischbildungsvorgänge kontrolliert [5].

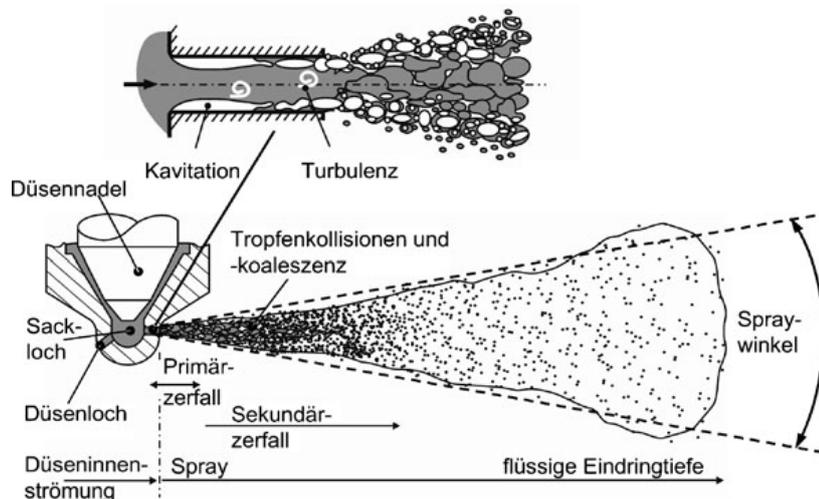


Abbildung 2.9: Strahlausbreitung und Düseninnenströmung [5]

2.1.5 Verbrennungsablauf

Die Zeitspanne zwischen Einspritz- und Brennbeginn wird als Zündverzugszeit bezeichnet und umfasst komplexe physikalische und chemische Prozesse. Die wesentlichen physikalischen Vorgänge sind dabei [5]:

- Zerstäubung des Kraftstoffs
- Verdampfung des Kraftstoffs
- Mischung von Kraftstoffdampf und Luft zur Bildung eines zündfähigen Gemisches

Parameter von großem Einfluss auf die Zündverzugszeit sind [5]:

- Druck und Temperatur bei Einspritzbeginn
- Zündfähigkeit des Kraftstoffes
- Einspritzdruck
- Geometrie der Düsenlöcher
- Zylinderinnenströmungen

In Abbildung 2.10 ist der Einspritz- und Brennverlauf eines Dieselmotors mit Direkteinspritzung schematisch dargestellt. Daraus lassen sich für die dieselmotorische Verbrennung drei Phasen ableiten [5]:

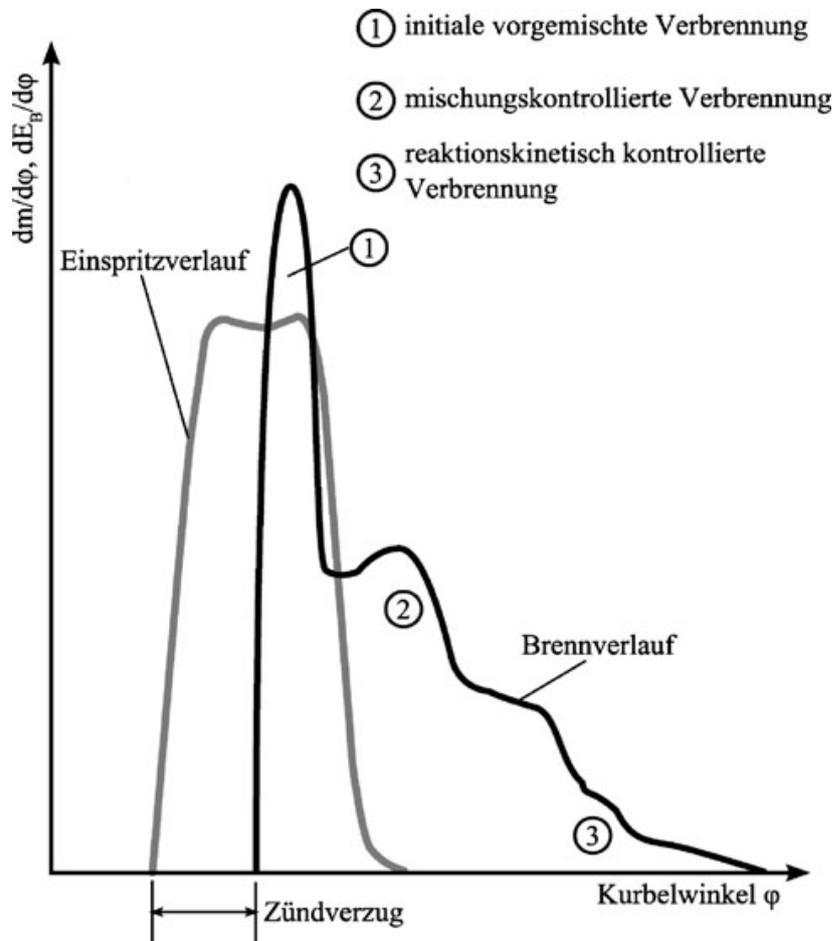


Abbildung 2.10: Schematischer Einspritz- und Brennverlauf bei einem DI-Dieselmotor [5]

Phase 1: Initiale vorgemischte Verbrennung

Der während der Zündverzugszeit eingespritzte Kraftstoff mischt sich mit der Luft und bildet ein nahezu homogenes Gemisch, welches nach dem Zündverzug sehr schnell verbrennt. Die Wärmefreisetzung wird durch die Geschwindigkeit der chemischen Reaktionen und durch die Menge an während der Zündverzugszeit gebildetem Kraftstoff-Luft-Gemisch kontrolliert. Durch den hohen Druckanstieg zu Beginn der Verbrennung entsteht das für Dieselmotoren typische Verbrennungsgeräusch, welches durch den Einspritzzeitpunkt beeinflusst werden kann – früher Einspritzbeginn führt zu hartem Verbrennungsgeräusch. Besonders effektiv kann dieses durch eine oder mehrere Voreinspritzungen gemindert werden. Durch die erhöhte Lufttemperatur auf Grund des Druckanstiegs durch die Voreinspritzung und dem Aufeinandertreffen des Gemischs der Haupteinspritzung mit dem Hochtemperaturbereich der Voreinspritzung kommt es zu einer deutlichen Reduktion der Zündverzugszeit der Haupteinspritzung.

Phase 2: Mischungskontrollierte Verbrennung - Hauptverbrennung

In dieser Phase wird die Wärmefreisetzung durch die turbulenten Mischungsvorgänge zwischen Kraftstoff und Luft kontrolliert. Es finden Einspritzung, Strahlaufbruch, Tropfenverdunstung, Mischung mit Luft, Verbrennung und Schadstoffbildung gleichzeitig statt. Abbildung 2.11 zeigt einen Querschnitt durch einen reagierenden Diesel-Einspritzstrahl. Der flüssige Einspritzstrahl dringt in den Brennraum ein, vermischt sich mit Luft und verdunstet. Das Luftverhältnis steigt mit zunehmender Distanz zur Einspritzdüse und Strahlachse. Nach der flüssigen Eindringtiefe bildet sich eine fette Gemischzone, in der nur eine Teiloxidation des Kraftstoffs erfolgt und Temperaturen von 1600 K erreicht werden. In diesen unvollständig oxidierten Produkten befinden sich Vorläuferspezies, welche weiter stromabwärts in der Mitte der Flamme zur Partikelbildung führen. Um den Einspritzstrahl bildet sich eine Diffusionsflamme auf einer Isofläche mit stöchiometrischem Luft-Kraftstoffverhältnis. In dieser werden die teiloxidierten Produkte vollständig zu Kohlendioxid und Wasser, bei Temperaturen bis zu 2700 K, oxidiert. Diese hohen Temperaturen führen zur Bildung von Stickoxiden auf der mageren Seite der Diffusionsflamme. Die Distanz zwischen Einspritzdüse und Diffusionsflamme wird als Abhebelänge bezeichnet (lift-off length) und stellt eine wichtige Größe mit Bezug auf die Rußbildung dar.

Phase 3: Reaktionskinetisch kontrollierte Verbrennung - Nachverbrennung

Nach Beendigung der Einspritzung entwickelt sich die Flamme zu einer Zone teiloxidierten Produkte der fetten Vormischverbrennung, die von einer Diffusionsflamme umgeben ist. Die Eigenschaften dieser Zone werden vom Einspritzsystem bestimmt.

Bei einer schnellen Schließung der Düsennadel besitzen die letzten Brennstoffpakete noch eine hohe Geschwindigkeit, sodass sie wie in der Hauptverbrennung verbrennen. Ein langsames schließen führt zu niedrigen Geschwindigkeiten der Brennstoffpakete, einer schlechten Durchmischung mit Luft und daher zu intensiver Rußbildung. Durch die Expansion des Kolbens Richtung UT sinkt die Temperatur im Brennraum, wo-

durch die Verbrennung erneut chemisch kontrolliert wird. Während dieser Verbrennungsphase sollten die Temperaturen über 1300 K betragen, so dass über 90% des zuvor gebildeten Rußes oxidiert werden.

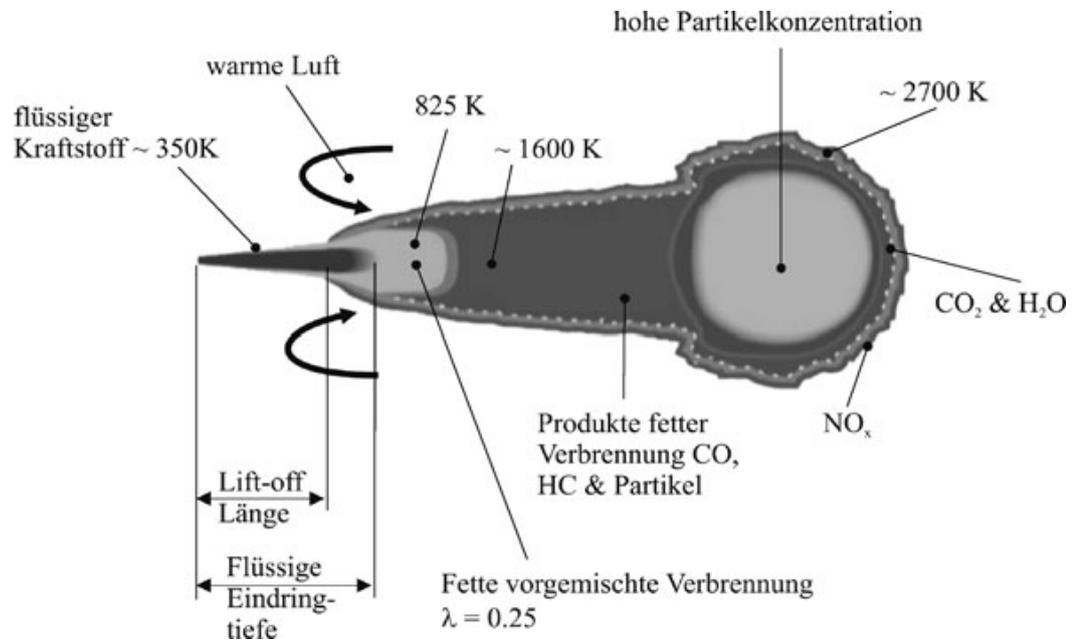


Abbildung 2.11: Schematisches Modell der Dieselerverbrennung [5]

2.1.6 Schadstoffbildung beim Dieselmotor

Bei der vollständigen Verbrennung von Kohlenwasserstoffen entstehen als Verbrennungsprodukte ausschließlich Kohlendioxid (CO_2) und Wasserdampf (H_2O).

Bei einer realen Verbrennung treten zusätzlich zu CO_2 und H_2O noch weitere Produkte durch unvollständige Verbrennung auf:

- Kohlenmonoxid (CO)
- unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC)
- Stickoxide (NO_x)
- Partikel

In Abbildung 2.12 und 2.13 sind die Emissionen eines Diesel- und Ottomotors dargestellt. Beim Dieselmotor stellen Partikelemission und NO_x die kritischen Komponenten dar, wohingegen beim Ottomotor vor allem CO dominiert. Bei DI-Ottomotoren kommt der Partikelemission immer größere Bedeutung zu.

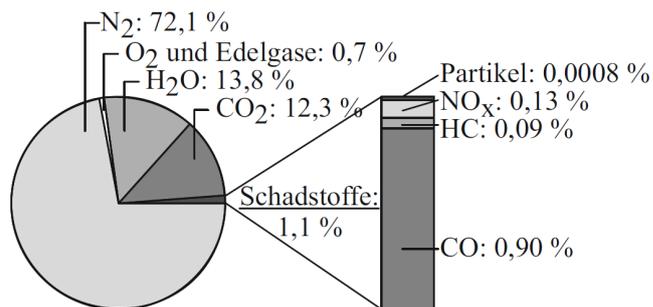


Abbildung 2.12: Rohemissionen Ottomotor in Vol.-% [5]

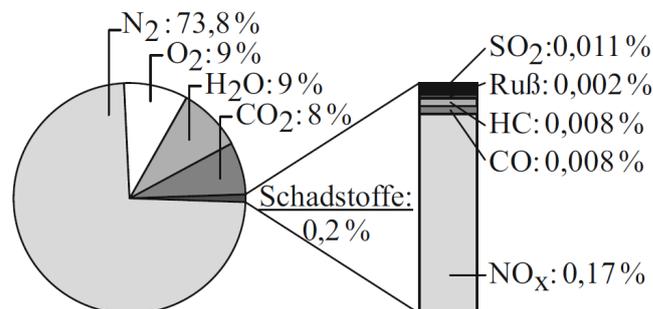


Abbildung 2.13: Rohemissionen Dieselmotor in Vol.-% [5]

In Abbildung 2.14 sind die grundsätzlichen Verläufe der Schadstoffkonzentrationen in Abhängigkeit des Luftverhältnisses dargestellt.

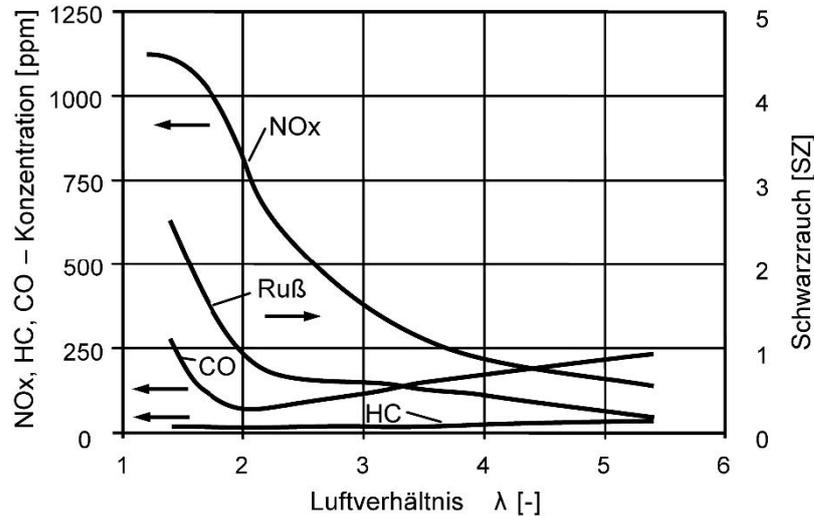


Abbildung 2.14: Zusammenhang Luftverhältnis Emissionen [6]

In Folge wird die Entstehung der Schadstoffe erläutert [5, 6]:

Kohlenmonoxid

Die CO-Emissionen sind im gesamten Kennfeld sehr gering und steigen lediglich bei Annäherung an die Rußgrenze an. Voraussetzung für die vollständige Oxidation zu CO_2 ist eine ausreichende Durchmischung der teilverbrannten Gase mit der verbleibenden Luft bei ausreichend hoher Temperatur. Drall- und Quetschströmung unterstützen die Gemischbildung und müssen mit der Brennkammergeometrie und der Einspritzgeometrie abgestimmt werden, um minimale CO-Emissionen zu erreichen. Besonders im unteren Teillastbereich kommt die Reaktion auf Grund der niedrigen Temperatur schnell zum Erliegen.

In extrem mageren Gemischzonen ($\lambda > 1$) entsteht wieder vermehrt CO wegen der niedrigen Temperaturen.

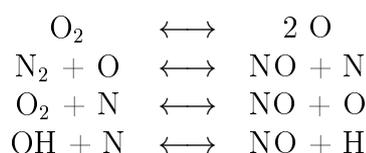
Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe resultieren aus Zonen, welche von der Flammenfront nicht erfasst werden oder in denen die Bedingungen für eine Verbrennung nicht gegeben sind. Der größte Teil der HC-Emissionen wird in der Kaltstart- und Warmlaufphase emittiert, weil auf Grund der niedrigen Temperatur keine vollständige Verdampfung gewährleistet werden kann und die Nachoxidation nur in geringem Maße abläuft. Weitere Quellen sind örtlich fette Gemischzonen durch das Auftreffen des Einspritzstrahls auf die Brennraumwand und der nach Einspritzende in den Düsenlöchern enthaltene Kraftstoff.

Stickoxide

Die Gruppe der Stickstoffoxide umfasst NO, NO₂, N₂O, N₂O₃ und N₂O₅, wobei nur NO und NO₂ in einer relevanten Menge auftreten.

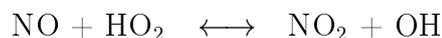
Der wichtigste Entstehungsmechanismus von NO_x ist die Bildung von thermischem NO nach Zeldovich mit folgenden Teilreaktionen:



Voraussetzung für den Start der Zeldovich-Reaktionen ist das Vorhandensein von atomarem Sauerstoff, welcher bei Temperaturen über 2200 K aus molekularem Sauerstoff gebildet wird. Hohe Spitzentemperaturen und überschüssiger Sauerstoff ($\lambda > 1$) sind die Voraussetzungen für die NO-Entstehung.

Trotz fallendem λ nimmt die NO_x-Konzentration kontinuierlich, auf Grund der steigenden Abgastemperatur, zu. Bis $\lambda = 2$ begünstigt die zunehmende Temperatur die NO_x-Konzentration trotz sinkendem Sauerstoffgehalt. Bei $\lambda < 2$ steht nicht mehr genügend Sauerstoff zur Verfügung und die NO_x-Konzentration erreicht ein Maximum (siehe Abbildung 2.14).

Der Anteil von NO₂ an den gesamten NO_x-Emissionen beträgt beim Dieselmotor 5 ÷ 15%. Die Bildung erfolgt durch die Reaktion von NO mit HO₂- und OH-Radikalen nach folgender Reaktionsgleichung:



Andere Mechanismen der NO-Entstehung (promptes NO (Fenimore), NO aus Kraftstoff oder NO aus N₂O) haben bei der dieselmotorischen Verbrennung eine untergeordnete Bedeutung.

Partikel

Die Zusammensetzung von Partikeln ist in der Abbildung 2.15 dargestellt. Den größten Anteil machen elementarer Kohlenstoff (Ruß), Kohlenwasserstoffe und Sulfate aus. Die Zusammensetzung variiert stark in Abhängigkeit von Lastpunkt und Brennverfahren.

Organische Partikel	Ruß (unterschiedliche Form und Größe)			Kohlenwasserstoffe	
				sublimiert, kristallisiert	kondensiert
Anorganische Partikel	Aschen von Öladditiven	Rostpartikel, Salze	Metallspäne	Keramische Fasern	Wasser

Abbildung 2.15: Zusammensetzung der Partikelemissionen [5]

Die physikalischen und chemischen Prozesse der Partikelentstehung sind in groben Zügen verstanden und die Partikelbildung läuft nach heutigem Verständnis, wie in Abbildung 2.16 dargestellt, in etwa wie folgt ab [5]:

- Chemische Reduktion der Kraftstoffmoleküle unter Sauerstoffmangel zu kleinen Kohlenwasserstoffen. Kleine Alkene, Dialkene und Alkine sowie deren Radikale sind von besonderer Bedeutung – Bildung des ersten Benzolrings
- Bildung von polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen (PAK) durch Polymerisation von Ringen
- Kondensation und Bildung von Rußkernen (Nukleation) mit Abmessungen von $1 \div 2$ nm
- Oberflächenwachstum und Koagulation von Rußkernen zu Rußprimärteilchen mit Durchmessern von $20 \div 30$ nm und anschließende Anlagerung von Substanzen
- Zusammenschluss von Rußprimärteilchen zu langen, kettenförmigen Strukturen durch Agglomeration
- Verkleinerung der Rußteilchen und Zwischenspezies durch Oxidation mit O_2 -Moleküle und OH-Radikale

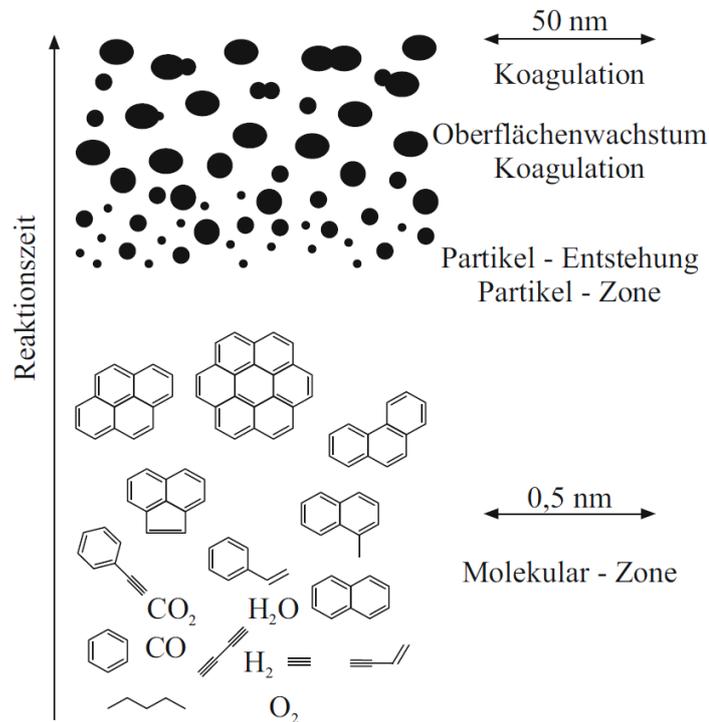


Abbildung 2.16: Prinzipskizze der Rußbildung [5]

2.1.7 Innermotorische Schadstoffreduktion

Bei der Weiterentwicklung von Dieselmotoren befindet man sich im Zielkonflikt zwischen Verbrauchs- und Emissionsminderung, wobei selten mit einer Maßnahme beide Parameter gleichzeitig beeinflusst werden können. Darüber hinaus sind auch das Geräusch (Komfort) und die Motordynamik wichtige Größen. In Tabelle 2.2 sind die Maßnahmen zur Emissionsminderung und deren Einfluss dargestellt. Keine Maßnahme wirkt sich positiv auf alle Parameter aus. Nur eine Kombination von mehreren Maßnahmen erzeugt den gewünschten Effekt.

Tabelle 2.2: Maßnahmen zur Schadstoffreduktion [6]

Maßnahme	NO _x	HC/CO	Ruß	b _e	Geräusch
später Spritzbeginn	+	-	-	-	+
Abgasrückführung	+	-	-	-	+
gekühlte AGR	+	-	+	+	0
Aufladung	-	+	+	+	0
Ladeluftkühlung	+	-	+	+	0
Piloteinspritzung	0	+	-	0	+
angelayerte Nacheinspritzung	+	0	+	-	0
Einspritzdruckerhöhung	-	+	+	+	0
abgesenktes Verdichtungsverhältnis	+	-	+	0	-

In Folge werden die einzelnen Maßnahmen und deren Potential zur Schadstoffreduktion erläutert [6].

Spritzbeginn

Eine Verstellung des Spritzbeginns nach spät bewirkt eine Zunahme der Partikelemissionen und einen kontinuierlichen Abfall der NO_x-Emissionen, wobei 0 °KW den oberen Totpunkt kennzeichnet (siehe Abbildung 2.17).

In Abbildung 2.17 sind für ausgewählte Spritzbeginne die Zylinderdruckverläufe dargestellt. Die einsetzende Verbrennung ist durch den Druckanstieg nach OT zu erkennen. Bei frühem Einspritzbeginn verläuft dieser Druckanstieg steiler. Der flache Druckanstieg bei später Verbrennung ist auf die fortschreitende Expansion zurückzuführen, welche die Brennraumtemperatur senkt und zu einer langsameren Verbrennung führt. Dadurch werden auch die Spitzentemperaturen gesenkt, weil die Wärme mehr Zeit hat sich aus der Verbrennungszone zu verteilen. Durch diese Zusammenhänge lassen sich die sinkenden NO_x-Emissionen erklären (siehe Kapitel 2.1.6).

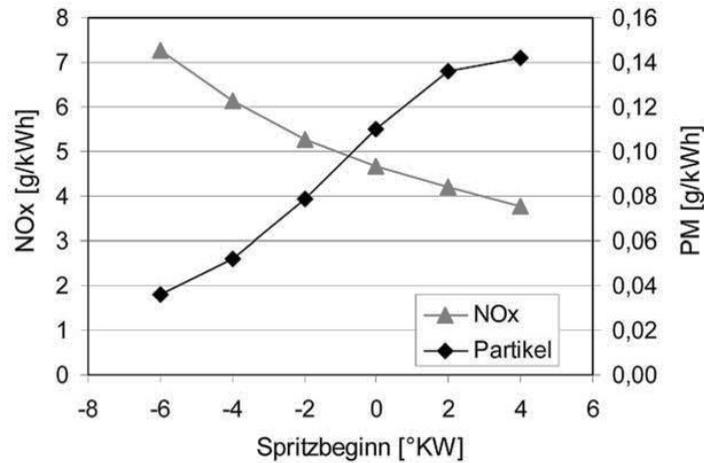


Abbildung 2.17: Einfluss des Spritzbeginns auf Ruß- und NO_x-Emissionen [6]

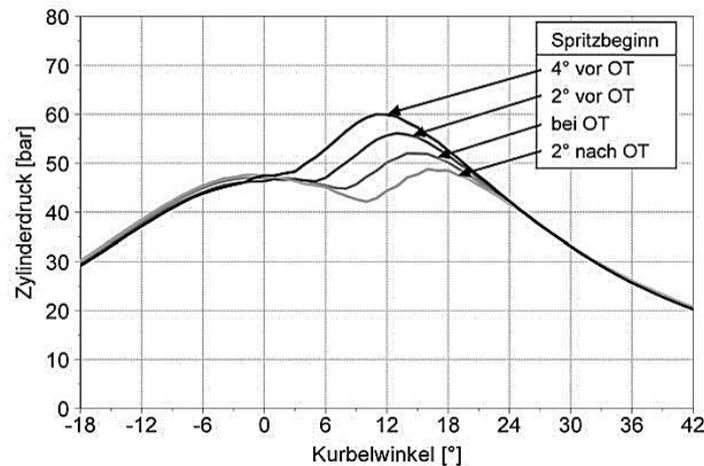


Abbildung 2.18: Zylinderdruckverläufe für unterschiedliche Einspritzbeginne [6]

Die Ursache für die Partikelzunahme, wie in Abbildung 2.17 dargestellt, sind die mit fallender Gemischdichte abnehmende Güte der Gemischaufbereitung sowie die reduzierte Nachoxidation der Partikel auf Grund der niedrigen Brennraumtemperaturen. Im unteren Lastbereich kann eine Abnahme der Partikel mit späterem Spritzbeginn festgestellt werden. Die fallende Temperatur im Brennraum verhindert, dass überhaupt Partikel gebildet werden. Jedoch kommt es zu einem deutlichen Anstieg bei den HC- und CO-Emissionen und dem Verbrauch.

Zusätzlich wirkt sich ein später Einspritzbeginn negativ auf den spez. Kraftstoffverbrauch aus. Die schnelle Verbrennung nahe OT ähnelt der verbrauchsoptimalen isochoren Verbrennung, während bei später Einspritzung eine isobare Verbrennung zur Verbrauchsverschlechterung führt.

Einspritzdruck

In Abbildung 2.19 ist der Einfluss des Einspritzdrucks auf NO_x - und Rauchemissionen sowie auf den spez. Kraftstoffverbrauch dargestellt. Unabhängig vom Einspritzdruck steigt der spez. Kraftstoffverbrauch analog mit späterem Einspritzbeginn an. Entscheidend ist, dass für höhere Einspritzdrücke ein späterer Spritzbeginn eingestellt werden kann ohne Verbrauchs Nachteile. Auf Grund der kürzeren Einspritzdauer und dem steigendem Einspritzdruck verbessert sich die Gemischbildung. Dadurch kann der verbrauchsbestimmende Verbrennungsschwerpunkt in etwa konstant gehalten werden. Der größte Vorteil durch einen hohen Einspritzdruck ergibt sich bei den deutlich reduzierten Partikelemissionen auf Grund der besseren Gemischaufbereitung. Die Rußentstehung wird durch die bessere Zerstäubung bei hohem Einspritzdruck gehemmt und zusätzlich verbessert sich die Nachoxidation wegen der höheren Gemischbildungsenergie.

Allerdings bewirkt der höhere Einspritzdruck höhere Spitzentemperaturen, welche sich negativ auf die NO_x -Emissionen auswirken. Bei konstantem Spritzbeginn steigen die NO_x -Emissionen analog zum Einspritzdruck signifikant an. Erst die Kombination aus hohem Einspritzdruck mit Abgasrückführung bewirkt eine deutliche Reduktion der NO_x -Emissionen.

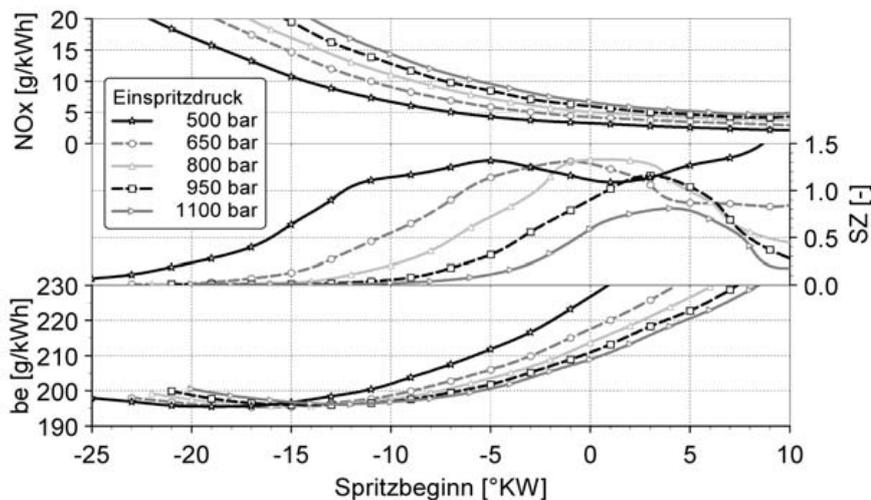


Abbildung 2.19: Einfluss des Einspritzdrucks auf NO_x -, Rauchemissionen und spez. Kraftstoffverbrauch [6]

Abgasrückführung

Bei modernen PKW kommt die AGR, als wichtigste Maßnahme zur NO_x -Reduktion, flächendeckend zum Einsatz. Die AGR-Rate ist definiert als das Verhältnis von rückgeführtem Abgasmassenstrom zu Gesamtmassenstrom im Ansaugtrakt:

$$x_{AGR} = \frac{\dot{m}_{AGR}}{\dot{m}_{AGR} + \dot{m}_{Luft}} \quad (2.1)$$

In Abbildung 2.20 ist der Einfluss der AGR-Rate auf den spez. Kraftstoffverbrauch, das Geräusch sowie auf die HC- und Partikelemissionen als Funktion der NO_x -Emissionen für zwei Einspritzdrücke dargestellt. Im unteren rechten Bild ist die typische NO_x -Ruß-TradeOff-Hyperbel zu erkennen.

In allen Diagrammen ist eine kontinuierliche Reduktion der NO_x -Emissionen bei steigender AGR-Rate zu erkennen. Die Spitzentemperaturen werden durch die langsamere Verbrennung, den späteren Brennbeginn durch eine größere Zündverzugszeit und die Vergrößerung der Wärmekapazität durch einen höheren Anteil von dreiatomigen Gasen (H_2O und CO_2) reduziert.

Deutlich zu erkennen ist sowohl der Anstieg der Partikelemissionen als auch des spez. Verbrauchs. Der schlechtere Verbrauch resultiert aus der langsameren Verbrennung, wodurch der Verbrennungsschwerpunkt nach spät wandert. Die Partikelemissionen erhöhen sich auf Grund des fehlenden Sauerstoffs für die Rußoxidation. Die beiden eingekreisten Punkte markieren eine Messung ohne AGR. Hier kann wieder der weiter oben erwähnte Effekt von Einspritzdruck auf Partikel- und NO_x -Emissionen erkannt werden. Für 800 bar liegt der Verlauf des NO_x -Ruß-TradeOffs deutlich unter dem für 600 bar. Dieser Effekt wird erhöhte AGR-Verträglichkeit genannt.

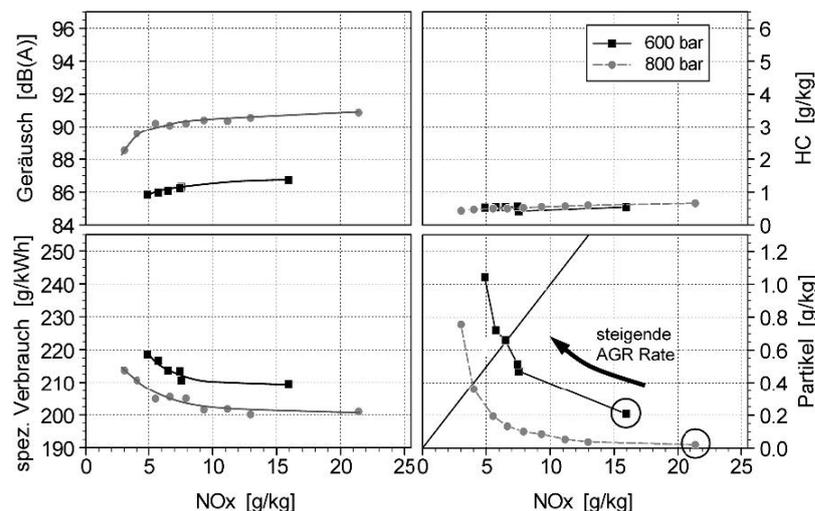


Abbildung 2.20: Einfluss der AGR-Rate auf HC-, NO_x - und Partikelemissionen sowie spez. Kraftstoffverbrauch [6]

Der hohe Einspritzdruck wirkt sich lediglich negativ auf das Geräusch aus. Dies resultiert aus der größeren Kraftstoffmasse, die während des Zündverzugs eingespritzt wird und bei Brennbeginn schlagartig verbrennt.

Piloteinspritzung

Die Pilot- oder Voreinspritzung (PI) hat sich bei DI-Dieselmotoren als wirkungsvolle Maßnahme zur Geräuschreduktion durchgesetzt. Dabei werden kurz vor der Haupteinspritzung kleine Mengen ($1 \div 3\%$ der Haupteinspritzung) Kraftstoff eingespritzt. Dadurch steigen Druck und Temperatur im Brennraum vor der Haupteinspritzung, wodurch der chemische Zündverzug der Hauptverbrennung verkürzt wird. Auch der Druckgradient der Haupteinspritzung wird mit steigender Voreinspritzmenge geringer, weil während des Zündverzugs weniger Kraftstoff eingespritzt wird und diese Menge ausschlaggebend für den Druckanstieg und das Geräusch ist – der Zylinderdruckgradient ist ein Maß für das Verbrennungsgeräusch.

In Abbildung 2.21 ist der Einfluss der Voreinspritzmenge auf den Zylinderdruckverlauf dargestellt. Die schwarze Kurve entspricht dem Druckverlauf ohne Voreinspritzung. Deutlich zu erkennen ist der steile Druckanstieg beim Brennbeginn der Haupteinspritzung ($\approx 12^\circ \text{KW n. OT}$), welcher zu unerwünschten Geräuschemissionen führt. Mit steigender Voreinspritzmenge nimmt der Gradient des Druckanstiegs der Haupteinspritzung ab.

