

Diplomarbeit

UNTERSUCHUNGEN ZUM EINFLUSS DER STEUERZEITEN, DER LADUNGSBEWEGUNG UND DES VERDICHTUNGS- VERHÄLTNISSSES AM PKW-DIESELMOTOR

von

Reinhard Luef

Matrikelnummer: 0330591

Studienkennzahl: F-704

Durchgeführt am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut EICHLSEDER



Betreuender Professor: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut EICHLSEDER

Betreuender Assistent: Dipl.-Ing. Klaus Maria SCHAFFER

Graz, im Juli 2010

Diese Arbeit unterliegt der Veröffentlichungssperre bis Oktober 2012

Danksagung

Hier möchte ich die Gelegenheit ergreifen, um einige Dankesworte an bestimmte Personen zu richten.

An erster Stelle möchte ich dem Leiter des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut EICHLSEDER, ein aufrichtiges Dankeschön übermitteln, der mir meinen Wunsch, eine Diplomarbeit im Arbeitsbereich Brennverfahrensentwicklung an einem aktuellen Vollmotor durchführen zu dürfen, tatsächlich erfüllt hat.

Ein weiterer Dank gebührt meinem Betreuer, Herrn Dipl.-Ing. Klaus Maria SCHAFFER. Er stand mir bei allen Problemen und Fragen mit Rat und Tat und seiner großen Erfahrung stets zur Seite. Er war es letztendlich, der meinem Studium noch den letzten Feinschliff hinsichtlich praktischen Denkens und effizienten Arbeitens an einem Motorprüfstand gab.

Auch die gute Zusammenarbeit mit dem Werkstättenpersonal möchte ich nicht unerwähnt lassen. Allen voran darf ich hier Herrn Günther Mosbacher nennen, der immer zur Stelle war, wenn Not am Mann war; sei es als Verantwortlicher in haustechnischen Angelegenheiten, bei Umbauarbeiten am Motorprüfstand oder als Unterstützung bei Prüfstandsmessungen – ich konnte einfach auf ihn zählen.

Mein größter Dank gebührt aber meinen Eltern und Großeltern, die mir dieses Studium durch ihre Unterstützung in allen Belangen ermöglicht haben. Vielen herzlichen Dank!

Graz, im Juli 2010

Reinhard Luef

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.

Graz, am

.....

(Unterschrift)

Kurzfassung

Künftige Abgasgesetzgebungen (z.B. EURO 6, EURO 7) werden hinsichtlich der Einhaltung von Schadstoffgrenzwerten bei gleichzeitig niedrigen CO₂-Emissionen sowie niedrigen Kosten der Antriebseinheit inklusive erforderlicher Abgasreinigungseinheiten eine große Herausforderung für die Motorenentwickler darstellen. Die aktuellen Entwicklungsziele – niedrige Emissionen, hohe Leistung und geringer Kraftstoffverbrauch – wurden in dieser Arbeit konsequent verfolgt, um einen entscheidenden Beitrag zur Erfüllung höchster Ansprüche zu leisten.

Das Ziel dieser Diplomarbeit war, eine alternative Steuerung der Ladungsbewegung an einem aktuellen PKW-Dieselmotor zu untersuchen. Dabei standen in erster Linie die Auswirkung auf das Brennverfahren, das Verhalten hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs und der Emissionen im Vergleich zum Serienmotor im Vordergrund. Eine kostengünstige und vor allem einfache Realisierbarkeit sollten dabei ebenso bedacht werden.

Der Ladungswechsel wurde sowohl mittels 1D-Simulation als auch versuchstechnisch an einem aktuellen DI-Dieselmotor untersucht. Die Ergebnisse klingen vielversprechend, da gezeigt werden konnte, dass durch relativ einfache Modifikationen der Einlasssteuerzeiten das Brennverfahren dahingehend optimiert werden kann, dass bei gleichen Randbedingungen (konstante Stickoxidemissionen) der Kraftstoffverbrauch und somit der CO₂-Ausstoß reduziert werden kann.

Abstract

Engine developers will face the challenge of reducing CO₂-emissions and adapting toxin levels to future European Union legislation (e.g. EURO 6, EURO 7) while keeping the costs of a drive assembly and exhaust gas treatment low. This study puts great emphasis on the main goals of modern engine development – e.g. low emissions, low fuel consumption and high performance – to enable new engine systems to meet the highest level of perfection.

The aim of this thesis was to study the alternative regulation of gas exchange in a modern diesel engine, above all its effects on the combustion process, fuel consumption and emissions as compared to a conventional series engine. Cost effectiveness and easy application were to be considered, too. The gas exchange process was studied by using both 1D-simulation and practical tests on a modern diesel engine.

The results seem to be quite promising since it could be shown that without variations in other parameters like NO_x-emissions relatively simple modifications of intake timing could optimize combustion in such a way as to reduce fuel consumption and CO₂-emissions considerably.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung und Motivation	11
1.1	Der Arbeitsprozess.....	11
1.2	Aufgabenstellung.....	12
2	Steuerung der Ladungsbewegung	13
2.1	Grundlagen	13
2.2	Ladungsbewegungsarten	14
2.3	Ausgeführte Systeme beim Ottomotor	15
2.3.1	Starre Einlasskanalgeometrie	15
2.3.2	Twinport-System.....	16
2.3.3	Schaltnockensysteme	17
2.3.4	Tumbleklappe	21
2.3.5	Vollvariabler mechanischer Ventiltrieb.....	22
2.3.6	Elektrohydraulische Ventilsteuerung – „MultiAir“	23
2.4	Ausgeführte Systeme beim Dieselmotor	24
2.4.1	Zweiventil-Zylinderkopf	24
2.4.2	Vierventil-Zylinderkopf	25
2.5	Alternative Verfahren.....	26
3	1D-Ladungswechselsimulation.....	29
3.1	Das Modell	29
3.2	Abstimmung des Modells	32
3.3	Untersuchte Einlasssteuerzeiten und Lastpunkte	33
3.4	Ergebnisse der Simulation	35
3.4.1	Früher Einlassschluss des Füllkanals.....	35
3.4.2	Atkinson-Cycle.....	38
3.4.3	Absenkung des Verdichtungsverhältnisses	40
3.5	Probleme und Schwachstellen der Simulation	41

4	Versuchsträger	42
4.1	Allgemeines	42
4.2	Zielsetzung	43
4.3	Mechanischer Aufbau	44
4.4	Brennverfahren	46
4.5	Gemischbildung	47
4.5.1	Aufladung	47
4.5.2	Einspritzausrüstung	48
4.6	Technische Daten	49
5	Motorprüfstand	50
5.1	Prüfraum	50
5.1.1	Allgemeine Ausrüstung – Übersicht	50
5.1.2	Emissionierung	52
5.1.2.1	Schadstoffmessung	52
5.1.2.2	Rauchwertmessung	53
5.1.3	Luftverhältnis Lambda	54
5.1.4	Drehmomentmessung	55
5.2	Prüfstandswarte	56
5.2.1	Prüfstandssteuerung	56
5.2.2	Indiziersystem	58
5.2.3	Applikation	60
6	Messprogramm – Messablauf	62
6.1	Motoraufbau	62
6.2	Applikation der Messsysteme	63
6.2.1	Messstellen	63
6.2.2	Sensorkalibrierung	65
6.2.2.1	Niederdruck	65
6.2.2.2	Zylinderdruck	65
6.2.2.3	Temperatur	68
6.2.2.4	Leistungsbremse	69
6.3	Untersuchungsmethodik	70
6.3.1	Serienkonfiguration	70
6.3.2	Änderung der Einlasssteuerzeiten	72
6.3.2.1	ENW-50	75
6.3.2.2	ENW-70	75
6.3.2.3	ENW±30	76
6.3.2.4	ENW+30 beide Atkinson	76
6.3.2.5	Praktische Durchführung	77
6.3.3	Absenkung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses	78
6.3.4	Wärmläufe im stationären Betriebszustand	81

7	Messdatenauswertung	82
7.1	Kennfelddarstellung des EU5 Grundmotors	82
7.1.1	Spezifischer Kraftstoffverbrauch	83
7.1.2	Effektiver Wirkungsgrad	83
7.1.3	Reibmitteldruck	84
7.1.4	Raildruck	84
7.1.5	Luftverhältnis Lambda	85
7.1.6	Abgasrückführrate	85
7.1.7	Rußemissionen	86
7.1.8	CO-Emissionen	86
7.1.9	HC-Emissionen	87
7.1.10	NO _x -Emissionen	87
7.2	Alternative Methoden zur Steuerung der Ladungsbewegung	88
7.2.1	Drallklappen-Variation	88
7.2.1.1	Lastpunkt: 1300-3	89
7.2.1.2	Lastpunkt: 1500-5	89
7.2.1.3	Lastpunkt: 2000-2	90
7.2.1.4	Diskussion der Ergebnisse	90
7.2.2	AGR-Variation	92
7.2.2.1	Lastpunkt: 1300-3	93
7.2.2.2	Lastpunkt: 2000-2	94
7.2.2.3	Diskussion der Ergebnisse	96
7.2.3	Variantenvergleich – ENW-Variationen	97
7.2.3.1	AGR-Bereich	97
7.2.3.2	Hochlastbereich	99
7.2.3.3	Diskussion der ENW-Variationen	101
7.3	Reduziertes Verdichtungsverhältnis	102
7.3.1	Allgemeines	102
7.3.2	AGR-Variation	103
7.3.2.1	Lastpunkt: 1500-5	103
7.3.2.2	Lastpunkt: 2000-2	105
7.3.2.3	Diskussion der Ergebnisse	107
7.3.3	Variantenvergleich – reduziertes Verdichtungsverhältnis	108
7.3.3.1	AGR-Bereich	108
7.3.3.2	Hochlastbereich	110
7.3.3.3	Diskussion des Vergleichs der Verdichtungsverhältnisse	112
7.4	Auswertung der Indizierdaten	113
7.4.1	Allgemeines	113
7.4.2	ENW-Vergleich	115
7.4.3	Vergleich der Verdichtungsverhältnisse	117
7.5	Verlustanalyse	120
7.5.1	Methodik	120
7.5.2	Ergebnisse	121
7.5.3	Diskussion der Ergebnisse der Verlustanalyse	123
7.6	Warmlaufuntersuchungen	124

8 Zusammenfassung und Ausblick.....	126
9 Literaturverzeichnis	128
10 Abbildungsverzeichnis.....	130
Anhang.....	134

Abkürzungen und Formelzeichen

AGR	Abgasrückführung
ANW	Auslassnockenwelle
AÖ	Auslass öffnet
AS	Auslass schließt
AV	Auslassventil
be	spezifischer Kraftstoffverbrauch
BSFC	Brake Specific Fuel Consumption (spezifischer Kraftstoffverbrauch)
CFD	Computational Fluid Dynamics
DCCS	Dilution Controlled Combustion System
DDE	Digitale Dieselelektronik
DI	Direct-Injection
DK	Drallklappe
DOHC	Double Overhead Camshaft
DPF	Dieselpartikelfilter
ε	Verdichtungsverhältnis
ECU	Electronic Control Unit
EDC	Electronic Diesel Control
ENW	Einlassnockenwelle
EÖ	Einlass öffnet
ES	Einlass schließt
ETK	Emulator-Tastkopf
EV	Einlassventil
FES	früher Einlassschluss
FSI	Benzindirekteinspritzung (Audi)
HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition
HCLI	Homogeneous Charge Late Injection
HPLI	Homogeneous Premixed Late Injection
HVA	hydraulischer Ventilspielausgleich
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure (indizierter Mitteldruck)
LBK	Ladungsbewegungsklappe
LW-OT	Ladungswechsel-oberer Totpunkt
MCU	Multi Control Unit
MFB50%	50%-Massenumsatzpunkt (Verbrennungsschwerpunkt)
NEDC	New European Driving Cycle
OBD	On Board Diagnose
OT	oberer Totpunkt

P_e	effektive Leistung
p_e	effektiver Mitteldruck
PFI	Port Fuel Injection
p_i	indizierter Mitteldruck
SES	später Einlassschluss
SOI	Start of Injection (Einspritzzeitpunkt)
TFSI	Benzindirekteinspritzung mit Turboaufladung (Audi)
TWE	Kühlmitteleintrittstemperatur (Motor)
UT	unterer Totpunkt
V_H	Hubvolumen
VL	Volllast
VNT	Variable Nozzle Turbine-Technologie
VTG	Variable Turbinengeometrie
VTT	Variable Twin Turbo
VVH	Verdichtungsverhältnis
W_i	indizierte (innere) Arbeit
ZMS	Zweimassenschwungrad
ZOT	Zünd-oberer Totpunkt

1 Einleitung und Motivation

Der direkt einspritzende PKW-Dieselmotor hat in den letzten 15 Jahren bedeutend an Akzeptanz gewonnen und sich zum Antriebsaggregat mit dem höchsten Wirkungsgrad entwickelt, womit er die effizienteste Art des Antriebs im PKW-Sektor darstellt. Dies ist ohne Zweifel auf die Entwicklungsfortschritte im Bereich der spezifischen Motorkennwerte, wie Leistung und Drehmoment, als auch auf dem Gebiet der Schadstoffemissionen und der Motorakustik zurückzuführen. Die gleichzeitig einhergehende weitere Verbrauchsreduktion und die Verbesserung des Geräusch- und Schwingungskomforts haben wesentlich zur Verbreitung des dieselmotorischen Antriebsaggregats beigetragen.

Ziel künftiger Entwicklungen wird es sein, den Kraftstoffverbrauch unter Einhaltung der Schadstoffemissionen weiter abzusenken, ohne Einbußen in Leistung, Dynamik und Komfort in Kauf nehmen zu müssen, vgl. [1].

1.1 Der Arbeitsprozess

Der Arbeitsprozess einer Verbrennungskraftmaschine gliedert sich prinzipiell in einen Hochdruck- und einen Niederdruckteil, **Abbildung 1.1**. Im Niederdruckteil erfolgt der Austausch der Zylinderladung gegen Frischladung. Da dies beim realen Viertaktmotor nicht, wie beim vollkommenen Motor angenommen wird, im UT und isochor erfolgen kann, muss eine Arbeit, die sogenannte Ladungswechselarbeit, verrichtet werden. Diese ist bei Saugmotoren immer und bei Turbomotoren mit Abgasturboaufladung in einem sehr weiten Kennfeldbereich negativ und wird aufgrund von Strömungsverlusten beim Ein- und Ausströmen verursacht.

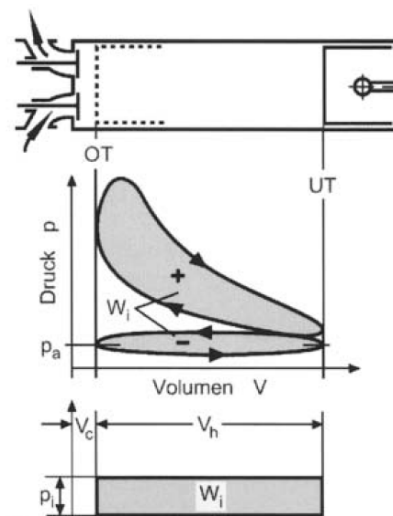


Abbildung 1.1: pV-Diagramm und indizierter Mitteldruck beim Viertaktmotor [2]

Um den effektiven Wirkungsgrad eines Motors zu erhöhen, gibt es grundsätzlich zwei Möglichkeiten:

- a) Erhöhung des Wirkungsgrades des vollkommenen Motors
- b) Verminderung der auftretenden Verluste im Hochdruckprozess sowie der Ladungswechselverluste und der mechanischen Reibung

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde der Fokus auf die Optimierung des Ladungswechsels sowie der Verbrennungsführung beim Dieselmotor gelegt.

1.2 Aufgabenstellung

An einem modernen, direkt einspritzenden Vierzylinder PKW-Dieselmotor sollen nach einer Vermessung des Istzustands alternative Verfahren zur Steuerung der Ladungsbewegung sowie die Absenkung des Verdichtungsverhältnisses untersucht werden. Dabei sollen die Ergebnisse aus der Simulation mit denen aus dem Versuch verglichen werden.

Eine Vermessung des Motors mit geändertem Verdichtungsverhältnis soll die Änderungen der Emissionen des Motors im Verhältnis zum Verbrauch stellen und Auskunft darüber geben, ob eine weitere Reduktion des ohnehin niedrigen Verdichtungsverhältnisses für eine Effizienzsteigerung des PKW-Dieselmotors zielführend ist.

In den nachfolgenden Kapiteln wird nun der Frage nachgegangen, inwieweit eine Variabilität im Ventiltrieb beim schnell laufenden Dieselmotor Einfluss auf die Lösung des Zielkonflikts – Leistung, Verbrauch, Emissionen, Komfort und Dynamik – nimmt.

2 Steuerung der Ladungsbewegung

2.1 Grundlagen

Die Ladungsbewegung ist eine Kenngröße, die sowohl den otto- als auch den dieselmotorischen Verbrennungsablauf sowie die Gemischbildung entscheidend beeinflusst. Der Begriff Ladungsbewegung bezeichnet das Strömungsfeld im Zylinder und trägt bei jedem Brennverfahren einen erheblichen Anteil zur Generierung von Turbulenz im Brennraum bei.

Speziell bei direkt einspritzenden Ottomotoren, die geschichtet betrieben werden (wand-, luft- oder strahlgeführtes Verfahren), ist durch eine geeignete Einlasskanal- sowie Brennraumgestaltung sicherzustellen, dass in der Nähe der Zündkerze ein zündfähiges Kraftstoff-Luft-Gemisch vorherrscht. Auch bei homogen betriebenen PFI-Ottomotoren mit stöchiometrischer Gemischzusammensetzung sowie bei Mager-Ottomotoren im Homogenbetrieb werden an die Ladungsbewegung und im Weiteren an die Gemischbildung hohe Anforderungen gestellt. Dies liegt darin begründet, dass die laminare Flammengeschwindigkeit konventioneller Kraftstoffe bei $\lambda = 0,8-0,9$ ein Maximum erreicht und sowohl zu mageren als auch zu fetten Gemischen hin abnimmt, vgl. [3].

Um bei Ottomotoren die Brenngeschwindigkeit zu erhöhen, muss das Turbulenzniveau im Brennraum erhöht werden, da mit steigender Turbulenz die turbulente Flammengeschwindigkeit, wie sie im Verbrennungsmotor vorherrscht, zunimmt. Bei steigender Motordrehzahl nehmen die Strömungsgeschwindigkeiten und damit auch die turbulente Schwankungsgeschwindigkeit im Brennraum zu, womit auch die Ausbreitungsgeschwindigkeit der turbulenten Flamme steigt, sodass die Verbrennung nahezu immer denselben Kurbelwinkelbereich umfasst. Bei Magermotoren ist darauf zu achten, dass dem Strömungsfeld zwar ein erhöhtes Turbulenzniveau aufgeprägt werden muss, die Flammen aber durch zu hohe Turbulenzintensität durch sogenannte Streckung ausgelöscht werden, was in weiterer Folge zu hohen Kohlenwasserstoffemissionen führt, vgl. [2].

2.2 Ladungsbewegungsarten

Die Ladungsbewegung wird beim Ansaugvorgang erzeugt und im Wesentlichen durch die Anordnung der Ventile und die Einlasskanalgeometrie im Zylinderkopf bestimmt. Grundsätzlich wird zwischen zwei Arten der Ladungsbewegung unterschieden, **Abbildung 2.1**.

- a) Drallströmung
- b) Tumbleströmung

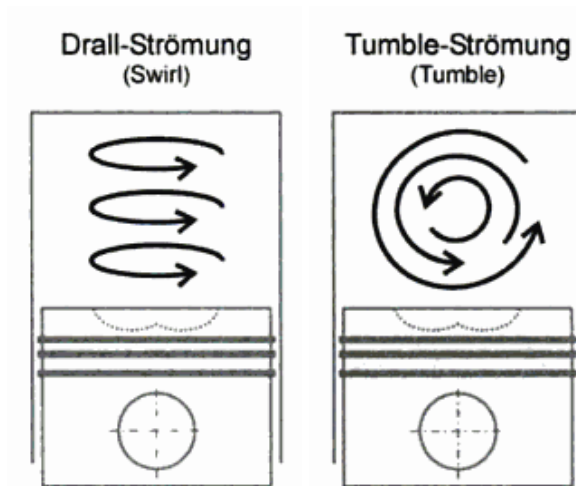


Abbildung 2.1: Arten der Ladungsbewegung [4]

Von Drallströmung spricht man, wenn eine rotatorische Bewegung der Zylinderladung um die Zylinderachse vorliegt. Die Tumble-Ladungsbewegung stellt hingegen eine Rotation der Zylinderladung um eine auf die Zylinderachse senkrecht stehende Achse dar, vgl. [5]. Im wirklichen Motorbetrieb ist die Ladungsbewegung keiner dieser Wirbelstrukturen eindeutig zuzuordnen, sondern stellt eine Mischform beider als sogenannte räumliche Ladungsbewegung mit schräg im Brennraum verlaufender Rotationsachse dar.

Dennoch ist es Tatsache, dass die Drallströmung vorwiegend beim direkt einspritzenden Dieselmotor Anwendung findet, da diese in Verbindung mit einer Mehrloch-Einspritzdüse für eine gute Gemischaufbereitung in der Plebenmulde sorgt und damit die Voraussetzung für einen optimalen Verbrennungsablauf schafft und so eine vollständige Verbrennung ermöglicht. Bei der Tumbleströmung kommt es während der Kompressionsphase durch die Aufwärtsbewegung des Plebens zu einem Zerfall in immer kleinere Wirbelstrukturen. Dadurch steigt die Turbulenz im Brennraum stark an, was zu einer Beschleunigung und Stabilisierung des Verbrennungsvorgangs führt, vgl. [6]. Daher ist diese Art der Ladungsbewegung vor allem bei Ottomotoren mit Mehrventiltechnik in Verwendung.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die Drallströmung während der Kompression erhalten bleibt, was für die Gemischbildung des direkt einspritzenden Dieselmotors von großer Bedeutung ist, die Tumbleströmung jedoch durch die Plebenbewegung in kleine Microwirbel (Turbulenz) zerfällt und in der Nähe des OT schließlich dissipiert.

2.3 Ausgeführte Systeme beim Ottomotor

2.3.1 Starre Einlasskanalgeometrie

Bei Motorkonzepten mit Zweiventiltechnik war/ist der Einlasskanal zumeist als Füllkanal ausgebildet. Dadurch kann ein hoher Luftaufwand bei geringen Strömungsverlusten erzielt werden. Mit der Entwicklung der Mehrventiltechnik und der optimierten Brennverfahren wurden sogenannte Tumblekanäle ausgebildet. Diese zeichnen sich durch das Einströmen der Frischladung über der inneren Hälfte des Einlassventiltellers aus, wodurch die Strömung im Brennraum eine walzenartige Bewegung senkrecht zur Zylinderachse erfährt. **Abbildung 2.2** zeigt die Ausführung der Tumble-Ladungsbewegung an einem Fünfventil-Zylinderkopf.

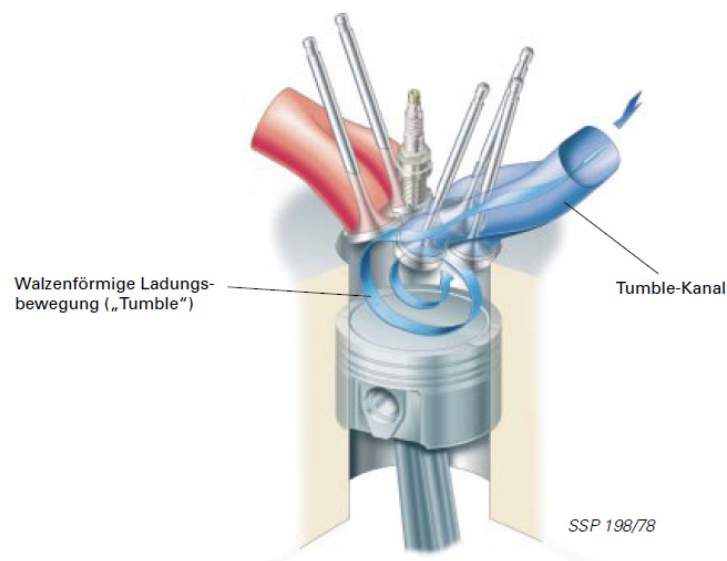


Abbildung 2.2: Tumblebewegung an einem Fünfventil-Zylinderkopf [Quelle: Audi]

Ein wesentlicher Nachteil dieser starren Konfiguration besteht darin, dass die Einlasskanäle entweder auf eine gute Zylinderfüllung oder auf die Erzeugung einer intensiven Ladungsbewegung, was mit Strömungsverlusten einhergeht, ausgelegt werden können. Durch den erhöhten Strömungswiderstand muss ein geringerer Luftaufwand in Kauf genommen werden. Beim Fünfventil-Zylinderkopf wurde versucht, dem Trade-off zwischen Füllung und Ladungsbewegung durch ein drittes Einlassventil etwas entgegenzuwirken. Unter Einbeziehung neuester Erkenntnisse stellt jedoch heute die Vierventiltechnik (zwei Einlass- und zwei Auslassventile) das Optimum hinsichtlich des Verbrennungsablaufs bei geringstmöglichen Füllungsverlusten dar. Auch Audi hat den damals angepriesenen Fünfventil-Motor längst aus dem Programm genommen und baut das aktuelle Motorenportfolio auf Vierventiltechnik mit Benzin-Direkteinspritzung und Turboaufladung (TFSI) auf. Die Nachteile (zum Teil negative Beeinflussung der Tumblebewegung, komplexerer Zylinderkopf, höhere Kosten, erhöhter Reibmitteldruck), die dieses Konzept mit sich bringt, überwiegen scheinbar, weshalb man sich wieder davon abwendet.

2.3.2 Twinport-System

Die Twinport-Technologie (**Abbildung 2.3**) wurde von Opel speziell für Vierventil-Ottomotoren bis 1,6 l Hubraum entwickelt und erreicht zusammen mit einer variablen Einlasssteuerung und hohen Abgasrückführraten signifikante Verbrauchsreduzierungen im Alltagsbetrieb. Diese Motoren besitzen einen Drall- und einen Füllungskanal. Bei Lastwerten bis zu 50% wird der Füllungskanal geschlossen und die Luft strömt nur durch den Drallkanal, wodurch die Strömungsgeschwindigkeit erhöht wird, vgl. [7]. Somit wird gezielt eine Ladungsbewegung und in weiterer Folge Turbulenz im Brennraum erzeugt, wodurch die Flammengeschwindigkeit erhöht wird. Gleichzeitig wird durch die Beimengung von rückgeführtem Abgas die Frischladung durch die Inertgaswirkung verdünnt. Für die Darstellung hoher AGR-Raten ist eine erhöhte Turbulenzdichte im Brennraum zwingend erforderlich, um eine vollständige Verbrennung zu ermöglichen. Durch die hiermit mögliche Entdrosselung in der Teillast können Verbrauchseinsparungen von bis zu 6% erzielt werden. Bei hohen Motorlasten wird der Füllungskanal über eine Unterdruckdose vollständig geöffnet. Nun kann der Motor bei maximaler Füllung sein volles Leistungspotential freisetzen.



Abbildung 2.3: Twinport-System zur Steuerung der Ladungsbewegung [7]

2.3.3 Schaltnockensysteme

Diese Art der Variabilität des Nockentriebs ermöglicht, je nach Ausführung, die Realisierung von zwei oder drei verschiedenen Nockenkonturen. Der japanische Fahrzeughersteller Honda hat mit der Einführung des VTEC-Systems (Variable Valve Timing and Lift Electronic Control) erstmals variable Ventilsteuerungen in Großserie an einem Ottomotor realisiert, die in den Ventilhub und in die -öffnungsdauer eingreifen. Der erste Einsatz erfolgte im Jahre 1983 in einem Motorrad (Honda CBR 400 F), das ausschließlich für den japanischen Markt bestimmt war. Im PKW-Sektor hielt VTEC im Jahre 1989 im Honda CRX Einzug.

Die Funktion dieses Systems basiert bei DOHC Vierventilmotoren auf einer Schwinghebelkonstruktion, bei der durch axiales Verschieben hydraulisch betätigter Koppellemente im Inneren der Schwinghebel zwei verschiedene Zustände eingenommen werden, wodurch zwischen den einzelnen Nockenkonturen hin- und hergeschaltet werden kann. Die **Abbildung 2.4** stellt den schematischen Aufbau des VTEC-Systems an einem Vierventil-Ottomotor mit zwei obenliegenden Nockenwellen dar. Die Nockenwelle weist je Zylinder-einheit einen zentralen Nocken mit größerer Ventilöffnungsdauer und größerem Ventilhub auf. Beiderseits sind zwei Nocken mit geringeren Nockenkonturen angeordnet. Bei niedrigen Drehzahlen bleibt die Schwinghebelgruppe entkoppelt und es werden beide Ventile durch die äußeren, kleineren Nockenkonturen betätigt. Aufgrund des zweiteiligen Kolbens im Inneren der Schwinghebelbaugruppe kann somit ein Relativhub zwischen den äußeren Einzel- und dem zentralen Schwinghebel hergestellt werden. Der zentrale Schwinghebel, der durch die mittlere, größere Nocke betätigt wird, vollführt in diesem Fall einen Leerhub und stützt sich auf einem Federelement ab. Mit steigender Drehzahl und ausreichendem Öldruck verriegelt der zweiteilige Kolben die beiden äußeren Einzelschwinghebel mit dem zentral angeordneten, wodurch alle Komponenten ohne Relativhub gemeinsam bewegt werden. Dabei kommt es zu einem Abheben der äußeren, kleineren Nocken von den Gleitabnehmern der Einzelschwinghebel, vgl. [3].

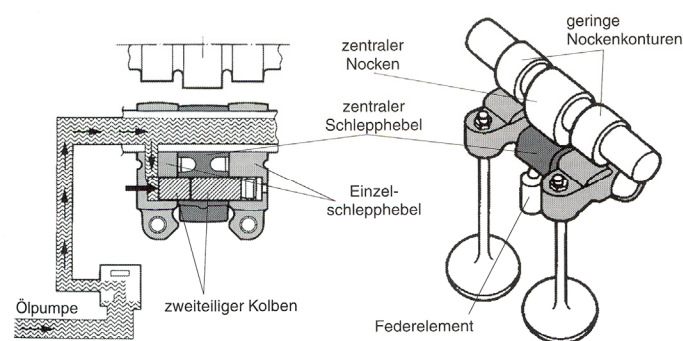


Abbildung 2.4: Honda VTEC-System [3]

Auch Mitsubishi hat mit dem MIVEC (Mitsubishi Innovative Valve timing Electronic Control) bezeichneten System ein vom Wirkprinzip her ähnliche Lösung im Serieneinsatz. Dabei kann zwischen zwei Betriebsmodi (Low Speed und High Speed) umgeschaltet werden. Im „Low Speed Mode“ weisen beide Einlassventile unterschiedliche Ventilhuben und eine geringere Ventilöffnungsdauer auf. Im „High Speed Mode“ werden durch Aktivieren der „Hochlastnocke“ der Einlassventilhub und die -öffnungsdauer an den erhöhten Motorbedarf angepasst, **Abbildung 2.5**. Bemerkenswert ist, dass Mitsubishi mit Einführung des Crossover-Modells ASX im Sommer 2010 ein neu entwickeltes Dieselmotorwerk (1,8 l DI-D⁺ MIVEC) auf den Markt bringt, welches erstmals über eine variable Ventilsteuerung auf der Einlassseite verfügt, die bisher Benzinmotoren vorbehalten war. Dabei können wie bei dem aus dem Ottomotorenbereich bekannten System die Ventilhuben und die Steuerzeiten variabel angepasst werden. Nähere Informationen über das in diesem neuen Dieselmotor eingesetzte MIVEC-System waren zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Diplomarbeit noch nicht bekannt.

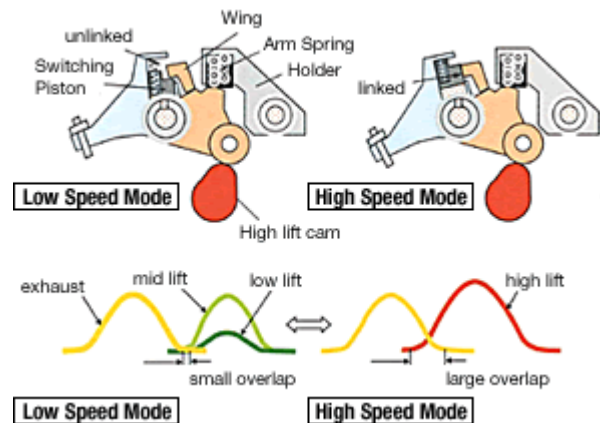


Abbildung 2.5: Variable Ventilsteuerung MIVEC
(Quelle: Mitsubishi)

In Anlehnung an die Systeme von Honda und Mitsubishi hat auch Toyota eine Lösung mit Ventilkonturumschaltung an der Ein- und Auslassventilseite in Serie realisiert, **Abbildung 2.6**. Auch hier wird innerhalb einer Schwinghebelbaugruppe ein Verstellkolben elektrohydraulisch gegen eine Feder bewegt, um so zwischen den einzelnen Nockenkonturen hin und her zu schalten, vgl. [3]. Das VVTL-i (Variable Valve Timing and Lift - intelligent) benannte System wird bei Toyota als Weiterentwicklung der variablen Ventilsteuerung (VVT-i) geführt, das nun neben der Änderung der Phasenlage der Einlassnockenwelle auch die Ventilhuben von Ein- und Auslass an den Motorbedarf anpasst, um den Luftaufwand beziehungsweise den Ladungsaustausch bei hohen Drehzahlen zu optimieren.