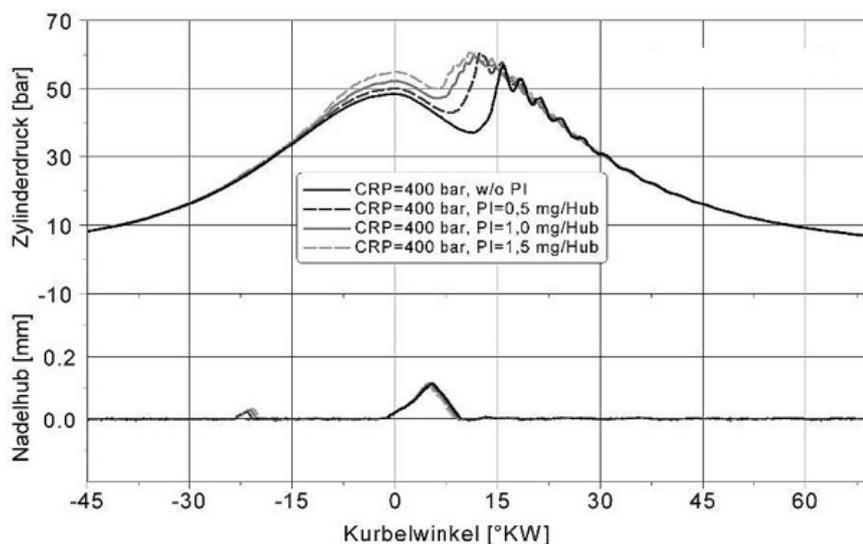


Abbildung 2.21: Zylinderdruckverläufe bei Variation der Pilotmenge [6]

In Abbildung 2.22 ist der Einfluss der Voreinspritzmenge auf das Geräusch und die Emissionen als Funktion der NO_x -Emissionen dargestellt. Die Abnahme des Verbrennungsgeräusch durch eine Voreinspritzung ist klar zu erkennen. Wobei hier bereits kleinste Mengen ausreichen, um den gewünschten Effekt zu erzielen. Eine weitere Erhöhung führt zu einem Geräuschanstieg, da das Verbrennungsgeräusch durch die

Verbrennung der Voreinspritzmenge selbst bestimmt wird. Mit steigender AGR-Rate sinkt das Verbrennungsgeräusch ebenfalls wegen der langsameren Verbrennung. Auf die AGR-Verträglichkeit wirkt sich die Piloteinspritzung negativ aus. Für eine Optimierung von Geräusch und Partikeln kommt einer präzisen Einspritzung von kleinsten Pilotmengen hohe Bedeutung zu. Ein Teil der Vorteile durch einen erhöhten Einspritzdruck geht also wieder verloren, da das gestiegene Verbrennungsgeräusch kompensiert werden muss.

Bei modernen Brennverfahren kommen zwei Piloteinspritzungen zur Geräuschoptimierung und/oder eine Nacheinspritzung zur besseren Rußoxidation zum Einsatz.

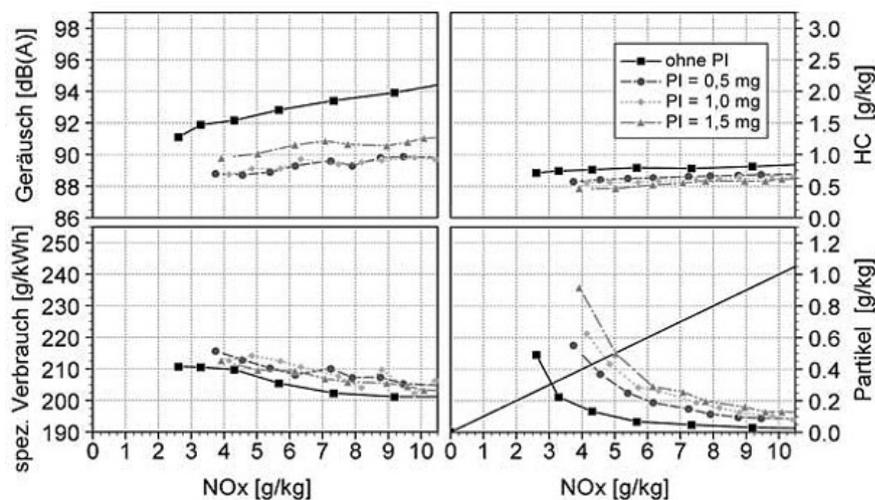


Abbildung 2.22: Einfluss der PI auf HC-, Partikel- und Geräuschemission sowie spez. Kraftstoffverbrauch [6]

AGR- und Ladeluftkühlung

Eine niedrige Temperatur der Ladeluft führt zu einer höheren Dichte und zu einer besseren Zylinderfüllung – thermische Entdrosselung. Zusätzlich steigt die AGR-Verträglichkeit, wodurch sich die NO_x - und Partikelemissionen weiter senken lassen. Darüber hinaus führt die thermische Entdrosselung wegen des höheren Luftverhältnisses zu einem Verbrauchsvorteil.

Die Kühlung der Ladeluft erfolgt bei PKW flächendeckend mit Ladeluftkühlern. Das rückgeführte Abgas kann durch eine lange Leitungslänge, Leitungsführung durch den Zylinderkopf oder durch einen vom Kühlwasser durchströmten Wärmetauscher gekühlt werden.

Die NO_x - und Partikelemissionen als Funktion der AGR-Rate für zwei unterschiedliche Temperaturen am Verdichteraustritt sind in Abbildung 2.23 dargestellt. Bei 0% AGR-Rate ist zu erkennen, dass die niedrigere Temperatur zu einer besseren Zylinderfüllung und dadurch zu einem höheren Luftverhältnis λ führt. Auf Grund der kühleren Luft sind auch die NO_x -Emissionen bei abgeschalteter AGR geringer, weil die Spitz-

zentemperaturen niedriger ausfallen. Außerdem können die NO_x -Emissionen durch die deutlich höhere AGR-Rate gesenkt werden ohne einen hohen Anstieg der Partikelemissionen.

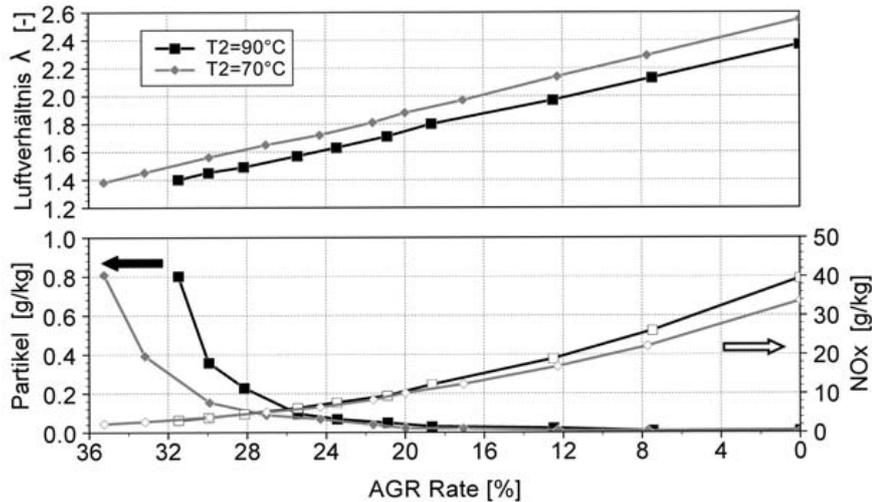


Abbildung 2.23: Einfluss der AGR-Rate auf NO_x - und Partikelemission sowie λ [6]

Ladedruck

Neben der AGR stellt die Erhöhung des Ladedrucks die wichtigste Maßnahme zur Schadstoffreduktion bei der dieselmotorischen Verbrennung dar. Im Allgemeinen werden durch die Aufladung folgende Verbesserungen erreicht [3]:

- Leistungssteigerung
- Drehmomentverlauf
- Leistungsverhalten im Höhenbetrieb
- Abgasverhalten
- Geräusch
- Kraftstoffverbrauch (Downsizing – Downsampling – Rightsizing)

Vor allem die Kombination aus hoher AGR-Rate mit hohem Ladedruck führt zu einer deutlichen Senkung der NO_x - und Partikelemissionen. Im instationär Betrieb kann es in Beschleunigungsphasen zu Rußstößen kommen, da ein Luftmangel besteht und die Ladungsbewegung zu gering ist. Die Abgasturboaufladung ermöglicht es auch bei hohen AGR-Raten noch genügend Frischluft in den Zylinder einzubringen, so dass sich neben der Schadstoffreduktion auch die geforderte hohe Motorleistung darstellen lässt.

Die Verbesserung der Geräuschemission erfolgt durch die höhere Verdichtungs-temperatur, wodurch der Zündverzug verkürzt wird und der Druckgradient kleiner ausfällt. Des Weiteren werden die Pulsationen in den Ladungswechselkanälen durch Verdichter und Turbine gedämpft.

2.1.8 Kenngrößen des motorischen Arbeitsprozesses

In diesem Kapitel wird kurz auf die wichtigsten Kenngrößen des motorischen Arbeitsprozesses und deren Definition eingegangen [7].

Verdichtungsverhältnis

Das Verdichtungsverhältnis ε berechnet sich aus dem Hubvolumen V_h und dem Kompressionsvolumen V_c :

$$\varepsilon = \frac{V_c + V_h}{V_c} \quad (2.2)$$

Mitteldrücke

Üblicherweise wird die pro Arbeitsspiel abgegebene Arbeit W auf das Hubvolumen bezogen und hat die Dimension des Drucks – daher Mitteldruck.

Es gilt:

$$p_m = \frac{W}{V_h} \quad (2.3)$$

Wird die effektive Arbeit W_e eingesetzt, dann erhält man den effektiven Mitteldruck p_e :

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} \quad (2.4)$$

Setzt man die innere Arbeit W_i (vom Gas an den Kolben abgegebene Arbeit ein), so erhält man den inneren (indizierten) Mitteldruck p_i :

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} \quad (2.5)$$

Die Differenz zwischen innerer und effektiver Arbeit entspricht der Reibungsarbeit W_r :

$$W_r = W_i - W_e \quad (2.6)$$

Daraus berechnet sich der Reibmitteldruck p_r wie folgt:

$$p_r = \frac{W_r}{V_h} \quad (2.7)$$

Leistung

Für die Leistung, wobei V_H das Gesamthubvolumen darstellt, gilt:

$$P = \frac{n}{2} V_H p_m \quad (2.8)$$

Drehmoment

Das Drehmoment M_d berechnet sich wie folgt (4-Takt-Motor):

$$M_d = \frac{V_H p_m}{4\pi} \quad (2.9)$$

Wirkungsgrade

Der effektive Wirkungsgrad η_e berechnet sich wie folgt, wobei $Q_B = H_u m_B$ die zugeführte Brennstoffenergie darstellt:

$$\eta_e = \frac{W_e}{Q_B} \quad (2.10)$$

Mit Zeitgrößen:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_B} \quad (2.11)$$

Für den Innenwirkungsgrad η_i gilt:

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_B} = \frac{P_i}{\dot{Q}_B} \quad (2.12)$$

Für den mechanischen Wirkungsgrad η_m gilt die Definition:

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{p_e}{p_i} \quad (2.13)$$

Spezifischer Kraftstoffverbrauch

In der Praxis wird häufig mit dem spezifischen Kraftstoffverbrauch b_e gerechnet:

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} = \frac{1}{\eta_e H_u} \quad (2.14)$$

2.1.9 Einfluss des Verdichtungsverhältnisses

Das Verdichtungsverhältnis ε hat entscheidenden Einfluss auf [9]:

- Kaltstartverhalten
- Drehmoment
- Wirkungsgrad – Kraftstoffverbrauch
- Geräuschemissionen
- Schadstoffemissionen

Der Wirkungsgrad für den vereinfachten kombinierten Gleichraum-Gleichdruck-Verleichsprozess (Seiliger-Prozess) mit konst. Stoffgrößen lautet wie folgt [7]:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\left[q^* - \frac{1}{\kappa\varepsilon} \left(\frac{p_3}{p_1} - \varepsilon^\kappa \right) + \frac{p_3}{p_1\varepsilon} \right]^\kappa \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\kappa-1} - 1}{\kappa q^*} \quad (2.15)$$

Es scheinen das Verdichtungsverhältnis ε , das Druckverhältnis p_3/p_1 , der Isentropenexponent κ und die dimensionslose Wärmezufuhr q^* auf, welche wie folgt definiert ist:

$$q^* = \frac{q_{zu}}{c_p T_1} \quad (2.16)$$

In Abbildung 2.24 ist der Zusammenhang zwischen Wirkungsgrad, Verdichtungsverhältnis und Zylinderspitzenruck dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sowohl mit steigendem Verdichtungsverhältnis als auch mit höherem Zylinderspitzenruck der thermodynamische Wirkungsgrad ansteigt.

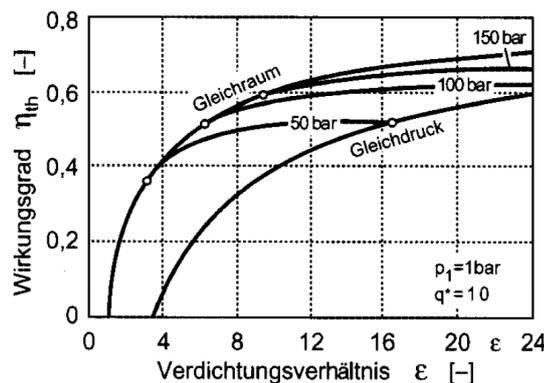


Abbildung 2.24: Zusammenhang Wirkungsgrad – Epsilon – Spitzenruck [7]

Die Schlüsseltechnologie für evolutionäre Weiterentwicklungen bei Dieselmotoren stellt zur Zeit das Downsizing dar, jedoch scheinen hier bald die Grenzen erreicht zu sein, da eine weitere Anhebung der spezifischen Leistung und des Zylinderspitzen drucks zu Haltbarkeitsproblemen führen würde. Zylinderspitzen drücke von über 220 bar scheinen für PKW-Motoren nicht kosteneffizient darstellbar zu sein und die Reibung im gesamten Triebwerk erhöht sich analog zur Anhebung des Zylinderspitzen drucks. Dies führt zu einem erhöhten Kraftstoffverbrauch. Abhilfe schafft hier die variable Verdichtung (Variable Compression Ratio – VCR) des Motors.

Die Auslegung des geometrischen Verdichtungsverhältnis beim Dieselmotor erfolgt als Kompromiss zwischen den Anforderungen der Motorleistung (ϵ niedrig) und dem Kaltstart-/Teillastverhalten (ϵ hoch). Ein hohes Verdichtungsverhältnis führt zu einer Anhebung des thermodynamischen Wirkungsgrads. Darüber hinaus kommt es auf Grund der höheren Verdichtungs endtemperatur zu einer vollständigeren Verbrennung und dies resultiert in einer Reduktion der CO- und HC-Emissionen.

Durch ein niedriges Verdichtungsverhältnis kann eine höhere spezifische Leistung durch hohe Aufladegrade (zwei oder mehrstufige Aufladung) sowie eine Reibungsminderung im Triebwerk erreicht werden. Des Weiteren ergeben sich durch die geringere Brennraumtemperatur Vorteile bei den NO_x-Emissionen.

Durch die variable Verdichtung ist es möglich einen effizienten Motor zu bauen, welcher die Vorteile des hohen thermodynamischen Wirkungsgrads einer Verbrennung mit hohem ϵ mit dem Downsizing einer Motorauslegung mit niedrigem ϵ verbindet. Darüber hinaus werden das Kaltstartverhalten und die HC- und CO-Emissionen im Kaltlauf verbessert. In Abbildung 2.25 sind die Vorteile des VCR-Systems noch einmal dargestellt [5, 11].

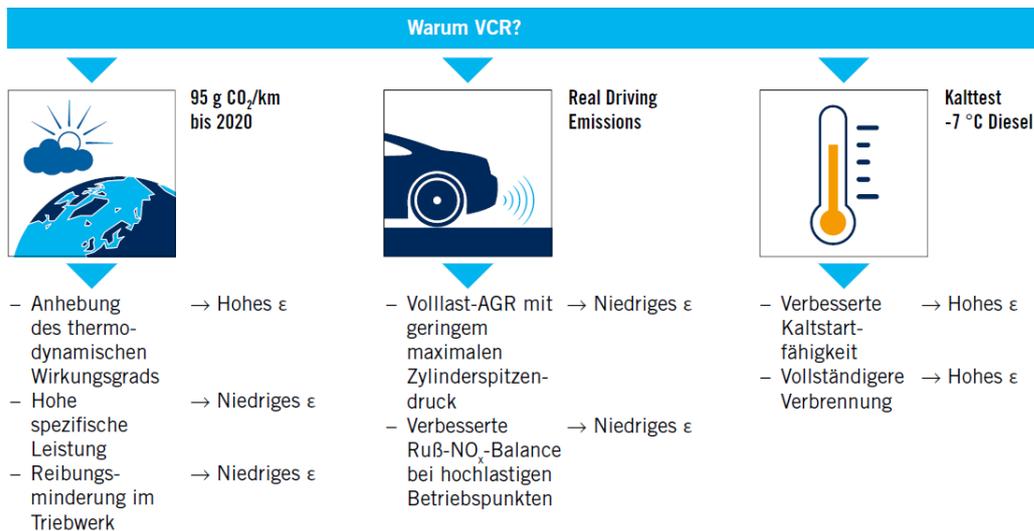


Abbildung 2.25: Warum VCR? [11]

3 Messungen am Motorprüfstand

Zu Beginn dieser Masterarbeit wurde am Motorprüfstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik ein umfangreiches Messprogramm abgearbeitet. Hierbei wurden verschiedenste Drehzahl- und Lastschnitte sowie Fahrzyklen und das gesamte Kennfeld abgefahren. Des Weiteren wurden verschiedenste Variationen hinsichtlich Spitzen-, Lade- und Raildruck sowie Einspritzbeginn und Abgasrückführrate durchgeführt, um deren Auswirkungen auf den Brennverlauf, die Emissionen und den Wirkungsgrad zu eruieren.

3.1 Messaufbau

Bei dem Versuchsträger handelte es sich um einen direkteinspritzenden Reihen-Vierzylinder Dieselmotor mit einem Common-Rail-System. Zusätzlich war der Motor mit einem Saugrohr-Integrierten Ladeluftkühler und einem Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie ausgestattet. Die Abgasnachbehandlung bestand aus einem Diesel-Oxidationskatalysator und einem Diesel-Partikelfilter. Des Weiteren war der Motor mit einer Hochdruck- und Niederdruck-AGR ausgerüstet, wobei die Hochdruck-AGR nur beim Warmfahren zum Einsatz kam. Die Hochdruck-AGR wurde nicht gekühlt und verkürzte somit die Warmlaufzeit des Motors und der Abgasnachbehandlung. Im normalen Motorbetrieb wurde ausschließlich die Niederdruck-AGR mit Abgaskühlung verwendet.

In den Abbildungen 3.1, 3.2 und 3.3 ist der Versuchsträger mit der applizierten Messtechnik am Motorprüfstand dargestellt. Eine vollständige Übersicht aller Messstellen kann dem Anhang A.1 entnommen werden. Die Messtechnik umfasste neben Temperatur- und Druckaufnehmer für Luft, Abgas und Betriebsmittel des Motors noch folgende Komponenten für die Bestimmung der Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs:

- Zylinderdruckindizierung aller Zylinder
- Strommesszange für die Erfassung der Injektorbestromung
- AVL483 Micro Soot Sensor
- AVL415S Smoke Meter
- AVL733S Kraftstoffwaage
- AVL753C Kraftstoffkonditionierung
- AVL442 Blow-by-Meter
- SensyFlow
- AVL Combustion Emission Bench

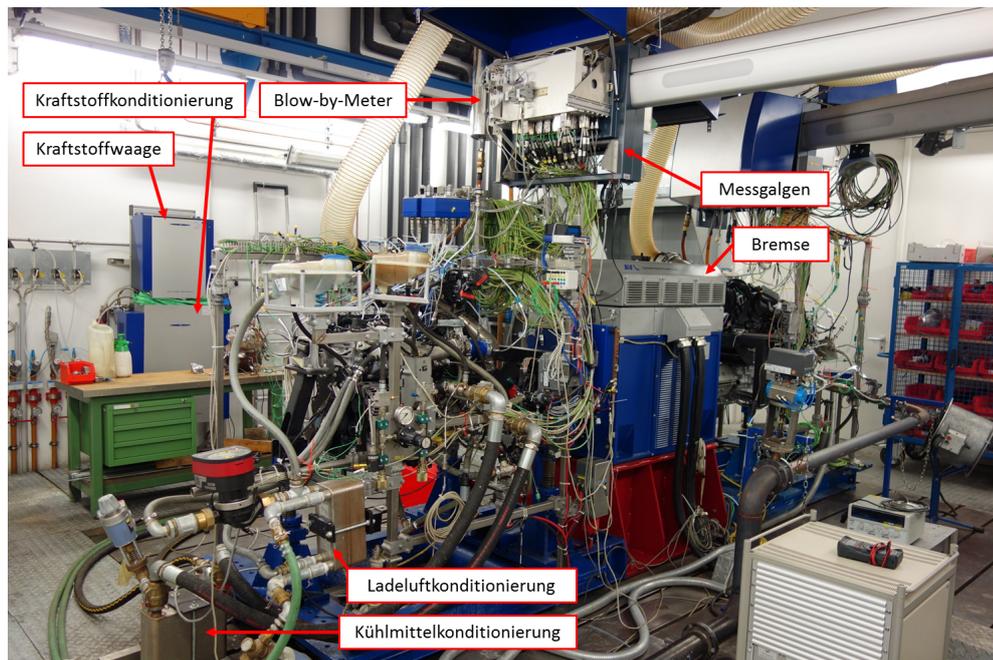


Abbildung 3.1: Versuchsträger am Motorprüfstand - Saugseite

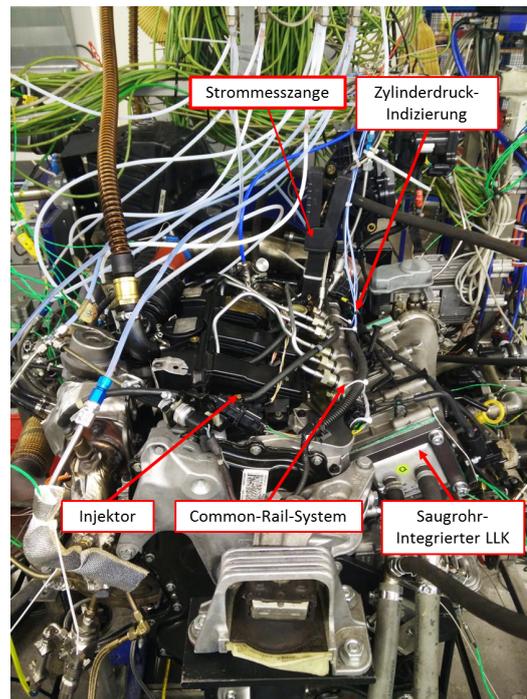


Abbildung 3.2: Versuchsträger am Motorprüfstand - Zylinderkopf

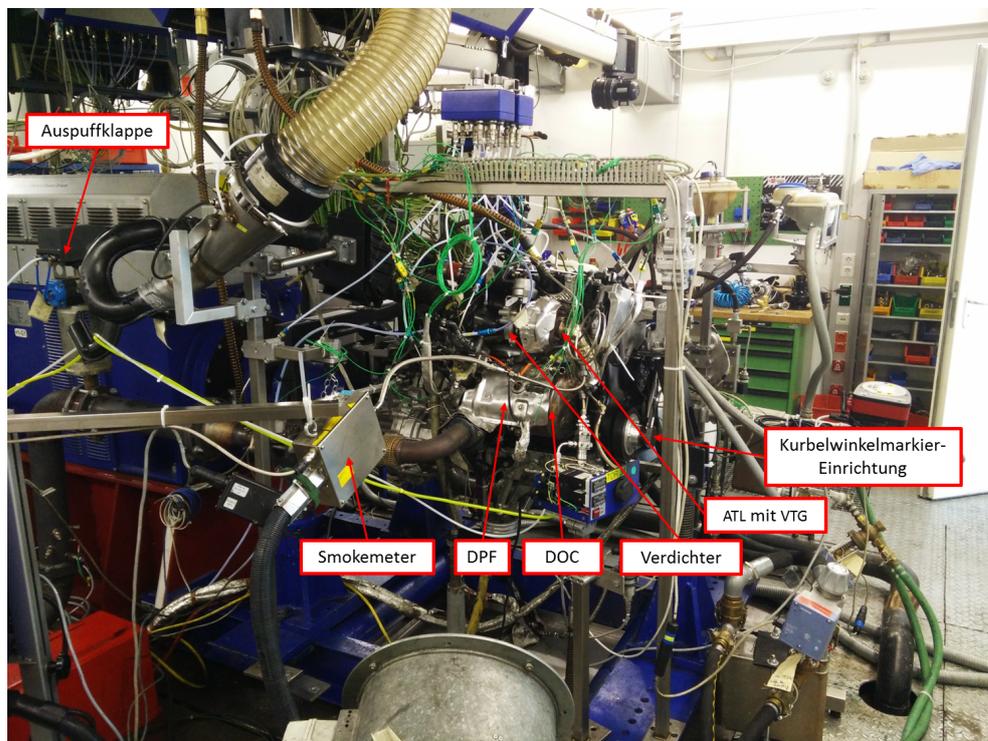


Abbildung 3.3: Versuchsträger am Motorprüfstand - Abgasseite

In Folge werden die verwendeten Messgeräte und die damit gemessenen Größen kurz erläutert.

Zylinderdruckindizierung

Die Zylinderdruckindizierung erfolgte mit einem piezoelektrischen Druckaufnehmer, welcher über eine Glühstiftadapterhülse mit dem Brennraum in Verbindung stand. Zusätzlich erhält das Indiziergerät über einen Winkelaufnehmer die Information über den aktuellen Kurbelwinkel. Das Ergebnis der Indizierung ist die kurbelwinkelgestützte Erfassung des Zylinderdruckverlaufs, woraus sich die direkten Indizierkennwerte ablesen lassen [10]:

- Streuung des Zylinderdrucks der Zyklen und Zylinder untereinander
- Betrag und Lage des Zylinderspitzen drucks
- Betrag und Lage des maximalen Druckerstiegs
- Druckerstiegs geschwindigkeit

Die indirekten Indizierkennwerte ergeben sich erst über Zwischenberechnungen, welche von der Software *IndiCom* durchgeführt wurden, und lauten:

- indizierte Mitteldrücke
- Reibmitteldruck (erfordert zusätzlich Drehmomentmessung)
- Brennbeginn und -dauer
- Energieumsatzpunkte
- Verbrennungsgeräusch

Injektorbestromung

Das Signal der Strommesszange wurde ebenfalls im *IndiCom* kurbelwinkelgestützt dargestellt. Dadurch konnte einerseits die korrekte Bestromung der Injektoren und andererseits die Einspritzstrategie überprüft werden. Des Weiteren konnte der Zündverzug daraus ermittelt werden.

AVL483 Micro Soot Sensor

Der AVL483 Micro Soot Sensor diente zur transienten Messung der Rußkonzentration. Dadurch konnte sichergestellt werden, dass beim Anfahren eines Betriebspunkts bzw. beim Variieren von Parametern keine unzulässig hohen Rauchemissionen auftreten und der Partikelfilter unnötig beladen wird. Das Messprinzip beruht auf Basis der Fotoakustik. Dabei wird ein absorbierender Stoff – schwarze Kohlenstoffpartikel – mit moduliertem Licht bestrahlt. Die thermisch induzierte, periodische Expansion und Kontraktion des Trägergases erzeugt eine Schallwelle, welche mit einem Mikrofon erfasst wird. Bei rußhaltigem Abgas erhöht sich das Signal proportional zur Konzentration des Rußes im gemessenen Volumen [14].

AVL415S Smoke Meter

Das AVL415S Smoke Meter diente zur genauen Bestimmung des Rauchwerts (FSN). Dabei wird ein definierter Probengasstrom aus dem Abgas entnommen und über ein Filterpapier geleitet. Mit einem fotoelektrischen Messkopf wird der Schwärzungsgrad erfasst und als Ergebnis in FSN angegeben [14].

AVL733S Kraftstoffwaage

Die Kraftstoffwaage wurde für die Messung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs verwendet. Diese konnte nur eine definierte Kraftstoffmenge fassen und durfte sich während eines Messvorgangs nicht füllen.

AVL753C Kraftstoffkonditionierung

Die Kraftstoffkonditionierung stellte sicher, dass der Kraftstoff mit einer konstanten Temperatur und einem bestimmten Vordruck zum Einspritzsystem des Motors gelangt.

AVL442 Blow-by-Meter

Das Blow-by-Meter misst kontinuierlich den Volumenstrom des Blow-by Gases und diente zur Überwachung des Motorenzustandes. Die Bestimmung des Blow-by-Stromes erfolgt durch das Blendenmessprinzip. Durch eine Blende entsteht ein Druckabfall, der mittels Differenzdrucksensor gemessen wird [13].

SensyFlow

Der SensyFlow arbeitet nach dem thermischen Messprinzip des Heißfilm-Anemometers und ermöglicht es direkt den Luftmassenstrom, ohne Korrektur von Druck und Temperatur, zu ermitteln.

Das Messverfahren beruht auf der Abkühlung eines beheizten Körpers durch das ihn umströmende Gas. Die strömungsabhängige Wärmeabfuhr wird als Messeffekt genutzt [10].

AVL Combustion Emission Bench

Die CEB ermittelte die Konzentration der Schadstoffe (CO, HC und NO_x) im Rohabgas.

3.2 Durchführung der Messungen

Bevor Messungen durchgeführt werden konnten, musste der Motor seine Betriebstemperatur erreicht haben. Das „Warmfahren“ erfolgte bei kleinen Drehzahlen und niedrigen Lasten bis die Betriebsmittel eine definierte Temperatur erreicht hatten. Die entscheidenden Größen hierbei waren die Kühlmittel- und Öltemperatur.

Der AVL483 Micro Soot Sensor, das AVL415S Smoke Meter, die Kraftstoffkonditionierung und die AVL CEB benötigten ebenfalls eine Warmlaufphase. Die CEB musste zudem kalibriert werden.

Des Weiteren musste darauf geachtet werden, dass der Abgasgegendruck durch die Beladung des DPF während der Messungen keinen zu hohen Wert erreichte und dadurch die Messergebnisse verfälschte. Gegebenenfalls musste der DPF an der Vollast regeneriert werden.

Das Forschungsprojekt gliederte sich grundsätzlich in zwei Phasen.

In der ersten Phase erfolgte der Vergleich zwischen einer 7- und 8-Loch Düse. Hier wurde eruiert, ob das Umrüsten der serienmäßig applizierten 7-Loch Düse auf die 8-Loch Düse Vorteile hinsichtlich Emissionen und spez. Kraftstoffverbrauch bewirkt.

In der zweiten Phase erfolgte die experimentelle Untersuchung der Potentiale eines variablen Verdichtungsverhältnisses. Dabei wird ausgehend von der Serienkonfiguration mit $\varepsilon = 15.5$ das Verdichtungsverhältnis einerseits auf $\varepsilon = 18$ erhöht und andererseits auf $\varepsilon = 14$ abgesenkt. Die Erhöhung bzw. Absenkung des Verdichtungsverhältnisses wird durch einen Kolbenumbau erreicht, wodurch sich die Quetschpalthöhe ändert. Dieser Umbau soll ein zweistufiges VCR-System mit längenvariablem Pleuel am Motor simulieren.

Die durchgeführten Messungen und der Messablauf sowie die daraus resultierenden Ergebnisse werden in den folgenden Kapiteln 4 und 5 ausführlich erläutert.

4 Vergleich 7/8-Loch Düse

In diesem Kapitel wird auf die unterschiedlichen Auswirkungen der 7- und 8-Loch Düse auf Verbrauch und Emissionen eingegangen. Hier ist anzumerken, dass keine Änderungen an der Brennraumgeometrie vorgenommen wurden. Das Brennverfahren ist hinsichtlich Muldenform und Drallzahl auf die 7-Loch Düse optimiert. Es wurden lediglich die Düsen der Injektoren ausgetauscht und anschließend die Messungen durchgeführt. In den folgenden Kapiteln werden die durchgeführten Messreihen und deren Ergebnisse erläutert. Die grundsätzliche Erwartung bestand darin, dass durch die höhere Lochanzahl die Rauchemissionen gesenkt und somit in Hinblick auf RDE auch bei höheren Lasten mit AGR gefahren werden kann.

Die Bezeichnung der Düsen lautet wie folgt:

Lochanzahl \times Durchfluss in ml/30 s/100 bar \times Spritzlochkegelwinkel

Es wurden folgende Düsen miteinander verglichen:

- $7 \times 250 \times 160^\circ$
- $8 \times 250 \times 160^\circ$

4.1 Kennfeldraasterung

Zu Beginn der Messungen wurde das gesamte Kennfeld des Motors vermessen, um den Ausgangszustand abzubilden. Nach dem Umbau auf die 8-Loch Düse erfolgte eine Anpassung des Luftmassenkennfelds bei Einhaltung der gleichen Einspritzstrategie. Die Kennfeldraasterung erfolgte mit einer Drehzahlschrittweite von 250 min^{-1} von $1000 \div 4500 \text{ min}^{-1}$ und mit einer effektiven Mitteldruckschrittweite von 1 bar vom Leerlauf bis zur Volllast.

Während der Kennfeldraasterung kam es immer wieder zu Problemen mit der AGR-Regelung. Diese verursachte langsame Schwankungen bei den NO_x - und Rußemissionen. In manchen Punkten traten auch höherfrequente Schwankungen dieser Größen auf. Dies führte dazu, dass sich die AGR-Rate bei gleicher Parametrierung nicht genau reproduzieren ließ.

In den Abbildungen 4.1 und 4.2 ist das aus den Messdaten resultierende Verbrauchskennfeld der 7- bzw. 8-Loch Düse dargestellt. Der Bestpunkt des Motors wurde durch den Düsenwechsel nicht beeinflusst. Dieser liegt bei 2250 min^{-1} und 20.5 bar effektiven Mitteldruck und beträgt 205 g/kWh .

Vergleich 7/8-Loch Düse

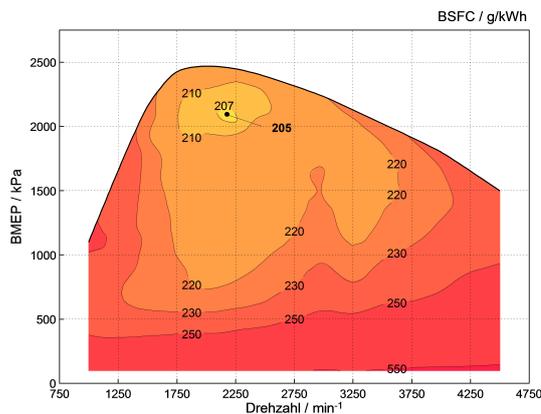


Abb. 4.1: Verbrauchskennfeld 7-Loch Düse

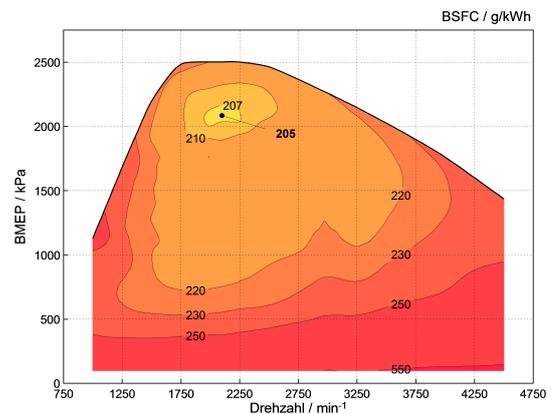


Abb. 4.2: Verbrauchskennfeld 8-Loch Düse

In den Abbildungen 4.3 und 4.4 ist das Rauchkennfeld und in den Abbildungen 4.5 und 4.6 das NO_x -Kennfeld der 7- und 8-Loch Düse dargestellt.

Der Vergleich zeigt, dass die 7-Loch Düse höhere Rauchemissionen im AGR-Bereich aufweist. Dieser erstreckt sich bis $\approx 3250 \text{ min}^{-1}$ und $\approx 19 \text{ bar eff. Mitteldruck}$. Außerhalb dieses Bereichs sind die Rauchemissionen nahezu identisch.

Der Vergleich der NO_x -Kennfelder zeigt hingegen, dass die 7-Loch Düse geringere Emissionen aufweist im AGR-Bereich. Außerhalb zeigt sich wiederum kein Unterschied.

Dies spiegelt den klassischen NO_x -Ruß-TradeOff wider und erlaubt daher keine eindeutige Aussage darüber, welche der beiden Düsenvarianten ein besseres Emissionsverhalten aufweist. Dieser TradeOff kann wahrscheinlich auf die ECU bzw. Luftmassen-/AGR-Regelung zurückgeführt werden.

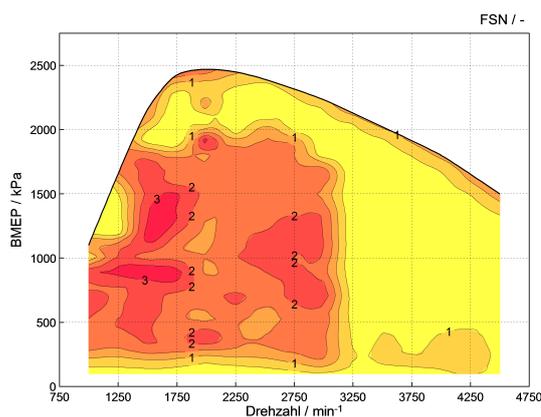


Abb. 4.3: Rauchkennfeld 7-Loch Düse

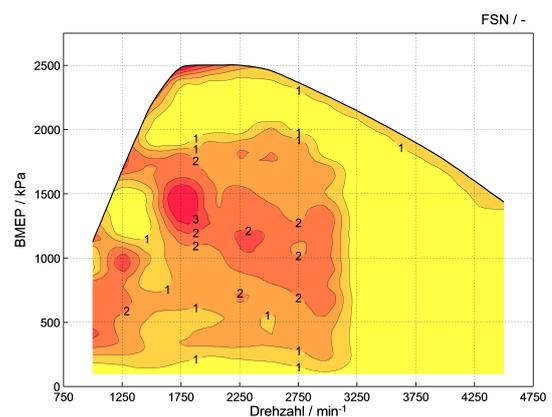


Abb. 4.4: Rauchkennfeld 8-Loch Düse

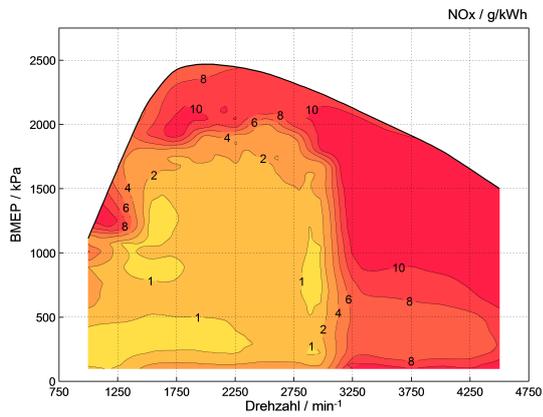


Abb. 4.5: NO_x-Kennfeld 7-Loch Düse

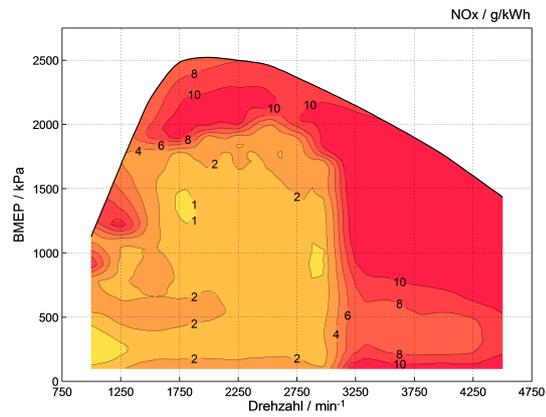


Abb. 4.6: NO_x-Kennfeld 8-Loch Düse

In den Abbildungen 4.7 und 4.8 sind die HC-Kennfelder für 7- und 8-Loch Düse dargestellt, dabei zeigen sich nur geringe Unterschiede in den HC-Emissionen. Die 7-Loch Düse weist nur minimale Vorteile bei 1750 min⁻¹ und ab 15 bar effektiven Mitteldruck auf. Hier besitzt die 8-Loch Düse noch einen ausgeprägten Bereich mit über 0.05 g/kWh HC-Emissionen.

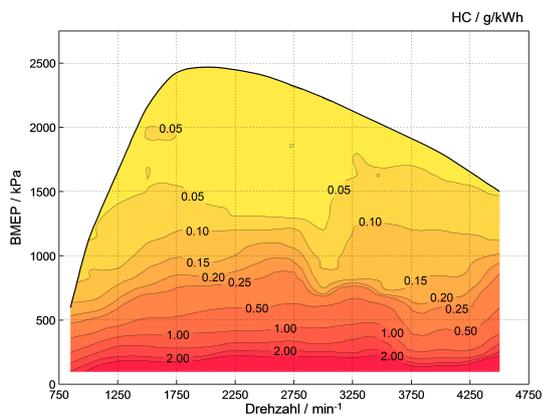


Abb. 4.7: HC-Kennfeld 7-Loch Düse

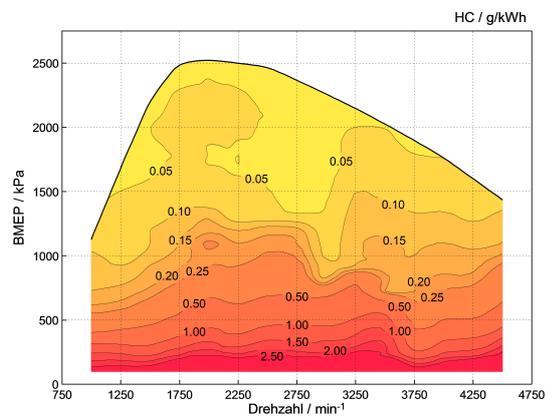


Abb. 4.8: HC-Kennfeld 8-Loch Düse

Vergleich 7/8-Loch Düse

In den Abbildungen 4.9 und 4.10 sind die CO-Kennfelder der 7- und 8-Loch Düse dargestellt. Hier weist die 8-Loch Düse geringe Vorteile im mittleren Last- ($5 \div 15$ bar) und unteren Drehzahlbereich (bis 1750 min^{-1}) auf. In diesem Bereich fallen die CO-Emissionen um $\approx 0.5 \text{ g/kWh}$ geringer aus als bei der 7-Loch Düse. Bei höheren Lasten und Drehzahlen lassen sich keine nennenswerten Unterschiede mehr ausmachen.

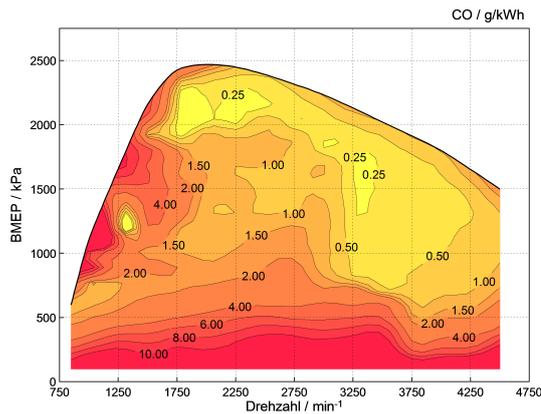


Abb. 4.9: CO-Kennfeld 7-Loch Düse

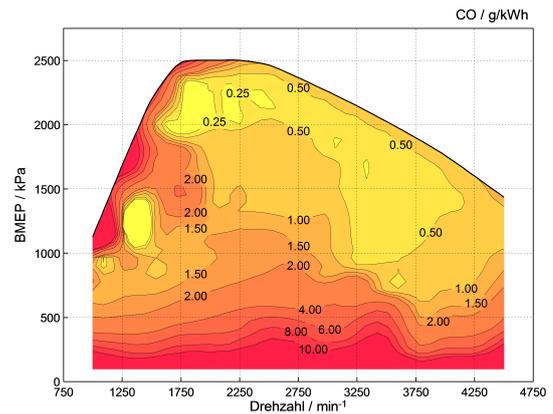


Abb. 4.10: CO-Kennfeld 8-Loch Düse

4.2 WLTP

Die WLTP – Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure – stellt eine neue Testprozedur dar, welche für die Bestimmung der Abgasemissionen herangezogen wird und den zur Zeit verwendeten NEDC – New European Driving Cycle – ersetzen soll. Die WLTP umfasst mehrere Testzyklen für verschiedene Fahrzeugklassen, wobei die Unterteilung nach der gewichtsbezogenen Leistung erfolgt (pmr = power to mass ratio).

- WLTC Class 1: $\text{pmr} < 22 \text{ kW/t}$
- WLTC Class 2: $22 < \text{pmr} \leq 34 \text{ kW/t}$
- WLTC Class 3a: $\text{pmr} > 34 \text{ kW/t}$, $v_{\text{max}} < 120 \text{ km/h}$
- WLTC Class 3b: $\text{pmr} > 34 \text{ kW/t}$, $v_{\text{max}} \geq 120 \text{ km/h}$

Der WLTC Class 3b wird für PKW Hersteller den relevantesten Zyklus darstellen [4]. In Abbildung 4.11 ist das Lastprofil des Zyklus im Vergleich zum aktuellen NEDC (NEFZ) dargestellt. Einerseits dauert der Testzyklus länger und andererseits umfasst er höhere Geschwindigkeiten, wodurch die mittlere Geschwindigkeit, als auch der mittlere Leistungsbedarf angehoben wird.

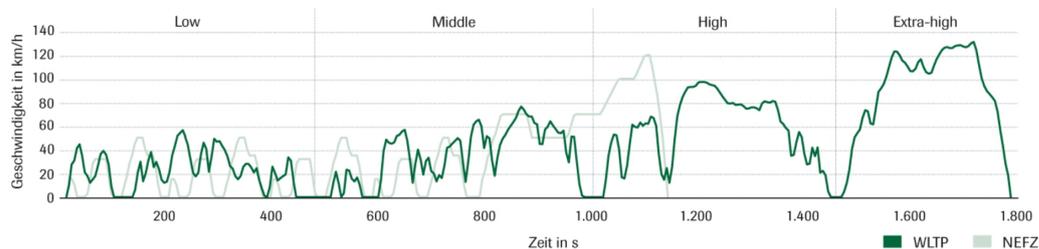


Abb. 4.11: Geschwindigkeitsprofil WLTP und NEDC [15]

In Tabelle 4.1 sind die wesentlichen Unterschiede zwischen NEDC und WLTC Class 3b angeführt.

Tabelle 4.1: Unterschiede zwischen WLTC Class 3b und NEDC [15]

	NEDC	WLTC
Starttemperatur	20 ÷ 30 °C	23 °C ± 3 °C
Zykluszeit	1180 s	1800 s
Leerlaufanteil	25%	13%
Zykluslänge	11 km	23.5 km
Geschwindigkeit	Mittel: 34 km/h	Mittel: 46.6 km/h
	Maximal: 120 km/h	Maximal: 131 km/h
Einfluss Sonderausstattung und Klimatisierung	Nicht berücksichtigt	Wird berücksichtigt

Die Durchführung des WLTC Class 3b am Motorprüfstand erfolgte im Automatiklauf, wobei über die gesamte Zyklusdauer sämtliche Messkanäle aufgezeichnet wurden. Die Messungen erfolgten sowohl bei kaltem, als auch bei warmem Motor. Der Datenstand entsprach dabei jeweils dem der Kennfeldraasterung, wobei für die 8-Loch Düse nochmals eine Anpassung des Luftmassenkennfelds bei gleicher Einspritzstrategie erfolgte. In der Tabelle 4.2 sind die Ergebnisse des WLTC angeführt.

Tabelle 4.2: Ergebnisse des WLTC Class 3b

Kenngröße	warm		kalt		Einheit
	7-Loch	8-Loch	7-Loch	8-Loch	
Verbrauch	5.28	5.27	5.39	5.35	l/100km
NO _x	0.154	0.155	0.214	0.231	g/km
CO	0.955	0.972	1.001	1.072	g/km
HC	0.245	0.256	0.305	0.313	g/km
Rauch	0.032	0.028	0.038	0.029	g/km

Wie der Tabelle 4.2 entnommen werden kann, fallen die Unterschiede zwischen 7- und 8-Loch Düse verschwindend gering aus. Auf Basis dieser Ergebnisse kann von keinem Vorteil hinsichtlich einer Düse gesprochen werden.

4.3 14-Mode WLTC Simulation

Beim 14-Mode wurden 14 Punkte angefahren und gemessen, welche in einem für den WLTC Class 3b relevanten Kennfeldbereich liegen. Diese sind in Tabelle 4.3 angeführt bzw. in Abbildung 4.12 dargestellt. Anhand dieser Messpunkte wurde auf die Emissionen und den Kraftstoffverbrauch im Fahrzyklus zurückgerechnet. Die Gewichtung der einzelnen Messpunkte erfolgte an deren Anteil im WLTC und kann ebenfalls Tabelle 4.3 entnommen werden. Die Summe der Gewichtungsfaktoren ergibt nicht 100%, der fehlende Anteil entfällt auf die Schubphasen während des Testzyklus. Die Ergebnisse der 14-Mode WLTC Simulation fielen tendenziell etwas geringer aus hinsichtlich Verbrauch, HC- und CO-Emissionen. Die Rauch- und NO_x-Emissionen waren etwas zu hoch. Dennoch lieferte diese Simulation eine gute Abschätzung dafür, wie sich Veränderung im Motorkennfeld auf das Resultat im Testzyklus auswirkten.

Tabelle 4.3: 14-Mode Messpunkte

Messpunkt #	1	2	3	4	5	6	7	
n	850	1000	1250	1500	1750	1750	1750	min ⁻¹
BMEP	0	300	600	200	400	600	1000	kPa
Gewichtung	22.5	2.5	1.6	7.9	8.7	7.3	4.2	%
Messpunkt #	8	9	10	11	12	13	14	
n	2000	2000	2000	2000	2000	2250	2500	min ⁻¹
BMEP	200	600	800	1200	1600	1000	400	kPa
Gewichtung	7.1	3.9	4.2	2.0	1.2	3.8	1.8	%

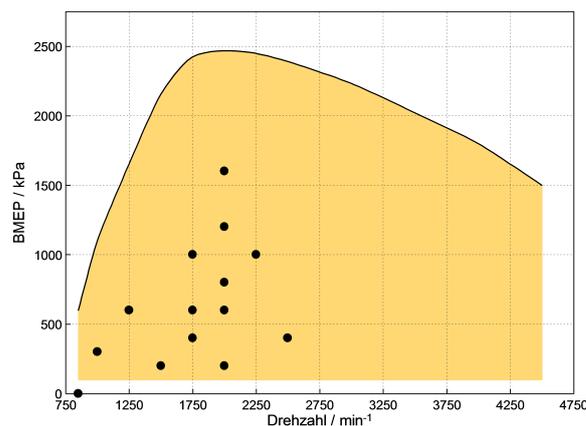


Abb. 4.12: Verteilung der 14-Mode Punkte im Kennfeld

In der Tabelle 4.4 sind die aus dem 14-Mode errechneten Emissionen für den WLTC angeführt. Wie schon bei den Ergebnissen des Testzyklus (siehe Tabelle 4.2) zeigen sich auch bei der 14-Mode WLTC Simulation nahezu keine Unterschiede zwischen den Düsenvarianten.

Tabelle 4.4: Ergebnisse des 14-Mode WLTC Simulation

Kenngröße	7-Loch	8-Loch	Einheit
Verbrauch	4.84	4.85	l/100km
NO _x	0.209	0.221	g/km
CO	0.64	0.64	g/km
HC	0.095	0.107	g/km
Rauch	0.045	0.041	g/km

In den Abbildungen 4.13 und 4.14 sind die Ergebnisse der 14-Mode Messreihe dargestellt. Es kann kein nennenswerter Unterschied hinsichtlich des Emissionsverhaltens und des Kraftstoffverbrauchs ausgemacht werden. Lediglich bei den HC-Emissionen zeigt die 7-Loch Düse geringe Vorteile. Bei den Rauchemissionen weist die 8-Loch Düse in einigen Punkten leichte Vorteile auf. In Abbildung 4.14 ist zur Übersicht die FSN dargestellt.

In Abbildung 4.14 erkennt man des Weiteren, dass sich die Schwerpunktslage der Verbrennung kaum ändert und somit die Lochanzahl der Düse keinen signifikanten Einfluss auf die Gemischbildung und Verbrennung nimmt, dabei wurden sämtliche Einspritzparameter – Einspritzbeginn, Voreinspritzmenge, Anzahl der Voreinspritzungen und das Timing – gleich eingestellt.

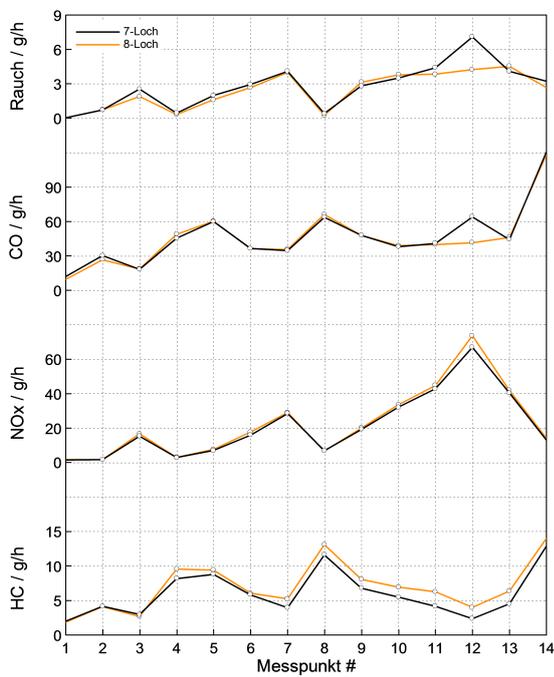


Abb. 4.13: 14-Mode Emissionen

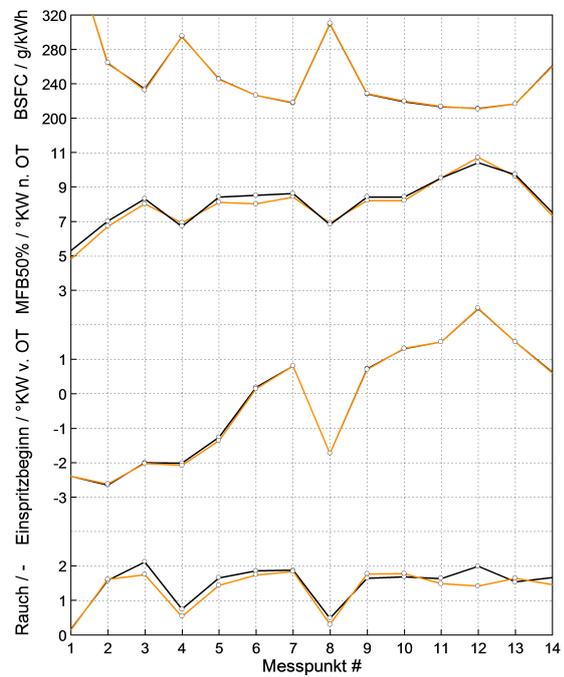


Abb. 4.14: 14-Mode BSFC, MFB50%, Einspritzbeginn und FSN

4.4 Abgasrückführraten-Variationen

Die AGR-Variationen wurden bei 2000 min^{-1} für 2/4/6/8/12/16 bar effektiven Mitteldruck durchgeführt. Hierbei wurde die AGR-Rate, ausgehend von einem Punkt mit Rauchzahl $FSN = 2$, schrittweise reduziert bis der Motorbetrieb ohne AGR erfolgte, d.h. es wurde die Luftmenge pro Arbeitsspiel im Motorkennfeld schrittweise erhöht. Alle anderen Parameter wurden durch eine entsprechende Kennfeldbedatung konstant gehalten, wobei der Datenstand dem der Kennfeldraasterung entsprach und dadurch der Ladedruck sowie die Einspritzstrategie ebenfalls. Auf diese Weise wurde sichergestellt, dass nur der Einfluss der AGR-Rate auf die Emissionen und den spez. Kraftstoffverbrauch untersucht wird.

Mit zunehmender AGR-Rate sinken die NO_x -Emissionen kontinuierlich, jedoch steigen die Rauch- und CO-Emissionen sowie der spez. Kraftstoffverbrauch an. Bei niedrigen Lasten steigen auch die HC-Emissionen signifikant an. Auf Grund der hohen AGR-Rate sinken die lokale Verbrennungstemperatur und die -geschwindigkeit. Dies führt einerseits zu einer Verschiebung des MFB50%-Punkts nach spät und zu einer Verschlechterung des spez. Kraftstoffverbrauchs. Andererseits läuft die Verbrennung wegen der niedrigeren Temperaturen unvollständiger ab und führt zu einem Anstieg der CO- und HC-Emissionen. Mit steigender Last nimmt die Verbrennungstemperatur zu und die Verbrennung läuft vollständiger ab, so dass die HC-Emissionen nicht mehr von der AGR-Rate beeinflusst werden. Analog zur AGR-Rate steigt auch der Abgasgegendruck (p_{31}) an und führt zu einer Erhöhung des spez. Kraftstoffverbrauchs. Zwischen dem Saugrohr und der Abgasentnahmestelle wird ein gewisses Druckgefälle benötigt, um die geforderte AGR-Rate und den damit verbundenen Abgasmassenstrom zu erreichen.

In den Abbildungen 4.15 und 4.16 sind die Ergebnisse der AGR-Variationen für 2 bzw. 4 bar effektiven Mitteldruck dargestellt. Für 2 bar eff. Mitteldruck können hinsichtlich spez. Kraftstoffverbrauch als auch bei den Emissionen keine nennenswerten Unterschiede ausgemacht werden. Der starke Anstieg in den HC-Emissionen bei hohen AGR-Raten macht sich hier bereits im spez. Kraftstoffverbrauch bemerkbar. Besonders auffällig ist, dass die Rauchemissionen unabhängig von der AGR-Rate nahezu konstant sind. Dies kann auf den großen Zündverzug bei niedrigen Lasten zurückgeführt werden, wodurch ausreichend Zeit für die Gemischhomogenisierung besteht und somit die vorgemischte Verbrennung überwiegt.

Bei 4 bar eff. Mitteldruck weist die 8-Loch Düse für hohe AGR-Raten bessere Rauchemissionen auf. Hier kommt es zu einem Anstieg und anschließendem Abfall der Rauchemissionen bei hohen AGR-Raten. Dies ist wiederum auf die zunehmende Zündverzugszeit und dadurch bessere Homogenisierung des Gemischs zurückzuführen. Bei 2/4 bar eff. Mitteldruck weist die 8-Loch Düse für konst. NO_x -Emissionen geringfügig bessere Rauchemissionen auf, jedoch sind die HC- und CO-Emissionen höher.

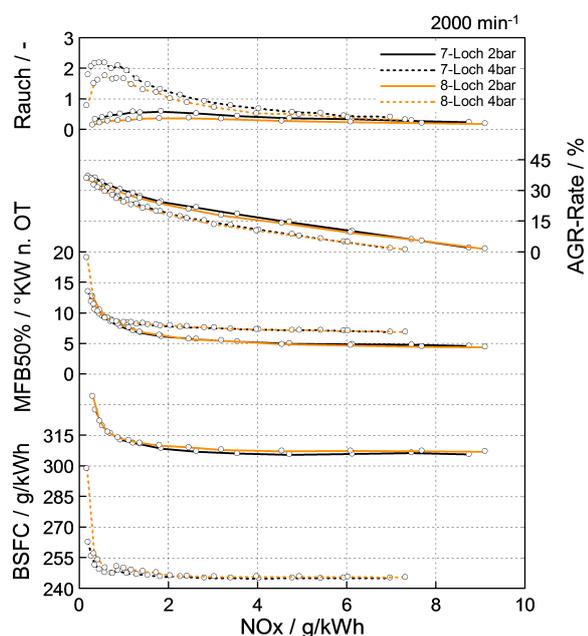


Abb. 4.15: Rauchzahl, AGR-Rate, MFB50% und BSFC bei 2/4 bar eff. Mittel-
druck

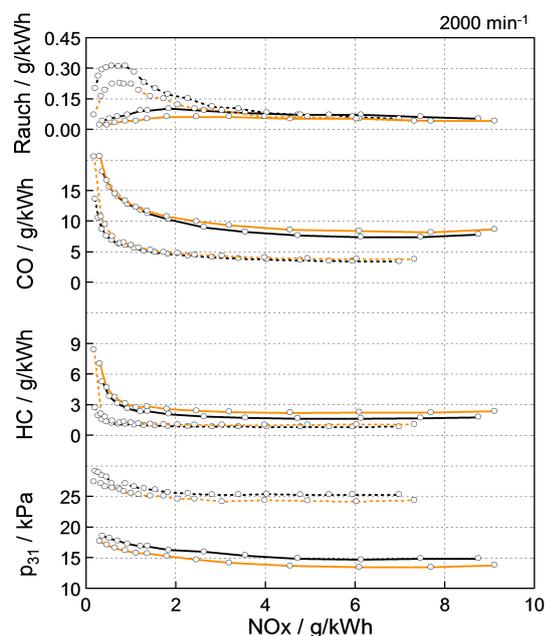


Abb. 4.16: Rauch-, CO-, HC-Emissionen und p₃₁ bei 2/4 bar eff. Mittel-
druck

In den Abbildungen 4.17 und 4.18 sind die Ergebnisse für 6 bzw. 8 bar eff. Mittel-
druck dargestellt. Sowohl bei 6 bar als auch 8 bar eff. Mittel-
druck zeigt die 7-Loch Düse Vorteile hinsichtlich des spez. Kraftstoffverbrauchs und den Emissionen. Diese Vorteile fallen bei 6 bar eff. Mittel-
druck deutlicher aus, wobei hier besonders der Verbrauchsvorteil hervortritt. Dieser beträgt maximal 4 g/kWh und mit sinkender AGR-Rate nahezu konstant 3 g/kWh gegenüber der 8-Loch Düse. Auffällig ist, dass dieser große Verbrauchsunterschied nur bei 6 bar eff. Mittel-
druck auftritt und sonst nicht. Es konnten keine genauen Gründe ausgemacht werden, wodurch sich dieser Umstand erklären ließe.

In den Abbildungen 4.19 und 4.20 sind die Ergebnisse für 12 bzw. 16 bar eff. Mittel-
druck abgebildet. Hier weist die 8-Loch Düse einen sehr geringen Vorteil hinsichtlich des spez. Kraftstoffverbrauchs (maximal 1.2 g/kWh) auf. Jedoch weist die 7-Loch Düse einen um ≈ 10 kPa höheren Abgasgegendruck (p₃₁) auf, welcher wahrscheinlich auf die Beladung des Dieselpartikelfilters zurückzuführen ist. Bei gleichem Abgasgegendruck wäre der Unterschied vermutlich geringer bzw. hätte die 7-Loch Düse eventuell einen Vorteil. In den Emissionen kann nahezu kein Unterschied ausgemacht werden.

Vergleich 7/8-Loch Düse

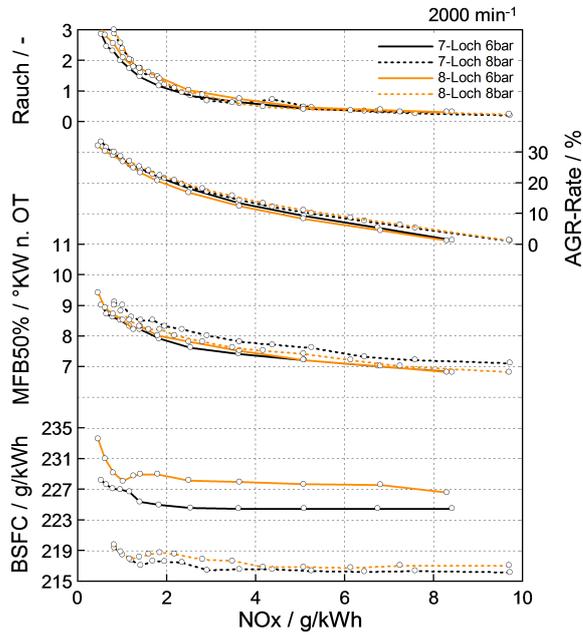


Abb. 4.17: Rauch, AGR-Rate, MFB50% und BSFC bei 6/8 bar eff. Mitteldruck

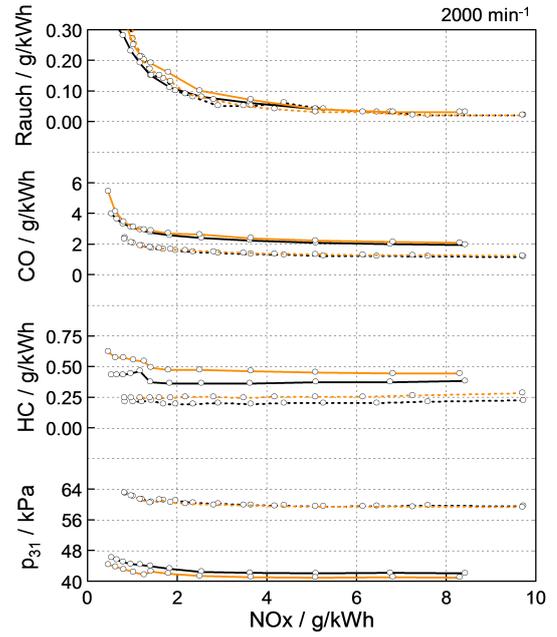


Abb. 4.18: Rauch-, CO-, HC-Emissionen und p_{31} bei 6/8 bar eff. Mitteldruck

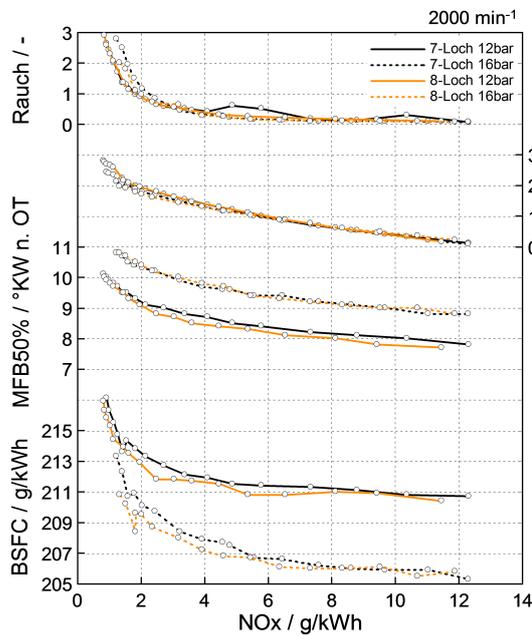


Abb. 4.19: Rauch, AGR-Rate, MFB50% und BSFC bei 12/16 bar eff. Mitteldruck

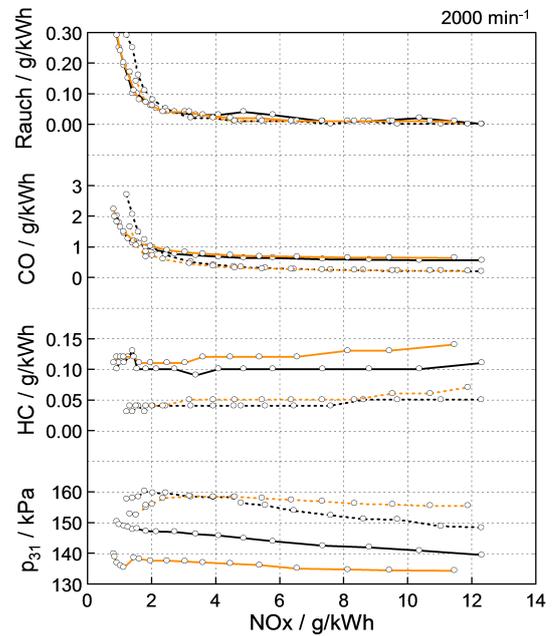


Abb. 4.20: Rauch-, CO-, HC-Emissionen und p_{31} bei 12/16 bar eff. Mitteldruck

4.5 Vollastkurve

Bei der Abstimmung der Vollastkurve musste einerseits auf den Rauchwert und andererseits auf die Turbineneintrittstemperatur (T_{31}) sowie auf den maximalen Zylinderspitzen­druck geachtet werden. Diese Größen stellten die limitierenden Faktoren für die Abstimmung der Vollastkurve dar. Dabei musste der Rauchwert $FSN \leq 2$, die Turbineneintrittstemperatur $T_{31} \leq 780 \text{ °C}$ sowie der maximale Zylinderspitzen­druck von 180 bar eingehalten werden. Durch die entsprechende Bedatung des Kennfelds wurde sichergestellt, dass Einspritzbeginn, Lade- und Raildruck für beide Düsen die gleichen Werte besaßen.

In den Abbildungen 4.21 und 4.22 sind die Vollastkurven für die 7- und 8-Loch Düse für einen maximalen Zylinderspitzen­druck von 180 bar dargestellt, wobei die rot eingezeichneten Linien die Limits darstellen. Diese Vollastkurven basieren auf der Serienbedatung und es wurde somit das Drehmoment der Serie nachgefahren. Es ist zu erkennen, dass die Grenzen hinsichtlich Rauchemission und Turbineneintrittstemperatur nicht voll ausgeschöpft wurden.

Im unteren Drehzahlbereich begrenzen die Rauchemissionen die Vollasteinspritzmenge, weil hier das Luftverhältnis für die Rußoxidation nicht ausreicht. Ab 3500 min^{-1} stellen die Turbineneintrittstemperatur und der Zylinderspitzen­druck die limitierenden Faktoren dar.

Es zeigten sich keine signifikanten Unterschiede zwischen den beiden Düsenvarianten hinsichtlich effektiven Mitteldruck, Leistung und spez. Kraftstoffverbrauch. Auch bei den Rauchemissionen kann kein klarer Vorteil hinsichtlich einer Düse ausgemacht werden.

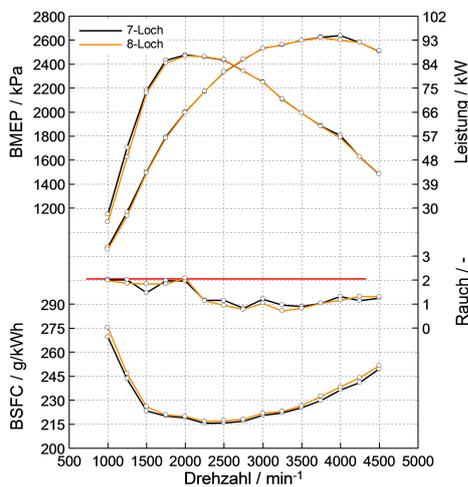


Abb. 4.21: VL 7-/8-Loch Düse – BMEP, Leistung, Rauch und BSFC

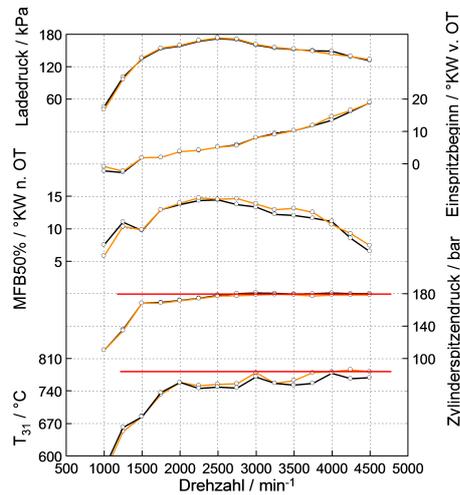


Abb. 4.22: VL 7-/8-Loch Düse – Ladedruck, Einspritzbeginn, MFB50%, Zylinderspitzen­druck und T_{31}

4.6 Zusammenfassung des Düsenvergleichs

Die Auswertung der Messdaten zeigte sehr deutlich, dass die 8-Loch Düse keine signifikanten Vorteile gegenüber der 7-Loch Düse besitzt. Bei den Emissionskennfeldern konnte lediglich ein NO_x -Ruß-TradeOff beobachtet werden, welcher wahrscheinlich auf die ECU bzw. Luftmassen-/AGR-Regelung zurückgeführt werden kann. Es stellte sich jedoch keine Verbesserung der Emissionen heraus. Hinsichtlich CO- und HC-Emissionen sowie spez. Kraftstoffverbrauch konnten ebenfalls keine signifikanten Unterschiede oder Vorteile festgestellt werden.

Bei den AGR-Variationen zeigte sich für die 8-Loch Düse ein Vorteil in den Rauchemissionen. Dieser trat lediglich bei niedrigen Lasten (2/4 bar eff. Mitteldruck) auf. Mit zunehmender Last zeigten sich keine signifikanten Unterschiede mehr. Die Vorteile in den Rauchemissionen zeigten sich weder bei den 14-Mode WLTC Simulationen noch bei den WLTC Class 3b Läufen.

Die Ergebnisse der Vollastkurven zeigten ebenfalls keinen signifikanten Unterschied zwischen den beiden Düsenvarianten.

Auf Grund der vorliegenden Messdaten konnte keine klare Aussage getroffen werden, welche Düsenvariante besser bzw. zu bevorzugen ist. Daher viel die Entscheidung darauf, die weiteren Messreihen mit der 7-Loch Düse durchzuführen, da diese der Serienkonfiguration entspricht und das Brennverfahren auf diese Düse hin optimiert ist. Auf Grund des höheren Dralls wegen der kleineren Kolbenmulde bei $\varepsilon = 18$ ist eine Düse mit geringer Lochanzahl zu bevorzugen, um das Verwehen der Einspritzstrahlen ineinander zu vermeiden.

5 Variables Verdichtungsverhältnis (VCR – Variable Compression Ratio)

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchung der unterschiedlichen Verdichtungsverhältnisse erläutert. Die grundsätzliche Unterteilung erfolgt in Voll- und Teillastversuche. In Kapitel 5.2 werden die Resultate der Vollast- und in Kapitel 5.3 die Resultate der Teillastuntersuchungen ausgeführt.

Der Versuchsträger wurde mit drei unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen betrieben, wobei diese durch einen Kolbenumbau realisiert wurden:

- $\varepsilon = 14$
- $\varepsilon = 15.5$ (Serie)
- $\varepsilon = 18$

Die Änderung von $\varepsilon = 15.5$ auf $\varepsilon = 18$ wurde bei gleicher Quetschspalthöhe (0.65 mm) durch eine kleinere Kolbenmulde realisiert. Dadurch nahm das Kompressionsvolumen ab und führte zu einer Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses.