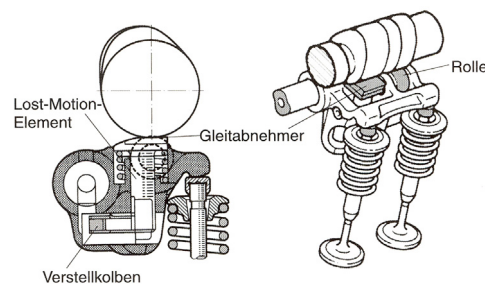
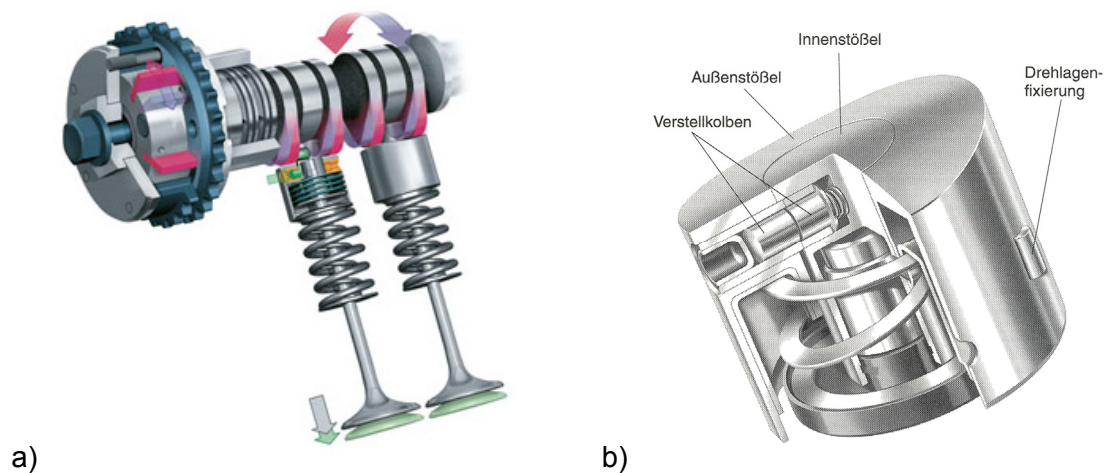


Abbildung 2.6: VVTL-i Ventilsteuerung von Toyota mit variablem Ventilhub [3]

Eine andere konstruktive Lösung zur Darstellung unterschiedlicher Ventilhub ist das von Porsche eingesetzte VarioCam Plus System, **Abbildung 2.7**. Hier wird zusätzlich zur Verstellung der Phasenlage der Einlassnockenwelle der Ventilhub zweistufig über schaltbare Tassenstößel realisiert. Diese bestehen aus einem inneren und einem äußeren Stößel, die über elektrohydraulische Bolzen betätigt werden. Dabei wirken wahlweise ein zentraler, kleiner Nocken über den Innenstößel oder die beiden außen liegenden, größeren Nockenkonturen über den Außenstößel auf die Einlassventile, vgl. [3].



a) **Abbildung 2.7:** VarioCam Plus System von Porsche a) Gesamtsystem [Quelle: Porsche],
b) Schalttassenstößel [3]

Eine weitere sehr effektive Maßnahme zur Optimierung des Brennverfahrens ist das von Audi entwickelte und erstmals im Jahre 2006 im 2,8 I V6 FSI-Ottomotor eingesetzte System mit Ventilhubumschaltung in zwei Stufen, Audi Valvelift System, **Abbildung 2.8**.

Das technische Novum dieses Systems liegt in der Betätigung beziehungsweise in der Umschaltung von der kleinen auf die große Nocke. Anders als herkömmliche Lösungen, wo zusätzliche mechanische Elemente wie schaltbare oder verschiebbare Komponenten zwischen Nockenwelle und Ventil zum Einsatz kommen, verlegt das Valvelift System die Betätigung der Ventile direkt auf die Nockenwellen. Dazu sind auf den Einlassgrundnockenwellen Passverzahnungen aufgewälzt, auf denen die Nockenelemente sitzen. Dabei handelt es sich um zylindrische Hülsen, die nebeneinander zwei unterschiedliche Nockenkonturen, für kleine und große Ventilerhebungen, also für Teil- sowie Vollastbetrieb, aufweisen. Eine Innenverzahnung zwischen Hülse und der Einlass-Grundnockenwelle erlaubt eine axiale Verschiebung der Hülse samt Nockenkonturen um knapp sieben Millimeter. Dies wird mittels zweier Metallstifte bewerkstelligt, die von schnellschaltenden elektromagnetischen Aktuatoren betätigt werden, welche im Zylinderkopf über der Nockenwelle angebracht sind.

Eine weitere Besonderheit liegt darin, dass die kleinere Nockenkontur – das Teillastprofil – des Vierventil-Zylinderkopfs eine gezielt asymmetrische Öffnung der Einlassventile zulässt (vergleiche dazu das im Kapitel 2.3.5 angeführte Verfahren). Beim 2,8 I V6 FSI-Ottomotor sind das 5,7 mm bzw. 2,0 mm Einlassventilhub. Gemeinsam mit der Einlasskanal- und Brennraumgestaltung bewirkt dieser Effekt eine kombinierte Drall- und Tumblebewegung, wodurch der 2,8 I V6 FSI ohne Ladungsbewegungsklappen im Ansaugtrakt das Auslangen findet, vgl. [ATZ online]. Mit Einführung der zweiten Generation der 2,0 I TFSI-Motoren im Jahre 2008 (Audi A4, A5 und Q5) wurde erstmalig die variable Ventilsteuerung Audi Valvelift System auf der Auslassnockenwelle appliziert. Dies führte zu einer signifikanten Verbesserung im Low-End Torque und im dynamischen Drehmomentaufbau, vgl. [Audi].

Audi valvelift system

Ventilhubumschaltung, Einlass

Variable valve opening, inlet
06/08

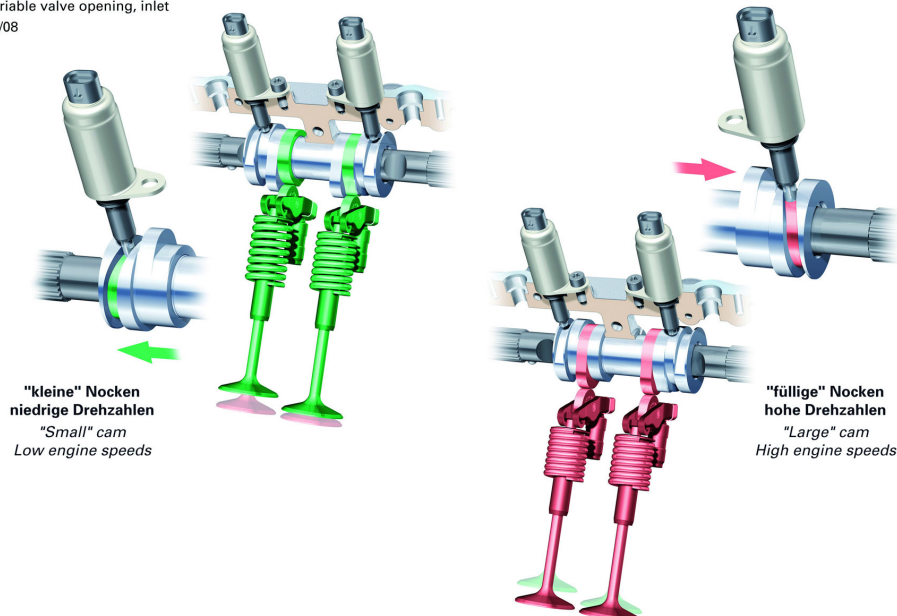


Abbildung 2.8: Audi Valvelift System [Quelle: Audi]

2.3.4 Tumbleklappe

Eine einfache, wirksame Möglichkeit zur Lösung des Zielkonflikts zwischen maximaler Füllung und hoher Ladungsbewegung stellt die Ladungsbewegungsklappe (LBK) dar. Diese befindet sich im vorderen Bereich des Saugrohres – nahe am Zylinderkopf – und sorgt für eine gerichtete Luftzufuhr in die Zylinder, **Abbildung 2.9** und **2.10**.

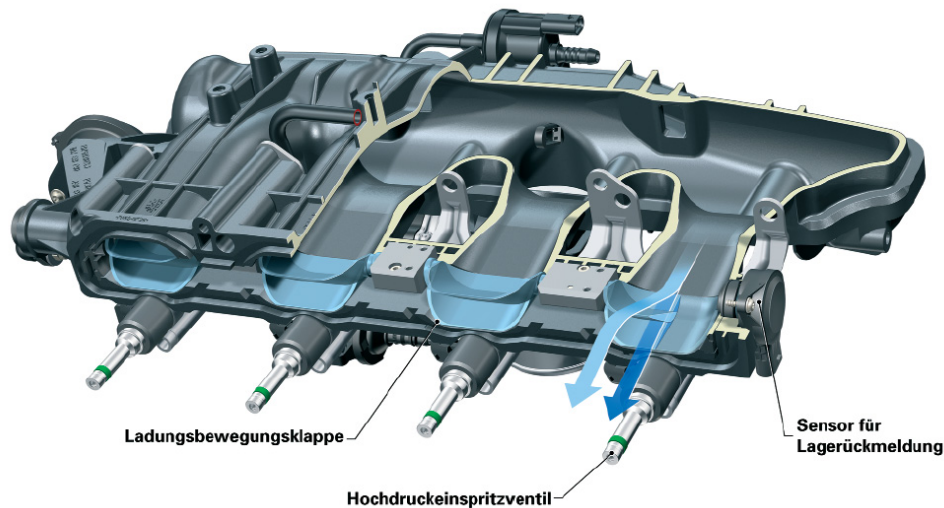


Abbildung 2.9: Saugmodul des 1,8 l TFSI-Motors [8]

Früher wurde die LBK mittig im Kanal angeordnet und verursachte dort auch im voll geöffneten Zustand einen Strömungswiderstand. Dies wurde bei der Entwicklung des Saugmoduls des 1,8 l TFSI-Motors von Audi so gelöst, dass hier eine strömungsoptimale Wannenklappe eingesetzt wird, die bei Bedarf den Kanal komplett freigibt. Im geschlossenen Zustand wird eine hohe Tumbleintensität im Brennraum erzielt. Die Ansteuerung der LBK erfolgt hier mittels eines pneumatischen Zweipunktstellers, da dieser den Anforderungen genügt.

Aufgrund des Schließens der LBK unter 3000 1/min wird speziell bei der saugsynchronen Direkteinspritzung die Kraftstoffwolke von der Tumbleströmung so umhüllt, dass nur geringe Kraftstoffmengen in flüssiger Form Bauteile erreichen. Dadurch wird die Gemischbildung verbessert und zum Zündzeitpunkt eine deutlich günstigere λ -Gleichverteilung erreicht.

Durch die LBK werden somit eine gute Gemisch-aufbereitung und eine stabile Verbrennung gewährleistet, so dass in der Teillast hohe Restgasgehalte stabil mit hohem Wirkungsgrad umgesetzt werden können, vgl. [8].

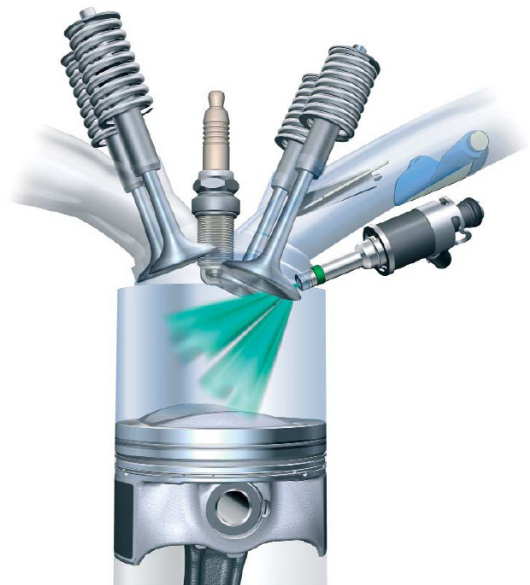


Abbildung 2.10: Prinzipbild Brennverfahren mit strömungsoptimaler Ladungsbewegungsklappe [8]

2.3.5 Vollvariabler mechanischer Ventiltrieb

Die Zielsetzung bei der zweiten Generation der Valvetronic war neben einer weiteren Verbrauchsreduktion die Erzeugung von Ladungsbewegung mittels frühen Einlassschlusses eines der beiden Einlassventile. Dabei wurde eine weitere Verkürzung der Ventilöffnungsdauer im Teilhub erreicht, womit eine nochmalige Reduzierung der Ladungswechselarbeit an der Teillast um 7 % verbunden ist. Um das Turbulenzniveau am Kompressionsende weiter zu erhöhen, wird mittels Phasing und Masking, **Abbildung 2.11**, Ladungsbewegung in Form von Drall und Tumble generiert und so Stabilität und Restgasverträglichkeit des Brennverfahrens in der Teillast und bei Katheizbetrieb deutlich verbessert. Das Phasing bewirkt im unteren Teillastbereich eine Hubdifferenz der beiden Einlassventile von bis zu 1,8 mm und somit eine unsymmetrische Verteilung des angesaugten Massenstroms. Die durch das erste Einlassventil (EV 1) einströmende Masse wird bei Teilhub mittels einer Maskierung im Ventilsitzbereich ausgerichtet, so dass die gewünschte Ladungsbewegung resultiert.

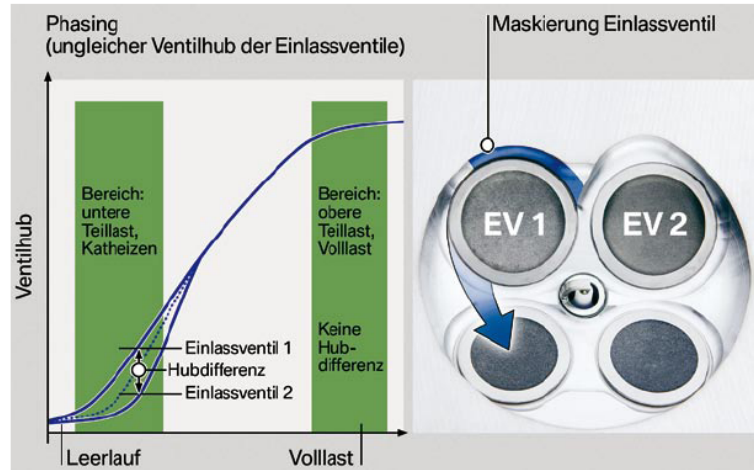


Abbildung 2.11: Phasing und Masking bei der Valvetronic der 2. Generation [9]

In **Abbildung 2.12** sind die positiven Auswirkungen der Ladungsbewegungsmaßnahmen dargestellt. Das Turbulenzniveau ist deutlich höher, der Brennverzögerung verkürzt sich um zirka 10°KW und die Verbrennung ist insgesamt deutlich schneller. Aufgrund der damit verbesserten Verbrennungsstabilität können größere Ventilüberschneidungen und damit erhöhte Restgasgehalte und reduzierte Ladungswechselverluste bei gleich bleibend hoher Effizienz des Hochdruckprozesses umgesetzt werden, [9].

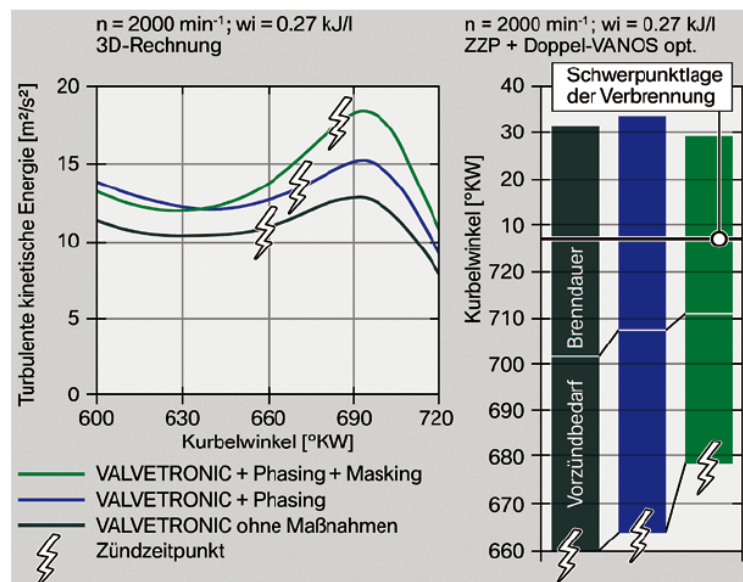


Abbildung 2.12: Ladungsbewegung und Brennverzögerung (Vorzündbedarf) [9]

2.3.6 Elektrohydraulische Ventilsteuerung – „MultiAir“

Diese erstmals in PKW-Motoren zum Einsatz kommende Ausführung einer zylinderselektiven Ventilbetätigung wurde von Fiat Powertrain Technologies im Jahr 2009 der Öffentlichkeit vorgestellt und wird seit diesem Zeitpunkt in einem 1,4 l Vierzylinder-Vierventil-Ottomotor mit Saugrohreinspritzung in Serie eingesetzt.