$\varepsilon = 14$ wurde durch eine Änderung der Quetschspalthöhe realisiert. Die Quetschspaltänderung zwischen $\varepsilon = 14$ und 15.5/18 beträgt 1.44 mm. Die Geometrie der Kolbenmulde war die gleiche wie bei $\varepsilon = 18$. Es handelt sich somit um kein „echtes“ $\varepsilon = 14$, bei welchem die Änderung des Verdichtungsverhältnisses über eine größere Kolbenmulde bei gleicher Quetschspalthöhe realisiert wird.

In Abbildung 5.1 ist die Veränderung der Brennraumgeometrie für $\varepsilon = 18$ (links) und 14 (rechts) dargestellt. Die rot strichlierten Linien stellen die Einspritzstrahlen dar. Deutlich zu erkennen ist, dass durch den Kolbenwechsel die Kolbenmulde lediglich parallel verschoben wurde. Dadurch änderte sich auch die Lage der Einspritzkante, auf welche der Einspritzstrahl treffen sollte, um eine optimale Gemischbildung zu gewährleisten.

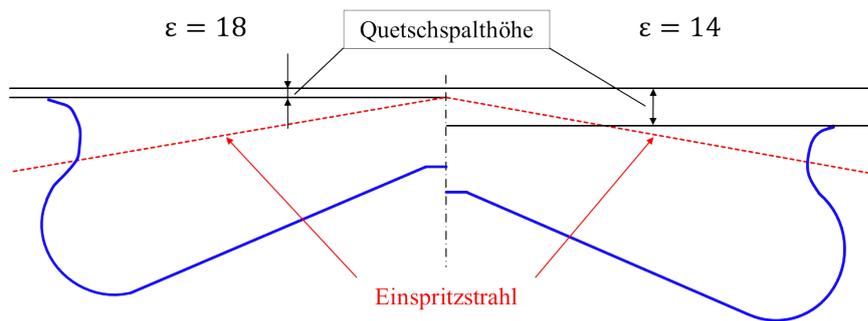


Abb. 5.1: Brennräumegeometrie für $\varepsilon = 18$ (links) und 14 (rechts)

Die Grundidee hinter der Variation des Verdichtungsverhältnisses bestand darin, dass der Motor zukünftig mit einem variablen Verdichtungsverhältnis betrieben werden soll, d.h. je nach Anforderung an den Motor kann während des Betriebs die Verdichtung variiert werden, wobei ein zweistufiges VCR-System mit „längenvariablem Pleuel“ zum Einsatz kommt [12]. Der größere Quetschspalt bei $\varepsilon = 14$ soll dadurch ein kurzes Pleuel simulieren. Durch ein VCR-System sollen die Vorteile eines hohen ε in der Teillast mit denen eines niedrigen ε an der Vollast kombiniert werden. Auf die theoretischen Vorteile durch dieses System wurde bereits genauer in Kapitel 2.1.9 eingegangen.

5.1 Düsenvorstand

In diesem Kapitel erfolgt der Düsenvorstandvergleich für die Voll- und Teillast. Dabei wurde eruiert, welcher Düsenvorstand für das jeweilige Verdichtungsverhältnis das Optimum darstellt.

Wie zu Beginn in Kapitel 5 erwähnt erfolgte die Änderung des Verdichtungsverhältnisses durch einen Kolbenumbau. Dadurch änderte sich auch die Lage der Einspritzkante, auf welche der Einspritzstrahl treffen soll, um eine optimale Gemischbildung zu gewährleisten (siehe Abbildung 5.1). Die Variation des Verdichtungsverhältnisses führte zu einer Änderung des Quetschspalts und zu einer Absenkung der Kolbenmulde um 1.44 mm. Daher kann angenommen werden, dass ein anderer Düsenvorstand notwendig ist, um eine optimale Gemischbildung zu gewährleisten. Die Düsenvorstandsvariation diente zur Ermittlung des optimalen Vorstands für jedes Verdichtungsverhältnis, so dass anschließend eventuell ein Kompromiss gefunden werden kann. Die Variation erfolgte durch den Einbau unterschiedlich starker Kupferdichtscheiben zwischen Injektor und Zylinderkopf und umfasste folgende Düsenvorstände – Nozzle Tip Protrusion:

- NTP = 2.0 mm (Ausgangsbasis)
- NTP = 2.8 mm
- NTP = 3.8 mm

5.1.1 Vollastkurven Düsenvorstandvergleich

In diesem Kapitel werden nur die Vollastkurven mit unterschiedlichen Düsenvorständen und Verdichtungsverhältnissen betrachtet. In Kapitel 5.1.2 wird das Teillastverhalten untersucht.

In den Abbildungen 5.2 und 5.4 sind die Ergebnisse der Düsenvorstandsvariation für $\varepsilon = 18$ und 180 bar Zylinderspitzenruck dargestellt. Es zeigt sich, dass bei NTP = 2.0 mm das Optimum liegt hinsichtlich effektiven Mitteldruck und Leistung sowie spez. Kraftstoffverbrauch. Auch die Rauchemissionen sind ab 3000 min^{-1} am geringsten für diesen Düsenvorstand.

Bei NTP = 2.8 mm kommt es bereits zu einer Verschlechterung von eff. Mitteldruck, Leistung und spez. Kraftstoffverbrauch, bei NTP = 3.8 mm kommt es zu einem signifikantem Abfall dieser Größen. Der effektive Mitteldruck fällt um $\approx 7.5 \text{ bar}$ bei 2000 min^{-1} im Vergleich zu NTP = 2.0 mm ab. Auf Grund des größeren Düsenvorstands verläuft die Gemischbildung extrem schlecht und führt zu starker Rußbildung. Um die Vorgabe von $\text{FSN} \leq 2$ einzuhalten muss daher die Einspritzmenge reduziert werden und führt zu einer signifikanten Reduktion des effektiven Mitteldrucks.

Für NTP = 2.0 mm und 2.8 mm zeigen sich nur geringe Unterschiede hinsichtlich Verbrennungsschwerpunkt und Brenndauer. Für NTP = 3.8 mm liegt der Verbrennungsschwerpunkt von $2000 \div 4000 \text{ min}^{-1} \approx 6 \text{ °KW}$ früher als bei NTP = 2.0 mm

(siehe Abbildung 5.6). Außerdem beträgt die Brenndauer annähernd über den gesamten Drehzahlbereich konstant 38 °KW. Dies ist darauf zurückzuführen, dass die Einspritzmenge drastisch reduziert wurde und daher weniger Kraftstoff verbrannt werden musste.

Für $\varepsilon = 14$ und 180 bar Zylinderspitzenruck stellt $NTP = 2.0$ mm ebenfalls das Optimum hinsichtlich eff. Mitteldruck, Leistung und spez. Kraftstoffverbrauch dar, jedoch weisen auch hier $NTP = 2.8$ mm und $NTP = 3.8$ mm klare Nachteile auf (siehe Abbildung 5.3 und 5.5). Die Verbrennungsschwerpunkte weisen ab 3000 min^{-1} für alle Düsenvorstände die gleiche Lage auf, davor unterscheiden sie sich um ≈ 4 °KW. Die Brenndauer verläuft für $NTP = 2.0$ mm und 2.8 mm wieder annähernd gleich. Für $NTP = 3.8$ mm bleibt sie ab 2500 min^{-1} bei ≈ 46 °KW. Dies kann wiederum durch die reduzierte Einspritzmenge erklärt werden, wodurch die Brenndauer kürzer ausfällt und der MFB50%-Punkt früher zu liegen kommt.

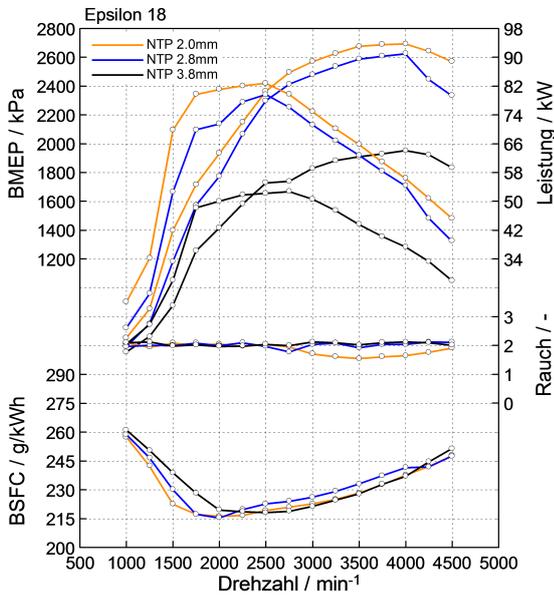


Abb. 5.2: VL NTP – BMEP, Leistung, BSFC und Rauch für $\epsilon = 18$

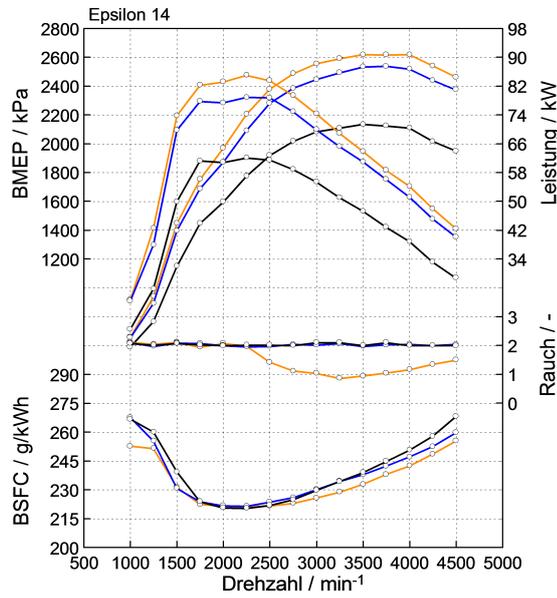


Abb. 5.3: VL NTP – BMEP, Leistung, BSFC und Rauch für $\epsilon = 14$

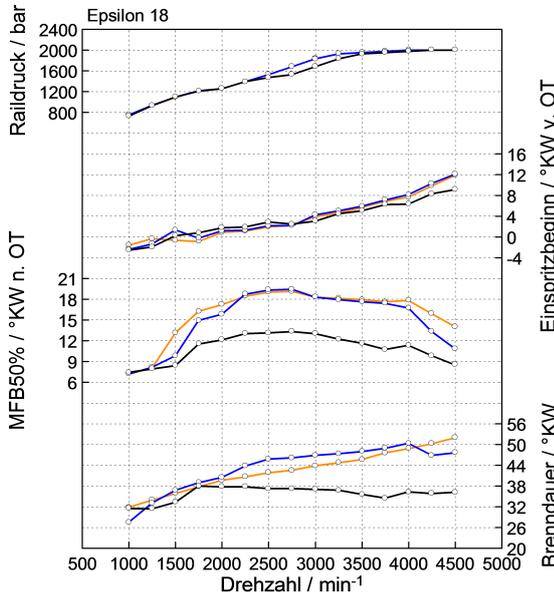


Abb. 5.4: VL NTP – Einspritzbeginn, Raildruck, MFB50% und Brenndauer für $\epsilon = 18$

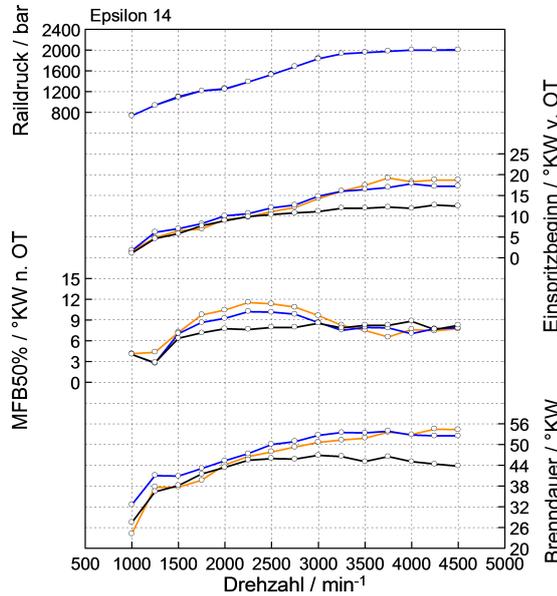


Abb. 5.5: VL NTP – Einspritzbeginn, Raildruck, MFB50% und Brenndauer für $\epsilon = 14$

In den Abbildungen 5.6 und 5.7 sind die Heiz- und Druckverläufe sowie die Injektorspannung für $\varepsilon = 14$ und 18 für den ausgewählten Punkt bei 2000 min^{-1} dargestellt. Deutlich zu erkennen ist die frühere Lage des Verbrennungsschwerpunkts mit zunehmendem Düsenvorstand, welche aus der verringerten Einspritzmenge und der daraus kürzeren Brenndauer resultiert. Ebenfalls kann der frühere Brennbeginn und die frühere Lage des Verbrennungsschwerpunkts für $\varepsilon = 14$ erkannt werden. Dies kann durch den früheren Einspritzbeginn erklärt werden. Grundsätzlich steigt die Brenndauer für $\varepsilon = 14$ gegenüber $\varepsilon = 18$ an.

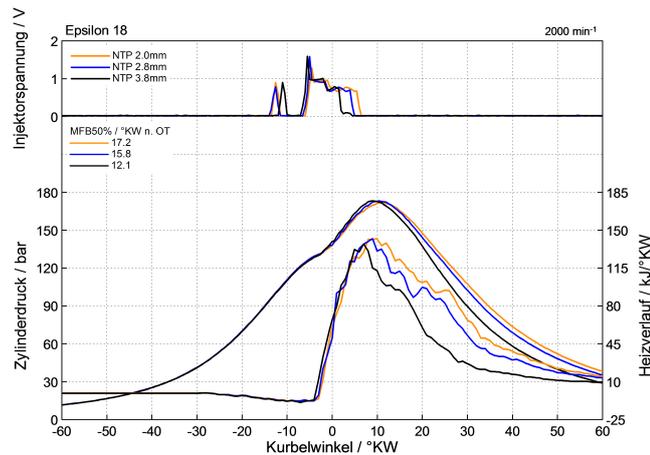


Abb. 5.6: Druck-, Heizverlauf und Injektorspannung für unterschiedliche Düsenvorstände bei $\varepsilon = 18$

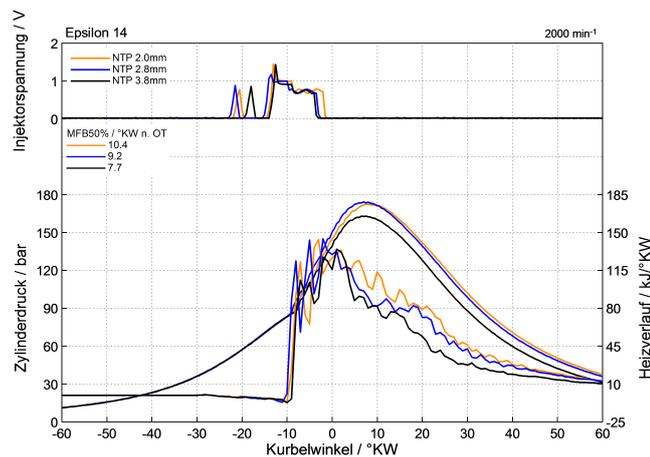


Abb. 5.7: Druck-, Heizverlauf und Injektorspannung für unterschiedliche Düsenvorstände bei $\varepsilon = 14$

5.1.2 Teillast Düsenvorstandvergleich

Die Messreihe umfasste fünf Vergleichspunkte, an Hand derer eine Bewertung des Düsenvorstands erfolgte. Die Düsenvorstände wurden hinsichtlich spez. Kraftstoffverbrauch und Emissionen verglichen. In Tabelle 5.1 sind die Vergleichspunkte angeführt, wobei der Rail- und Ladedruck sowie die Einspritzstrategie für $\varepsilon = 14$ und 18 gleich waren.

Für $\varepsilon = 18$ erfolgte der Vergleich bei gleichen Rauchemissionen, welche $FSN \approx 2$ einhalten mussten. Dies konnte für $NTP = 3.8$ mm trotz abgeschalteter AGR nicht erreicht werden.

Für $\varepsilon = 14$ wurde versucht die gleichen NO_x -Emissionen wie bei $\varepsilon = 18$ und $NTP = 2.0$ mm unter der Einhaltung von $FSN \leq 2$ zu erreichen. Für $NTP = 3.8$ mm konnten diese wiederum nicht erreicht werden.

Tabelle 5.1: Düsenvorstand Vergleichspunkte

Punkt	Drehzahl min^{-1}	eff. Mitteldruck bar
1	1250	3
2	1750	6
3	2000	8
4	2000	16
5	2250	10

In den Abbildungen 5.8, 5.9, 5.10 und 5.11 erkennt man, dass eine Erhöhung des Düsenvorstands zu einem Anstieg bei den Emissionen und dem spez. Kraftstoffverbrauch führt. Besonders stark zeigt sich dies bei $\varepsilon = 18$. Hier steigen bei $NTP = 3.8$ mm die CO-Emissionen um den Faktor 10 und der Rauchwert um den Faktor 3 im Vergleich zu $NTP = 2.0$ mm. Des Weiteren steigen die NO_x -Emissionen signifikant an. Hier trifft der Einspritzstrahl wahrscheinlich nicht mehr optimal auf den Kolben, wodurch die Gemischbildung beträchtlich gestört wird und zu hohen Emissionen und einer Verschlechterung des spez. Kraftstoffverbrauchs führt. Für $NTP = 2.8$ mm tritt ebenfalls bereits eine Verschlechterung bei den CO- und NO_x -Emissionen ein. Für $\varepsilon = 18$ stellt $NTP = 2.0$ mm das Optimum dar.

Bei $\varepsilon = 14$ führt der Düsenvorstand von 3.8 mm wiederum zu einer Zunahme der CO-, NO_x - und Rauchemissionen, jedoch fallen die Absolutwerte geringer aus als bei $\varepsilon = 18$. $NTP = 2.0$ mm weist Nachteile bei den CO-, HC- und Rauchemissionen gegenüber $NTP = 2.8$ mm auf. Hier stellt $NTP = 2.8$ mm die beste Lösung dar.

Da bei den Teillastuntersuchungen vor allem die potentiellen Vorteile von $\varepsilon = 18$ im Vordergrund standen, wurden die weiteren Untersuchungen mit $NTP = 2.0$ mm durchgeführt.

Variables Verdichtungsverhältnis (VCR – Variable Compression Ratio)

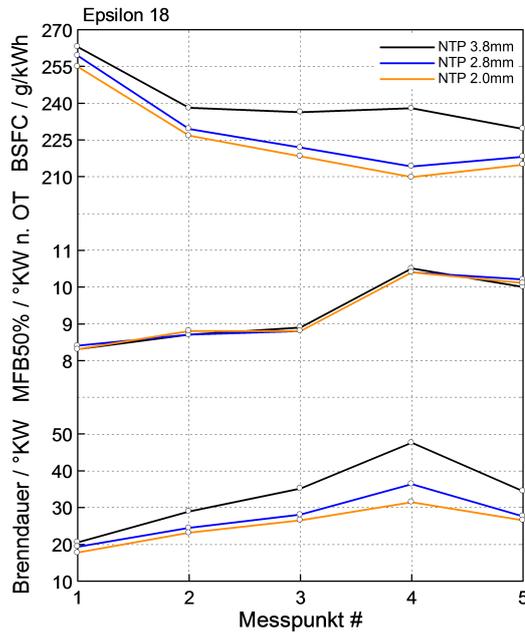


Abb. 5.8: BSFC, MFB50% und Brenndauer für $\varepsilon = 18$

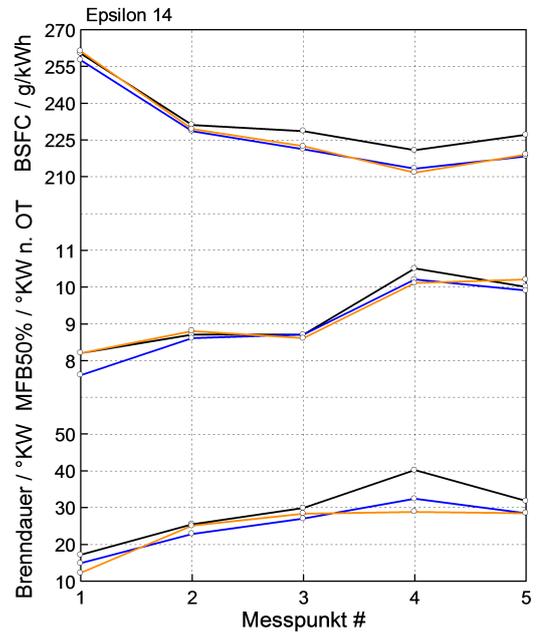


Abb. 5.9: BSFC, MFB50% und Brenndauer für $\varepsilon = 14$

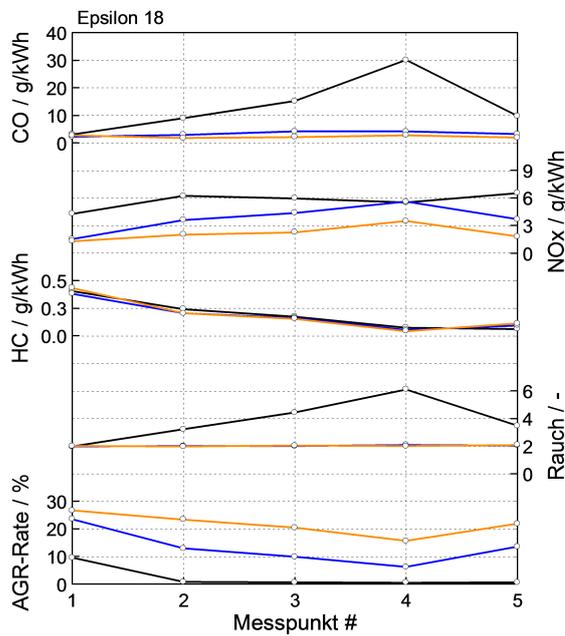


Abb. 5.10: CO-, NO_x-, HC- und Rauche-missionen sowie AGR-Rate für $\varepsilon = 18$

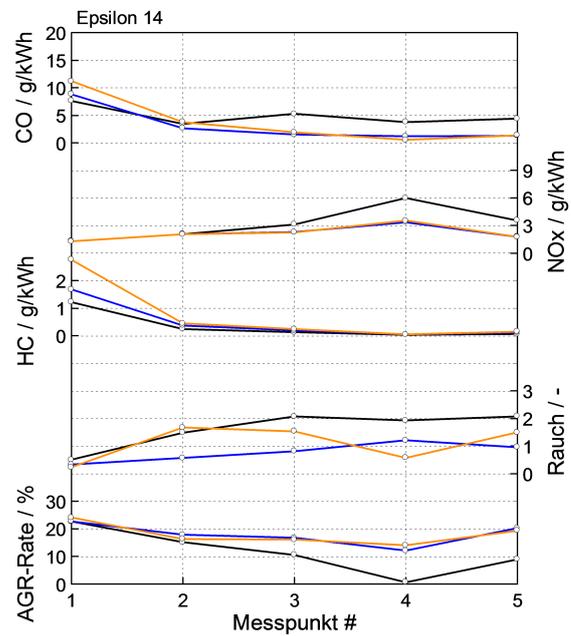


Abb. 5.11: CO-, NO_x-, HC- und Rauche-missionen sowie AGR-Rate für $\varepsilon = 14$

5.1.3 Zusammenfassung Düsenvorstand

Die Düsenvorstandsvariationen wurden für die Voll- und Teillast durchgeführt und dienten zur Untersuchung, ob durch die veränderte Lage der Kolbenmulde auf Grund der Quetschspaltänderung ein anderer Düsenvorstand notwendig ist.

Die Volllastkurven zeigten deutlich, dass $NTP = 2.0$ mm das Optimum sowohl für $\varepsilon = 14$ als auch $\varepsilon = 18$ darstellte. $NTP = 2.8$ mm/3.8 mm wiesen hier deutliche Nachteile hinsichtlich Leistung und eff. Mitteldruck auf.

Die Teillastuntersuchungen der Düsenvorstandsvariationen ergaben, dass für $\varepsilon = 18$ wiederum $NTP = 2.0$ mm das Optimum darstellte. Für $\varepsilon = 14$ zeigte sich kein eindeutiges Optimum. Hier stellte $NTP = 2.8$ mm den besten Kompromiss dar. Da in der Teillast vor allem die potentiellen Vorteile von $\varepsilon = 18$ untersucht werden sollten, wurden die weiteren Messungen mit $NTP = 2.0$ mm durchgeführt.

5.2 Vollastuntersuchungen

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Vollastuntersuchungen erläutert. Diese umfassten Variationen des Zylinderspitzen-, Rail- und Ladedrucks. Im Vordergrund stand die Leistungssteigerung. Des Weiteren wurde untersucht, ob bei konst. Leistung eine Absenkung des Zylinderspitzenendrucks möglich ist und somit die Triebwerksreibung zu reduzieren.

Die Reduktion des Verdichtungsverhältnisses an der Vollast erlaubt es höhere spez. Leistungen zu erreichen. Auf Grund des geringeren Verdichtungsendrucks kann der Einspritzbeginn nach früh gestellt werden, wodurch sich der MFB50%-Punkt nach früh verschiebt.

5.2.1 Vollastkurven

Für die Abstimmung der Vollastkurve musste einerseits die Abgastemperatur vor Turbineneintritt (T_{31}) und andererseits der Rauchwert (FSN) sowie der maximale Zylinderspitzendruck berücksichtigt werden. Diese Größen stellten die limitierenden Faktoren dar, wobei die Abgastemperatur $T_{31} \leq 780 \text{ °C}$, $\text{FSN} \leq 2$ und ein maximaler Zylinderspitzendruck von 180 bzw. 140 bar eingehalten werden mussten. Durch die entsprechende Bedatung des Kennfelds wurde sichergestellt, dass der Rail- und Ladedruck für die drei Verdichtungsverhältnisse die gleichen Werte besaßen, wobei der maximale Raildruck 2000 bar betrug. Dieser wurde bei $\varepsilon = 15.5$ und 140 bar Zylinderspitzendruck bereits ab 2500 min^{-1} erreicht, dies hatte in diesem Drehzahlbereich jedoch noch keinen Einfluss.

Die Betrachtung der Vollastkurven erfolgte für zwei Spitzendrucklimits (140/180 bar), um den Einfluss des Zylinderspitzenendrucks auf eff. Mitteldruck, Leistung und spez. Kraftstoffverbrauch zu eruieren. Zunächst erfolgt die Betrachtung des Einflusses des Zylinderspitzenendrucks auf die Vollastkurven und danach des Verdichtungsverhältnisses.

Die Absenkung des maximalen Zylinderspitzenendrucks von 180 auf 140 bar führt zu einer Reduktion des eff. Mitteldrucks und der Nennleistung sowie zu einem Anstieg des spez. Kraftstoffverbrauchs. Auf Grund des geringeren Zylinderspitzenendrucks muss der Einspritzbeginn nach spät gestellt werden. Dies resultiert in einer Verschiebung des MFB50%-Punkts nach spät und dadurch in eine thermodynamisch ungünstige Lage, wodurch der spez. Kraftstoffverbrauch ansteigt. Analog dazu erhöht sich auch die Turbineneintrittstemperatur. Diese begrenzt wiederum die Einspritzmenge und dadurch den eff. Mitteldruck sowie die Leistung.

Des Weiteren steigen durch den späteren Einspritzbeginn die Rußemissionen an, wodurch die Vollasteinspritzmenge reduziert werden muss um $\text{FSN} \leq 2$ einzuhalten. Dies führt in Folge dazu, dass der eff. Mitteldruck abnimmt. Bis $\approx 2500 \text{ min}^{-1}$ stellen die Rußemissionen den limitierenden Faktor dar.

Ab 2500 min^{-1} erfolgt die Reduktion des Ladedrucks, da die maximale Drehzahl des Turboladers erreicht wird.

Für einen maximalen Zylinderspitzenndruck von 180 bar weist $\varepsilon = 14$ die geringste Leistung sowie den höchsten spez. Kraftstoffverbrauch und maximalen eff. Mittelndruck auf. Deutlich zu erkennen ist der frühe Einspritzbeginn. Ab 3750 min^{-1} erfolgte keine weitere Verstellung des Einspritzbeginns nach früh, da der MFB50%-Punkt bereits bei $\approx 8 \text{ °KW}$ lag und eine weitere Frühstellung keine Wirkungsgradsteigerung mehr bringen würde. Daraus resultiert auch die Abnahme des Zylinderspitzenndrucks ab 3750 min^{-1} .

$\varepsilon = 15.5$ besitzt hier die höchste Leistung und den höchsten eff. Mittelndruck sowie den geringsten spez. Kraftstoffverbrauch über das gesamte Drehzahlband. Es weist die geringsten Rauchemissionen auf und die Begrenzung der Vollastkurve erfolgt hier ab 2000 min^{-1} durch den Zylinderspitzenndruck und die Turbineneintrittstemperatur. $\varepsilon = 18$ weist die selbe Leistung sowie den gleichen spez. Kraftstoffverbrauch wie $\varepsilon = 15.5$ auf. Jedoch ist der maximale eff. Mittelndruck geringer, da auf Grund der begünstigten Rußbildung bei $\varepsilon = 18$ die Vollasteinspritzmenge reduziert werden muss bis $\approx 2500 \text{ min}^{-1}$. Danach stellen die Turbineneintrittstemperatur und der Zylinderndruck die begrenzenden Faktoren dar.

In den Abbildungen 5.12, 5.14 und 5.16 sind die Vollastkurven für 180 bar Zylinderndruck dargestellt, wobei die rot eingezeichneten Linien die Limits darstellen. Der Unterschied im Ladedruck bis 1500 min^{-1} und der dadurch geringere eff. Mittelndruck resultieren aus einem Turboladertausch auf Grund eines Turboladerschadens, wobei der neue Turbolader den vorgegebenen Ladedruck für $\varepsilon = 14/18$ nicht erreichen konnte, obwohl es sich dabei um den gleichen Typ handelte.

Für einen maximalen Zylinderspitzenndruck von 140 bar weist $\varepsilon = 14$ die höchste Nennleistung bei 4000 min^{-1} und den geringsten spez. Kraftstoffverbrauch auf. Durch den niedrigeren Zylinderspitzenndruck muss der Einspritzbeginn nach spät gestellt werden. Der maximale eff. Mittelndruck wird bis 2500 min^{-1} durch die Rauchemissionen begrenzt und darüber hinaus durch die Turbineneintrittstemperatur.

$\varepsilon = 15.5$ weist hier den höchsten maximalen eff. Mittelndruck bei 2000 min^{-1} auf. Die Leistung und der spez. Kraftstoffverbrauch verlaufen nahezu identisch wie bei $\varepsilon = 14$. Die Begrenzung der Vollasteinspritzmenge erfolgt bis 1500 min^{-1} durch die Rauchemissionen. Darüber hinaus stellt wiederum die Turbineneintrittstemperatur den limitierenden Faktor dar.

$\varepsilon = 18$ besitzt hier die geringste Leistung und den geringsten eff. Mittelndruck. Auf Grund des hohen Verdichtungsndrucks muss hier der Einspritzbeginn sehr spät erfolgen, um den niedrigen Zylinderspitzenndruck einzuhalten. Des Weiteren muss die Vollasteinspritzmenge bis $\approx 2500 \text{ min}^{-1}$, wegen des höheren Anteils von Diffusionsverbrennung und der dadurch begünstigten Rauchbildung, reduziert werden. Dies resultiert in einem geringeren eff. Mittelndruck. Der minimale spez. Kraftstoffverbrauch

ist für alle drei Verdichtungsverhältnisse nahezu identisch, jedoch verschlechtert sich dieser mit zunehmender Drehzahl gegenüber $\varepsilon = 14/15.5$.

In den Abbildungen 5.13, 5.15 und 5.17 sind die Volllastkurven für 140 bar Zylinder-
spitzendruck dargestellt. Die rot eingezeichneten Linien stellen wiederum die Limits
dar.

Die direkten Auswirkungen der Zylinderspitzendruckabsenkung für $\varepsilon = 15.5$ zeigen,
dass sich die Leistung um ≈ 4 kW, der eff. Mitteldruck um ≈ 0.5 bar und der spez.
Kraftstoffverbrauch um ≈ 6 g/kWh in ihren jeweiligen Bestpunkten verschlechtern.

Bei $\varepsilon = 14$ verschlechtert sich der maximale eff. Mitteldruck um ≈ 1.1 bar und die
Nennleistung um ≈ 0.5 kW. Der spez. Kraftstoffverbrauch bleibt unverändert. Für
 $\varepsilon = 18$ nehmen der maximale eff. Mitteldruck um ≈ 1.6 bar und die Nennleistung um
 ≈ 10 kW ab sowie der spez. Kraftstoffverbrauch um ≈ 6 g/kWh zu.

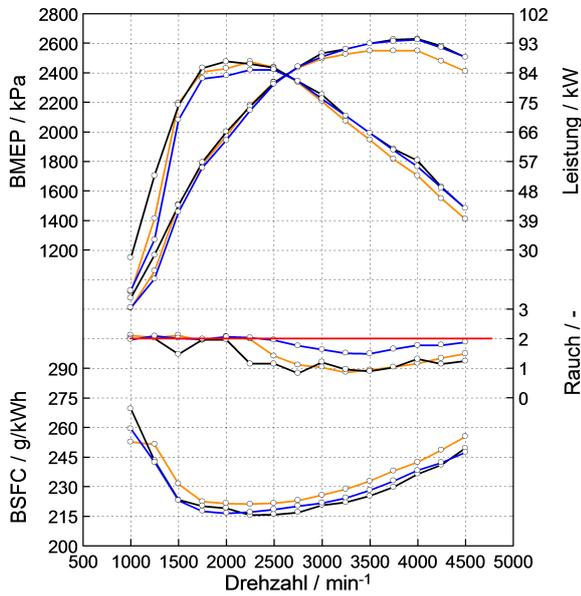


Abb. 5.12: VL – BMEP, Leistung, BSFC und Rauch für 180 bar

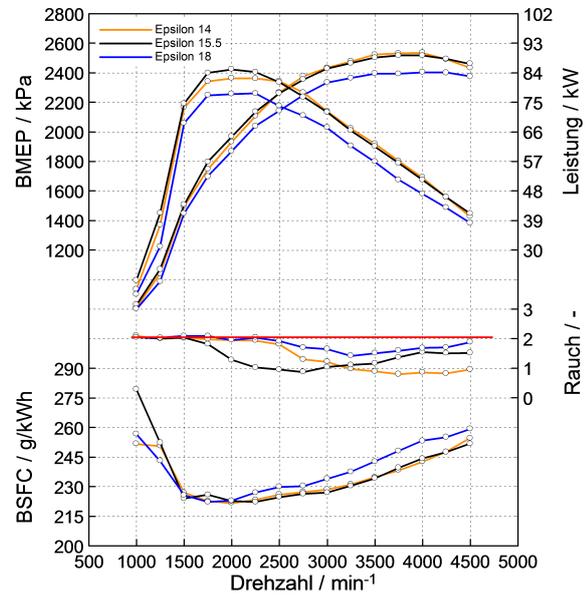


Abb. 5.13: VL – BMEP, Leistung, BSFC und Rauch für 140 bar

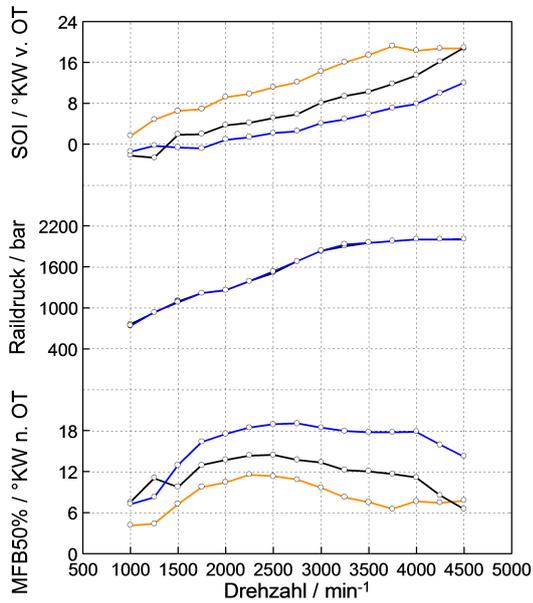


Abb. 5.14: VL – SOI, Raildruck und MFB50% für 180 bar

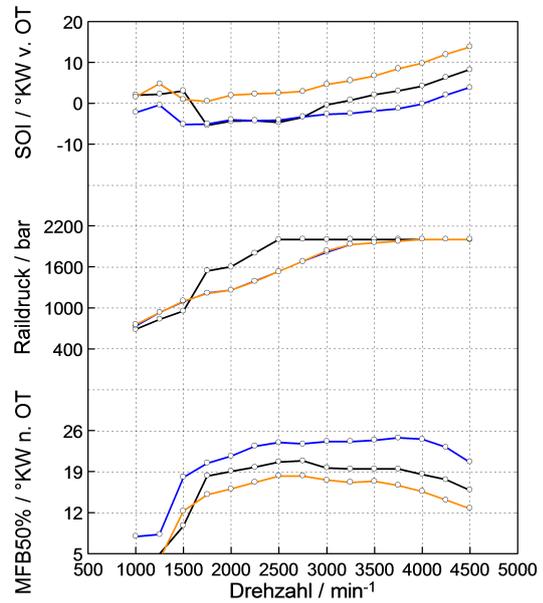


Abb. 5.15: VL – SOI, Raildruck und MFB50% für 140 bar

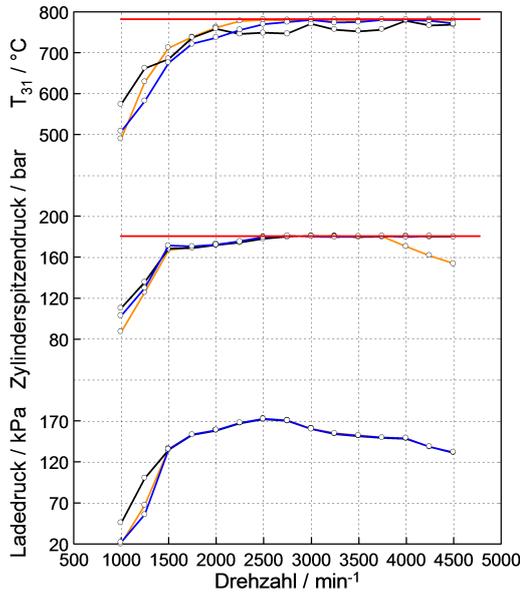


Abb. 5.16: VL – T_{31} , Zylinderspitzen- und Ladedruck für 180 bar

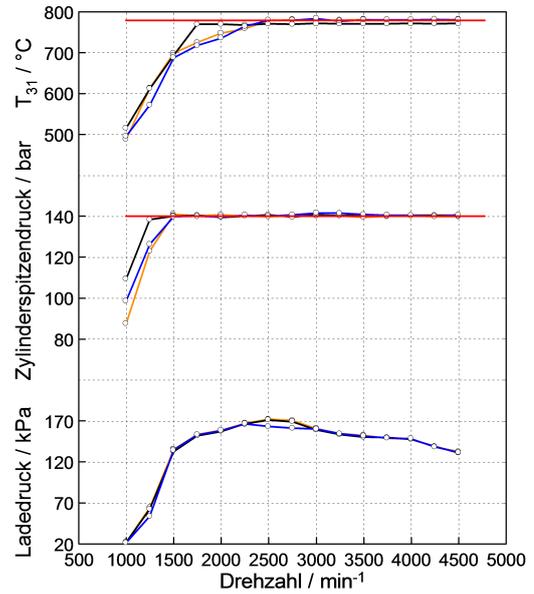


Abb. 5.17: VL – T_{31} , Zylinderspitzen- und Ladedruck für 140 bar

In den Abbildungen 5.18 und 5.19 sind der Druck-, Heizverlauf und die Injektorspannung für die ausgewählten Punkte bei 2000 min⁻¹ (Nennmoment) und 4000 min⁻¹ (Nennleistung) für einen maximalen Zylinderspitzen- und Ladedruck von 140 bar dargestellt. Hier sollen der frühere Einspritzbeginn und die Auswirkungen auf den Druck- und Heizverlauf verdeutlicht werden. Zudem kann man am Injektorspannungsverlauf erkennen, dass bei 2000 min⁻¹ der Motor noch mit einer Voreinspritzung betrieben wird. Gut zu erkennen ist der frühere und gleichmäßige Druckanstieg bei $\varepsilon = 18$ und der über einen ausgedehnten Bereich nahezu konstante Zylinderspitzen- und Ladedruck. Bei 4000 min⁻¹ erfolgt der Einspritzbeginn deutlich früher und der Druckanstieg verläuft gleichmäßiger. Aus dem Heizverlauf kann der frühere Brennbeginn für $\varepsilon = 14$ deutlich erkannt werden. Das Brennende kommt für $\varepsilon = 14/18$ nahezu identisch zu liegen, so dass sich insgesamt eine kürzere Brenndauer für $\varepsilon = 18$ ergibt. Bei 4000 min⁻¹ ist der Heizverlauf flacher, da die Flammengeschwindigkeit annähernd konstant bleibt und wegen der höheren Drehzahl in der gleichen Zeit mehr Kurbelwinkel zurückgelegt wird. Das Absinken des Heizverlaufs, noch bevor die Einspritzung erfolgt, ist der Glättung der Kurve und den Wandwärmeverlusten geschuldet. Der Heizverlauf wird aus dem Druckverlauf berechnet und hätte ohne Kurvenglättung keine Aussagekraft, da er hochfrequent schwingt.

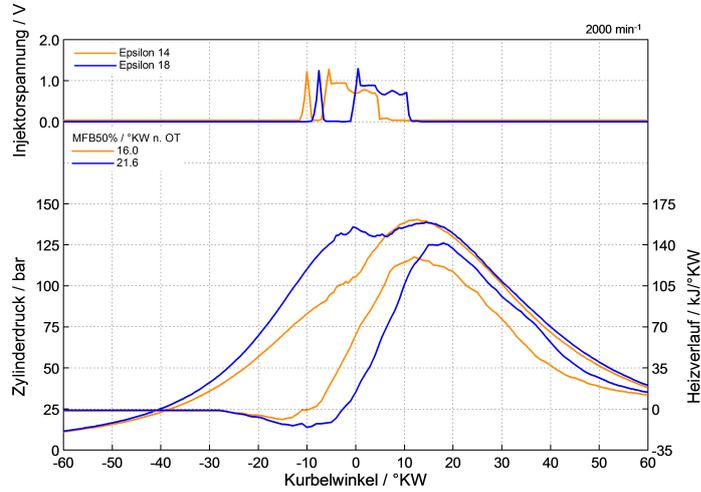


Abb. 5.18: Druck-, Heizverlauf und Injektorspannung bei 2000 min⁻¹ - 140 bar

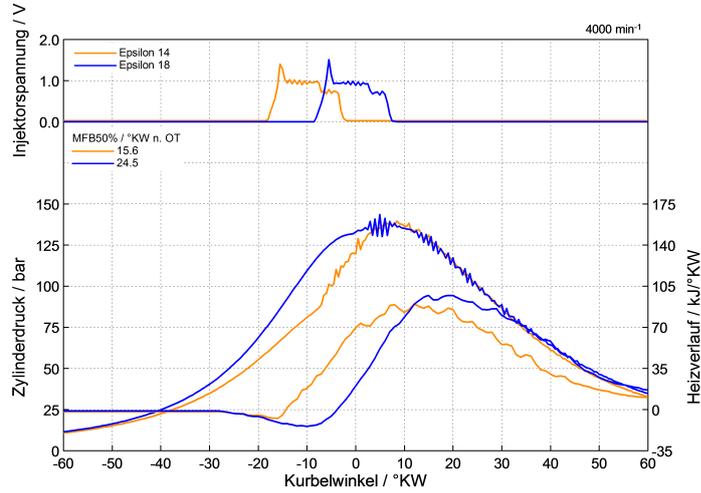


Abb. 5.19: Druck-, Heizverlauf und Injektorspannung bei 4000 min⁻¹ - 140 bar

In den Abbildungen 5.20 und 5.21 sind der Druck-, Heizverlauf und die Injektorspannung für die ausgewählten Punkte bei 2000 min^{-1} und 4000 min^{-1} für einen maximalen Zylinderspitzendruck von 180 bar dargestellt. Hier sollen ebenfalls der frühere Einspritzbeginn im Vergleich zu 140 bar und die Auswirkungen auf den Druck- und Heizverlauf verdeutlicht werden. Außerdem kann man am Injektorspannungsverlauf erkennen, dass bei 2000 min^{-1} der Motor noch mit einer Voreinspritzung betrieben wird.

Bei 4000 min^{-1} besitzt $\varepsilon = 18$ einen kontinuierlichen Druckverlauf, wo hingegen bei $\varepsilon = 14$ ein schlagartiger Druckanstieg mit hohem Druckgradienten auftritt.

Bei 2000 min^{-1} als auch bei 4000 min^{-1} zeigt sich wiederum der frühere Brennbeginn für $\varepsilon = 14$ und die kürzere Brenndauer für $\varepsilon = 18$.

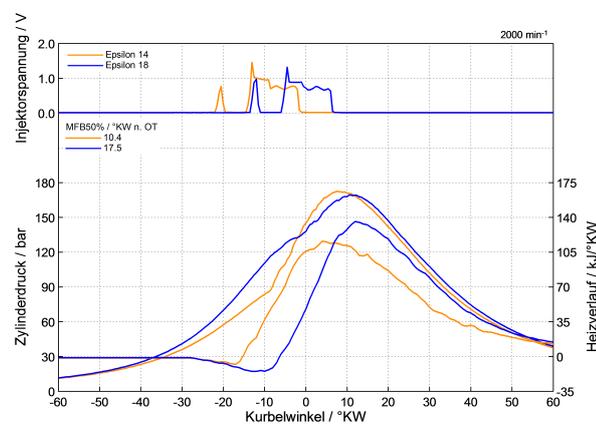


Abb. 5.20: Druck-, Heizverlauf und Injektorspannung bei 2000 min^{-1} - 180 bar

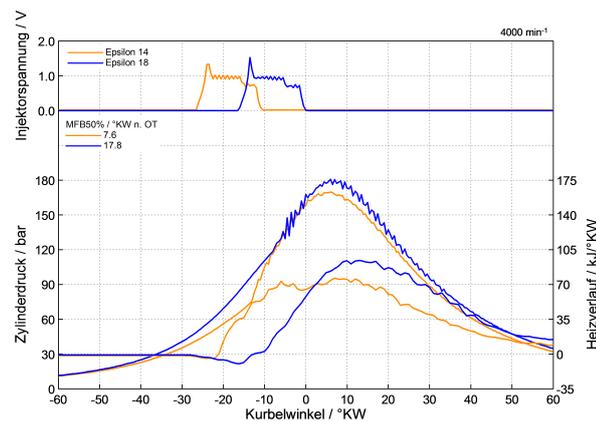


Abb. 5.21: Druck-, Heizverlauf und Injektorspannung bei 4000 min^{-1} - 180 bar

5.2.2 Zylinderspitzen- und Raildruckvariation

Es wurde untersucht, wie sich Leistung, eff. Mitteldruck und spez. Kraftstoffverbrauch bei Variation des Zylinderspitzenendrucks im Nennleistungspunkt bei 4000 min^{-1} verhalten. Für die Untersuchungen wurde der Ladedruck konstant auf 1.47 bar (Seriendruck) gehalten und der Zylinderspitzenendruck von $180 \div 130/110$ bar, durch Verstellung des Einspritzbeginns nach spät, variiert. Die Raildruckvariation umfasste einen Bereich von $2000 \div 1000$ bar bei einer Schrittweite von 200 bar. Auch hier stellten die Turbineneintrittstemperatur und Rauchemissionen die limitierenden Faktoren dar, wobei $FSN \leq 2$ und $T_{31} \leq 770 \text{ °C}$ eingehalten werden mussten.

Bei $\varepsilon = 18$ nehmen die Leistung, der eff. Mitteldruck und der Reibmitteldruck, wegen der geringeren Reibkräfte im Triebwerk und der reduzierten Antriebsleistung der Hochdruckpumpe auf Grund der geringeren Einspritzmenge, analog zur Absenkung des Zylinderspitzenendrucks ab. Gleichzeitig kommt es zu einer Verschlechterung des spez. Kraftstoffverbrauchs. Auf Grund des hohen Verdichtungsendrucks muss der Einspritzbeginn nach spät gestellt werden, um den Zylinderspitzenenddruck einzuhalten. Dadurch weist der MFB50%-Punkt eine thermodynamisch sehr ungünstige Lage auf, welche sich durch die Absenkung des Spitzenendrucks weiter Richtung spät verschiebt (siehe Abbildung 5.22 und 5.24). Dadurch verschlechtert sich der spez. Kraftstoffverbrauch und die Turbineneintrittstemperatur steigt an. Diese begrenzt wiederum die Einspritzmenge und führt zu einer Reduktion des eff. Mitteldrucks und der Leistung. Bei $\varepsilon = 14$ bleiben Leistung, eff. Mitteldruck und spez. Kraftstoffverbrauch für Raildrücke ≥ 1600 bar über einen weiten Bereich nahezu konstant. Um bei $\varepsilon = 14$ den Spitzenenddruck von 180 bar zu erreichen, musste eine sehr frühe Verbrennungsschwerpunktlage von etwa 6 °KW n. OT gewählt werden. Durch die Absenkung des Spitzenendrucks verschiebt sich die Schwerpunktlage in den thermodynamisch optimalen Bereich von $\approx 8 \div 10 \text{ °KW n. OT}$. Dadurch sinkt der spez. Kraftstoffverbrauch analog zur Absenkung des Spitzenendrucks, in Abhängigkeit des Raildrucks, bis etwa 150 bar und erreicht dabei sein Minimum. Bei einer weiteren Absenkung kommt es zu einer Verschlechterung (siehe Abbildung 5.23 und 5.25).

Die Variation des Raildrucks zeigte, dass sich Leistung, eff. Mitteldruck und spez. Kraftstoffverbrauch analog zur Absenkung des Raildrucks verschlechtern sowie die Rauchemissionen stark ansteigen. Der Raildruck hat maßgeblichen Einfluss auf die Gemischbildung. Durch den niedrigen Raildruck kommt es zu einer groben Zerstäubung des Kraftstoffs und daher zu einer schlechteren Gemischaufbereitung, wodurch die Rußbildung begünstigt und der Verbrennungsablauf negativ beeinflusst wird. Besonders ausgeprägt ist dieser Effekt bei $\varepsilon = 18$, wo durch den hohen Anteil von Diffusionsverbrennung die Rußbildung zusätzlich unterstützt wird. Hier stellt bis 1600 bar Raildruck der Rauchwert den limitierenden Faktor dar. Erst bei höheren Raildrücken stellt die maximale Turbineneintrittstemperatur den begrenzenden Faktor dar (siehe

Abbildungen 5.27 und 5.26).

Bei steigendem Raildruck muss der Einspritzbeginn nach spät gestellt werden, um den Zylinderspitzenruck einzuhalten. Dadurch verschiebt sich auch der Verbrennungsschwerpunkt nach spät, wobei dies bei $\varepsilon = 18$ deutlicher hervortritt. Darüber hinaus verkürzt sich auch die Brenndauer analog zur Anhebung des Raildrucks, weil die Einspritzrate zunimmt. Bei höheren Raildrücken kann in kürzerer Zeit die gleiche Menge Kraftstoff in den Brennraum eingebracht werden. Der Reibmitteldruck steigt analog zum Raildruck auf Grund der höheren Antriebsleistung der Hochdruckpumpe.

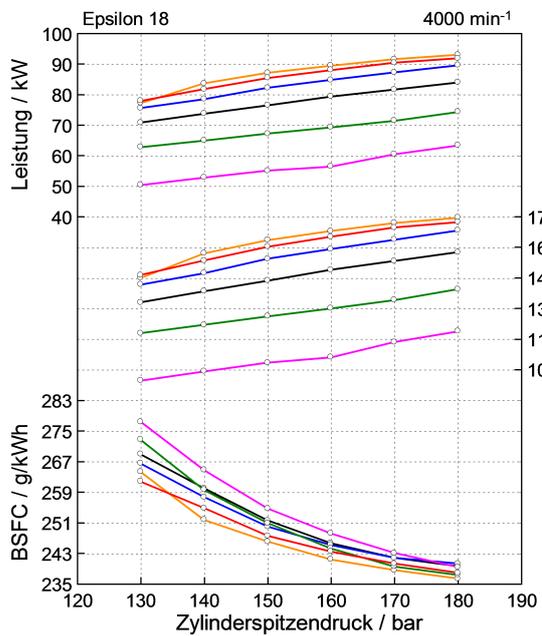


Abb. 5.22: Leistung, BMEP und BSFC bei $\varepsilon = 18$

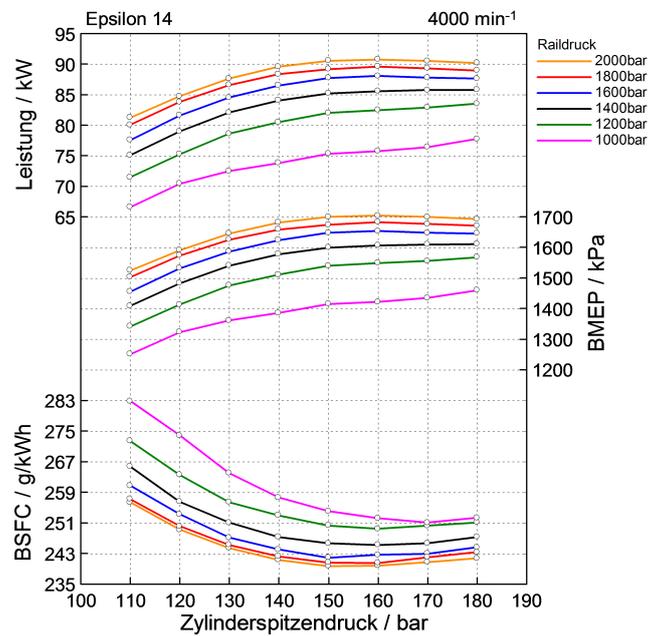


Abb. 5.23: Leistung, BMEP und BSFC bei $\varepsilon = 14$

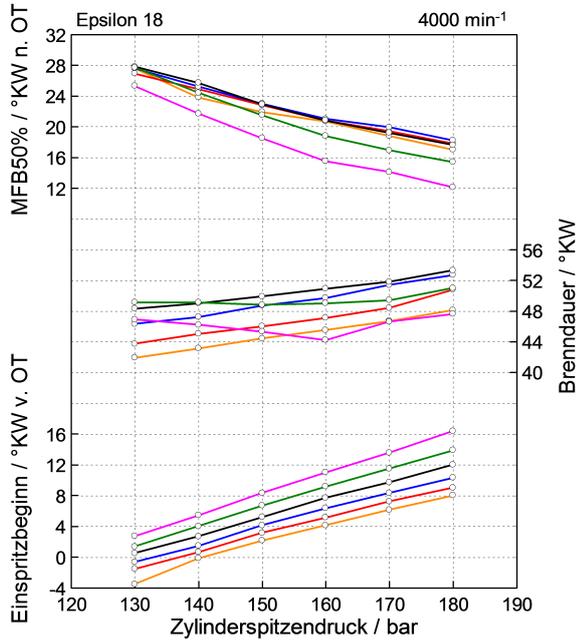


Abb. 5.24: MFB50%, Einspritzbeginn und Brenndauer bei $\epsilon = 18$

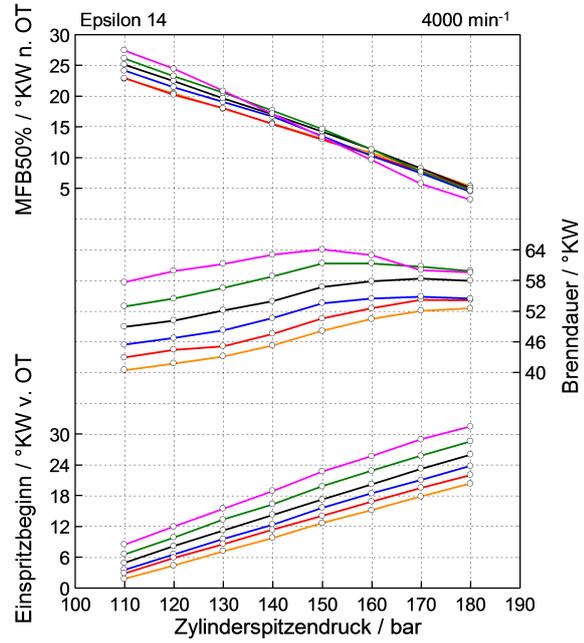


Abb. 5.25: MFB50%, Einspritzbeginn und Brenndauer bei $\epsilon = 14$

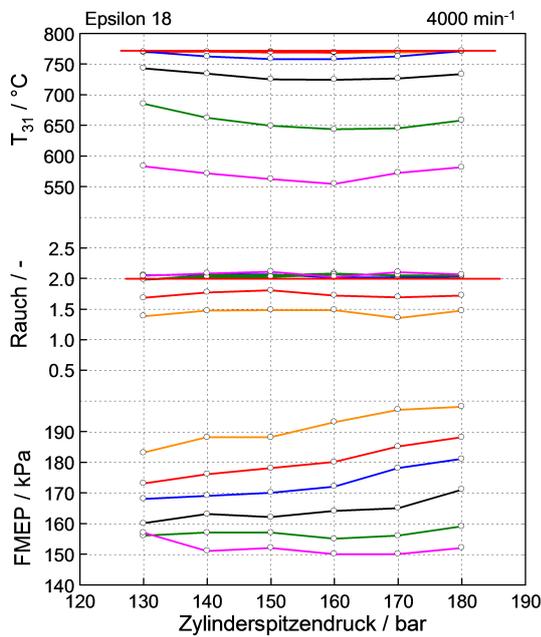


Abb. 5.26: T_{31} , Rauch und Reibmitteldruck bei $\epsilon = 18$

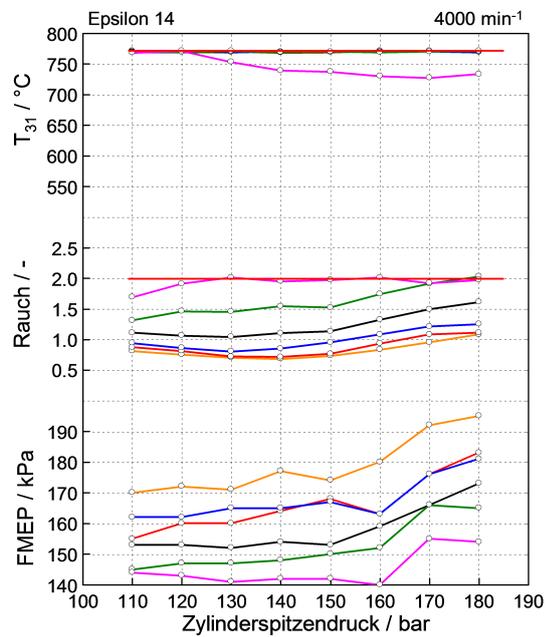


Abb. 5.27: T_{31} , Rauch und Reibmitteldruck bei $\epsilon = 14$

Ausgehend von 1600 bar Raildruck stellte sich zudem heraus, dass bei $\varepsilon = 15.5$ die Leistung bei Absenkung des Zylinderspitzen drucks von 180 bar auf 155 bar durch eine Anhebung des Raildrucks auf 2000 bar konstant gehalten werden kann. In den Abbildungen 5.28 und 5.29 ist dieser Sachverhalt dargestellt. Dabei stellen die blauen, horizontalen Linien die Basis für 180 bar Zylinderspitzen druck und 1600 bar Raildruck dar. Die orangefarbenen Punkte markieren die jeweiligen Werte für 155 bar Zylinder spitzen druck und 2000 bar Raildruck.

Eine Erhöhung des Raildrucks bei gleichzeitiger Absenkung des Zylinderspitzen drucks führt dazu, dass der Einspritzbeginn nach spät gestellt werden muss. Dadurch liegt auch der MFB50%-Punkt später und führt zu einer geringfügigen Verschlechterung des spez. Kraftstoffverbrauchs von ≈ 2 g/kWh. Jedoch wird durch den hohen Raildruck die Gemischbildung signifikant verbessert, wodurch sich die niedrigeren Rauchwerte von $FSN \leq 1.5$ ergeben. Trotz Absenkung des Zylinderspitzen drucks erhöht sich der Reibmitteldruck um ≈ 7 kPa, weil die erhöhte Antriebsleistung der Hochdruckpumpe den maßgeblichen Faktor darstellt.

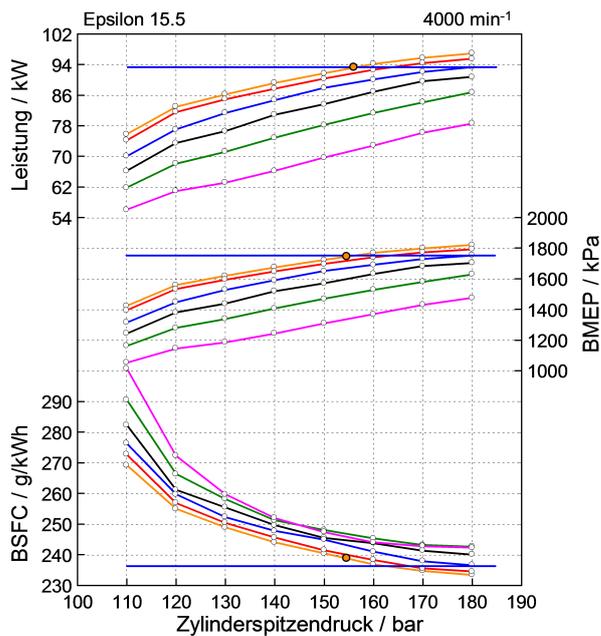


Abb. 5.28: Leistung, BMEP und BSFC bei $\varepsilon = 15.5$

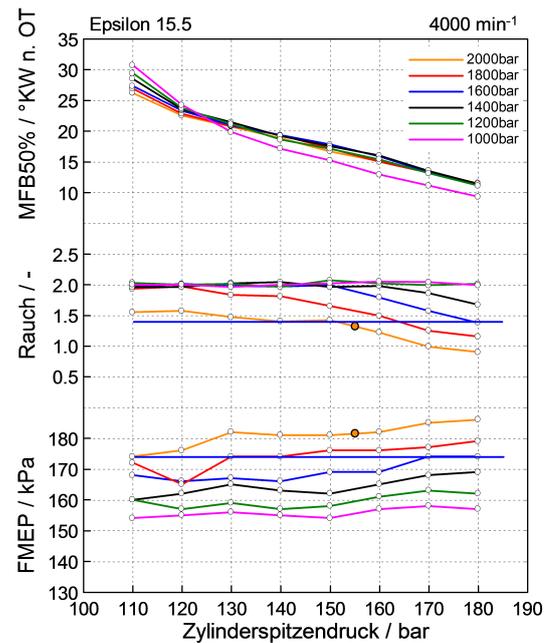


Abb. 5.29: MFB50%, Rauch und FMEP bei $\varepsilon = 15.5$

Für $\varepsilon = 15.5$ erfolgte die Rail- und Zylinderspitzen­druckvariation auch bei 2000 min^{-1} . Hier zeigte sich ausgehend von 1600 bar Raildruck und 180 bar Zylinderspitzen­druck, dass eine Absenkung des Zylinderspitzen­drucks nur auf 175 bar, bei gleicher Leistung und Erhöhung des Raildrucks auf 2000 bar, möglich ist. Auf Grund des hohen Rail­drucks können die Rauchemissionen gesenkt werden, jedoch steigt der Reibmitteldruck auf Grund der höheren Antriebsleistung der Hochdruckpumpe um $\approx 19 \text{ kPa}$ an und führt zu einer Verschlechterung des spez. Kraftstoffverbrauchs von $\approx 1.4 \text{ g/kWh}$. In den Abbildungen 5.30 und 5.31 ist dieser Sachverhalt dargestellt. Sowohl für 4000 min^{-1} als auch für 2000 min^{-1} zeigt sich, dass eine Spitzen­druckabsenkung und Erhöhung des Raildrucks bei konstanter Leistung zu einer Verschlechterung des spez. Kraftstoffverbrauchs führt. Lediglich die Rauchemissionen können durch den höheren Raildruck gesenkt werden.

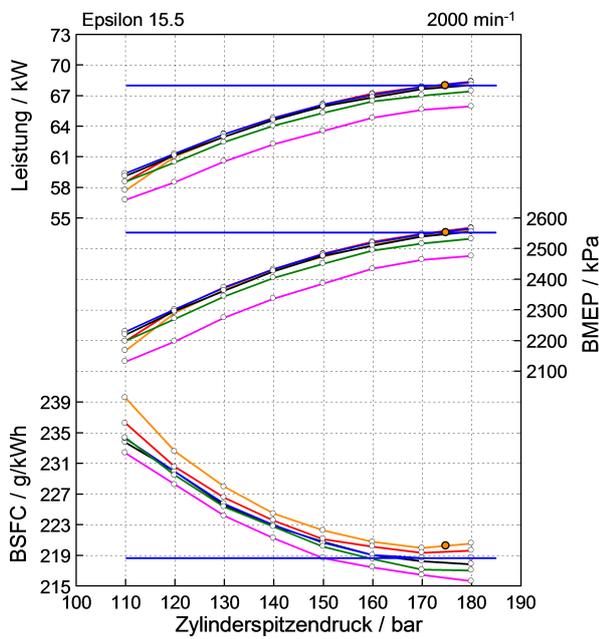


Abb. 5.30: Leistung, BMEP und BSFC bei $\varepsilon = 15.5$ und 2000 min^{-1}

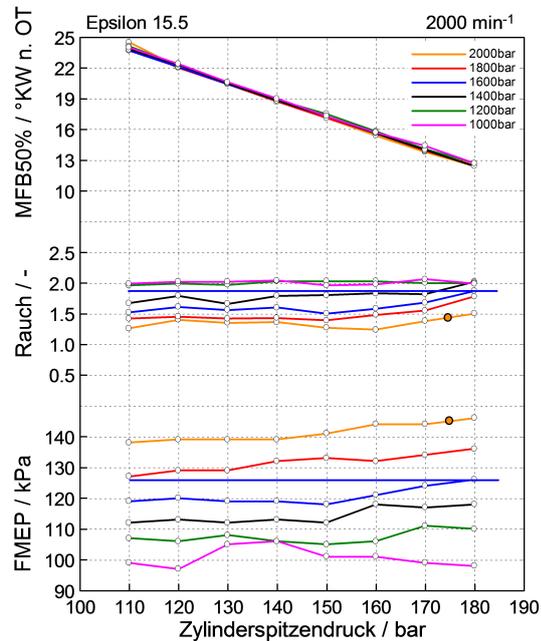


Abb. 5.31: MFB50%, Rauch und FMEP bei $\varepsilon = 15.5$ und 2000 min^{-1}

Für $\varepsilon = 14$ kann der Zylinderspitzen­druck für 1600 bar Raildruck auf 150 bar ab­ge­senkt werden bei konstanter Leistung. Gleich­zeit­ig erreicht der spez. Kraftstoff­ver­brauch hier sein Minimum. Bei 180 bar Zylinderspitzen­druck liegt der MFB50%-Punkt zu früh und verschiebt sich durch die Absenkung in einen günstigeren Bereich. Des Weiteren verbessern sich die Rauchemissionen und der Reibmitteldruck sinkt. Bei einer Anhebung des Raildrucks auf 2000 bar kann der Zylinderspitzen­druck bereits auf 130 bar ab­ge­senkt werden bei einem konstanten spez. Kraftstoff­ver­brauch von 245 g/kWh. Der hohe Raildruck bewirkt wiederum eine Verbesserung der Rauchemissionen.

In den Abbildungen 5.32 und 5.33 wird dieser Sachverhalt für $\varepsilon = 14$ nochmals dargestellt.

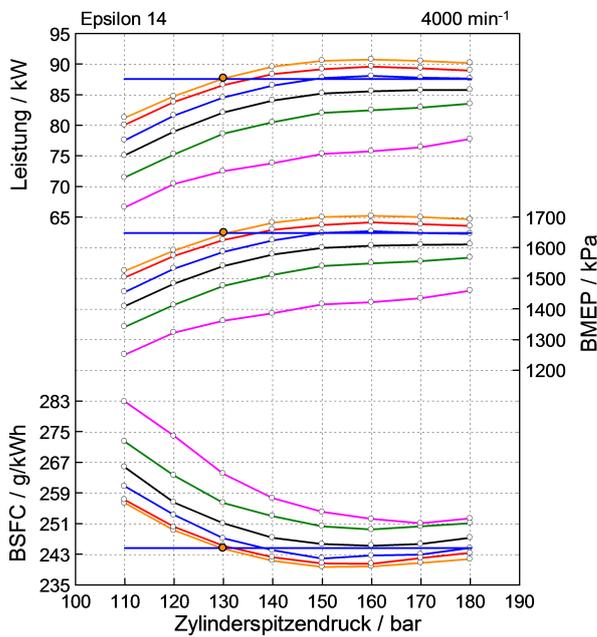


Abb. 5.32: Leistung, BMEP und BSFC bei $\varepsilon = 14$

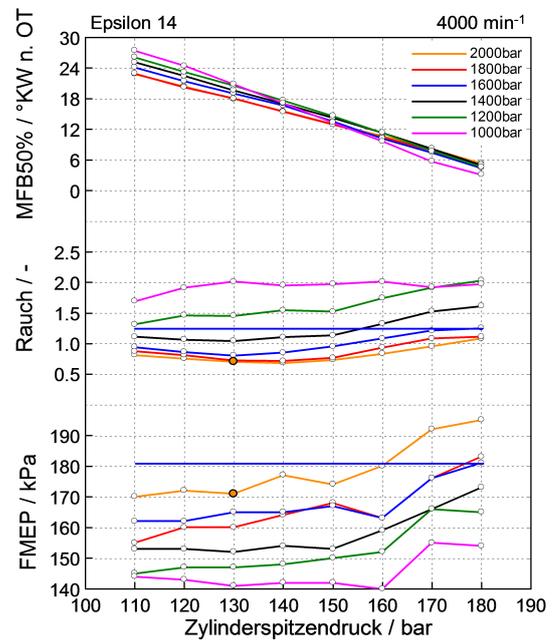


Abb. 5.33: MFB50%, Rauch und FMEP bei $\varepsilon = 14$

Für $\varepsilon = 18$ kann der Zylinderspitzen­druck, bei einer Erhöhung des Raildrucks auf 2000 bar und gleicher Leistung, auf 160 bar ab­ge­senkt werden. Dabei verschlechtert sich der spez. Kraftstoff­ver­brauch geringfügig, weil der Einspritzbeginn nach spät gestellt werden muss. Auf Grund des hohen Raildrucks verbessern sich die Rauchemissionen signifikant und die Brenndauer sinkt wegen der höheren Einspritzrate. Auf Grund des höheren Raildrucks und des kaum reduzierten Zylinder­drucks steigt der Reibmitteldruck stark an, weil die Antriebsleistung der Hochdruckpumpe den ausschlaggebenden Faktor darstellt.

In Abbildungen 5.34 und 5.35 sind die Injektorspannung, der Zylinderdruck- und der Heizverlauf für $\varepsilon = 18/14$ bei 2000/1000 bar Raildruck für 180/140 bar maximalen Zylinderspitzenndruck dargestellt.

Aus dem Verlauf der Injektorspannung zeigt sich deutlich, dass der Einspritzbeginn für höhere Raildrücke nach spät wandert, um den Zylinderspitzenndruck einzuhalten. Diese Spätstellung des Einspritzbeginns spiegelt sich im Heizverlauf und damit im MFB50%-Punkt sowie im Zylinderdruckverlauf wider.

Bei einem maximalen Zylinderspitzenndruck von 180 bar zeigt sich der sehr frühe Einspritzbeginn für $\varepsilon = 14$ und 1000 bar Raildruck (≈ 40 °KW v. OT) – für 2000 bar Raildruck erfolgt die Einspritzung ≈ 28 °KW v. OT. Deutlich zu erkennen ist die Abhängigkeit des Zündverzugs vom Raildruck und letztlich der dadurch bedingten besseren Gemischbildung und höheren Einspritzrate. Darüber hinaus beeinflusst auch die Temperatur im Zylinder den Zündverzug. Diese ist bei sehr frühem Einspritzbeginn geringer und führt ebenfalls zu einem längeren Zündverzug. Trotz der früheren Einspritzung unterscheidet sich der Brennbeginn nur um wenige °KW.

Für $\varepsilon = 18$ verschiebt sich der Einspritzbeginn nach spät, um den maximalen Zylinderspitzenndruck einzuhalten. Hier fällt der Zündverzug sowohl bei 1000 bar als auch bei 2000 bar Raildruck deutlich geringer aus auf Grund der höheren Verdichtungs- endtemperatur.