Die wesentlichsten Vorteile der elektrohydraulischen Ventilsteuerung sind die enorme Flexibilität und das dynamische Ansprechverhalten, da die Steuerung der Luftmenge zylinderselektiv und zyklusweise – also von Arbeitsspiel zu Arbeitsspiel – erfolgen kann. Bei den Betätigungsmodi kann grundsätzlich zwischen fünf Arbeitszuständen, **Abbildung 2.13**, unterschieden werden:

- ◆ Full Lift
- ◆ LIVO (Late Intake Valve Opening)
- ◆ EIVC (Early Intake Valve Closing)
- ◆ Partial Load
- ◆ Multi Lift

Beim „Multihubmodus“ können die Einlassventile innerhalb eines Ansaugvorgangs mehrfach geöffnet werden, was bei niedrigen Lasten zu einer Erhöhung der Turbulenz und der Brennrate führt, vgl. [10]. Einzig die Darstellung unterschiedlicher Ventilhubbeider Einlassventile eines Zylinders ist bei der aktuellen Ausführung des MultiAir-Systems nicht möglich, da bei der in Serie eingesetzten Konfiguration ein Magnetventil beide Einlassventile bedient. Um die maximale Flexibilität der Ventilsteuerung nutzen zu können, müsste je Einlassventil ein eigenes Ventilsteuermodul vorgesehen sein.

Das MultiAir-Verfahren wurde zwar ursprünglich für Ottomotoren entwickelt, bietet aber auch bei Dieselmotoren großes Potential zur Steuerung der Ladungsbewegung und des Verbrennungsablaufs.

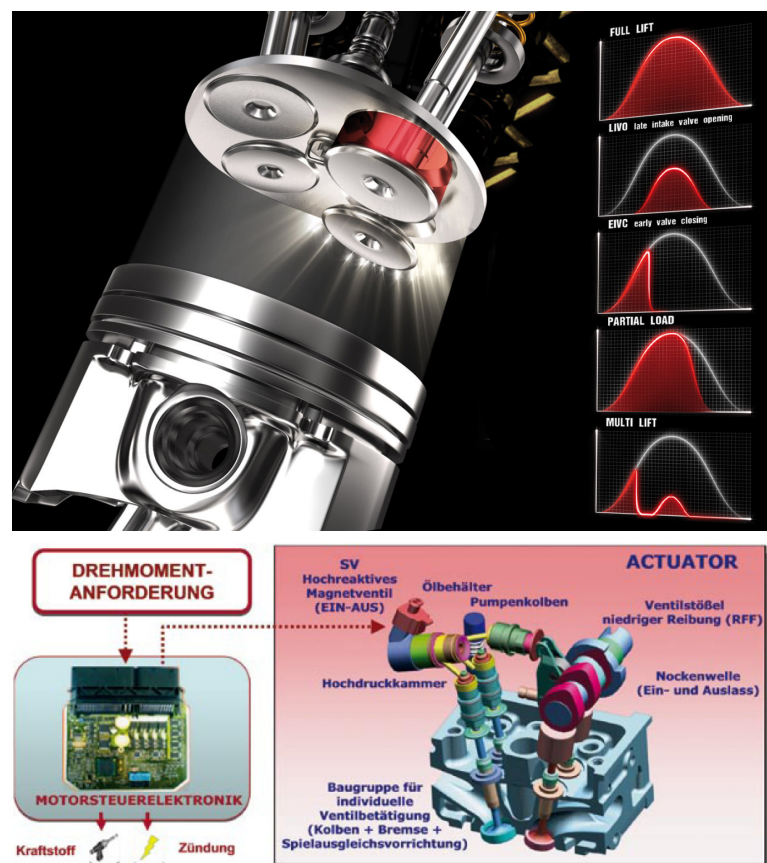


Abbildung 2.13: Einlassventil-Betätigungsmodi und Funktionsprinzip des MultiAir-Systems [10]

2.4 Ausgeführte Systeme beim Dieselmotor

Bei kleinen Dieselmotoren (PKW-Sektor) und damit steigenden Drehzahlen sind im Vergleich zu großen Dieselmotoren zusätzliche Maßnahmen zur Gewährleistung einer guten Gemischbildung erforderlich. Durch gezielte Einlasskanalgestaltung als Drall- und/oder Tangentialkanal wird beim Einstromvorgang eine intensive Rotationsbewegung der Frischladung um die Zylinderachse hervorgerufen, vgl. [3]. Dadurch wird eine raschere Gemischaufbereitung erzielt, da der im Einspritzstrahlbereich abdampfende Kraftstoff effektiver mit der im Zylinder vorherrschenden Luft vermischt wird. Die Verbrennung läuft so rußarm und schneller ab.

2.4.1 Zweiventil-Zylinderkopf

In den Anfängen des direkt einspritzenden PKW-Dieselmotors wurde zunächst auf die Zweiventiltechnik – ein Einlass- und ein Auslassventil je Zylinder – zurückgegriffen. Um die einströmende Luft in Rotation zu versetzen, wurde der Einlasskanal als Drall- oder Spiralkanal ausgebildet, **Abbildung 2.14**. Die Drallerzeugung im Einlasssystem ist mit einem erhöhten Strömungswiderstand verbunden, wodurch mit einer etwas geringeren Füllung an der Vollast zu rechnen ist. Sowohl der Kompromiss in der Einlasskanalgestaltung als auch die schräge Einspritzdüsenposition waren nur suboptimal und führten letztendlich zu den heute üblichen Vierventil-Brennräumen mit symmetrischer Gestaltung.

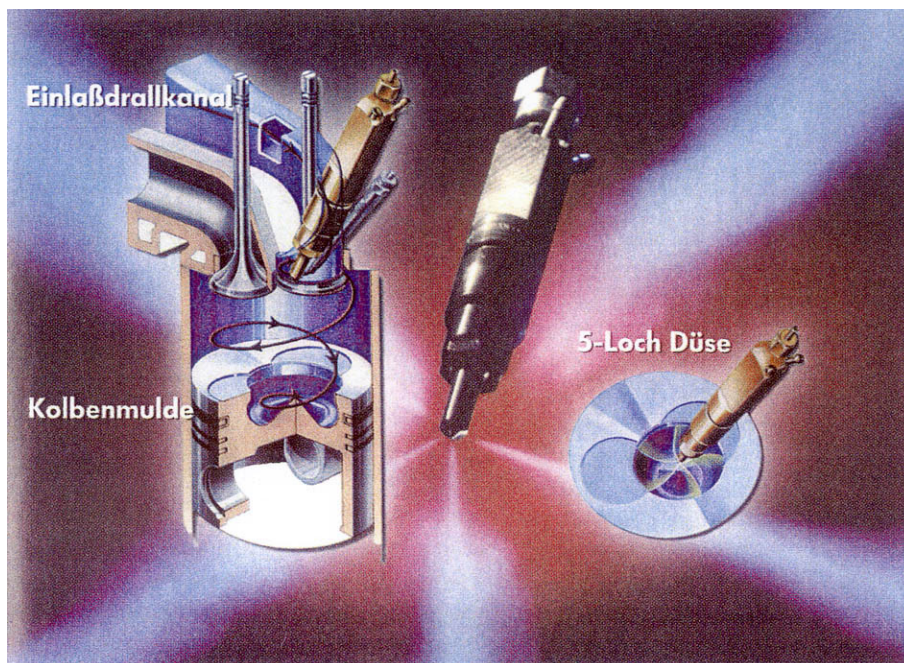


Abbildung 2.14: Brennräum eines direkt einspritzenden Zweiventil-Dieselmotors [11]

2.4.2 Vierventil-Zylinderkopf

Seit geraumer Zeit werden PKW-Dieselmotoren mit höheren Leistungsdichten ausschließlich mit Vierventil-Zylinderköpfen ausgeführt. Der Grund dafür liegt einerseits im Bestreben einer zentralen Injektorposition (symmetrische Brennraumgestaltung) und andererseits in der besseren Zylinderfüllung bei zwei Einlassventilen, um hohe spezifische Leistungen erzielen zu können.

Damit auch hier eine intensive Ladungsbewegung erzeugt werden kann, werden zumeist ein Tangentialkanal, der als drallerzeugender Kanal dient, und ein Spiralkanal, der als Füllkanal dient, ausgeführt. Eine Drallklappe im Saugrohr, die den Füllkanal abhängig von Last und Drehzahl stufenlos verschließt, ist mittlerweile nicht nur aus Emissions- und Verbrauchsgründen notwendig, sondern längst Stand der Technik, **Abbildung 2.15**. Speziell im emissionskritischen Kennfeldbereich – bei niedrigen Lasten und Drehzahlen – ist eine erhöhte Ladungsbewegung im Brennraum erforderlich, damit die Rußemissionen verringert und der Verbrennungsablauf optimiert werden.

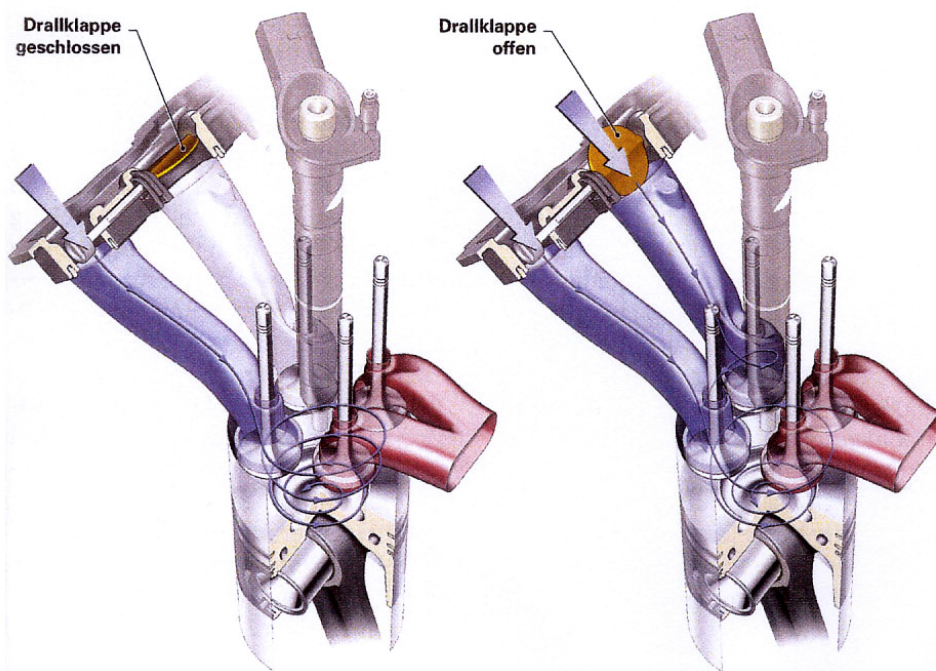


Abbildung 2.15: Vierventiltechnik an einem DI-Dieselmotor mit elektronischer Drallregelung [12]

2.5 Alternative Verfahren

In diesem Kapitel möchte ich auf die Hintergründe und Gedankengänge für die Entwicklung eines neuen, alternativen Verfahrens zur Steuerung der Ladungsbewegung an einem PKW-Dieselmotor eingehen. Untersuchungen an einem Einzylinder-Forschungsmotor, die am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz durchgeführt wurden, befassten sich mit den Möglichkeiten der Ladungswechselstrategien am aufgeladenen Dieselmotor. Dabei wurden sowohl das Miller- als auch das Atkinson-Verfahren näher betrachtet, vgl. [13].

Der Miller- und der Atkinson-Zyklus sind zwar prinzipiell zwei eigenständige Verfahren, die aber dasselbe Ziel verfolgen, nämlich die Absenkung der Prozesstemperatur, wodurch die Bildung der Stickoxidemissionen verringert wird. Weiters können damit bei Ottomotoren die Klopfgrenze nach oben verschoben und die thermische Beanspruchung der Verbrennungskraftmaschine abgesenkt werden.

Bei idealisierter Betrachtungsweise führt ein Schließen der Einlassventile zu einem anderen Zeitpunkt als im UT zwangsläufig zu einer Verringerung der angesaugten Luftmasse und des Verdichtungsverhältnisses. Dies ist speziell bei Dieselmotoren nicht erwünscht. Deshalb muss die verringerte Luftmasse durch einen höheren Aufladegrad ausgeglichen werden. Die Erhöhung des Ladedrucks aufgrund der verringerten Kompression kann somit als Auslagerung der Verdichtung zum Turbolader gesehen werden. Dies alleine würde jedoch noch keinen Vorteil erzielen, da auch durch die Verdichtung im Lader die Temperatur der verdichteten Luft angehoben wird. Erst die Verwendung eines Ladeluftkühlers wird hier den gewünschten Erfolg liefern, vgl. [13].

An dieser Stelle muss an eine weitere Quelle verwiesen werden, die sich mit einer variablen Ventilsteuerung beim Dieselmotor auseinandersetzt, vgl. [14]. Hier wurden bereits die positiven Auswirkungen auf die Ladungsbewegung ohne Erhöhung der Ansaugverluste bei frühem Schließen eines Einlassventils sowie das frühe Öffnen beider Einlassventile bei hohen Lasten aufgezeigt.

Gestützt auf diese Ergebnisse, welche letztendlich den Anstoß für die Durchführung dieser Diplomarbeit gaben, wurde bei den vorliegenden Untersuchungen jedoch auf die Verwendung eines variablen Ventiltriebs bewusst verzichtet, um die Komplexität des Dieselmotors nicht unnötig zu erhöhen, und untersucht, ob die Erzeugung der Ladungsbewegung auch mit Hilfe geänderter starrer Steuerzeiten der Einlassventile darstellbar ist. Die entscheidenden Fragen bei der Auswahl der veränderten Steuerzeiten zwischen den beiden Einlassventilen waren: Welche Größenordnung wird die optimale Einlassventilspreizung annehmen, in welchem Kennfeldbereich wird sich die Steuerung der Ladungsbewegung positiv auswirken und wie sehr wird dadurch die Füllung an der Vollast darunter leiden?

Um zunächst das Potential des versetzten Einlassschlusses eines der beiden Einlassventile abzuschätzen, konnte auf die Messdaten des Strömungsprüfstandes am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik zugegriffen werden. Der Zylinderkopf des zur Verfügung gestellten Versuchsträgers wurde bereits zu einem früheren Zeitpunkt einer generellen Untersuchung am Strömungsprüfstand unterzogen.

Das Augenmerk dieser Voruntersuchung lag dabei in der Beurteilung des Strömungsbeiwertes $\mu\sigma$ und der Drallzahl. Diese beiden Kenngrößen dienen einerseits der Beschreibung der „Strömungsqualität“ und andererseits der quantitativen Darstellung des Drallniveaus im Zylinder. Daher wurden diese zwei Parameter unter Berücksichtigung der Ventilhubkurven (vgl. **Diagramm 3.2**) über dem Kurbelwinkel aufgetragen, **Diagramm 2.1** und **2.2**. Zunächst wurde nur ein Lastpunkt mit 65% Drallklappenposition (95% DK-Position entspricht einem voll geschlossenen Füllkanal) mit Seriensteuerzeiten der alternativen Variante, bei der das Einlassventil des Füllkanals um 70°KW früher schließt, gegenübergestellt. Die Auswahl der alternativen Steuerzeiten erfolgte unter den Randbedingungen der Einhaltung der maximal zulässigen Ventilbeschleunigungen sowie unter Beachtung des notwendigen Ventilsfreigangs.

Da die Ladungsbewegung nun durch das frühe Schließen des Füllkanals generiert werden soll, kann die Drallklappe geöffnet werden. Ob nun die Drallklappe tatsächlich voll geöffnet werden kann, beziehungsweise wie weit der Öffnungswinkel verändert werden kann, ist zum jetzigen Zeitpunkt noch nicht vorhersehbar und muss im späteren Motorversuch eruiert werden.

Im **Diagramm 2.1** ist deutlich ersichtlich, dass der Strömungsbeiwert vom Beginn der Öffnung beider Einlassventile bis zum Erreichen des maximalen Ventilhubes des Füllkanals deutlich über der Serienkonfiguration mit einer Drallklappenstellung von 65% liegt. Dieser Effekt ist vorwiegend mit dem Öffnen der Drallklappe zu erklären. Danach folgt ein relativ steiler Abfall, der knapp vor dem endgültigen Einlassschluss (528°KW) des Füllkanal-Einlassventils etwas abgeschwächt wird. Eine integrale Betrachtung beider Kurven ergibt einen um etwa 12% verbesserten Durchfluss – bezogen auf den gesamten Einlassvorgang – für die alternative Variante der Steuerung der Ladungsbewegung.