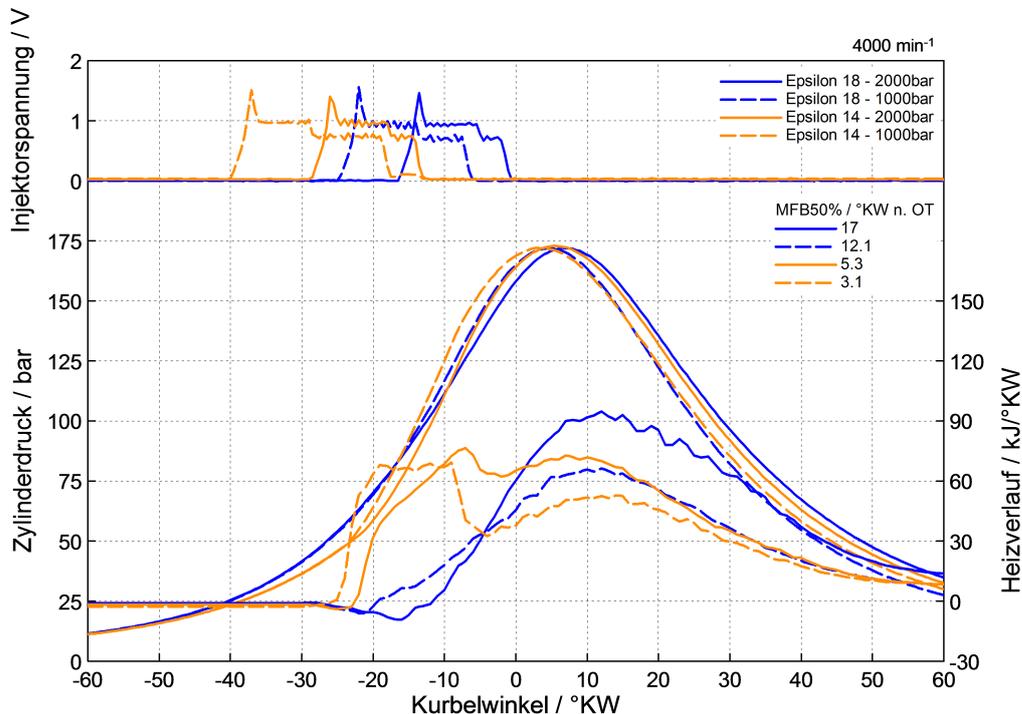


Abb. 5.34: Druck-, Heizverlauf und Injektorspannung bei 4000 min⁻¹ - 180 bar

Bei einem maximalen Zylinderspitzenruck von 140 bar muss der Einspritzbeginn sowohl für $\varepsilon = 14$ als auch $\varepsilon = 18$ nach spät gestellt werden, um den geringeren Zylinderspitzenruck einzuhalten – für $\varepsilon = 14$ um etwa 11 °KW und für $\varepsilon = 18$ etwa 8 °KW später. Dies spiegelt sich ebenfalls im Heiz- und Druckverlauf wider, deren Maxima dadurch weiter nach OT liegen.

Der Zündverzug fällt hier für $\varepsilon = 14$ deutlich geringer aus auf Grund der höheren Temperatur im Zylinder, für $\varepsilon = 18$ bleibt er in etwa konstant. Ebenso nimmt der Einfluss des Raildrucks auf den MFB50%-Punkt deutlich ab, sodass die Verbrennungsschwerpunkte für $\varepsilon = 14$ bzw. 18 bei 1000/2000 bar nahezu identisch sind.

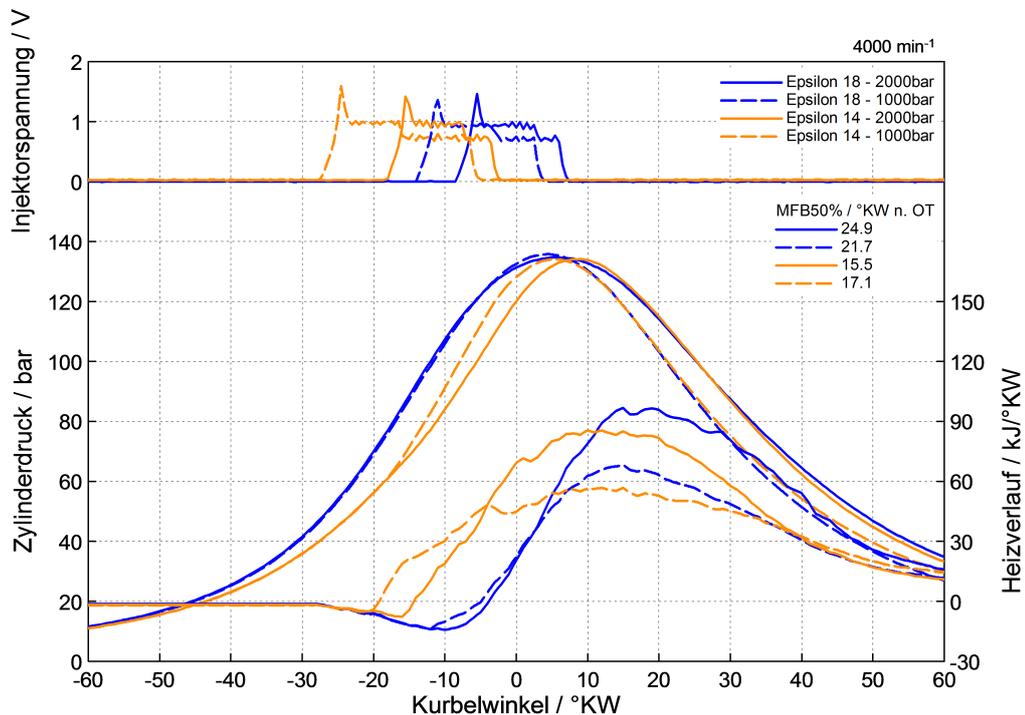


Abb. 5.35: Druck-, Heizverlauf und Injektorspannung bei 4000 min⁻¹ - 140 bar

5.2.3 Zylinderspitzen- und Ladedruckvariation

Es wurde untersucht, wie sich Leistung, eff. Mitteldruck und spez. Kraftstoffverbrauch bei Variation des Zylinderspitzen- und Ladedrucks verhalten. Die Untersuchungen erfolgten bei 3000 min^{-1} und 2000 bar Raildruck, wobei der Ladedruck von $2 \div 1.2$ bar variiert wurde. Im Vordergrund stand eine Leistungssteigerung gegenüber der Serie zu realisieren. Die Untersuchungen erfolgten nicht im Nennleistungspunkt bei 4000 min^{-1} , weil in diesem Punkt nur eine geringe Spreizung des Ladedrucks realisiert hätte werden können. Diese ergibt sich aus dem Ladedruck bei der VTG-Stellung „offen“ und dem Ladedruck bei der maximalen Drehzahl des Turboladers.

Die Turbineneintrittstemperatur (T_{31}) und die Rauchemissionen (FSN) stellten dabei wiederum die limitierenden Faktoren dar, wobei $\text{FSN} \leq 2$ und $T_{31} \leq 770 \text{ }^\circ\text{C}$ eingehalten werden mussten. Die Begrenzung der Einspritzmenge erfolgte jedoch fast ausschließlich durch die Turbineneintrittstemperatur und den Zylinderspitzenruck. Die Ergebnisse sind in den Abbildungen 5.36 bis 5.41 dargestellt.

Die Kurven bei $\varepsilon = 18$ enden bei höheren Zylinderspitzenrücken als bei $\varepsilon = 14$, weil der Einspritzbeginn bereits so spät erfolgt, dass die Verbrennung keinen Einfluss mehr auf den Zylinderspitzenruck hat und dieser bereits durch den Verdichtungsdruck erreicht wird.

Die Reduktion des Zylinderspitzenrucks führt zu einer Abnahme der Leistung und des eff. Mitteldrucks sowie einer Zunahme des spez. Kraftstoffverbrauchs, weil der Einspritzbeginn nach spät gestellt werden muss. Diese Nachteile fallen bei niedrigeren Ladedrücken geringer aus, weil hier der MFB50%-Punkt noch eine günstigere Lage besitzt.

Analog zur Absenkung des Ladedrucks nehmen der eff. Mitteldruck und die Leistung ab. Dies kann durch die abnehmende Zylinderfüllung und der daraus resultierenden verringerten Einspritzmenge erklärt werden. Der spez. Kraftstoffverbrauch hingegen verbessert sich, da einerseits der Einspritzbeginn nach früh gestellt werden kann und sich dadurch der MFB50%-Punkt in einen besseren Bereich verschiebt und andererseits durch den verringerten Ladedruck die Ladungswechselverluste (IMEPL) abnehmen.

Aus diesen Ergebnissen können die Einflüsse der Abgasturboaufladung hinsichtlich Emissionen, Verbrauch und Leistung klar erkannt werden.

Der Vergleich von $\varepsilon = 14$ und 18 zeigt deutlich, dass für $\varepsilon = 14$ die Leistung und der eff. Mitteldruck, bei 180 bar Zylinderspitzenruck und 2 bar Ladedruck, in ihren jeweiligen Bestpunkten um $\approx 4 \text{ kW}$ und $\approx 1.2 \text{ bar}$ gesteigert werden können. Gleichzeitig reduziert sich der spez. Kraftstoffverbrauch um $\approx 4 \text{ g/kWh}$.

Dies zeigt deutlich die Vorteile einer niedrigen Verdichtung an der Vollast, wo durch hohe Aufladegrade eine Leistungs- und Wirkungsgradsteigerung erreicht werden kann.

Variables Verdichtungsverhältnis (VCR – Variable Compression Ratio)

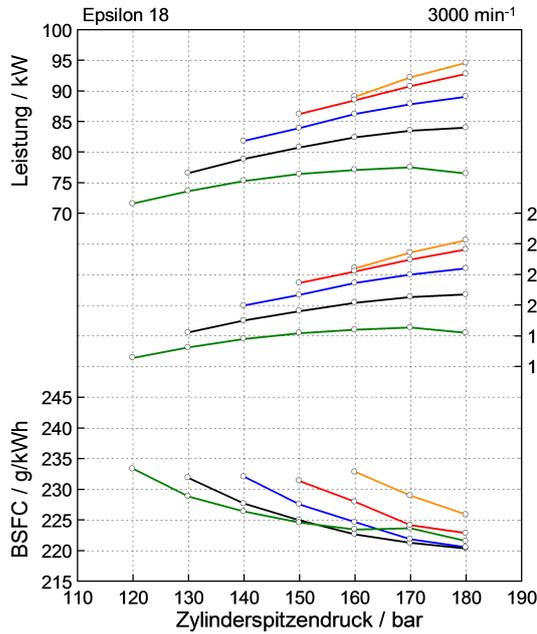


Abb. 5.36: BSFC, Leistung und BMEP bei $\varepsilon = 18$

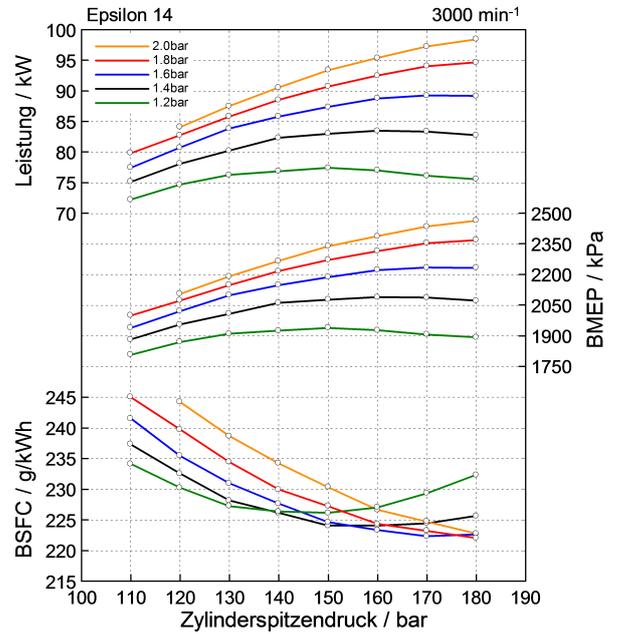


Abb. 5.37: BSFC, Leistung und BMEP bei $\varepsilon = 14$

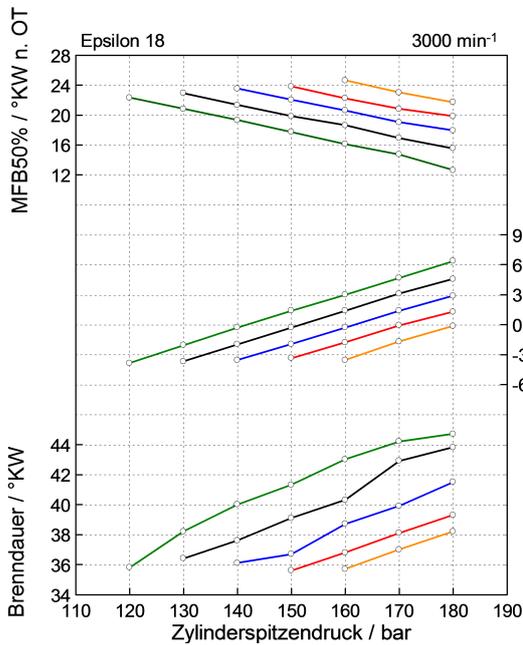


Abb. 5.38: MFB50%, Einspritzbeginn und Brenndauer bei $\varepsilon = 18$

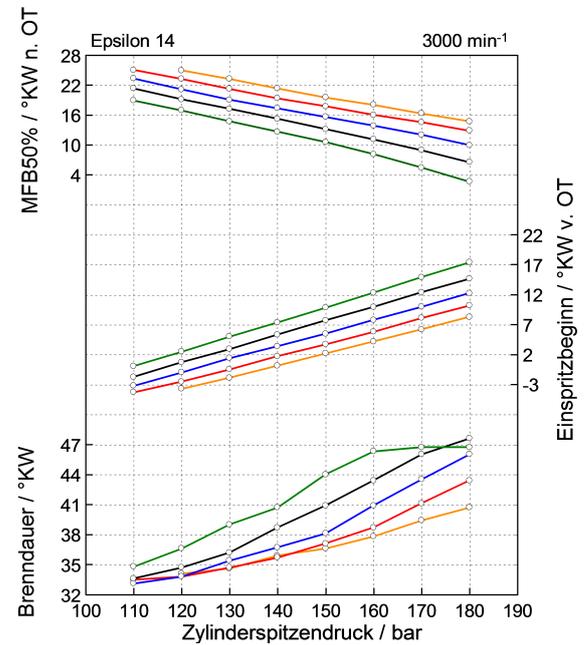


Abb. 5.39: MFB50%, Einspritzbeginn und Brenndauer bei $\varepsilon = 14$

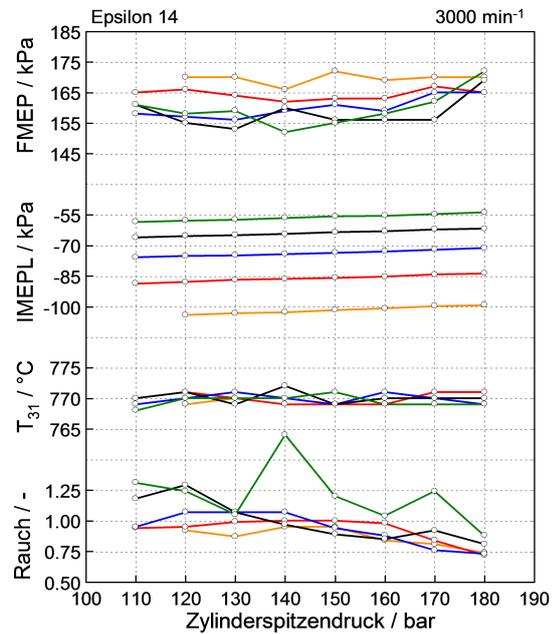
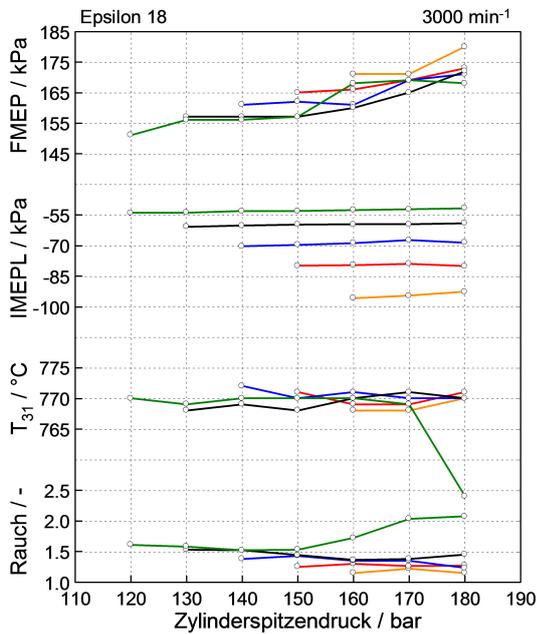


Abb. 5.40: FMEP, IMEPL, T_{31} und Rauch bei $\varepsilon = 18$

Abb. 5.41: FMEP, IMEPL, T_{31} und Rauch bei $\varepsilon = 14$

In den Abbildungen 5.42, 5.43 und 5.44 sind die Ergebnisse der Zylinderspitzen- und Ladedruckvariation für $\varepsilon = 15.5$ dargestellt. Der Vergleich mit $\varepsilon = 18$ zeigt deutlich, dass das hohe Verdichtungsverhältnis signifikante Nachteile in allen Bereichen aufweist. Bei 180 bar Zylinderspitzen- und 2 bar Ladedruck beträgt der Nennleistungsverlust ≈ 4.5 kW und der maximale eff. Mitteldruck nimmt um ≈ 1.1 bar ab. Der minimale spez. Kraftstoffverbrauch steigt dabei um ≈ 4 g/kWh. Ebenso verschlechtern sich die Rauchemissionen und der Reibmitteldruck.

Der Vergleich mit $\varepsilon = 14$ zeigt, dass diese Unterschiede verschwindend gering ausfallen. Bei einer Absenkung des Zylinderspitzen- und Ladedrucks auf 140 bar, weist $\varepsilon = 14$ Vorteile hinsichtlich Leistung, eff. Mitteldruck und spez. Kraftstoffverbrauch auf.

Variables Verdichtungsverhältnis (VCR – Variable Compression Ratio)

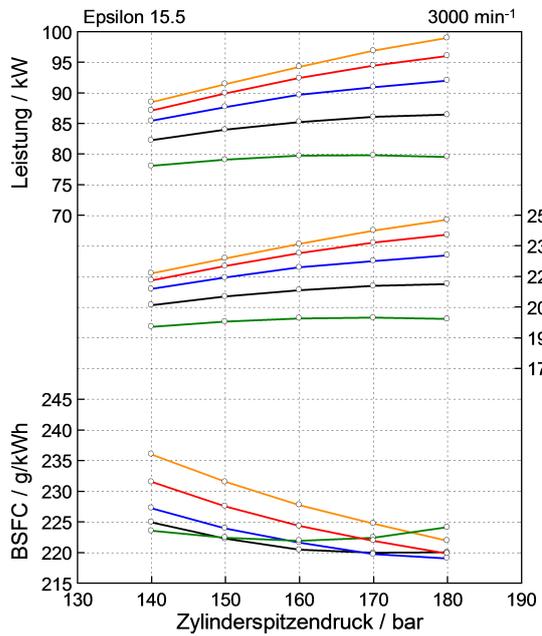


Abb. 5.42: BSFC, Leistung und BMEP bei $\epsilon = 15.5$

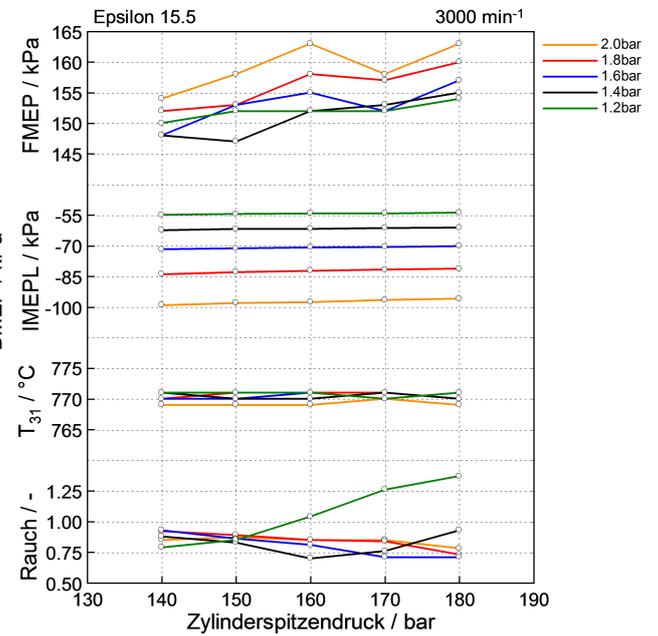


Abb. 5.43: FMEP, IMEPL, T_{31} und Rauch bei $\epsilon = 15.5$

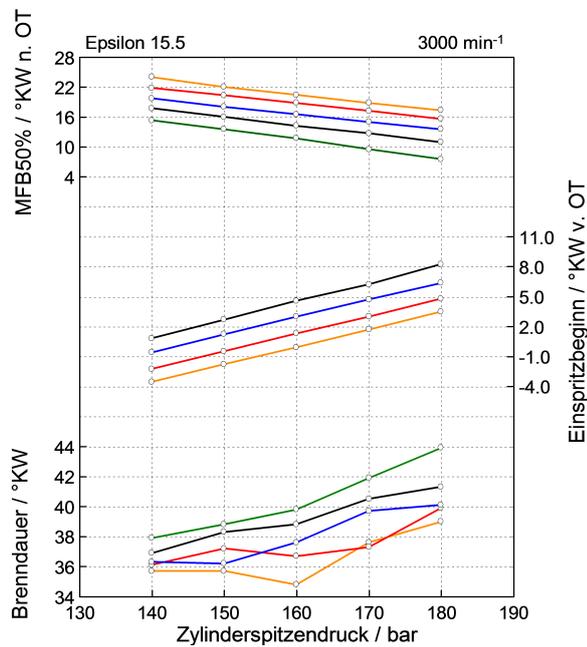


Abb. 5.44: MFB50%, Einspritzbeginn und Brenndauer bei $\epsilon = 15.5$

In den Abbildungen 5.45 und 5.46 sind die Heiz- und Druckverläufe für 180 bar Zylinderspitzen­druck bei 2 bzw. 1.2 bar Ladedruck für die drei Verdichtungsverhältnisse dargestellt. Diese Abbildungen sollen den Einfluss des Ladedrucks sowie des Verdichtungsverhältnisses auf Heiz- und Druckverlauf exemplarisch veranschaulichen. Deutlich zu erkennen ist die Verschiebung des Verbrennungsschwerpunkts nach spät mit zunehmenden Ladedruck, weil der Einspritzbeginn nach spät gestellt werden muss um den Zylinderspitzen­druck einzuhalten.

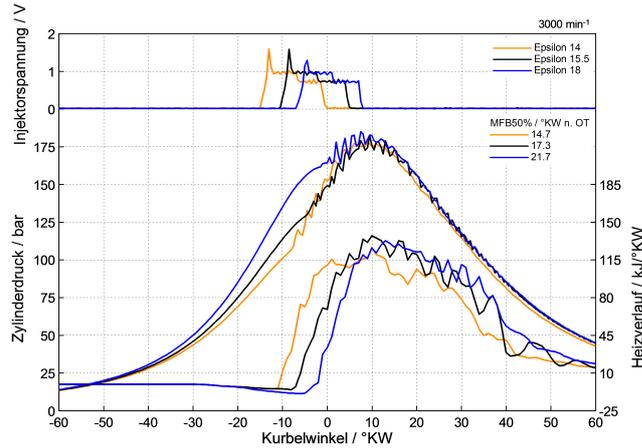


Abb. 5.45: Druck-, Heizverlauf und Injektorspannung für 180 bar Zylinderdruck und 2 bar Ladedruck

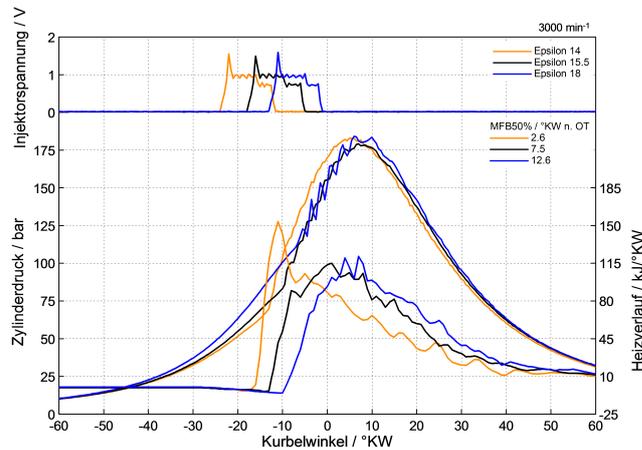


Abb. 5.46: Druck-, Heizverlauf und Injektorspannung für 180 bar Zylinderdruck und 1.2 bar Ladedruck

5.2.4 Zusammenfassung Vollastuntersuchungen

Bei den Vollastuntersuchungen standen die Potentiale zur Leistungssteigerung im Vordergrund. Des Weiteren wurde untersucht, ob bei einer konst. Leistung die Absenkung des Zylinderspitzenendrucks möglich ist und dadurch die Reibung im Triebwerk gemindert werden kann.

Die Vollastkurve für 180 bar Zylinderspitzenendruck zeigte, dass zwischen $\varepsilon = 15.5$ und 18 beinahe keine Unterschiede zwischen Leistung, eff. Mitteldruck und spez. Kraftstoffverbrauch auftraten, $\varepsilon = 14$ wies hier klare Nachteile auf. Lediglich bei den Rauchemissionen wies dieses Vorteile auf. Diese stiegen bei $\varepsilon = 18$ stark an, auf Grund des vermehrten Anteils der Diffusionsverbrennung.

Bei 140 bar Zylinderspitzenendruck verliefen für $\varepsilon = 14$ und 15.5 die Leistung, der eff. Mitteldruck und der spez. Kraftstoffverbrauch nahezu identisch. Jedoch verschlechterten sich diese Größen im Vergleich zu 180 bar und $\varepsilon = 18/15.5$ etwas. Dies kann darauf zurückgeführt werden, dass durch die Zylinderspitzenendruckabsenkung der Einspritzbeginn nach spät gestellt werden musste. Dadurch stieg die Turbineneintrittstemperatur an und begrenzte somit die Vollasteinspritzmenge, wodurch der eff. Mitteldruck und die Leistung abnahmen.

Die Zylinderspitzen- und Raildruckvariationen ergaben, dass für $\varepsilon = 18$ bei konstantem Raildruck eine Absenkung des Zylinderspitzenendrucks sofort zu einer Reduktion der Leistung und Zunahme des spez. Kraftstoffverbrauchs führt. Wo hingegen bei $\varepsilon = 14$ die Leistung für Raildrücke ≥ 1600 bar über einen weiten Bereich konstant blieb und der spez. Kraftstoffverbrauch analog zum Zylinderspitzenendruck sank und sein Minimum bei 150 bar erreichte. Dies konnte auf die bessere Lage des Verbrennungsschwerpunkts zurückgeführt werden. Außerdem zeigte sich, dass trotz 2000 bar Raildruck für $\varepsilon = 18$ nur Rauchwerte $FSN \approx 1.5$ erreicht werden konnten – bei $\varepsilon = 14$ jedoch über weite Bereiche eine $FSN \leq 1$ erreicht wurde.

Des Weiteren stellte sich für $\varepsilon = 14/15.5$ heraus, dass eine Absenkung des Zylinderspitzenendrucks bei gleichzeitiger Anhebung des Raildrucks ohne Leistungsverlust möglich war. Bei einer Erhöhung des Raildrucks von 1600 bar auf 2000 bar konnte der Zylinderspitzenendruck bei $\varepsilon = 15.5$ auf 155 bar abgesenkt werden, jedoch nahm der spez. Kraftstoffverbrauch um ≈ 3 g/kWh zu.

Bei $\varepsilon = 14$ konnte der Zylinderspitzenendruck auf 130 bar abgesenkt werden ohne eine Verschlechterung des spez. Kraftstoffverbrauchs.

Die Zylinderspitzen- und Ladedruckvariationen ergaben, dass die Leistung und der eff. Mitteldruck analog zur Absenkung des Ladedrucks abnahmen, da sich die Zylinderfüllung reduzierte und dadurch die Einspritzmenge abnahm. Mit steigendem Ladedruck verschlechterte sich der spez. Kraftstoffverbrauch, weil einerseits der Einspritzbeginn nach spät gestellt werden musste, um den Zylinderspitzenendruck einzuhalten, und andererseits analog zum Ladedruck die Ladungswechselverluste zunahmen.

Es zeigte sich zudem, dass für $\varepsilon = 14$ bei 180 bar Zylinderspitzen- und 2 bar Ladedruck eine höhere Leistung erzielt werden konnte als für $\varepsilon = 18$, bei einem gleichzeitig geringeren spez. Kraftstoffverbrauch. Gegenüber $\varepsilon = 15.5$ ergaben sich jedoch geringfügige Nachteile für $\varepsilon = 14$ hinsichtlich Leistung, eff. Mitteldruck und spez. Kraftstoffverbrauch von ≈ 0.5 kW, ≈ 0.15 bar und ≈ 0.8 g/kWh.

Eine Absenkung des Verdichtungsverhältnisses auf $\varepsilon = 14$ bei 180 bar Zylinderspitzen- und Serienladedruck führt zu einem Leistungs-nachteil gegenüber $\varepsilon = 15.5$. Durch die Kombination eines niedrigen Verdichtungsverhältnisses und einer Zylinderspitzen- und Ladedruckabsenkung können Leistungsvorteile erreicht werden. Um für $\varepsilon = 14$ eine Leistungssteigerung bei 180 bar Zylinderspitzen- und Ladedruck gegenüber der Serienkonfiguration zu erreichen müsste der Ladedruck weiter erhöht werden.

Aus diesen Untersuchungen lassen sich folgende Ergebnisse für das VCR-System ableiten.

Die Vollastkurven mit Serienladedruck für 180 bar Zylinderspitzen- und Ladedruck ergaben für $\varepsilon = 14$ einen Nennleistungsnachteil von ≈ 5.5 kW gegenüber der Serienkonfiguration mit $\varepsilon = 15.5$. Bei den Raildruckvariationen zeigte sich ebenfalls ein Leistungsverlust gegenüber $\varepsilon = 15.5/18$.

Die Ladedruckvariationen ergaben, dass für 180 bar Zylinderspitzen- und Ladedruck eine Leistungssteigerung gegenüber $\varepsilon = 18$ möglich ist bei einem gleichzeitig geringeren spez. Kraftstoffverbrauch. Im Vergleich zu $\varepsilon = 15.5$ kann keine Leistungssteigerung erreicht werden, jedoch sind die Unterschiede hinsichtlich Leistung, eff. Mitteldruck und spez. Kraftstoffverbrauch äußerst gering. Um eine Leistungssteigerung gegenüber der Serie zu erreichen müsste der Ladedruck noch weiter angehoben werden.

5.3 Teillastuntersuchungen

Die Teillastuntersuchungen umfassten AGR-, Einspritzbeginnvariationen mit/ohne AGR und Lastschnitte. Im Vordergrund stand der Vergleich von spezifischem Kraftstoffverbrauch und Emissionen bei gleichem Verbrennungsschwerpunkt bzw. NO_x -Massenstrom.

5.3.1 Einspritzbeginn-Variation ohne AGR

Die Einspritzbeginn-Variationen wurden ohne AGR und Piloteinspritzungen durchgeführt. Die Messungen umfassten drei Drehzahlen ($1250/1750/2500 \text{ min}^{-1}$), wobei sechs Lastpunkte ($2/4/6/8/12/16 \text{ bar}$) angefahren wurden. Den Ausgangspunkt stellte eine Schwerpunktslage der Verbrennung von $\approx 20 \text{ °KW n. OT}$ dar. Diese konnte für $\varepsilon = 14$ und niedrige Lasten nicht erreicht werden, da die Verbrennung teilweise aussetzte und der Einspritzbeginn nicht weiter nach spät gestellt werden konnte. Hier stellten die HC-Emissionen den limitierenden Faktor dar. Danach erfolgte die Verstellung des Einspritzbeginns mit einer konst. Schrittweite von 1 °KW nach früh bis die Schwerpunktslage $\approx 0 \text{ °KW}$ erreichte.

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse für die ausgewählten Punkte $2/8/16 \text{ bar}$ bei $1750/2500 \text{ min}^{-1}$ erläutert. In Abbildung 5.47 und 5.48 sieht man deutlich die Vorteile eines hohen Verdichtungsverhältnisses bei niedrigen Lasten. Die höhere Verdichtungsendtemperatur resultiert in einer vollständigeren Verbrennung. Dies zeigt sich in den merklich niedrigeren HC- und CO-Emissionen im Vergleich zu $\varepsilon = 14$ und führt zu einem geringeren spez. Kraftstoffverbrauch. Die Rauchemissionen hingegen fallen höher aus, auf Grund der durch die Diffusionsverbrennung begünstigten Rußbildung. In Abbildung 5.49 und 5.50 sind die Ergebnisse für $8 \text{ bar eff. Mitteldruck}$ dargestellt. Man sieht, dass die Vorteile der hohen Verdichtung mit zunehmender Last geringer ausfallen und sich die Emissionen als auch der Verbrauch annähern. Der Anstieg bei den HC- und CO-Emissionen bei $\varepsilon = 14$ wird durch die späte Einspritzung verursacht. Der Kolben befindet sich bereits in der Expansionsphase und dadurch nimmt die Temperatur im Brennraum ab, wodurch die Verbrennung unvollständiger abläuft. Die NO_x -Emissionen fallen für $\varepsilon = 14/18$ analog zur früheren Lage des MFB50%-Punkts höher aus auf Grund der steigenden Zylinderspitzentemperaturen, welche die NO_x -Bildung begünstigen.

In den Abbildungen 5.51 und 5.52 sind die Ergebnisse für $16 \text{ bar eff. Mitteldruck}$ dargestellt. Hier zeigen sich nahezu keine Unterschiede mehr in den Emissionen bei $\varepsilon = 14/18$. Beim spez. Kraftstoffverbrauch weist das hohe Verdichtungsverhältnis jedoch noch einen geringfügigen Vorteil auf.