Eine Aussage über das Drallniveau im Brennraum in Abhängigkeit des Kurbelwinkels liefert **Diagramm 2.2**. Auch hier stellt sich am Beginn der Einlassventilöffnung eine etwas erhöhte Drallzahl im Vergleich zum Serienstand mit Drallklappe ein. Bemerkenswerter ist allerdings die Tatsache, dass durch den vorzeitigen Einlassschluss des Füllkanals ein deutlich erhöhtes Drallangebot im Zylinder vorherrscht. Damit ist bewiesen, dass durch einen versetzten Einlassschluss Ladungsbewegung in Form von Drall erzeugt werden kann.

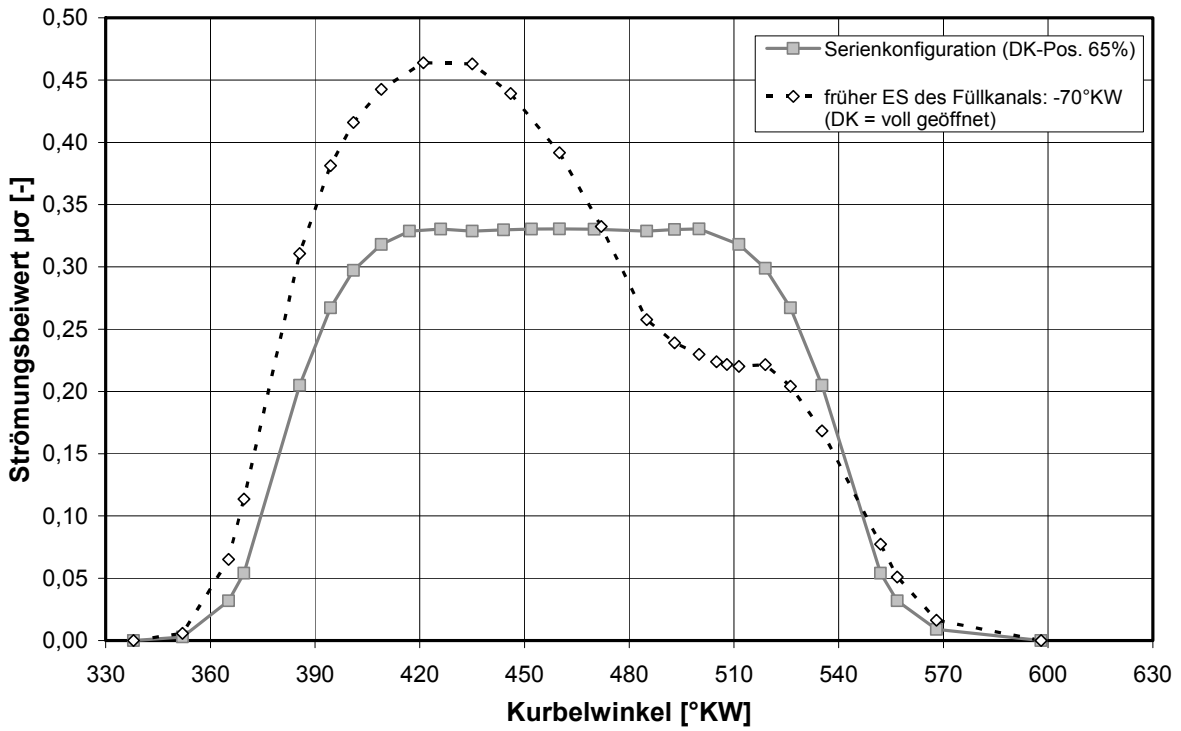


Diagramm 2.1: Strömungsbeiwert über Kurbelwinkel

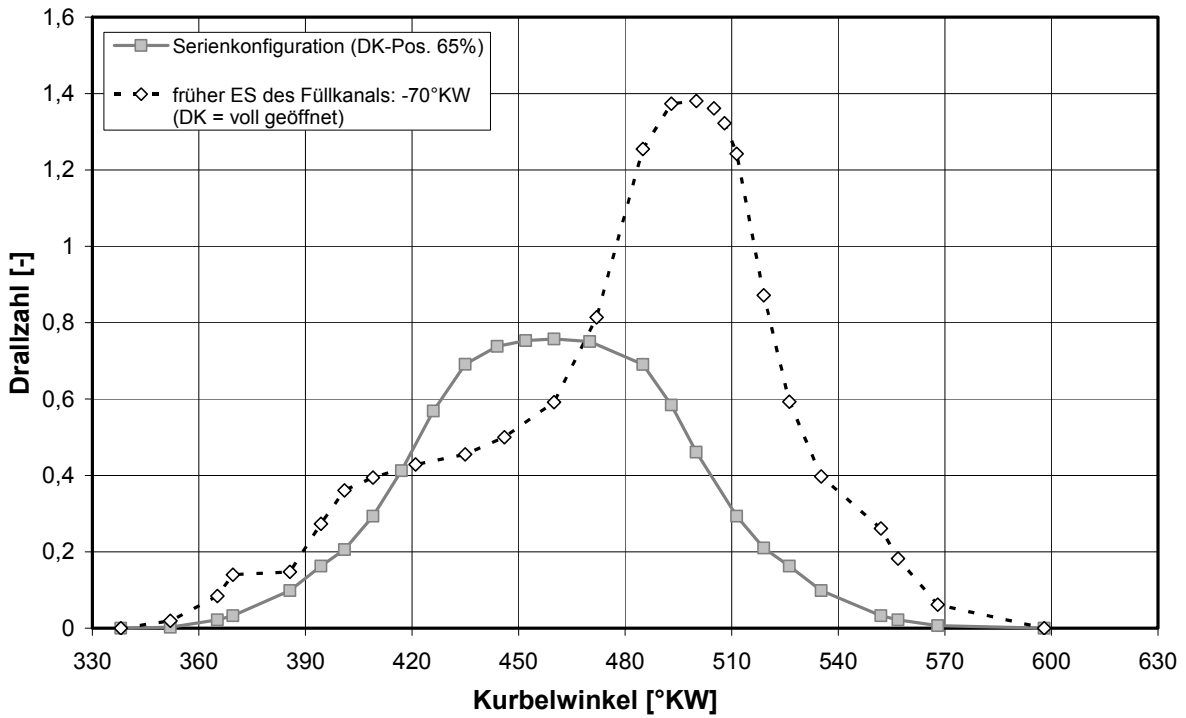


Diagramm 2.2: Drallzahl über Kurbelwinkel

3 1D-Ladungswechselsimulation

Aufbauend auf den Erkenntnissen des vorigen Kapitels wurde untersucht, ob sich auch bei der Simulation des gesamten Motors ein positiver Effekt durch die modifizierten Einlasssteuerzeiten einstellen würde. Dies wurde mit Hilfe des Softwarepaketes AVL-Boost v5.0.1, einem 1D-Ladungswechsel-Simulationsprogramm, durchgeführt.

3.1 Das Modell

Bei der Erstellung des Modells wurde darauf Bedacht genommen, dieses, im Hinblick auf die Verifikation mit den anschließenden Messungen, so detailgetreu wie möglich abzubilden. Dazu wurden alle Längen, Rohrdurchmesser, Bögen und Anbauteile so dargestellt, wie sie am Motorprüfstand vorzufinden waren.

Abbildung 3.1 stellt das in AVL-Boost erzeugte Modell des zu untersuchenden Motors grafisch dar. Beginnend beim Ansaugstutzen (SB2) strömt die Frischluft über den Luftfilter (CL1), den Verdichter (TC1), weiter zum Ladeluftkühler (CO1) bis hin zum Saugrohr (PL1). In dieses mündet auch die Abgasrückführleitung, die das rückzuführende Verbrennungsgas vor dem Turbolader direkt am Abgaskrümmter entnimmt (Hochdruck-AGR). Der AGR-Kühler (CO2), der als Plattenwärmetauscher ausgeführt ist, wurde hier ebenfalls abgebildet.

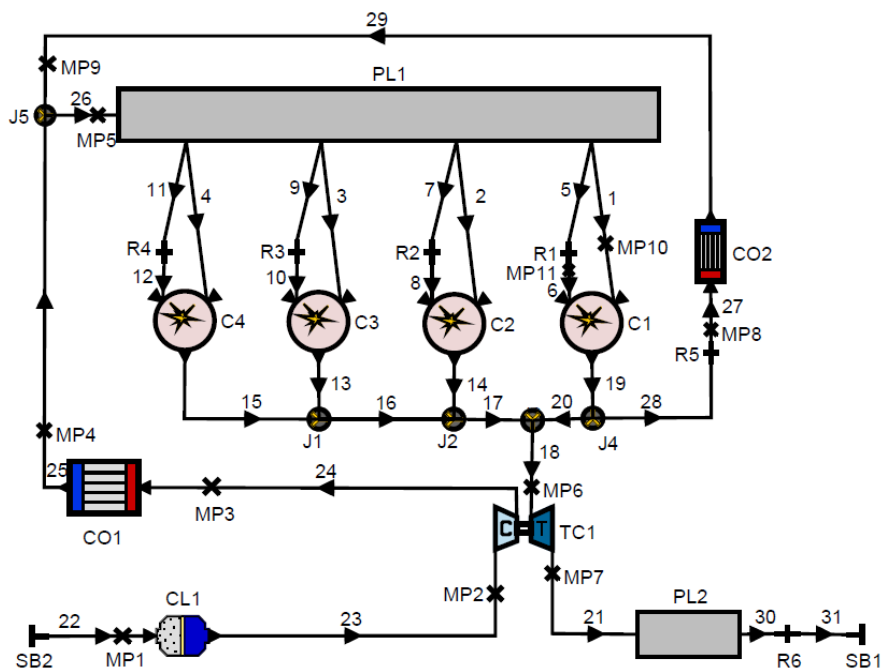


Abbildung 3.1: AVL-Boost – Modell des Versuchsträgers

Damit auch tatsächlich eine Vorausberechnung der Verbrennungskraftmaschine möglich wird, ist in dieser Software ein Motorprozessrechenmodell integriert, das den Hochdruckprozess unter Berücksichtigung der Wandwärmeverluste berechnet. Dazu muss entweder ein Ersatzbrennverlauf (Vibe) oder ein tatsächlicher Brennverlauf vorgegeben werden. In diesem Fall bot sich die Möglichkeit, tatsächliche Brennverläufe (aus gemessenen Zylinderdruckverläufen berechnet) des später zu untersuchenden Motors für die Simulation heranzuziehen, da an diesem Prüfling – jedoch mit der Emissionseinstufung EURO 4 – bereits einige Untersuchungen im Rahmen eines Forschungsauftrags am Institut durchgeführt wurden, **Diagramm 3.1**. Des Weiteren sind Angaben über die angesaugte Luftmasse sowie die eingespritzte Kraftstoffmenge erforderlich. Spezifische Angaben zum Wärmeübergangsmodell runden die Eingaben für die einzelnen Motorzylinder ab.

Das Saugmodul setzt sich aus dem Luftsammler und den Abgängen, die zweiflutig in die einzelnen Zylinder münden, zusammen. Dabei wurde bewusst eine Aufteilung auf die beiden Einlasskanäle gewählt, um den Einfluss der Drallklappe, die in Form einer Restriction (R1 bis R4) ausgeführt wurde, darstellen zu können. Eine weitere Restriction (R5) ist vor dem AGR-Kühler platziert, an der im Wesentlichen die Menge an zurückgeführtem Abgas eingestellt werden kann.

Um Informationen über die physikalischen Größen Druck, Temperatur, Massenstrom, und Strömungsgeschwindigkeit im System zu erhalten, wurden elf Messpunkte (MP1 bis MP11) definiert, die am Prüfstand auch gemessen werden. Damit lässt sich das Simulationsmodell effektiver mit vorhandenen Prüfstandsmessdaten vergleichen und es kann folglich besser abgestimmt werden.

Somit fehlten nur noch Angaben zum Ventilhubverlauf der Ein- und Auslassventile sowie die Strömungsdaten des Zylinderkopfes für das Ein- und Ausströmen. Hierbei musste der Durchflusskoeffizient in Abhängigkeit des normierten Ventilhubes (effektiver Ventilhub bezogen auf den inneren Ventilsitzdurchmesser) angegeben werden. Nach Eingabe der spezifischen Motorparameter wie der Geometrie des Kurbeltriebs, Verdichtungsverhältnis, Zündfolge u.a. sowie des Lastpunkts inklusive Drehzahl konnte eine erste Berechnung gestartet werden.

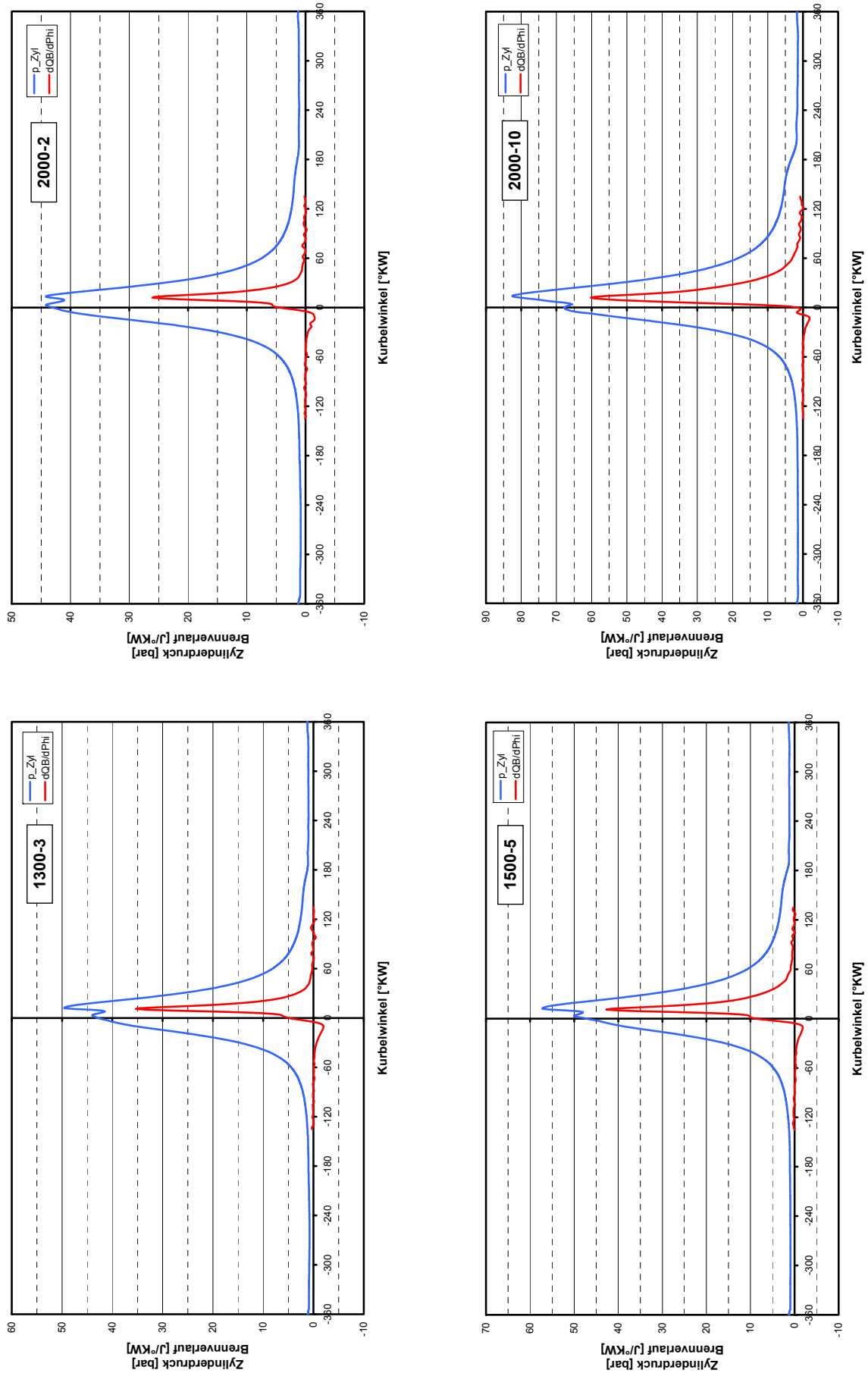


Diagramm 3.1: Druck- und Brennverläufe zur Simulation des Arbeitsprozesses

3.2 Abstimmung des Modells

Da das Modell nun vollständig war und nur mehr einer Abstimmung bedurfte, wurden im Kennfeld zwei aussagekräftige Lastpunkte, von denen bereits Messdaten vorlagen, ausgewählt. Dabei fiel die Wahl im AGR-Bereich auf den Lastpunkt 2000-2 (2000 1/min und 2 bar effektiver Mitteldruck) und im AGR-freien Betrieb auf den Nennleistungspunkt 4000-VL. Selbstverständlich musste dieser Abstimmungsvorgang mit serienmäßigen Steuerzeiten durchgeführt werden, um die Messergebnisse auch tatsächlich mit den Simulationsergebnissen vergleichen zu können.