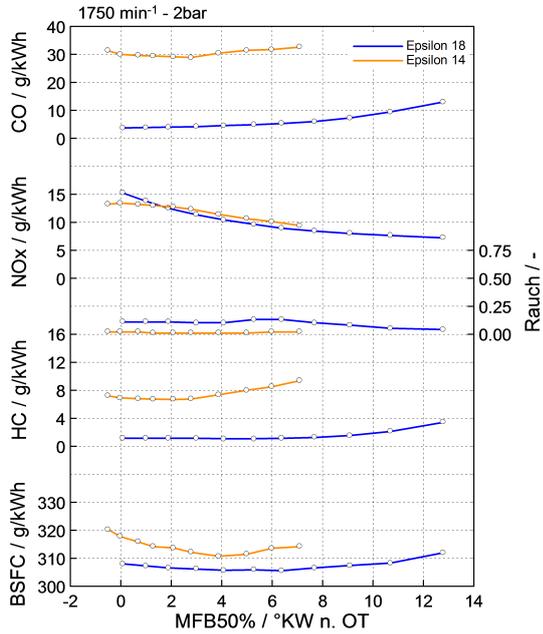


Abb. 5.47: CO-, NO_x-, HC-, Rauchemission und BSFC für 1750min⁻¹ - 2 bar

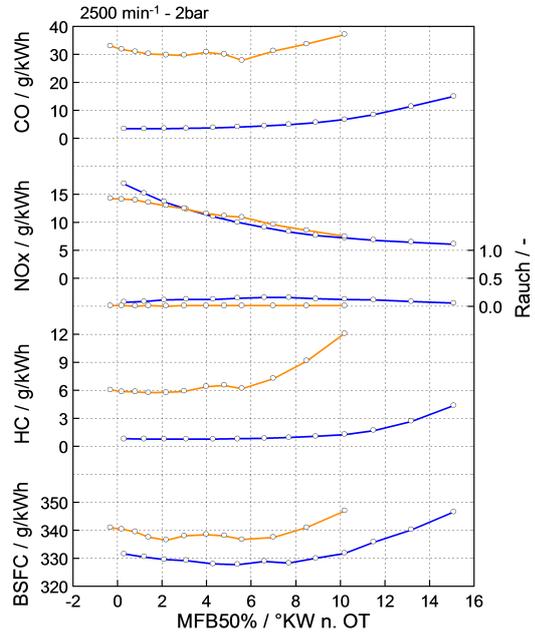


Abb. 5.48: CO-, NO_x-, HC-, Rauchemission und BSFC für 2500min⁻¹ - 2 bar

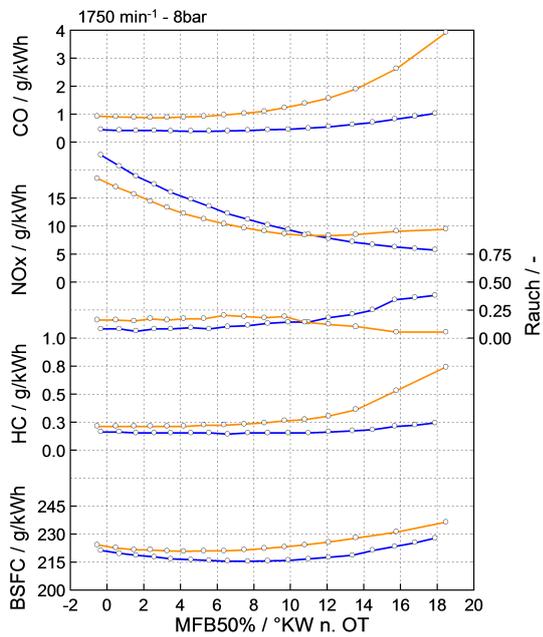


Abb. 5.49: CO-, NO_x-, HC-, Rauchemission und BSFC für 1750min⁻¹ - 8 bar

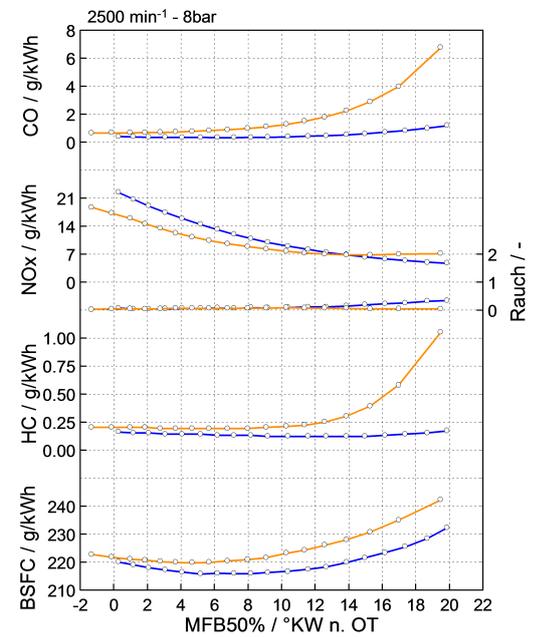


Abb. 5.50: CO-, NO_x-, HC-, Rauchemission und BSFC für 2500min⁻¹ - 8 bar

Variables Verdichtungsverhältnis (VCR – Variable Compression Ratio)

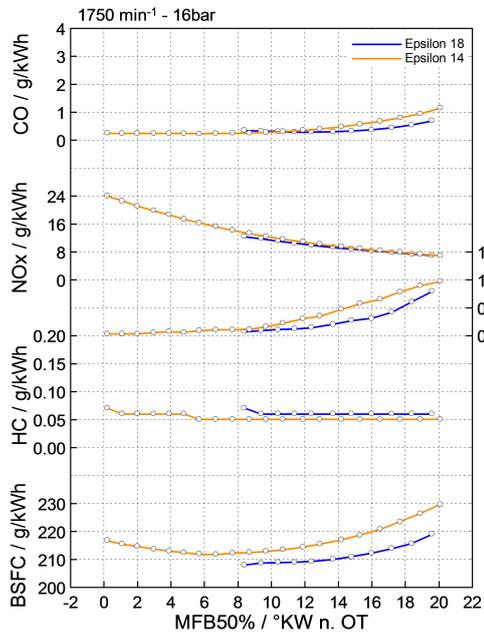


Abb. 5.51: CO-, NO_x-, HC-, Rauchemission und BSFC für 1750min⁻¹ - 16 bar

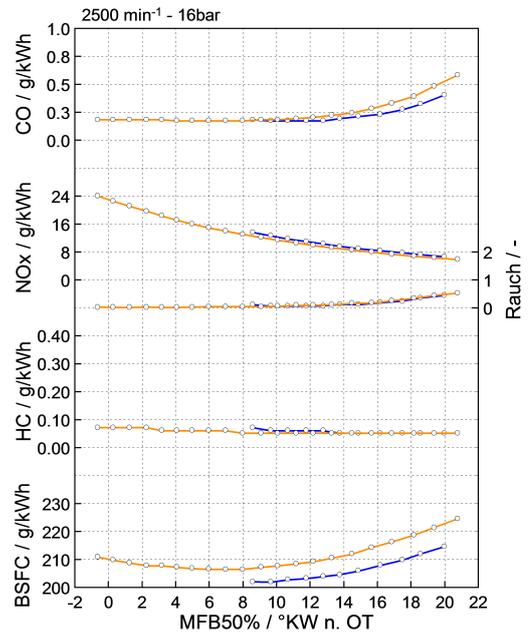


Abb. 5.52: CO-, NO_x-, HC-, Rauchemission und BSFC für 2500min⁻¹ - 16 bar

5.3.2 Einspritzbeginn-Variation mit AGR

Die Untersuchungen der Einspritzbeginn-Variation mit AGR erfolgten bei 2000 min^{-1} und 8 bar eff. Mitteldruck sowie bei einem konst. Raildruck von 1000 bar und einem Ladedruck von 0.44 bar. Die erste Messreihe erfolgte bei einem konst. NO_x -Massenstrom, welcher durch die Anpassung der Luftmasse – AGR-Rate – eingestellt wurde. Die zweite Messreihe wurde bei konst. Luftmasse durchgeführt.

In den Abbildungen 5.53 und 5.54 sind die Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation mit AGR für einen konst. NO_x -Massenstrom dargestellt. Hier weist das hohe Verdichtungsverhältnis einen Vorteile bei den HC- und CO-Emissionen sowie beim spez. Kraftstoffverbrauch auf. Die CO-Emissionen steigen ab einer Schwerpunktlage von $\approx 6 \text{ °KW}$ stark an. Dies ist auf die hohe AGR-Rate und die dadurch kühlere Brennraumtemperatur, welche zu einer unvollständigeren Verbrennung führt, zurückzuführen.

Der Rauchwert liegt deutlich über dem des niedrigen Verdichtungsverhältnisses. Dies kann auf den höheren Anteil der Diffusionsverbrennung zurückgeführt werden und wird durch eine hohe AGR-Rate zusätzlich verschlechtert. Durch den früheren Einspritzbeginn würden die NO_x -Emissionen ansteigen. Diesem Effekt wird durch eine Reduktion der Luftmasse – Erhöhung der AGR-Rate – entgegengewirkt. Dadurch steigt der Rauch, trotz früherem Einspritzbeginn und Schwerpunktlage, an. Bei $\varepsilon = 18$ ist die AGR-Rate um $\approx 4\%$ konstant höher als bei $\varepsilon = 14$. Auf Grund der höheren Zylinderspitzen Temperaturen bei $\varepsilon = 18$ wird die NO_x -Bildung begünstigt und daher muss die AGR-Rate höher ausfallen.

Die Brenndauer ist bei $\varepsilon = 18$ deutlich kürzer im Vergleich zu $\varepsilon = 14$. Diese nimmt mit früherem Einspritzbeginn ab, obwohl die AGR-Rate steigt. Dies kann auf die höhere Verdichtungsendtemperatur im Brennraum, welche bei früherem Einspritzbeginn vorliegt, zurückgeführt werden.

In den Abbildungen 5.55 und 5.56 sind die Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation mit AGR für eine konst. Luftmasse abgebildet. Das höhere Verdichtungsverhältnis weist ebenfalls wieder bessere HC-Emissionen auf sowie einen besseren spez. Kraftstoffverbrauch.

Die NO_x -Emissionen verlaufen für beide Verdichtungsverhältnisse nahezu identisch und steigen mit früherem Einspritzbeginn an. Auf Grund des früheren Einspritzbeginns nehmen die Zylinderspitzen Temperaturen zu und begünstigen dadurch die NO_x -Bildung. Analog zum Anstieg der NO_x -Emissionen nehmen die Rauchemissionen ab, wobei hier wiederum $\varepsilon = 18$ deutlich höhere Rauchwerte aufweist.

Die Brenndauer fällt für das hohe Verdichtungsverhältnis wiederum deutlich geringer aus und nimmt mit früherem Einspritzbeginn ab.

Variables Verdichtungsverhältnis (VCR – Variable Compression Ratio)

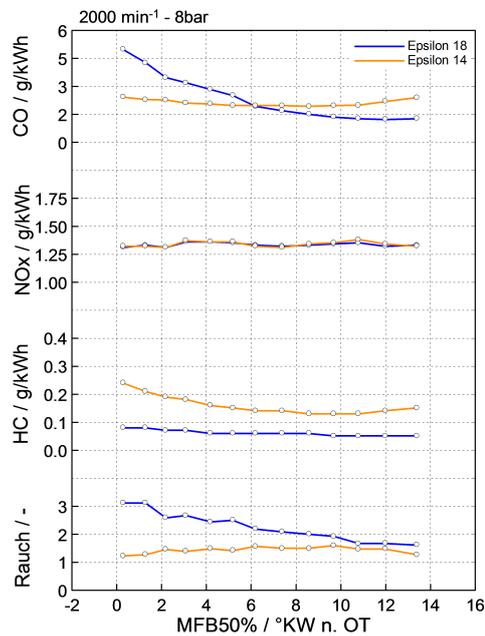


Abb. 5.53: CO, NO_x-, HC- und Rauchemissionen für NO_x-konst.

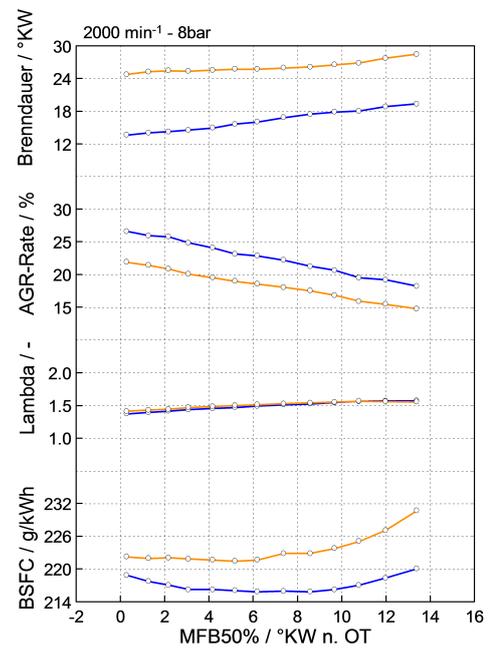


Abb. 5.54: Brennendauer, AGR-Rate, Lambda und BSFC für NO_x-konst.

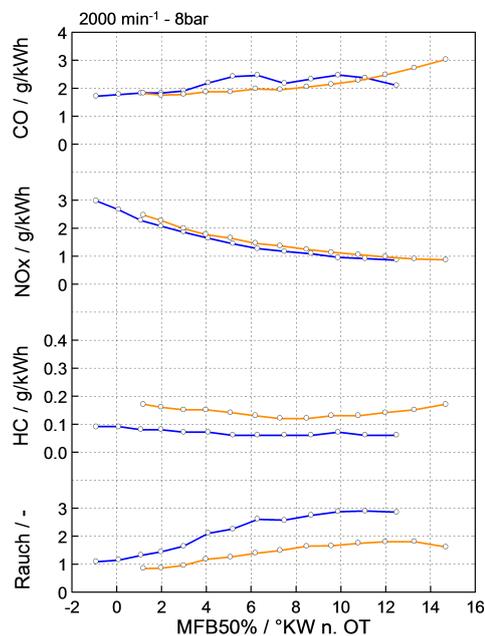


Abb. 5.55: CO, NO_x-, HC- und Rauchemissionen für konst. Luftmasse

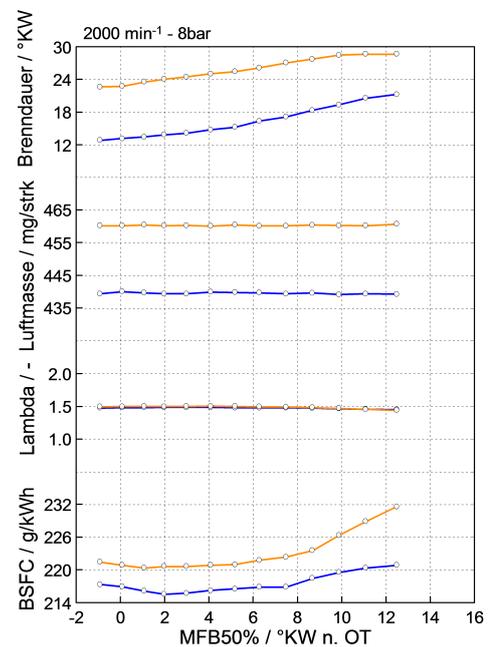


Abb. 5.56: Brennendauer, AGR-Rate, Lambda und BSFC für konst. Luftmasse

5.3.3 Abgasrückführraten-Variationen

Die AGR-Variationen erfolgten bei 2000 min^{-1} für 8/12/16 bar effektiven Mitteldruck. Die Bedatung des Steuergeräts wurde in der Art und Weise durchgeführt, dass sich die Einspritzparameter sowie der Ladedruck nicht veränderten. Dadurch konnte sichergestellt werden, dass nur die Auswirkungen der AGR-Rate auf die Emissionen und den spez. Kraftstoffverbrauch untersucht wurden. Ausgehend von einem Rauchwert $\text{FSN} \approx 1.5$ wurde die Luftmasse im Steuergerät zunächst schrittweise reduziert bis $\text{FSN} \approx 3$ und danach erfolgte, ausgehend vom Startpunkt, eine Erhöhung bis der Motorbetrieb ohne AGR erfolgte. Daraus resultieren auch die Sprünge in den Verläufen des spez. Kraftstoffverbrauchs. Einerseits führten die hohen Rauchwerte zu einer Beladung des Dieselpartikelfilters und zu einer Zunahme des Abgasgedrucks, andererseits schwankten in diesen Punkten die Rauch- und NO_x -Emissionen sehr stark, wodurch die Reproduzierbarkeit des Ausgangspunkts nicht 100-prozentig sichergestellt werden konnte.

In den Abbildungen 5.57 und 5.58 sind die Ergebnisse der AGR-Variation für 8 bar eff. Mitteldruck dargestellt. Es zeigt sich, dass das hohe Verdichtungsverhältnis über den gesamten AGR-Bereich niedrigere CO- und HC-Emissionen aufweist, welche auf die hohe Verdichtungsendtemperatur und die dadurch bedingte vollständigere Verbrennung zurückzuführen sind. Die HC-Emissionen verlaufen nahezu konstant über den gesamten AGR-Bereich, wo hingegen die CO-Emissionen bei hohen AGR-Raten stark ansteigen und kein Vorteil mehr gegeben ist. Insgesamt fallen die CO- und HC-Emissionen bereits sehr gering aus und sinken mit zunehmender Last noch weiter, so dass diese keinen ausschlaggebenden Faktor darstellen.

Des Weiteren lässt sich erkennen, dass für gleiche NO_x -Emissionen die AGR-Rate bei $\varepsilon = 18$ erhöht werden muss. Auf Grund der höheren Verdichtungsendtemperatur steigen die Zylinderspitzentemperaturen an und begünstigen die NO_x -Bildung. Dadurch muss die AGR-Rate erhöht werden und dies führt gleichzeitig zu einer Erhöhung der Rauchemissionen.

Analog zur Abnahme der AGR-Rate verschiebt sich der MFB50%-Punkt nach früh, weil die Verbrennung mit weniger Restgas wieder schneller abläuft. Auch die Brenndauer verkürzt sich mit sinkender AGR-Rate und ist für $\varepsilon = 18$ am kürzesten auf Grund der höheren Verdichtungsendtemperatur.

Beim spez. Kraftstoffverbrauch weist $\varepsilon = 18$ deutliche Vorteile auf, welche mit sinkender AGR-Rate weiter zunehmen auf $\approx 4 \text{ g/kWh}$ gegenüber $\varepsilon = 15.5$. Bei $\varepsilon = 14/15.5$ verläuft der spez. Kraftstoffverbrauch bei höheren AGR-Raten nahezu konstant, wobei $\varepsilon = 14$ einen Nachteil von $\approx 1.5 \text{ g/kWh}$ aufweist.

Variables Verdichtungsverhältnis (VCR – Variable Compression Ratio)

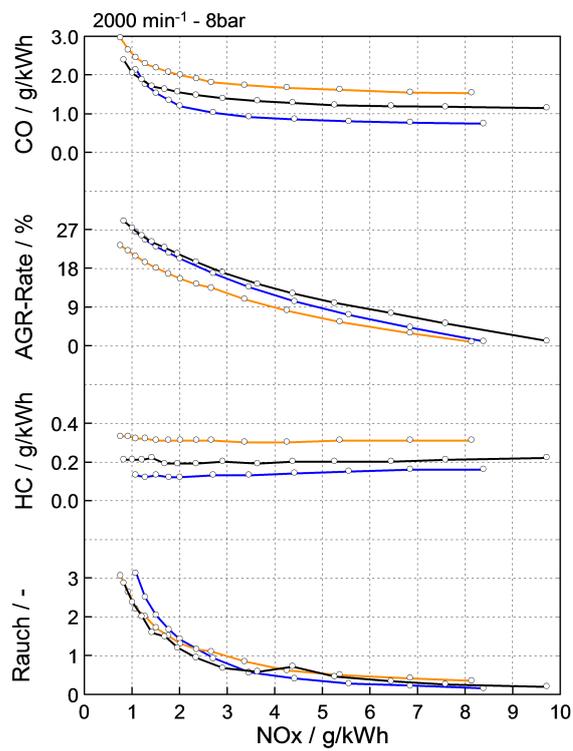


Abb. 5.57: CO-, HC-, Rauchemissionen und AGR-Rate bei 8 bar

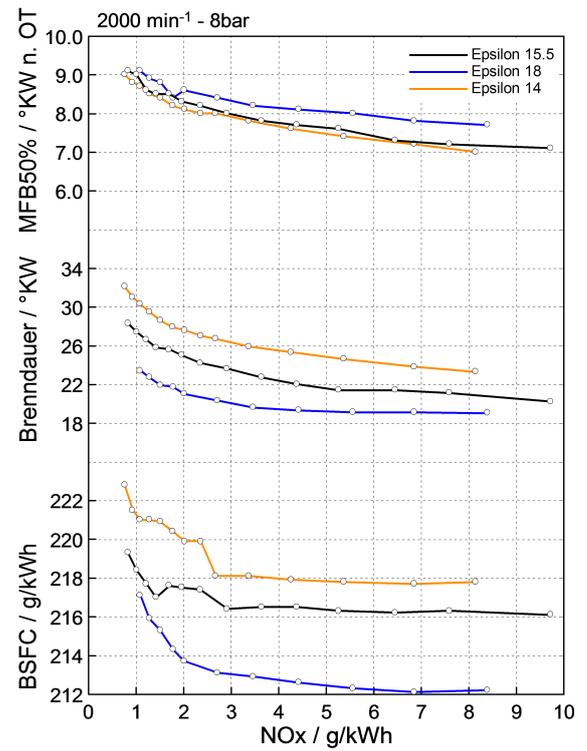


Abb. 5.58: MFB50%, Brenndauer und BSFC bei 8 bar

In den Abbildungen 5.59 und 5.60 sind die Ergebnisse der AGR-Variation für 12 bar eff. Mitteldruck dargestellt. Hier zeigt sich, dass mit steigender Last die Vorteile bei den CO- und HC-Emissionen für $\varepsilon = 18$ bereits geringer ausfallen bzw. bei hohen AGR-Raten sogar ein Nachteil in CO-Emissionen auftritt. Die HC-Emissionen verlaufen wiederum, unabhängig von der AGR-Rate, nahezu konstant.

Gut zu erkennen ist, dass für $\varepsilon = 18$ die maximale AGR-Rate bereits reduziert werden muss, weil es auf Grund des erhöhten Anteils von Diffusionsverbrennung zu einer verstärkten Rußbildung kommt. Die AGR-Verträglichkeit nimmt analog zur steigenden Last ab.

Auf die Brenndauer hat die zunehmende Last nur einen geringen Einfluss, wobei $\varepsilon = 18$ hier wieder die kürzeste Brenndauer aufweist.

Der spez. Kraftstoffverbrauch sinkt mit steigender Last, wobei die Verbrauchsvorteile für $\varepsilon = 18$ mit ≈ 4.5 g/kWh gegenüber $\varepsilon = 15.5$ ähnlich ausfallen wie bei 8 bar eff. Mitteldruck. Die spez. Kraftstoffverbräuche für $\varepsilon = 14/15.5$ verlaufen nahezu identisch.

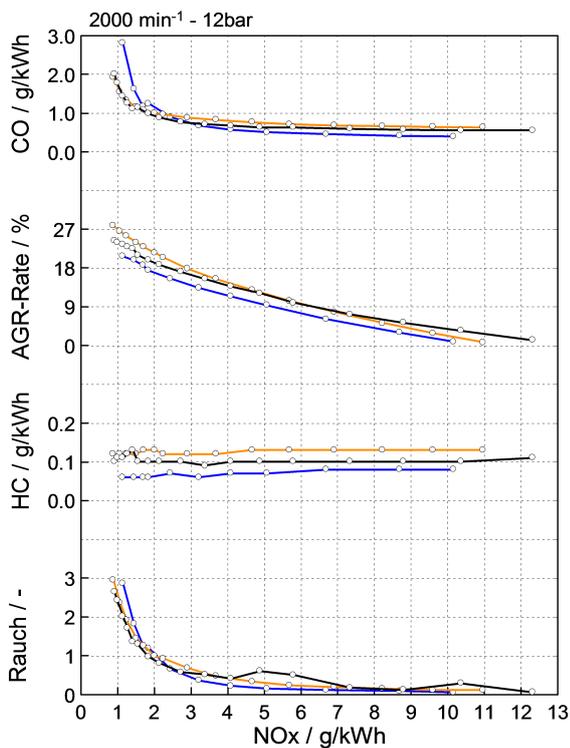


Abb. 5.59: CO-, HC-, Rauchemissionen und AGR-Rate bei 12 bar

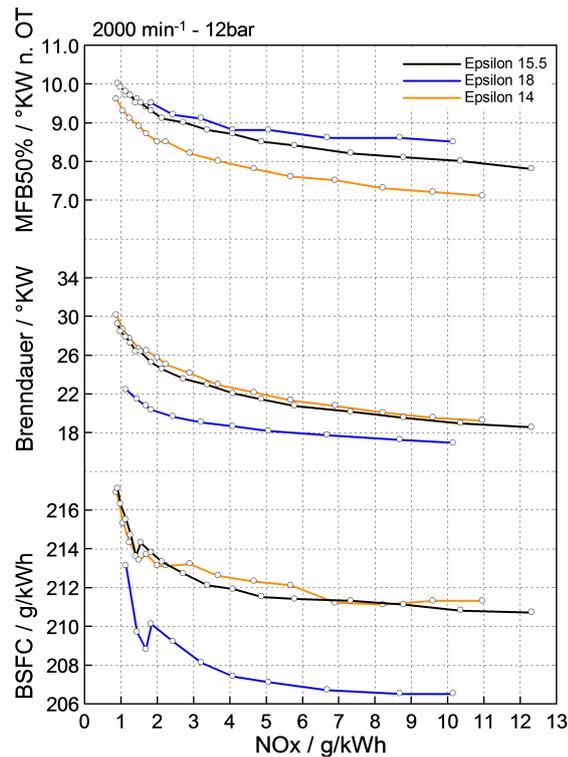


Abb. 5.60: MFB50%, Brenndauer und BSFC bei 12 bar

In den Abbildungen 5.61 und 5.62 sind die Ergebnisse der AGR-Variation für 16 bar eff. Mitteldruck dargestellt. Hier fallen die HC-Emissionen nochmals geringer aus und verlaufen wieder nahezu konstant über den gesamten AGR-Bereich.

Die maximale AGR-Rate reduziert sich weiter und vor allem bei $\varepsilon = 18$ kommt es zu einem starken Anstieg der Rauchemissionen bei niedrigen NO_x -Emissionen im Vergleich zu $\varepsilon = 14/15.5$. Dies wird wiederum durch den erhöhten Anteil der Diffusionsverbrennung verursacht. Des Weiteren steigen auch die CO-Emissionen signifikant an.

Die Brenndauer verkürzt sich lediglich für $\varepsilon = 14/15.5$ noch geringfügig, für $\varepsilon = 18$ bleibt sie konstant im Vergleich zu 12 bar eff. Mitteldruck. Der MFB50%-Punkt verschiebt sich weiter etwas nach spät und verläuft für alle drei Verdichtungsverhältnisse nahezu identisch.

Der spez. Kraftstoffverbrauch sinkt ebenfalls weiter, wobei die Vorteile für $\varepsilon = 18$ gegenüber $\varepsilon = 15.5$ maximal ≈ 3.5 g/kWh betragen. Für $\varepsilon = 14$ verschlechtert sich der spez. Kraftstoffverbrauch um ≈ 2.5 g/kWh im Vergleich zu $\varepsilon = 15.5$.

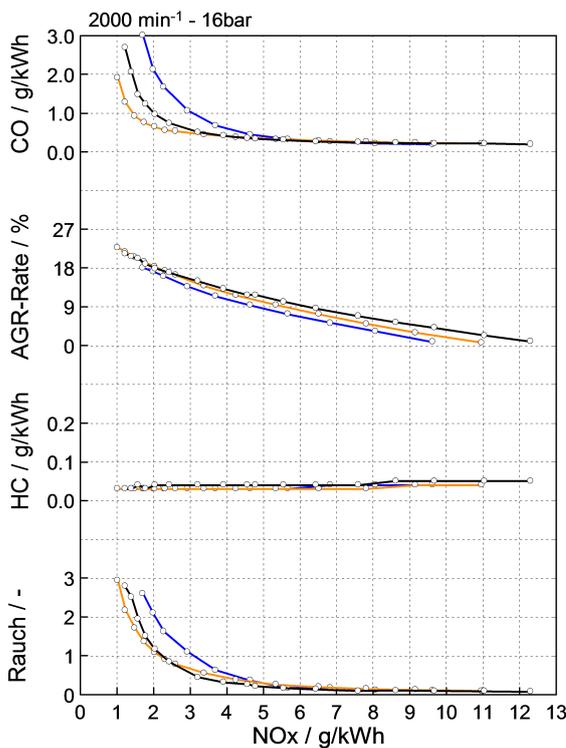


Abb. 5.61: CO-, HC-, Rauchemissionen und AGR-Rate bei 16 bar

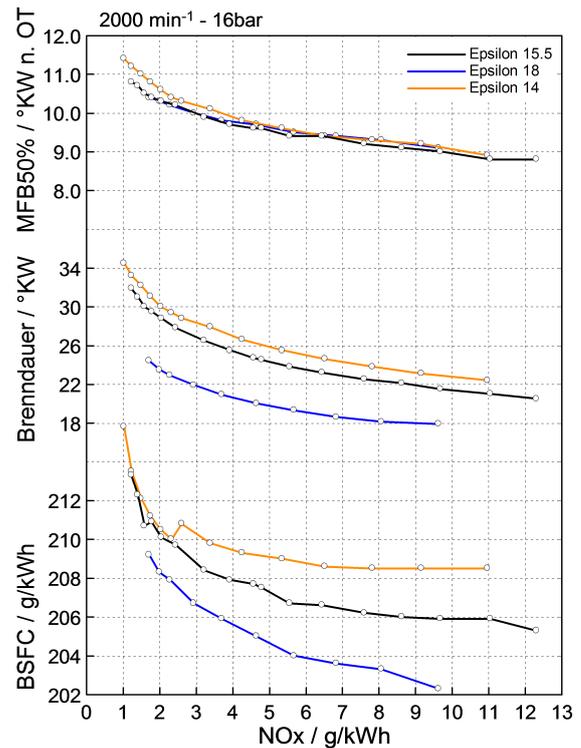


Abb. 5.62: MFB50%, Brenndauer und BSFC bei 16 bar

5.3.4 Lastschnitt

Die Durchführung der Lastschnitte erfolgte für 1250/1750 und 2500 min^{-1} , wobei der gesamte Lastbereich von 0 bar effektiven Mitteldruck bis zur Vollast in 1 bar Schritten vermessen wurde. Der Rail- und Ladedruck besaßen für alle Messreihen die gleichen Werte. Die Ergebnisse dieser Messungen dienten als Grundlage für die Bedatung des Kennfelds, wobei das Rauchlimit von $\text{FSN} \leq 2$ berücksichtigt werden musste. Im Folgenden werden die Ergebnisse der Lastschnitte für 1750 min^{-1} und 2500 min^{-1} erläutert.

In den Abbildungen 5.63 bis 5.65 sind die Ergebnisse des Lastschnitts bei 1750 min^{-1} für $\varepsilon = 14/15.5$ und 18 mit 2 Piloteinspritzungen dargestellt. Hier zeigen sich nur geringe Unterschiede beim spez. Kraftstoffverbrauch, wobei $\varepsilon = 14$ den höchsten und $\varepsilon = 15.5$ den geringsten aufweist. Hier muss jedoch darauf hingewiesen werden, dass die Messungen für $\varepsilon = 14/18$ mit einem neuen Turbolader durchgeführt wurden. Dieser erzeugte bei gleichem Ladedruck einen höheren Abgasgegendruck (p_{31}), wodurch die spez. Kraftstoffverbräuche etwas zunahmen.

Die AGR-Verträglichkeit ist bei $\varepsilon = 18$, auf Grund des größeren Anteils der Diffusionsverbrennung, geringer. Diese führt zu vermehrter Rußbildung und eine hohe AGR-Rate würde die Rauchemissionen noch zusätzlich erhöhen.

Die CO- und HC-Emissionen fallen bei $\varepsilon = 18$ im unteren Lastbereich deutlich geringer aus auf Grund der höheren Verdichtungsendtemperatur und den dadurch besseren Verbrennungsbedingungen. Bei $\varepsilon = 14/15.5$ sind diese bei niedrigen Lasten signifikant höher. Ab ≈ 9 bar eff. Mitteldruck sind keine bedeutenden Unterschiede mehr in den HC-Emissionen erkennbar. Die CO-Emissionen sind für $\varepsilon = 14$ ab diesem Mitteldruck am geringsten.

Die NO_x -Emissionen fallen für $\varepsilon = 18$ am höchsten aus. Auf Grund der hohen Verdichtungsendtemperatur steigen auch die Zylinderspitzentemperaturen und begünstigen die NO_x -Bildung. Außerdem muss die AGR-Rate für die Einhaltung von $\text{FSN} \leq 2$ reduziert werden. Zwischen $\varepsilon = 14/15.5$ besteht nahezu kein Unterschied. Besonders deutlich zu erkennen ist der sprunghafte Anstieg der NO_x - bzw. Abfall der Rauchemissionen ab ≈ 18 bar eff. Mitteldruck. Ab diesem Punkt wird der Motor ohne AGR betrieben. Dadurch läuft die Verbrennung wieder schneller ab, wodurch sich der MFB50%-Punkt sprunghaft nach früh verschiebt. Bei $\varepsilon = 18$ kann dieses Verhalten nicht beobachtet werden, da hier auf Grund des höheren Verdichtungsendrucks bereits ab ≈ 15 bar eff. Mitteldruck der maximale Zylinderspitzendruck erreicht wird und daher der Einspritzbeginn nach spät gestellt werden muss.

In Abbildung 5.66 sind die Einspritzparameter dargestellt. Hier sieht man, wann die Piloteinspritzungen abgeschaltet wurden und welche Einspritzmengen eingestellt waren. Das Timing-Pilot 2 bezeichnet dabei den Abstand zwischen Piloteinspritzung 2 und Haupteinspritzung, wo hingegen Timing-Pilot 1 den Abstand zwischen den zwei Piloteinspritzungen bezeichnet.

Besonders tritt hier die hohe Voreinspritzmenge bei $\varepsilon = 14$ hervor. Diese ist für die Glättung des Druckverlaufs notwendig, um eine akzeptable Geräuschemission zu erreichen. Durch diese Maßnahme erreicht $\varepsilon = 14$ das leiseste Verbrennungsgeräusch über den gesamten AGR-Bereich. Diese Menge wirkt sich jedoch auch negativ auf die AGR-Verträglichkeit aus.

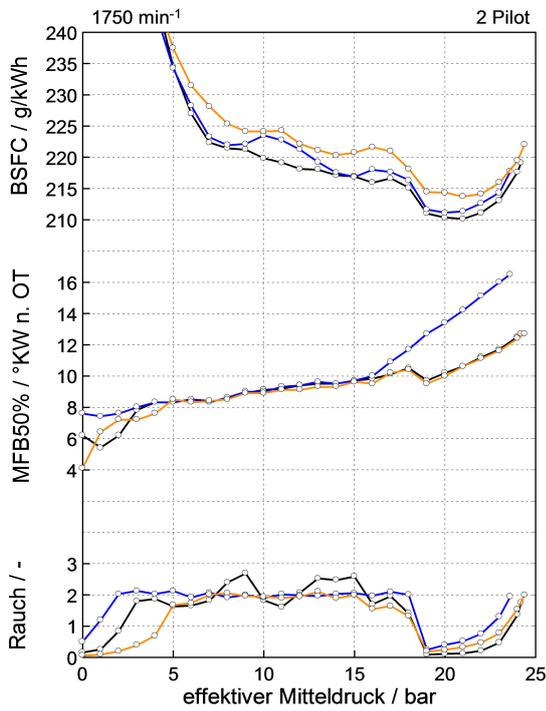


Abb. 5.63: BSFC, MFB50% und Rauch - 1750 min⁻¹

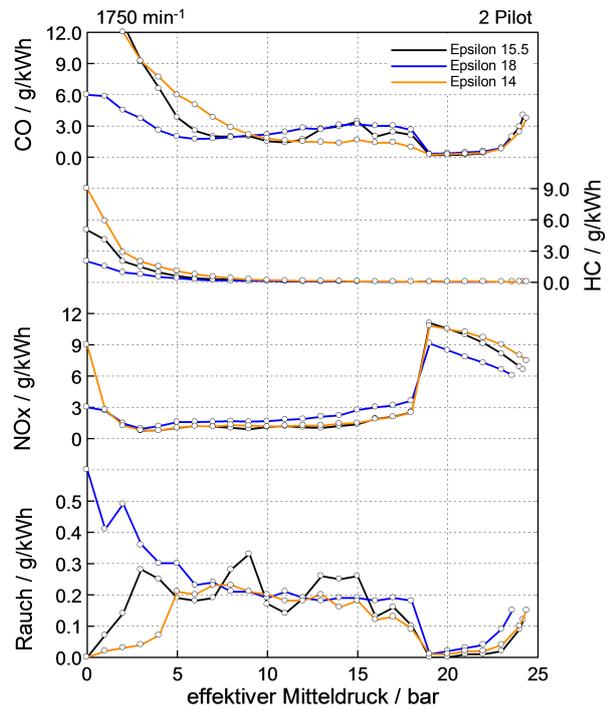


Abb. 5.64: Emissionen - 1750 min⁻¹

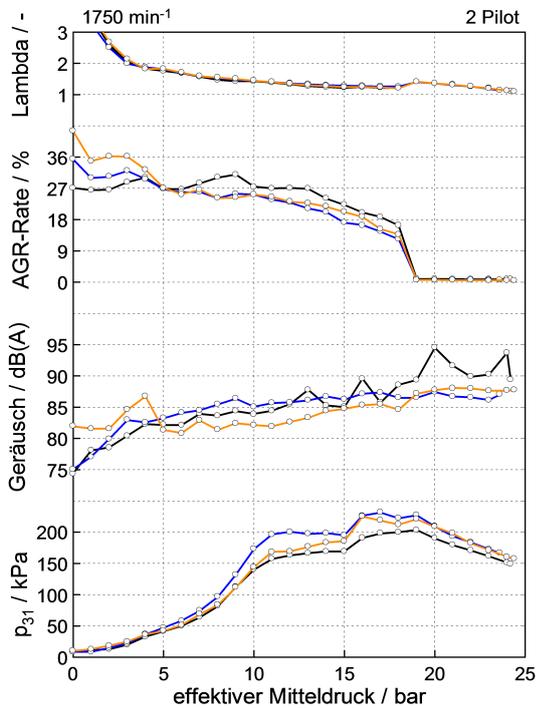


Abb. 5.65: λ , AGR-Rate, Geräusch und p_{31} - 1750 min⁻¹

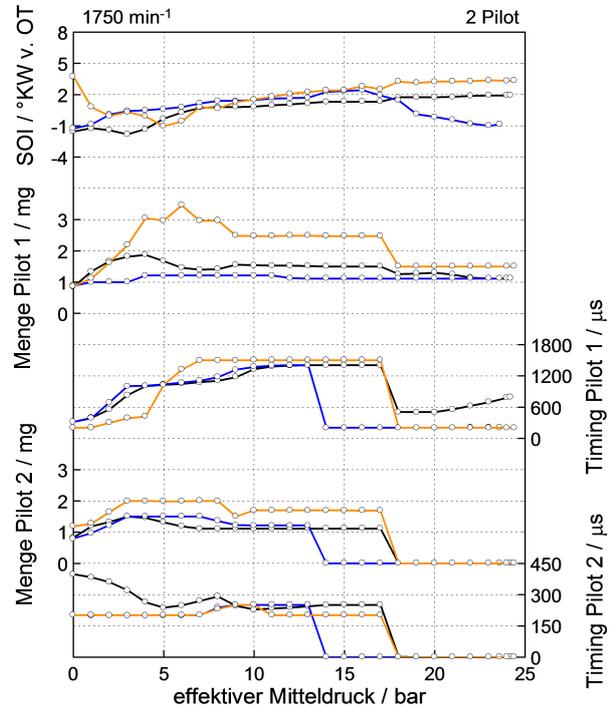


Abb. 5.66: Einspritzparameter - 1750 min⁻¹

In den Abbildungen 5.67 bis 5.70 sind die Ergebnisse des Lastschnitts für 2500 min^{-1} für $\varepsilon = 15.5$ und 18 mit zwei Piloteinspritzungen dargestellt.