Nun galt es durch Vorgabe der eingespritzten Kraftstoffmenge, der angesaugten Luftmasse und der AGR-Rate das Simulationsmodell abzustimmen. Durch Schließen beziehungsweise Erhöhen des Durchflusskoeffizienten des AGR-Ventils (R5) konnte die gewünschte Abgasrückführrate eingestellt werden. Zur Beeinflussung des Abgasgedrucks bei vorgegebenem Ladedruck diente der Turboladerwirkungsgrad als globaler Verstellparameter. Die Einstellung der Drallklappenposition erfolgte, wie bereits oben erwähnt, über die Restrictions (R1 bis R4). Da direkt in den beiden Einlasskanälen selten Messstellen vorgesehen werden, konnte die Aufteilung der Massenströme zwischen Füll- und Tangentialkanal nur erahnt werden. Um aussagekräftige Ergebnisse zu erhalten, wurden zumeist 80 bis 100 Arbeitszyklen berechnet, sodass sich das System auf einen stationären Zustand einschwingen konnte.

In der nachfolgenden **Tabelle 3.1** sollen die Ergebnisse des bereits in einem zweiten Durchlauf – nach durchgeführter Basisvermessung des Prüflings am Motorprüfstand – abgestimmten Modells mit den Messwerten aus dem späteren Versuch, auf die hier vorgegriffen werden muss, gegenübergestellt werden. Es zeigt sich, dass im AGR-Bereich bei allen drei Kenngrößen die Abweichung der Simulationsergebnisse von den Messungen unter 3% liegt. Beim Nennlastpunkt 4000-VL sei darauf hingewiesen, dass am Prüfstand „nur“ eine effektive Leistung von 125 kW erreicht wurde, obwohl der Prüfling eigentlich 130 kW liefern sollte. Da das vorliegende Motormodell nun genügend genau abgestimmt wurde und sich auch die Ergebnisse als plausibel erwiesen, konnte mit der Variation der Einlasssteuerzeiten begonnen werden.

Lastpunkt	Parameter		Simulation	Messung	proz. Abweichung
2000/2	IMEP	[bar]	2,92	2,84	2,82%
	Pe	[kW]	6,97	6,88	1,31%
	BSFC	[g/kWh]	307,67	313	-1,70%
4000/VL	IMEP	[bar]	21,27	20,36	4,47%
	Pe	[kW]	131	125	4,80%
	BSFC	[g/kWh]	216	225	-4,04%

Tabelle 3.1: Vergleich zwischen Simulation und Versuch

3.3 Untersuchte Einlasssteuerzeiten und Lastpunkte

In diesem Kapitel möchte ich etwas näher auf die gewählten Lastpunkte und die verschiedenen Einlasssteuerzeiten eingehen. Um den Simulationsaufwand nicht unnötig auszuweiten fiel die Entscheidung auf vier Lastpunkte, mit denen jeweils alle Steuerzeitvariationen durchgerechnet wurden. Anschließend und Bezug nehmend auf die Aufgabenstellung wurden auch Simulationen mit verringertem Verdichtungsverhältnis durchgeführt sowie der Atkinson-Cycle näher betrachtet. Es galt zu überprüfen, ob eine weitere Reduktion des Verdichtungsverhältnisses im Hinblick auf Emissionen und Verbrauch zielführend ist. **Tabelle 3.2** gibt dazu nähere Auskunft.

Folgende Lastpunkte wurden für die Simulation ausgewählt:

- ◆ 1300-3
- ◆ 1500-5
- ◆ 2000-2
- ◆ 2000-10
- ◆ 4000-VL (nur bei ENW-Serie, Eps 14 und Eps 15)

Variante	Einlasssteuerzeit		Auslasssteuerzeit		Drallklappe	Epsilon	AGR-Rate
	Tangentialkanal	Füllkanal	AV 1	AV 2			
ENW-Serie	Serie	Serie	Serie	Serie	"Serie"	16,5	Serie
ENW-50	Serie	FES -50°KW	Serie	Serie	modifiziert	16,5	Serie
ENW-70	Serie	FES -70°KW	Serie	Serie	modifiziert	16,5	Serie
ENW-90	Serie	FES -90°KW	Serie	Serie	modifiziert	16,5	Serie
TK-Atk. +30	SES +30°KW	Serie	Serie	Serie	"Serie"	16,5	Serie
TK-Atk. +50	SES +50°KW	Serie	Serie	Serie	"Serie"	16,5	Serie
beide Atk. +30	SES +30°KW	SES +30°KW	Serie	Serie	"Serie"	16,5	Serie
Eps 14	Serie	Serie	Serie	Serie	"Serie"	14	Serie
Eps 15	Serie	Serie	Serie	Serie	"Serie"	15	Serie

Tabelle 3.2: Simulationsvarianten inklusive Einstellparameter

Anmerkung:

- FES ... früher Einlassschluss
- SES ... später Einlassschluss

Die den Bezeichnungen entsprechenden Ventilhubverläufe sind im **Diagramm 3.2** dokumentiert. Es sei an dieser Stelle nochmals darauf hingewiesen, dass die Auswahl der alternativen Steuerzeiten unter Berücksichtigung der maximal zulässigen Ventilbeschleunigungen erfolgte, damit es zu keiner Überbeanspruchung der Ventildedern kommt. Weiters wurde der maximale Ventilhub bei den Varianten mit spätem Einlassschluss auf den Serienhub (7,5mm) begrenzt, um ein Blockieren der Ventildedern zu verhindern.

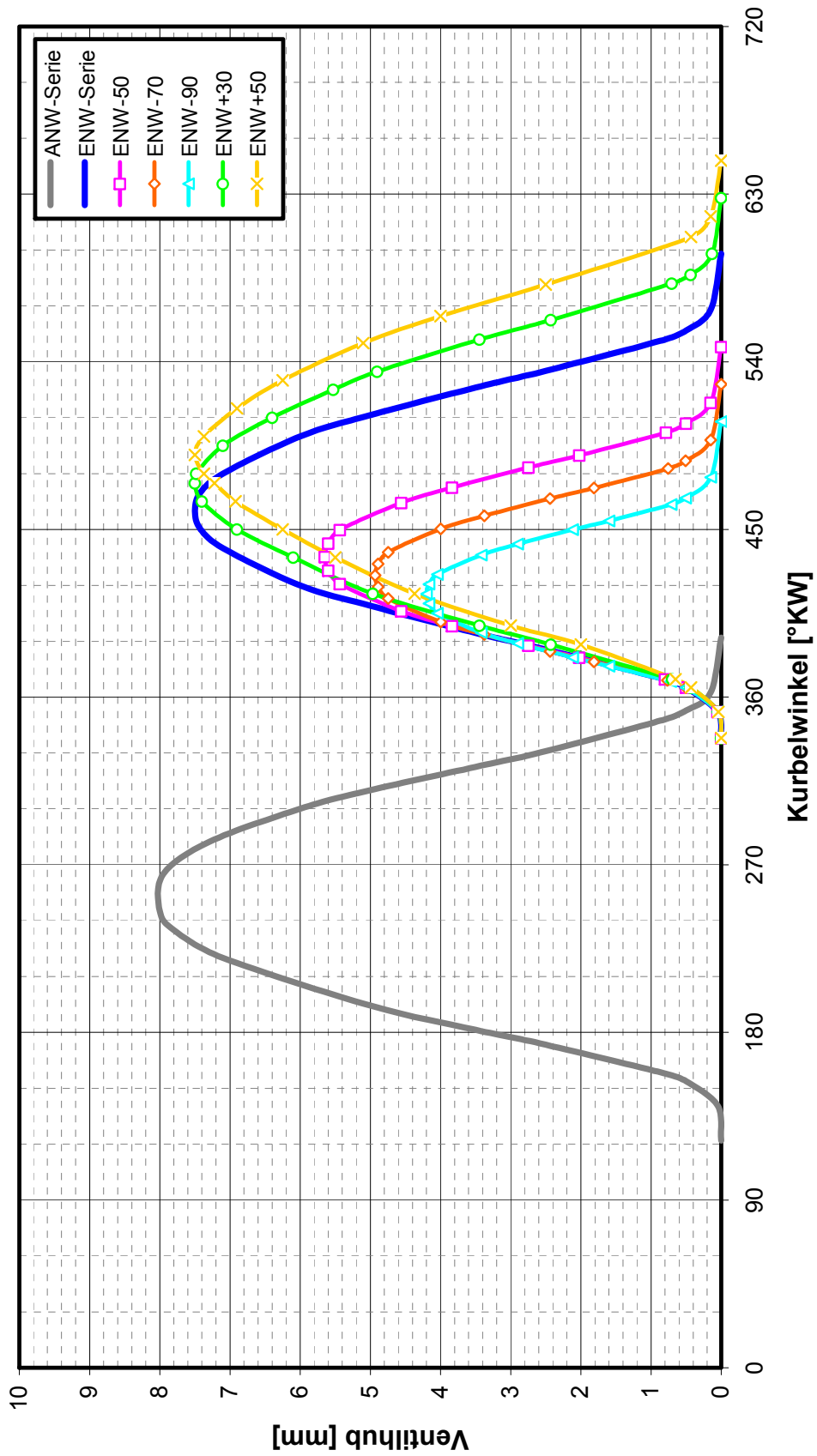


Diagramm 3.2: Ventilerhebungskurven für Ein- und Auslassnockenwelle

3.4 Ergebnisse der Simulation

3.4.1 Früher Einlassschluss des Füllkanals

Die gewonnenen Resultate aus der Simulation werden in diesem Kapitel nur exemplarisch für die Lastpunkte 1500-5 und 2000-2 dargestellt. Die Diagramme der anderen Lastpunkte können im *Anhang A.1* nachgeschlagen werden.

Für jede der drei untersuchten Varianten mit frühem Einlassschluss des Füllkanals (ENW-50, ENW-70 und ENW-90) wurde zunächst die Drallklappenposition auf Serienniveau, was der Einstellung der Konfiguration mit ENW-Serie entspricht, belassen. In einem weiteren Schritt wurde dann versucht, die Drallklappe, also in diesem Fall die Restrictions (R1 bis R4), so weit zu öffnen, dass sich in den beiden Einlasskanälen annähernd dieselben Massenströme wie bei der Serienversion einstellen. Um prinzipielle Tendenzen aufzuzeigen, wurde im dritten Simulationsdurchlauf der Füllkanal noch weiter entdrosselt. Dabei wurde folgender wichtiger Zusammenhang berücksichtigt: Je früher das Einlassventil des Füllkanals geschlossen wird, desto weiter kann die Drosselklappe geöffnet werden.

All diese durchgeführten Variationen wurden im spezifischen Kraftstoffverbrauch über dem Einlassschluss des Füllkanals im **Diagramm 3.3** und **3.4** miteinander und in Bezug auf die Basis mit unveränderten Steuerzeiten verglichen. Auffällig ist hier, dass der spezifische Verbrauch aller drei Steuerzeitvarianten immer über dem der Serienversion zu liegen kommt. Dennoch kann festgehalten werden, dass mit einem Öffnen der Drallklappe grundsätzlich der Strömungswiderstand verringert wird und somit auch der Kraftstoffverbrauch abgesenkt werden kann. Eine Abhängigkeit des frühen Einlassschlusses ist ebenfalls dargestellt, womit sich ein weiterer Trend abzeichnet. In Summe betrachtet würde das bedeuten, dass durch die Veränderung der Steuerzeiten kein positiver Effekt auf den Wirkungsgrad des Motors erzielt werden konnte. Während der Simulation fiel jedoch auf, dass durch das frühere Schließen des Füllkanals in Kombination mit dem Öffnen der Drallklappe tendenziell mehr Luft in die Zylinder eingebracht werden konnte, wodurch das Luftverhältnis anstieg. Ob sich diese Erkenntnisse bewahrheiten, wird sich im anschließenden experimentellen Versuch zeigen.

Als Randbedingungen für den Vergleich der einzelnen Konfigurationen wurden folgende Parameter konstant gesetzt:

- ◆ AGR-Rate
- ◆ Einspritzmenge
- ◆ Brennverlauf
- ◆ Verdichtungsverhältnis
- ◆ Auslasssteuerzeiten

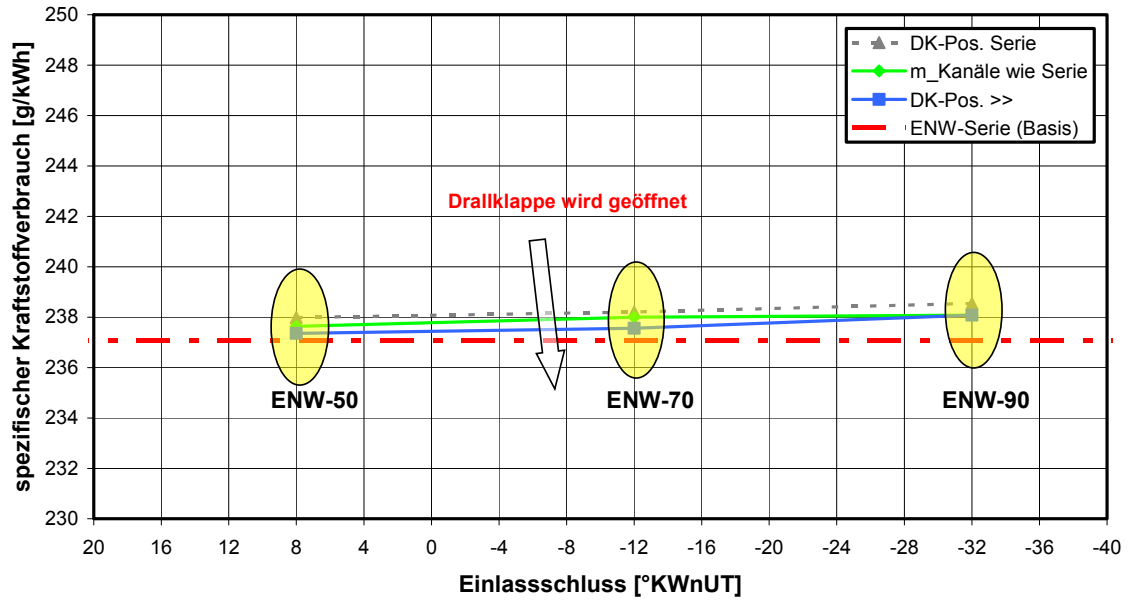


Diagramm 3.3: Früher Einlassschluss des Füllkanals bei 1500-5

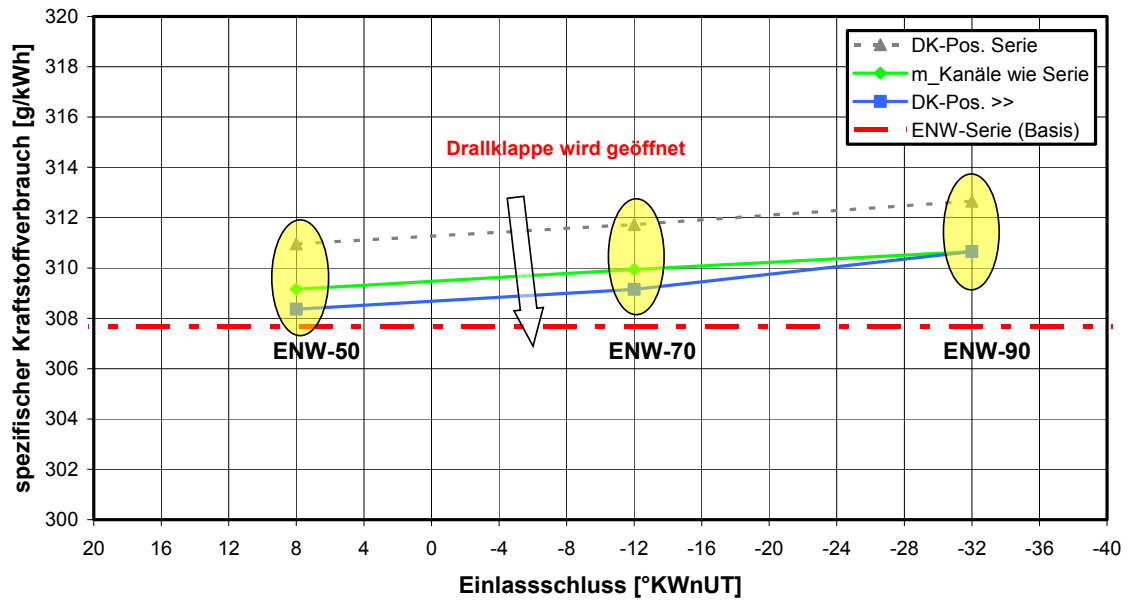


Diagramm 3.4: Früher Einlassschluss des Füllkanals bei 2000-2

Einen Beweis dafür, dass aufgrund des Öffnens der Drallklappen bei den einzelnen ENW-Varianten der Strömungswiderstand minimiert und die Ladungswechselsarbeit verringert werden kann, liefert das **Diagramm 3.5**. Hierbei wurden die indizierten Mitteldrücke des Ladungswechsels (IMEP-Gasexchange) der einzelnen Konfigurationen auf die Serienwerte (entspricht 100%) bezogen, woraus der relative Ladungswechselverlust resultiert. Werte kleiner als 100% entsprechen einer geringeren, größere Werte weisen auf eine erhöhte Ladungswechselsarbeit hin. Dabei zeigt sich eine starke Abhängigkeit vom Lastpunkt und von der ENW-Variante. Es sei noch angemerkt, dass die Drallklappe immer etwas weiter geöffnet wurde, je früher das Einlassventil den Füllkanal verschloss. Konkret bedeutete dies, dass der Durchflussbeiwert der Restrictions (R1 bis R4) verringert wurde.

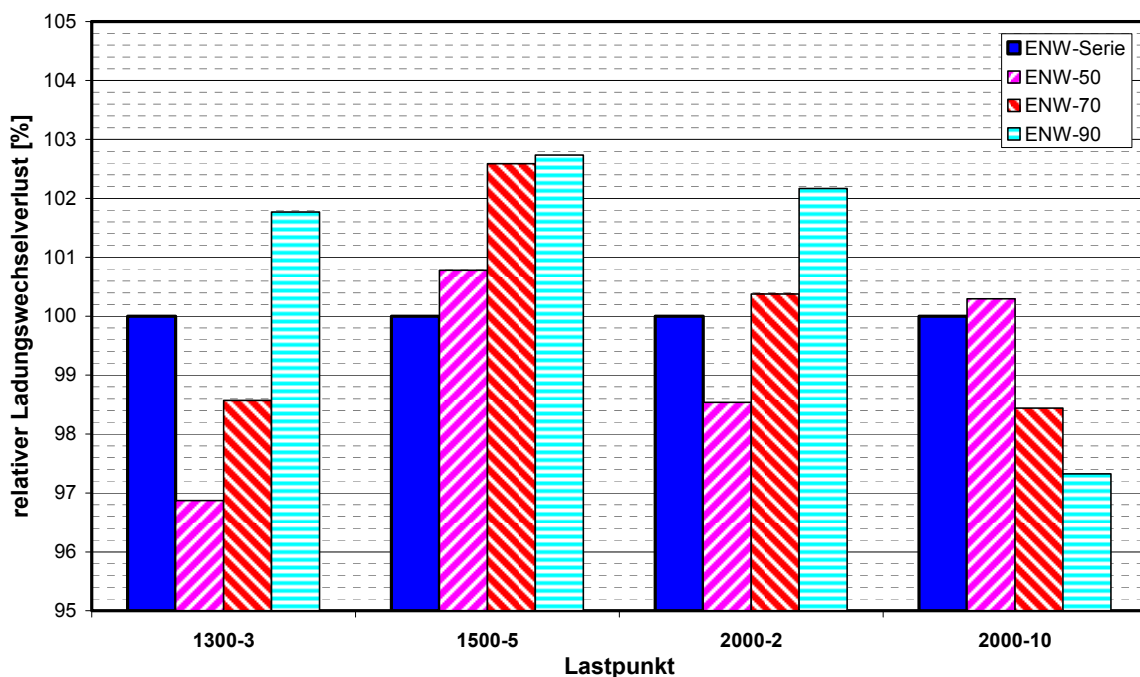


Diagramm 3.5: Relativer Ladungswechselverlust bezogen auf ENW-Serie

3.4.2 Atkinson-Cycle

Das Verfahren nach Atkinson (später Einlassschluss), mit dem Ziel, die NO_x -Emissionen einer Verbrennungskraftmaschine abzusenken, wurde ebenfalls genauer untersucht. Um dabei die geringere Füllung und die damit verbundene Leistungseinbuße auszugleichen, muss der Ladedruck angehoben werden. Obwohl bei diesen Untersuchungen nicht die Verringerung der NO_x -Emissionen im Vordergrund stand, sondern die Erzeugung einer Ladungsbewegung, wurde dennoch das Atkinson-Verfahren einer näheren Betrachtung unterzogen.

Bei der Durchführung dieser Simulation wurde unter anderem von einem konstanten Ladedruck ausgegangen, da die für den Lastpunkt erforderliche Einspritzmenge und der Brennverlauf grundsätzlich auch nicht verändert wurden. Dadurch wird zwar der Lastpunkt im Vergleich zum stationären Motorprüfstand nicht zu 100% konstant gehalten, aber es sollen auch nur die tendenziellen Effekte bei einer Änderung der Einlasssteuerzeiten untersucht und aufgezeigt werden.

Im **Diagramm 3.6** ist der Kraftstoffverbrauchsvorteil bei unterschiedlichen Einlassschluss-Kombinationen an vier Lastpunkten dargestellt. Auf den ersten Blick fällt auf, dass nur beim Lastpunkt 1500-5 mit der Variante „TK-Atk.+50“ (vgl. **Tabelle 3.2**) kein Verbrauchsgewinn erzielt wird. Der Verbrauchsvorteil, der hier über den spezifischen Kraftstoffverbrauch ermittelt wurde, lässt sich bei den übrigen Ergebnissen durch eine erhöhte effektive Leistung bei gleichbleibender Einspritzmenge erklären. Unter Zuhilfenahme des **Diagramms 3.7** wird klar, dass sich die Frischluftmasse im Zylinder durch das späte Schließen des Einlassventils im Tangentialkanal verringert, was am Abfall des Luftverhältnisses zu erkennen ist. Der Einlassschluss bei Seriensteuerzeiten befindet sich bei 58°KWnUT und ist im Diagramm als Basiswert zu definieren. Durch das verringerte Luftverhältnis steigt der Gemischheizwert, womit sich der effektive Mitteldruck und im Endeffekt auch die effektive Leistung erhöhen, was in weiterer Folge mit der Erklärung des verringerten spezifischen Kraftstoffverbrauchs einhergeht. Eine Simulation bei gleichbleibendem Lastzustand (selbe effektive Leistung) müsste jedoch auch zu einem ähnlichen Ergebnis führen, da weniger Brennstoffmasse erforderlich wird, was hier nicht näher ausgeführt wird.

Abschließend sei angemerkt, dass die Simulation unter der Bedingung, dass die Parametrierung folgender Kenngrößen konstant bleibt, wodurch das Modell – besonders hinsichtlich der AGR-Rate – immer etwas angepasst werden musste, durchgeführt wurde:

- ◆ AGR-Rate
- ◆ Einspritzmenge
- ◆ Brennverlauf
- ◆ Ladedruck
- ◆ Verdichtungsverhältnis
- ◆ Auslasssteuerzeiten
- ◆ Drallklappenposition

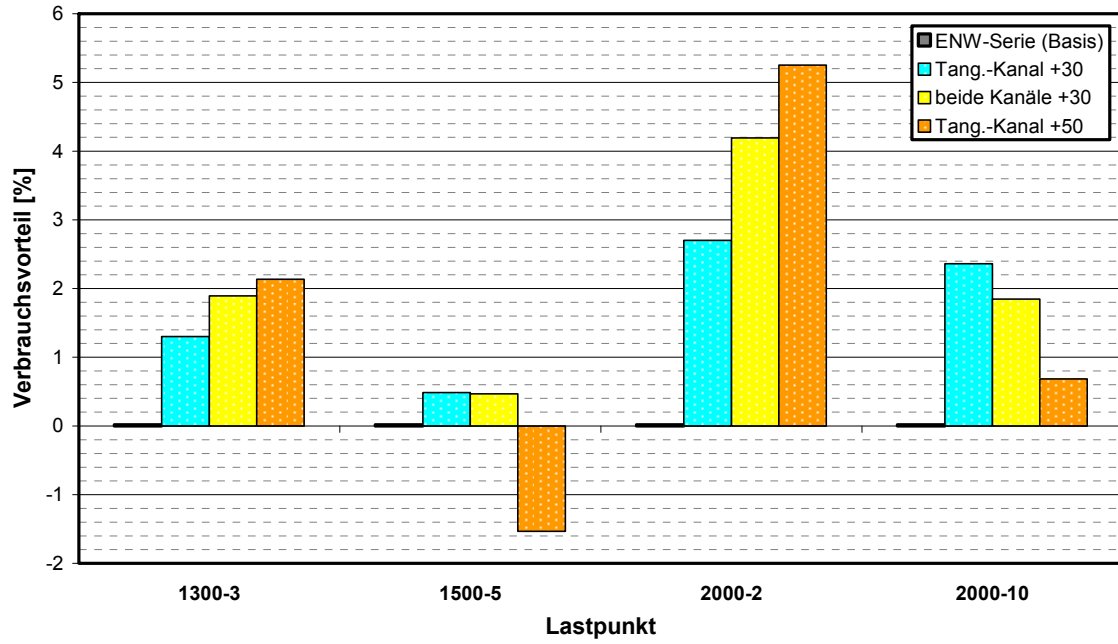


Diagramm 3.6: be-Einsparungspotential zum Serienzustand (ENW-Serie)

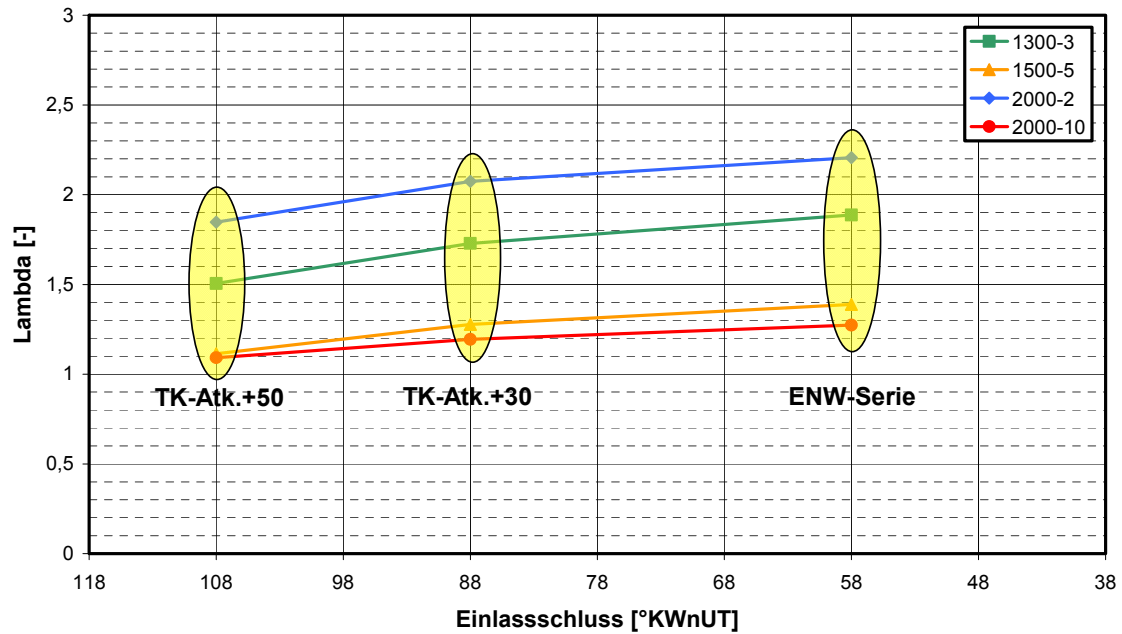


Diagramm 3.7: Änderung des Luftverhältnisses in Abhängigkeit des Einlassschlusses des Tangentialkanals

3.4.3 Absenkung des Verdichtungsverhältnisses

Eine abschließende Beurteilung der Abhängigkeit des spezifischen Kraftstoffverbrauchs vom Verdichtungsverhältnis sollte die Simulationstätigkeit abrunden. Sowohl Ein- als auch Auslasssteuerzeiten wurden dabei nicht verändert (ENW-, ANW-Serie). In diesem Abschnitt wird wiederum nur auf die Ergebnisse des Lastpunkts 1500-5 näher eingegangen werden.

Die Verringerung des Verdichtungsverhältnisses wirkte sich, wie bereits zu erwarten war, negativ auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch aus, da eine Absenkung des Verdichtungsverhältnisses auch mit einer Reduktion des Wirkungsgrades des vollkommenen Motors verbunden ist. Unter der Voraussetzung eines gleichbleibenden Brennverlaufs und einer konstanten Einspritzmenge, wodurch sich ein identisches Luftverhältnis λ einstellte, sank durch das geringere Druckniveau bei reduziertem Verdichtungsverhältnis die verrichtete Arbeit, was sich durch eine geringere effektive Leistung bemerkbar machte. Je kleiner das Verdichtungsverhältnis gewählt wurde, desto höhere spezifische Abgasverluste stellten sich unter Beibehaltung obiger Randbedingungen ein. Dies kann auch mit Hilfe der Idealprozesse erklärt werden, da sich bei verringertem Verdichtungsverhältnis und konstanter Wärmezufuhr – isochor oder isobar – auch die Expansionsendtemperatur erhöht. Der geringere Verdichtungsdruck und die damit verbundene geringere mittlere Gastemperatur bewirken eine Reduktion der spezifischen Wandwärmeverluste, die in **Diagramm 3.8** dargestellt sind.

Folgende Parameter wurden als unveränderlich angesetzt:

- ◆ AGR-Rate
- ◆ Einspritzmenge
- ◆ Brennverlauf
- ◆ Ladedruck
- ◆ Einlasssteuerzeiten (ENW-Serie)
- ◆ Auslasssteuerzeiten
- ◆ Drallklappenposition

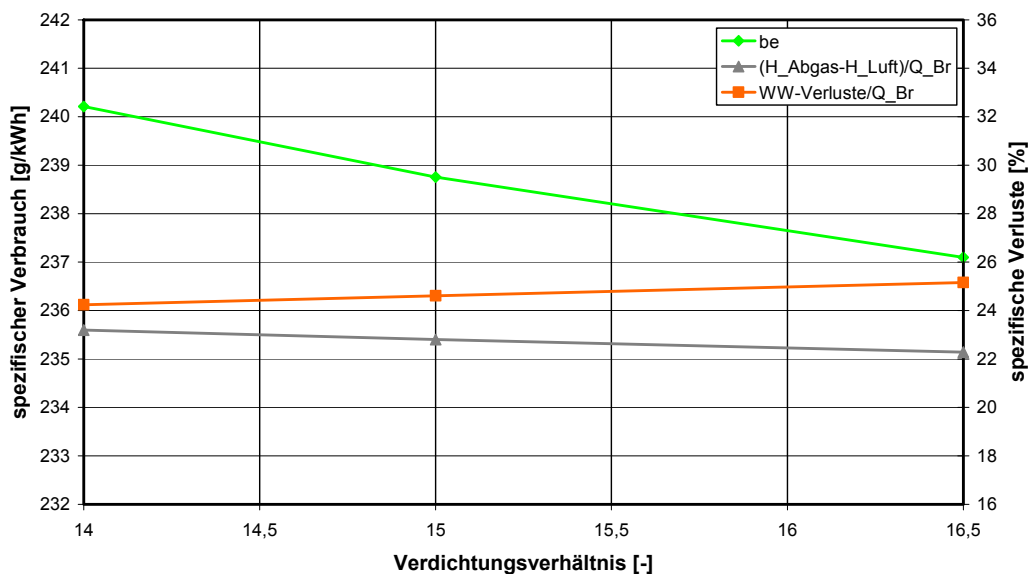


Diagramm 3.8: Spezifischer Kraftstoffverbrauch und spezifische Verluste in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis bei 1500-5

3.5 Probleme und Schwachstellen der Simulation

Die Frage, ob mit alternativen Einlasssteuerzeiten eine Ladungsbewegung erzeugt werden kann und wie sich das auf die Verbrennung auswirkt, blieb mit dieser Art der Simulation leider unbeantwortet. Begründet liegt dies in der 1D-Ladungswechselrechnung, der eine nulldimensionale Motorprozessrechnung angeschlossen ist. Das Drallniveau im Brennraum kann zwar manuell vorgegeben werden, findet aber aufgrund äußerer Einflüsse, wie unterschiedliche Einlasssteuerzeiten, keine Berücksichtigung.

Weiters ist durch die Vorgabe einer fixen Einspritzmenge ein konstanter Lastpunkt wie am stationären Motorprüfstand nicht darstellbar, was Nachteile im Hinblick auf die Vergleichbarkeit der Ergebnisse mit sich bringt. Außerdem ist keine vernünftige Vorausberechnung der Schadstoffe (CO, HC, NO_x und Rauch) möglich, was generell die Durchführung dieser Untersuchungen am stationären Motorprüfstand bekräftigt beziehungsweise unabdingbar macht.

4 Versuchsträger

4.1 Allgemeines

Dieser Abschnitt dient der Vorstellung des zu untersuchenden Motors, der von der BMW Motoren GmbH zur Verfügung gestellt wurde. Dabei handelt es sich um einen aktuellen direkt einspritzenden Vierzylinder-PKW-Dieselmotor mit 2,0 l Hubraum, der bereits die EURO 5 Abgasnorm erfüllt und BMW-intern mit der Bezeichnung N47oL geführt wird, was die mittlere der drei Ausbaustufen darstellt.