Hier weist $\varepsilon = 18$ einen geringfügig besseren spez. Kraftstoffverbrauch auf als $\varepsilon = 15.5$, wobei dieser Vorteil maximal $\approx 2 \text{ g/kWh}$ beträgt.

Hier weist das hohe Verdichtungsverhältnis ebenfalls wieder höhere Rauchemissionen auf, welche durch die hohe AGR-Rate zusätzlich verschlechtert werden. Der Rauchwert darf $\text{FSN} = 2$ nicht überschreiten. Dies führt dazu, dass die AGR-Rate reduziert werden muss und die NO_x -Emissionen ansteigen bzw. nicht weiter gesenkt werden können. Die NO_x -Emissionen sind für $\varepsilon = 18$ höher und steigen mit zunehmender Last stärker an als bei $\varepsilon = 15.5$. Ab 20 bar eff. Mitteldruck wird der Motor ohne AGR betrieben, wodurch es wieder zu einer sprunghaften Zunahme der NO_x - bzw. Abnahme der Rauchemissionen kommt. Dadurch verschiebt sich der MFB50%-Punkt für $\varepsilon = 15.5$ nach früh, bei $\varepsilon = 18$ tritt dies nicht auf, da der maximale Zylinderspitzenruck bereits bei 19 bar eff. Mitteldruck erreicht wurde.

Im niedrigen Lastbereich sind die CO- und HC-Emissionen für $\varepsilon = 18$ deutlich geringer wegen der höheren Verdichtungsendtemperatur. Ab $\approx 9 \text{ bar}$ eff. Mitteldruck sind beinahe keine Unterschiede mehr erkennbar. Lediglich die CO-Emissionen sind geringfügig höher bei $\varepsilon = 18$.

In Abbildung 5.70 sind die Einspritzparameter dargestellt und man erkennt, dass die zweiten Voreinspritzungen früher als wie bei 1750 min^{-1} für $\varepsilon = 18$ und 15.5 deaktiviert werden. Hier steht ebenfalls wieder die Minderung des Verbrennungsgeräuschs im Vordergrund.

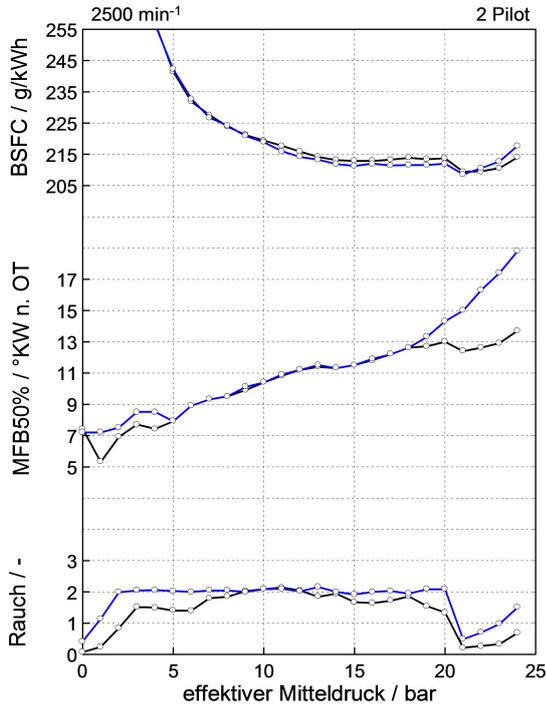


Abb. 5.67: BSFC, MFB50% und Rauch - 2500 min⁻¹

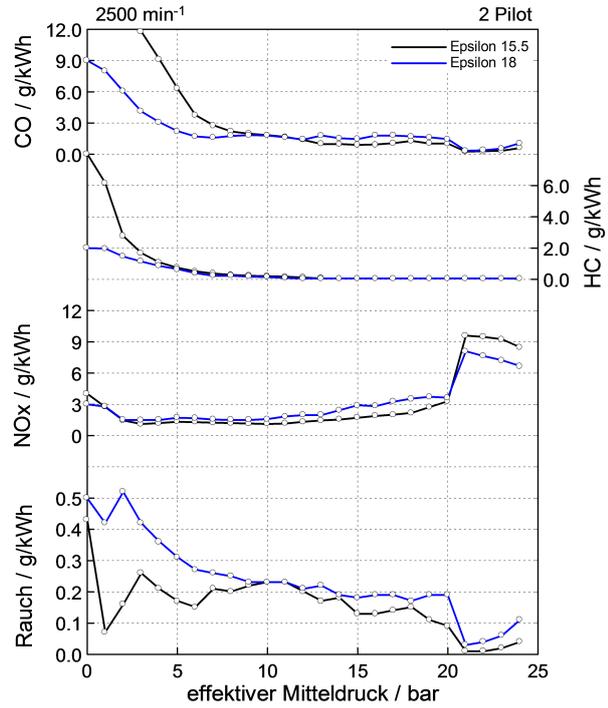


Abb. 5.68: Emissionen - 2500 min⁻¹

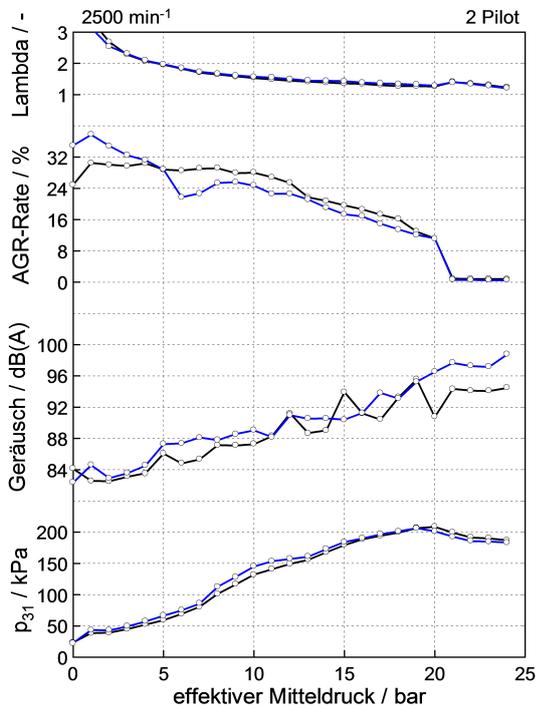


Abb. 5.69: λ , AGR-Rate, Geräusch und p_{31} - 2500 min⁻¹

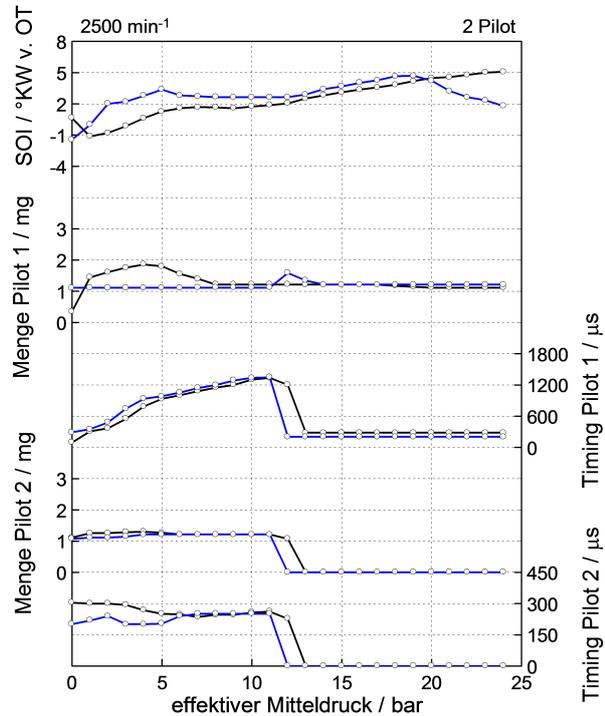


Abb. 5.70: Einspritzparameter - 2500 min⁻¹

5.3.5 Bestpunkt

Die Bestpunktsuche erfolgte in einem Drehzahlbereich von $2000 \div 2500 \text{ min}^{-1}$. In diesem Fenster konnten die Bestpunkte mit dem geringsten spezifischen Kraftstoffverbrauch bei 2250 min^{-1} und 16 bzw. 19 bar effektiven Mitteldruck für $\varepsilon = 15.5$ und 18 gefunden werden. Für $\varepsilon = 14$ wurden lediglich die Einspritzparameter von $\varepsilon = 15.5$ bei 19 bar bzw. $\varepsilon = 18$ bei 16 bar übernommen.

Anschließend erfolgten die Variationen von Rail- und Ladedruck sowie des Einspritzbeginns um deren Einfluss zu eruieren und den spez. Kraftstoffverbrauch eventuell weiter zu senken. In der Tabelle 5.2 sind die Bestpunkte für 16 bar effektiven Mitteldruck und die dabei eingestellten Einspritzparameter angeführt. In der Tabelle 5.3 sind die Ergebnisse für 19 bar effektiven Mitteldruck aufgelistet, wobei für $\varepsilon = 15.5$ bei 16 bar bzw. für $\varepsilon = 18$ bei 19 bar nicht lange gesucht wurde, wie an der Lage des MFB50%-Punkts erkannt werden kann.

Tabelle 5.2: Bestpunkte für 16 bar eff. Mitteldruck

	$\varepsilon = 15.5$	$\varepsilon = 18$	$\varepsilon = 14$	Einheit
spez. Kraftstoffverbrauch	204.6	200.0	205.9	g/kWh
Ladedruck	125.0	131.5	131.9	kPa
MFB50%	9.9	7.8	7.8	°KW n. OT
Raildruck	1360	1240	1240	bar
Einspritzbeginn	2.2	6.8	7.0	°KW v. OT

Tabelle 5.3: Bestpunkte für 19 bar eff. Mitteldruck

	$\varepsilon = 15.5$	$\varepsilon = 18$	$\varepsilon = 14$	Einheit
spez. Kraftstoffverbrauch	202.3	201.0	205.0	g/kWh
Ladedruck	164.4	159.4	164.0	kPa
MFB50%	8.3	12	7.6	°KW n. OT
Raildruck	1260	1360	1260	bar
Einspritzbeginn	7.2	3.4	9.0	°KW v. OT

Es ist zu erkennen, dass das hohe Verdichtungsverhältnis den insgesamt besten Verbrauch hat bei 16 bar eff. Mitteldruck. Bei höheren Lasten verschlechtert sich der Verbrauch für $\varepsilon = 18$ und verbessert sich für $\varepsilon = 14/15.5$, sodass der Vorteil nur mehr sehr gering ausfällt.

Auf Grund des höheren Verdichtungsendrucks wird bei $\varepsilon = 18$ der maximale Zylinderspitzenndruck bereits bei 16 bar eff. Mitteldruck erreicht und der MFB50%-Punkt kommt im thermodynamisch optimalen Bereich zu liegen.

Bei $\varepsilon = 14/15.5$ wird der maximale Zylinderspitzenruck noch nicht erreicht und der eff. Mitteldruck kann auf 19 bar erhöht werden, wodurch bei $\varepsilon = 18$ der Einspritzbeginn bereits nach spät gestellt werden muss und eine Verschiebung des MFB50%-Punkts aus dem Optimum bewirkt.

5.3.6 Design of Experiments - CAMEO

DoE – Design of Experiments – ermöglicht es überall dort, wo die Ergebnisse von mehreren Einflussgrößen abhängen, in relativ kurzer Zeit eine optimale Kombination dieser Parameter zu ermitteln. Die deutsche Übersetzung lautet „statistische Versuchsplanung“ [2].

Im Zuge dieser Masterarbeit wurde DoE verwendet, um einen Betriebspunkt (1750 min^{-1} , 4 bar, 1 Pilot) hinsichtlich spezifischen Kraftstoffverbrauch, Emissionen und Geräusch zu optimieren. Hierfür kam das Softwarepaket *AVL-CAMEO* zum Einsatz. Im ersten Schritt erfolgte die Festlegung der Variationsbreite für die einzelnen Einflussgrößen. Zur Absicherung gegen Schäden mussten Limits hinsichtlich Temperaturen, Drücke und Emissionen festgelegt werden. Danach wurde eine bestimmte Anzahl von Messpunkten in diesem Prüfraum verteilt, welche anschließend automatisch angefahren, stabilisiert und gemessen wurden. An Hand dieser Rohdaten erfolgte die Modellbildung. Durch die Vorgabe von Randbedingungen (NO_x -, Rauch- und Geräuschemission) konnte eine Optimierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs, auf Basis des ermittelten Modells, vorgenommen werden. Anschließend erfolgte die Validierung der Punkte am Motorprüfstand.

In der Tabelle 5.4 sind die Ergebnisse des Modells und der Messung angeführt. Es sollte der spezifische Kraftstoffverbrauch, unter den Radbedingungen von $\text{NO}_x \leq 11.8 \text{ g/h}$ und $\text{FSN} \leq 2$, minimiert werden. Dabei zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung von Modell und Messung. Die NO_x -Emissionen fallen etwas zu hoch aus, jedoch ist auch der Rauchwert noch unter dem Modellwert.

Tabelle 5.4: Minimierung von BSFC mit Randbedingungen

	CAMEO	Messung	Einheit
spez. Kraftstoffverbrauch	238.6	239.1	g/kWh
MFB50%	4.25	4.0	°KW n. OT
FSN	0.78	0.72	-
NO_x	11.8	12.9	g/h

In Abbildung 5.71 und 5.72 sind die Spannungsfelder von spezifischen Kraftstoffverbrauch und NO_x -Emission sowie von Rauch- und NO_x -Emission dargestellt. Bei der Vorgabe beide Größe zu Minimieren kommt es zur Ausbildung einer Pareto-Front, da sich diese gegenseitig beeinflussen.

Zu beachten ist dabei, dass die Verbrennungsstabilität relativ schlecht war. Dies kann durch die Vorgabe von weiteren Randbedingungen verbessert werden.

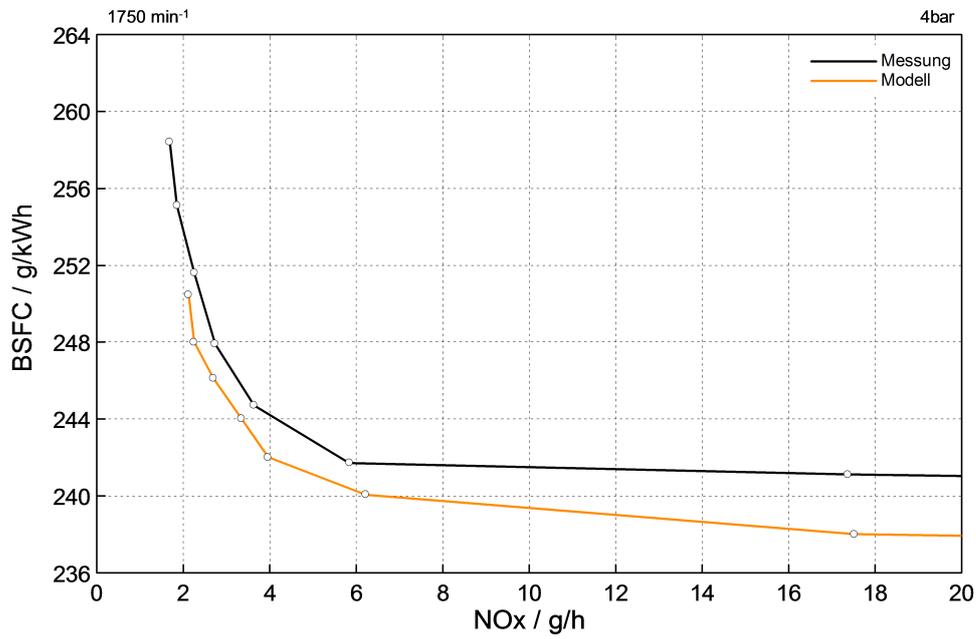


Abb. 5.71: Spannungsfeld BSFC - NO_x

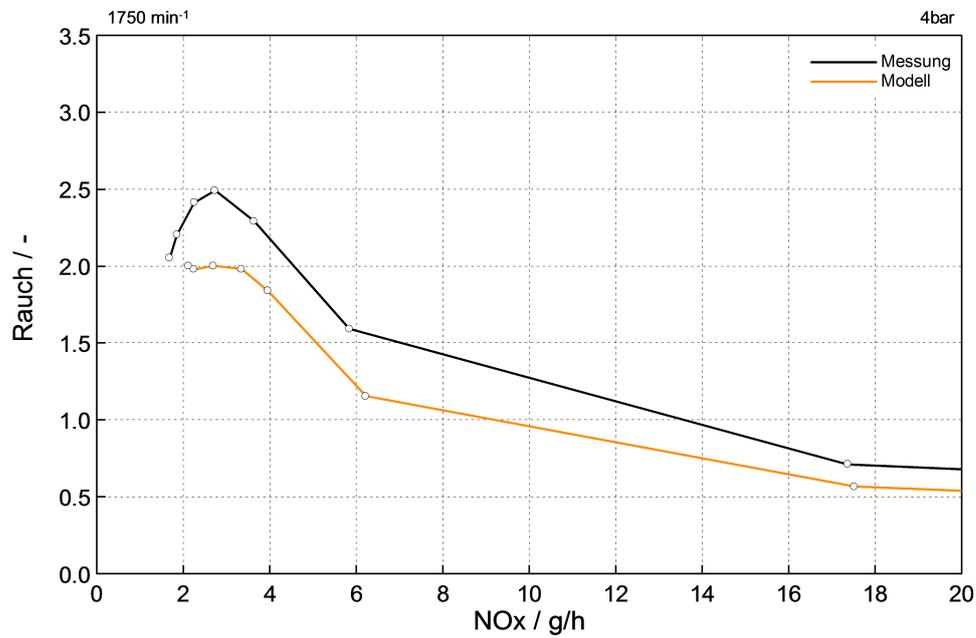


Abb. 5.72: Spannungsfeld Rauch - NO_x

5.3.7 Zusammenfassung Teillastuntersuchungen

Bei den Teillastuntersuchungen standen die Auswirkungen des hohen Verdichtungsverhältnis auf Emissionen und spez. Kraftstoffverbrauch im Fokus bzw. welche Wirkungsgradsteigerung dadurch im Teillastbetrieb erreicht werden kann.

Die Einspritzbeginn-Variationen ohne AGR ergaben, dass $\varepsilon = 18$ klare Vorteile hinsichtlich HC- und CO-Emissionen sowie spez. Kraftstoffverbrauch, vor allem in niedrigen Lastbereichen, gegenüber $\varepsilon = 14$ besaß. Bei niedrigen Lasten und später Lage des Verbrennungsschwerpunkts kam es bei $\varepsilon = 14$ zu einem signifikantem Anstieg der CO- und HC-Emissionen auf Grund der geringeren Brennraumtemperatur. Lediglich die NO_x- und Rauchemissionen fielen für $\varepsilon = 18$ in manchen Bereichen etwas höher aus. Hin zu höheren Lasten fielen die Unterschiede in den Emissionen immer geringer aus, der niedrigere spez. Kraftstoffverbrauch blieb jedoch bestehen.

Bei den Einspritzbeginn-Variationen mit AGR zeigten sich bereits die höheren Rauchemissionen bei $\varepsilon = 18$ auf Grund der durch den erhöhten Anteil von Diffusionsverbrennung begünstigten Rußbildung. Der spez. Kraftstoffverbrauch war jedoch über den gesamten Variationsbereich besser.

Die Variation für einen konst. NO_x-Massenstrom ergab, vor allem bei früher Lage des MFB50%-Punkts, hohe Rauchemissionen für $\varepsilon = 18$. Wegen der durch die frühe Einspritzung auftretenden höheren Zylinderspitzentemperaturen musste für gleiche NO_x-Emissionen die AGR-Rate erhöht werden. Dadurch verschlechterten sich die Rauchemissionen und lagen deutlich über denen von $\varepsilon = 14$. Die CO-Emissionen stiegen ebenfalls analog zur früheren Schwerpunktslage der Verbrennung an, weil durch die höhere AGR-Rate die Verbrennung unvollständiger abläuft. Die HC-Emissionen verliefen konstant und waren niedriger als bei $\varepsilon = 14$.

Die Variation für eine konst. Luftmasse ergab, dass die CO- und NO_x-Emissionen für $\varepsilon = 14/18$ nahezu identisch verliefen. Die Rauchemissionen fielen für $\varepsilon = 18$ wiederum deutlich höher aus, wohingegen die HC-Emissionen unter denen von $\varepsilon = 14$ lagen.

Die AGR-Variationen ergaben, dass $\varepsilon = 18$ den geringsten spez. Kraftstoffverbrauch aufwies. Des Weiteren zeigten sich vor allem bei niedrigen Lasten Vorteile in den CO- und HC-Emissionen, welche jedoch mit abnehmender AGR-Rate geringer ausfielen oder ganz verschwanden. Durch die niedrigere AGR-Rate steigt die Brennraumtemperatur und die Verbrennung läuft dadurch vollständiger ab. Bei gleichen NO_x-Emissionen lagen die Rauchemissionen für $\varepsilon = 18$ über denen von $\varepsilon = 14/15.5$. Mit steigender AGR-Rate verschlechterte sich auch der spez. Kraftstoffverbrauch und näherte sich dem von $\varepsilon = 15.5$ an, wobei hier immer noch ein geringer Vorteil für $\varepsilon = 18$ bestand.

Bei dem Lastschnitt für 1750 min^{-1} mit zwei Piloteinspritzungen ergaben sich für $\varepsilon = 18$ lediglich Vorteile in den CO- und HC-Emissionen im unteren Lastbereich. Ansonsten wies $\varepsilon = 15.5$ die geringsten NO_x - und HC-Emissionen auf sowie den besten spez. Kraftstoffverbrauch über den gesamten Lastbereich.

Bei dem Lastschnitt für 2500 min^{-1} mit zwei Piloteinspritzungen ergab sich für $\varepsilon = 18$ ein maximaler Vorteil im spez. Kraftstoffverbrauch von 2 g/kWh . Die Rauch- und NO_x -Emissionen fielen jedoch höher aus. Im niedrigen Lastbereich wies das hohe Verdichtungsverhältnis wiederum Vorteile in den CO- und HC-Emissionen auf.

Hier muss jedoch nochmals darauf hingewiesen werden, dass die Messungen für $\varepsilon = 14/18$ mit einem neuen Turbolader durchgeführt wurden. Dieser erzeugte bei gleichem Ladedruck einen höheren Abgasgegendruck, wodurch sich der spez. Kraftstoffverbrauch etwas verschlechterte.

Die Bestpunktsuche zeigte, dass für $\varepsilon = 18$ der minimale spez. Kraftstoffverbrauch 200.0 g/kWh betrug bei 2250 min^{-1} und 16 bar eff. Mitteldruck, $\varepsilon = 14$ erreichte hier 205.9 g/kWh bzw. $\varepsilon = 15.5$ erreichte 204.6 g/kWh .

Der minimale spez. Kraftstoffverbrauch für $\varepsilon = 14$ betrug 205 g/kWh und wurde bei 2250 min^{-1} und 19 bar eff. Mitteldruck erreicht, $\varepsilon = 18$ erreichte hier 201 g/kWh bzw. $\varepsilon = 15.5$ erreichte 202.3 g/kWh .

Daraus zeigte sich, dass der Verbrauchsvorteil von $\varepsilon = 18$ maximal 2% gegenüber $\varepsilon = 15.5$ betrug und damit sehr gering ausfiel.

Zusammenfassend kann für $\varepsilon = 18$ mit Hinblick auf ein VCR-System folgendes gesagt werden. Durch $\varepsilon = 18$ können in der Teillast Verbrauchsvorteile gegenüber $\varepsilon = 15.5$ erreicht werden. Diese betragen jedoch maximal $\approx 2\%$ und fallen damit sehr gering aus. Im Gegenzug steigen die Rauchemissionen auf Grund des höheren Anteils von Diffusionsverbrennung stark an. Dies führt dazu, dass unter der Einhaltung von $\text{FSN} \leq 2$ die AGR-Rate reduziert werden muss und dadurch einen Anstieg bei den NO_x -Emissionen bewirkt. Durch die höhere Verdichtungsendtemperatur bei $\varepsilon = 18$ steigen auch die Zylinderspitzen Temperaturen an und begünstigen zusätzlich die NO_x -Bildung. Jedoch können durch die höhere Verdichtungsendtemperatur vor allem bei niedrigen Lasten deutliche Vorteile in den HC- und CO-Emissionen gegenüber $\varepsilon = 15.5$ erzielt werden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Zu Beginn dieser Masterarbeit wurde am Motorprüfstand des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik ein Vergleich der 7-Loch Seriendüse mit einer 8-Loch Düse durchgeführt. Die Voll- und Teillastuntersuchungen zeigten, dass durch die 8-Loch Düse keine signifikanten Verbesserungen hinsichtlich Emissionen und spez. Kraftstoffverbrauch eintraten. Die 8-Loch Düse zeigte bei den AGR-Variationen geringe Vorteile in den Rauchemissionen, jedoch spiegelten sich diese bei den 14-Mode WLTC Simulationen und WLTC-Testläufen nicht wider. Es konnte keine eindeutige Aussage getroffen werden, welche Düsenvariante besser bzw. zu bevorzugen ist. Auf Grundlage dieser Messergebnisse fiel die Entscheidung dahingehend, dass die weiteren Untersuchungen mit der 7-Loch Düse durchzuführen sind, da diese der Serienkonfiguration entsprechen und eine Umrüstung nicht gerechtfertigt werden konnte. Außerdem ist wegen des höheren Dralls auf Grund der kleineren Mulde bei $\varepsilon = 18$ eine Düse mit geringer Lochanzahl zu bevorzugen, um ein Verwehen der Einspritzstrahlen ineinander zu vermeiden.

Der nächste Schritt bestand darin, ein variables Verdichtungsverhältnis am Motor zu simulieren und die theoretischen Vorteile dadurch praktisch zu überprüfen und messtechnisch zu erfassen. Dabei wurden drei Verdichtungsverhältnisse untersucht: $\varepsilon = 14$ und 18 sowie 15.5 (Serie) zum Vergleich. Das Verdichtungsverhältnis wurde durch einen Kolbenumbau variiert. Die Änderung von $\varepsilon = 15.5$ auf 18 erfolgte bei gleicher Quetschspalthöhe durch eine Verkleinerung der Kolbenmulde. Die Änderung von $\varepsilon = 18$ auf 14 wurde durch eine Vergrößerung des Quetschspaltes erreicht. Die Quetschspaltänderung zwischen $\varepsilon = 14$ und 18 betrug dabei 1.44 mm. Dadurch sollte ein zweistufiges VCR-System mit „längenvariablem Pleuel“ simuliert werden, wobei $\varepsilon = 14$ das kurze Pleuel darstellen sollte. Die Messungen unterteilten sich in Voll- und Teillastuntersuchungen.

Bei den Vollastuntersuchungen stand die Leistungssteigerung gegenüber der Serie im Vordergrund. Des Weiteren sollte bei einer Absenkung des Zylinderspitzen drucks und gleichzeitiger Anhebung des Raildrucks eine gleichbleibende Leistung erreicht werden, um eine Reibungsminderung im Triebwerk zu erreichen.

Bei 180 bar Zylinderspitzen druck unterschieden sich $\varepsilon = 18$ und 15.5 kaum hinsichtlich Leistung, eff. Mitteldruck und spez. Kraftstoffverbrauch. Einzig die Rauchemissionen fielen deutlich höher aus für $\varepsilon = 18$ auf Grund des vermehrten Anteils der Diffusionsverbrennung.

Die Absenkung des Zylinderspitzen-drucks auf 140 bar zeigte, dass $\varepsilon = 14$ und 15.5 bezüglich Leistung, eff. Mitteldruck und spez. Kraftstoffverbrauch nahezu identisch waren. Im Vergleich zu 180 bar fielen diese Größen jedoch etwas schlechter aus.

Für $\varepsilon = 14$ konnte zudem gezeigt werden, dass bei einer Absenkung des Zylinderspitzen-drucks auf 130 bar und gleichzeitiger Anhebung des Raildrucks auf 2000 bar der spez. Kraftstoffverbrauch unter die Ausgangsbasis (180bar Zylinderspitzen- und 1600 bar Raildruck) abgesenkt werden konnte bei gleicher Leistung.

Die Ladedruckvariation zeigte zusätzlich, dass mit $\varepsilon = 14$ bei 180 bar Zylinderspitzen-druck Leistung und eff. Mitteldruck, bei gleichzeitiger Reduktion des spez. Kraftstoff-verbrauchs, gegenüber $\varepsilon = 18$ gesteigert werden konnten. Im Vergleich zu $\varepsilon = 15.5$ konnte jedoch keine Leistungssteigerung erreicht werden. Hierfür bedarf es einer weiteren Erhöhung des Ladedrucks über 2 bar hinaus.

Bei den Teillastuntersuchungen stellte sich heraus, dass $\varepsilon = 18$ den geringsten spez. Kraftstoffverbrauch aufwies. Dieser Verbrauchsvorteil fiel jedoch geringer aus als erwartet und bewegte sich bei $\approx 2\%$ gegenüber $\varepsilon = 15.5$. Hingegen stiegen die Rauche-missionen wegen der vermehrt auftretenden Diffusionsverbrennung stark an, wodurch die AGR-Rate reduziert werden musste, um das Rauchlimit von $FSN \leq 2$ einzuhalten. Diese niedrigere AGR-Rate und die durch die höhere Verdichtungs- endtemperatur steigenden Zylinderspitzentemperaturen führten dazu, dass die NO_x -Emissionen höher ausfielen. Bei den CO- und HC-Emissionen weist das hohe Verdichtungsverhältnis hingegen klare Vorteile auf, welche vor allem bei niedrigen Lasten deutlich zu erkennen sind. Auf Grund des hohen Verdichtungsverhältnisses und der daraus resultierenden höheren Verdichtungs- endtemperatur läuft die Verbrennung stabiler und vollständiger ab. Die Bestpunktsuche ergab eine Verbesserung des spez. Kraftstoffverbrauchs für $\varepsilon = 18$ von maximal 2% gegenüber $\varepsilon = 15.5$ und fiel damit geringer aus als erwartet wurde.

Die durchgeführten Messungen haben gezeigt, dass an der Vollast mit $\varepsilon = 14$ und 180 bar Zylinderspitzen-druck erst bei gleichzeitiger Erhöhung des Ladedrucks eine Leistungssteigerung möglich ist. In der Teillast konnten mit $\varepsilon = 18$ Verbrauchsvorteile erzielt werden, jedoch fielen diese sehr gering aus bei gleichzeitig deutlich ansteigenden Rauch- und NO_x -Emissionen gegenüber $\varepsilon = 15.5$. Durch ein variables Verdichtungs- verhältnis können durchaus Vorteile erreicht werden, jedoch bedarf es hierfür weiteren Änderungen am Motor.

Anhang

A.1 Übersicht Messstellen

108

A.1 Übersicht Messstellen

In Abbildung A.1 sind sämtliche Messstellen, welche am Versuchsträger appliziert wurden, angeführt.

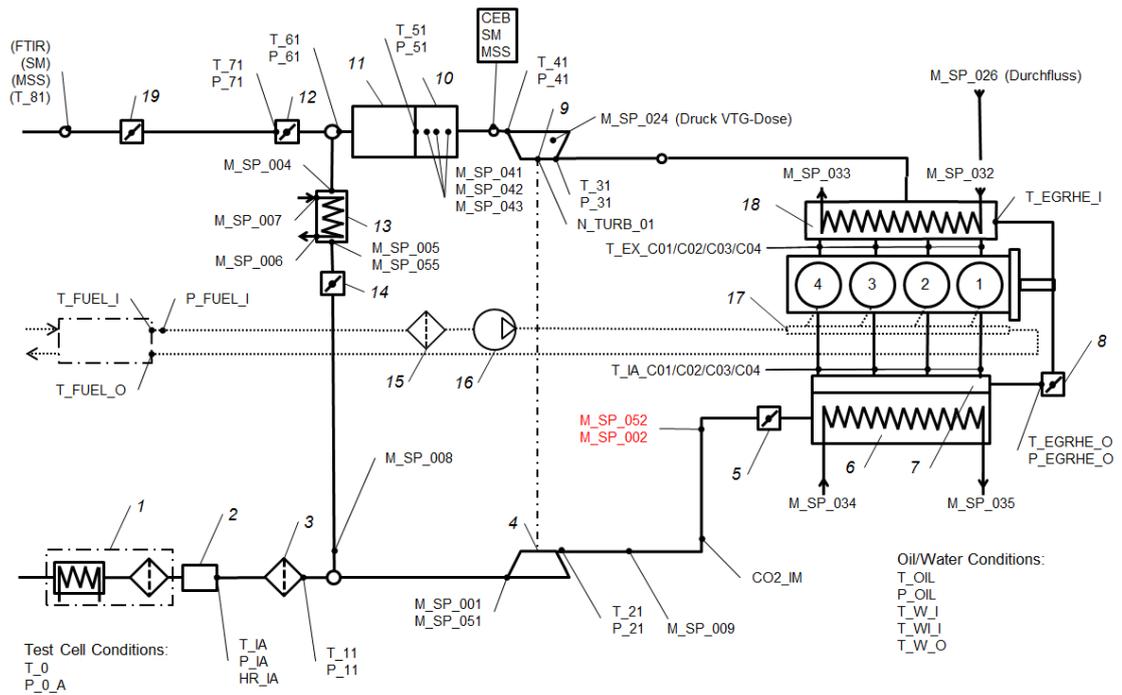


Abb. A.1: Messstellenübersicht des Versuchsträgers

Die Nummern beschreiben dabei folgende Komponenten:

1. Luftfilter
2. SensyFlow
3. Luftfilter - Motor
4. Verdichter
5. Drallklappe
6. Saugrohr mit integriertem Ladeluftkühler
7. Hochdruck AGR Leitung
8. Hochdruck AGR Ventil

9. Turbine
10. DOC
11. DPF
12. Abgasklappe (ECU)
13. Niederdruck AGR Wärmetauscher
14. Niederdruck AGR Ventil
15. Kraftstofffilter
16. CR Hochdruck Pumpe
17. Common Rail
18. Abgaskrümmmer
19. Abgasklappe (PUMA)

Literatur

Bücher und Skripten

- [1] EICHLSEDER Helmut: *Verbrennungskraftmaschinen – Vertiefte Ausbildung*; Technische Universität Graz: Vorlesungsskriptum, 2012
- [2] EICHLSEDER Helmut: *VKM – Funktionsentwicklung*; Technische Universität Graz: Vorlesungsskriptum, 2013
- [3] HOHENBERG Günter: *Ausgewählte Kapitel aus Verbrennungskraftmaschinen: Aufladung*; Technische Universität Graz: Vorlesungsskriptum, 2015
- [4] LIEBL Johannes, LEDERER Matthias, ROHDE-BRANDENBURGER Klaus, BIERMANN Jan-Welm, ROTH Martin und SCHÄFER Heinz: *Energiemanagement im Kraftfahrzeug*; Springer Vieweg: 1. Auflage, 2014
- [5] MERKER Günter P. und TEICHMANN Rüdiger: *Grundlagen Verbrennungsmotoren*; Springer Vieweg: 7. Auflage, 2014
- [6] MOLLENHAUER Klaus und TSCHÖKE Helmut: *Handbuch Dieselmotoren*; Springer Verlag Berlin Heidelberg: 3. Auflage, 2007
- [7] PISCHINGER Rudolf, KLELL Manfred und SAMS Theodor: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*; SpringerWienNewYork: 3. Auflage, 2009
- [8] PUCHER Helmut und ZINNER Karl: *Aufladung von Verbrennungsmotoren*; Springer Vieweg: 4. Auflage, 2012
- [9] REIF Konrad: *Dieselmotor-Management*; Bosch GmbH: Springer Vieweg, 2012
- [10] WIMMER Andreas u. a.: *Laborübung MOTOR und UMWELT*; Technische Universität Graz: Laborunterlagen, 2015

Artikel und Publikationen

- [11] DIEZEMANN Matthias, SCHRAMM Christian, BRAUER Maximilian und SEVERIN Christopher: “*Variable Verdichtung am Dieselmotor*”; in: *MTZ* Juni (2015), S. 52–57
- [12] PISCHINGER Stefan, WITTEK Karsten und TIEMANN Christof: “*Zweistufiges variables Verdichtungsverhältnis durch exzentrische Kolbenbolzenlagerung*”; in: *MTZ* Februar (2009), S. 128–136

Sonstiges

- [13] AVL: *AVL Kraftstoffverbrauchsmessung am Motorprüfstand und im Fahrzeug*; https://www.avl.com/html/static/ITS_ONLINE/PDFs/D/7_TESTING_EQUIPMENT_5_D.pdf; Zugriff am 29.10.2015
- [14] AVL: *AVL Lösungen für die Abgasanalyse*; https://www.avl.com/html/static/ITS_ONLINE/PDFs/D/10_TESTING_EQUIPMENT_8_D.pdf; Zugriff am 29.10.2015
- [15] VDA: *NEFZ und WLTP*; <https://www.vda.de/de/themen/umwelt-und-klima/nefz-und-wltp/nefz-und-wltp.html>; Zugriff am 14.10.2015