Die nachfolgenden Ausführungen dieses Kapitels beziehen sich auf den im Jahre 2007 erschienenen „neuen“ Vierzylinder-Dieselmotor von BMW, **Abbildung 4.1**. Dieser besitzt zwar denselben Grundmotor, erfüllte jedoch nur die EURO 4 Abgasvorschrift, vgl. [15, 16].

Zu den wesentlichsten Unterschieden des untersuchten Prüflings zum EURO 4 Basismotor zählen das von 16,0 auf 16,5 erhöhte Verdichtungsverhältnis und die Ansteuerung des AGR-Ventils durch einen elektrischen Steller anstatt über eine Unterdruckdose.

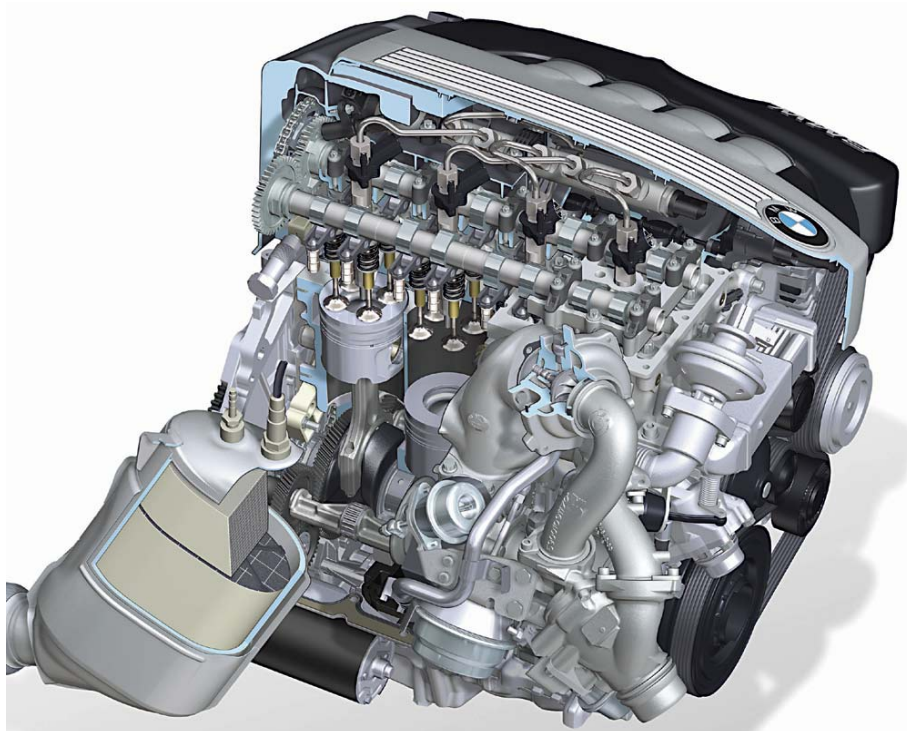


Abbildung 4.1: BMW N47 in der 150 kW Ausführung mit Variable Twin Turbo [15]

4.2 Zielsetzung

Der neue BMW-Vierzylinder-Dieselmotor mit 2,0 l Hubraum ist in drei Leistungsstufen (N47uL, N47oL und N47TL) verfügbar, wobei alle Varianten auf denselben Grundmotor aufbauen. Die Auslegung des neuen Motorenkonzepts erfolgte auf geringstmögliche Reibungsverluste und auf besten thermodynamischen Wirkungsgrad.

Der Leichtmetall-Zylinderkopf, der nach dem Querstromprinzip ausgeführt wurde, beherbergt jeweils zwei Einlass- und zwei Auslassventile je Brennraum, die achsparallel zur Zylinderachse angeordnet sind, **Abbildung 4.2**. Dies ermöglicht einerseits eine symmetrische Brennraumgestaltung mit zentral positionierten Einspritzinjektoren und andererseits eine ventiltaschenfreie Ausführung der Kolben, **Abbildung 4.3**.

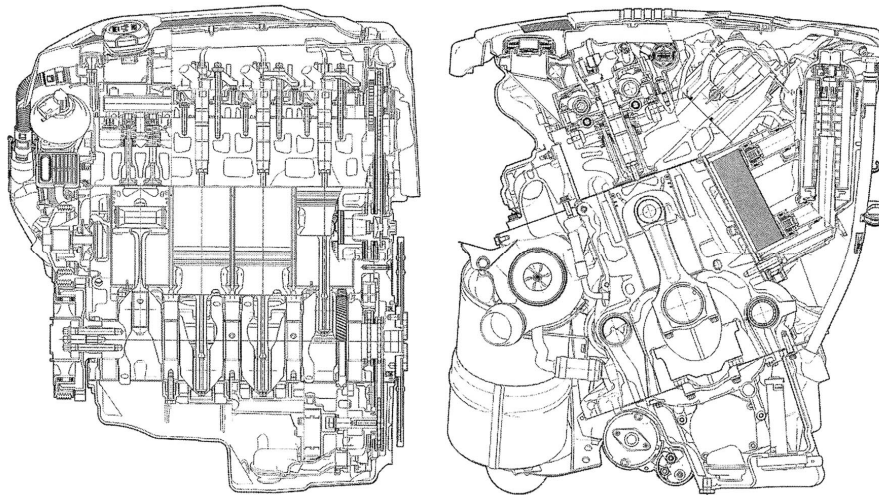


Abbildung 4.2: Längs- und Querschnitt durch den Vierzylinder Dieselmotor von BMW [15]

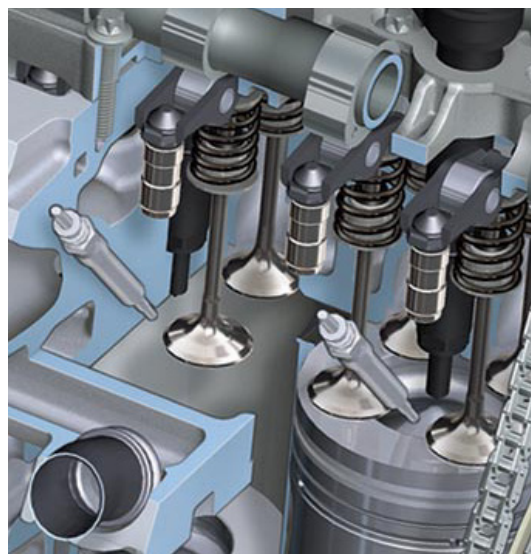


Abbildung 4.3: Brennraumgeometrie [16]

4.3 Mechanischer Aufbau

Die neue Vierzylinder-Motorenfamilie zeichnet sich durch die Verwendung hochfester Aluminium-Legierungen (speziell beim Zylinderkurbelgehäuse), ausgefeilter Detaillösungen und einer verringerten Reibleistung des Kurbeltriebs aus. Der Motor wurde auf einen maximalen Spitzendruck von 180 bar ausgelegt. In das Zylinderkurbelgehäuse sind Laufbuchsen aus Grauguss verbaut, die durch thermisches Fügen platziert werden.

Eine Innovation im Bereich des Zylinderkopfes ist die Verwendung eines Nockenwellenträgers, dessen Aufgabe die Aufnahme beider Nockenwellen, die Abdichtung des Injektorraums und schlussendlich die Gesamtsteifigkeit des Triebwerks positiv beeinflusst. In **Abbildung 4.4** ist der Aufbau der Nockenwellenträgereinheit auf dem Zylinderkopf dargestellt.

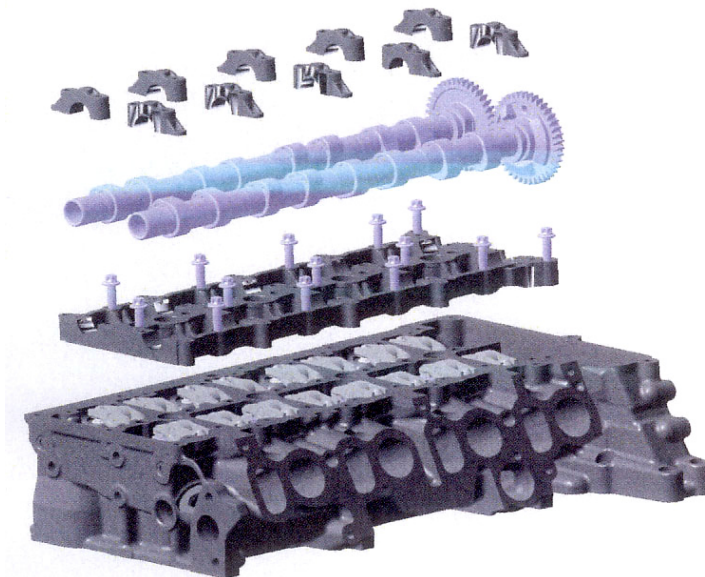


Abbildung 4.4: Explosionszeichnung der Nockenwellenträgereinheit auf dem Zylinderkopf [15]

Zum Ausgleich der Massenkräfte zweiter Ordnung werden zwei wälzgelagerte Ausgleichswellen, die im Zylinderkurbelgehäuse integriert sind, verwendet. Erstmals werden bei einem PKW zur Reduzierung der Reibleistung nadelgelagerte Ausgleichswellen verwendet, **Abbildung 4.5**. Der Kurbeltrieb weist einen sehr großen Anteil am Reibmitteldruck auf, wodurch es naheliegt, auch diesen zu optimieren. Dabei wurde der Hauptlagerdurchmesser verringert, der Pleuellagerdurchmesser jedoch vergrößert, was dennoch zu einer Verbesserung der Biege- und Torsionssteifigkeit, bei gleichzeitiger Absenkung der Lagerreibung unter das Niveau des Vorgängermotors, führte. Modifikationen am Kolben (Kolbenkühlkanal), der Bauhöhe der Kolbenringe und die Verwendung kohlenstoffbeschichteter Kolbenbolzen runden die tribologischen Optimierungen ab.

Der Steuerantrieb der Nockenwelle erfolgt zweistufig und wird mittels eines Kettentriebs bewerkstelligt. Hauptsächlich aus Gründen des passiven Fußgängerschutzes musste dieser auf die Motorrückseite – Richtung Kurbelwellenabtrieb – verlegt werden, was mit einer verringerten Motorbauhöhe an der Vorderseite einhergeht.

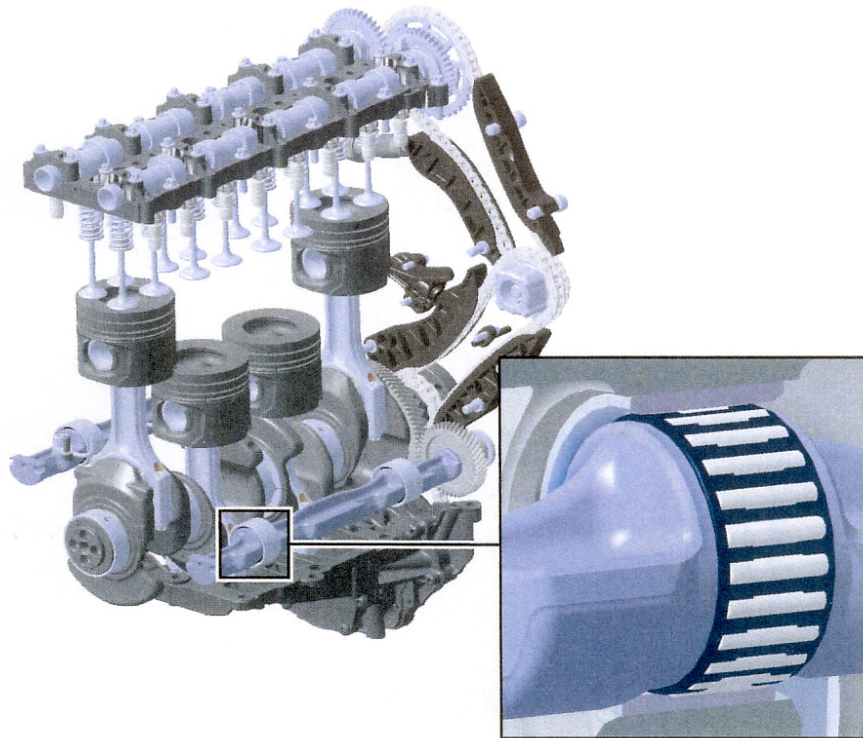


Abbildung 4.5: Kurbeltrieb mit Steuertrieb und Ausgleichswellen [15]

4.4 Brennverfahren

Sowohl der Brennraum als auch die beiden seitlich angeordneten Einlasskanäle wurden bei der Entwicklung dieses Brennverfahrens neu konzipiert. Um den Anforderungen, höchste Leistungsdichte bei niedrigsten Emissionen und niedrigstem Kraftstoffverbrauch, Rechnung zu tragen, wurde bei der Neuentwicklung des Brennverfahrens ein Kanalkonzept mit seitlich am Zylinderkopf angeordneten Einlasskanälen – einem Tangentialkanal und einem als Spiralkanal ausgeführten Füllungskanal – gewählt, **Abbildung 4.6**. Der kreisrunde Füllungskanal kann dabei mittels Drallklappe in der Sauganlage stufenlos geöffnet werden, womit eine hohe Drallspreizung erreicht wird. Das Schließen der Drallklappe im Teillastbetrieb bewirkt hauptsächlich Verbesserungen hinsichtlich des Rauch-NO_x Trade-offs. Aufgrund der zur Zylinderachse achsparallelen Anordnung der Ventile kommt der Kolben ohne störende Ventiltaschen aus und durch den verringerten Muldenrandradius weist das Brennverfahren eine sehr hohe AGR-Verträglichkeit auf. Das niedrige Verdichtungsverhältnis begünstigt gleichzeitig das Erreichen höchster Leistungsdichten bei Einhaltung der vorgegebenen Belastungslimits des Triebwerks. Das neue Brennverfahren zeichnet sich somit vor allem durch hohe Brennraten auch in der Teillast bei hohen Anteilen an rückgeführtem Abgas und abgesenkten Gastemperaturen im Zylinder aus, was der Stickoxidbildung entgegenwirkt.

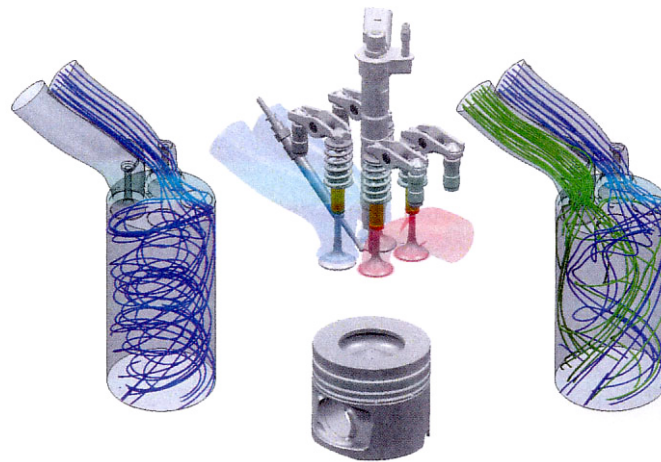


Abbildung 4.6: CFD-Berechnung der Einlasskanalströmung mit geschlossener/geöffneter Drallklappe [15]

4.5 Gemischbildung

Grundsätzlich sollten möglichst viele Bauteile in allen Leistungsstufen verwendet werden können. Die Differenzierung der Leistungsstufen erfolgte vorwiegend bei den kostenintensiven Systemen wie Einspritzrüstung und Aufladegruppe, um die Varianten mit geringerer Leistungsdichte nicht mit zu hohen Kosten zu belasten. **Tabelle 4.1** zeigt die Konfigurationen der einzelnen Varianten am Beispiel der 1er Modellreihe von BMW.

	Einspritzsystem max. Einspritzdruck	Aufladekonzept
118d	Magnetventil-Injektoren 1600 bar	ATL einstufig mit variabler Turbinengeometrie
120d	Piezo-Injektoren 1800 bar	ATL einstufig mit variabler Turbinengeometrie
123d	Piezo-Injektoren 2000 bar	regelbare zweistufige Aufladung

Tabelle 4.1: Unterscheidungen innerhalb der Motorenbaureihe [15]

4.5.1 Aufladung

Die untere und mittlere Leistungsvariante setzen ein Aufladekonzept mit einstufigem Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie (VNT) ein. Dabei bleibt der Turbinendurchmesser beider Varianten gleich, der Verdichterraddurchmesser beträgt beim N47uL 49 mm und beim N47oL 51 mm. Zur Gewährleistung eines schnellen Ladedruckaufbaus wird ein elektrischer Steller mit Lagerückmeldung und geringer Hysterese eingesetzt. Der maximal erreichbare Ladedruck beider Varianten liegt bei etwa 2,6 bar absolut.

Bei der Topvariante kommt eine zweistufige Aufladung (Variabel Twin Turbo – VTT) zum Einsatz, die bereits im Jahre 2004 erstmals beim Sechszylinder-Dieselmotor in einem BMW 535d Verwendung fand und seither kontinuierlich weiterentwickelt wurde, **Abbildung 4.7**. Der maximale Ladedruck zur Erreichung der hohen spezifischen Leistung von 75 kW/l beträgt hier 3,0 bar absolut.

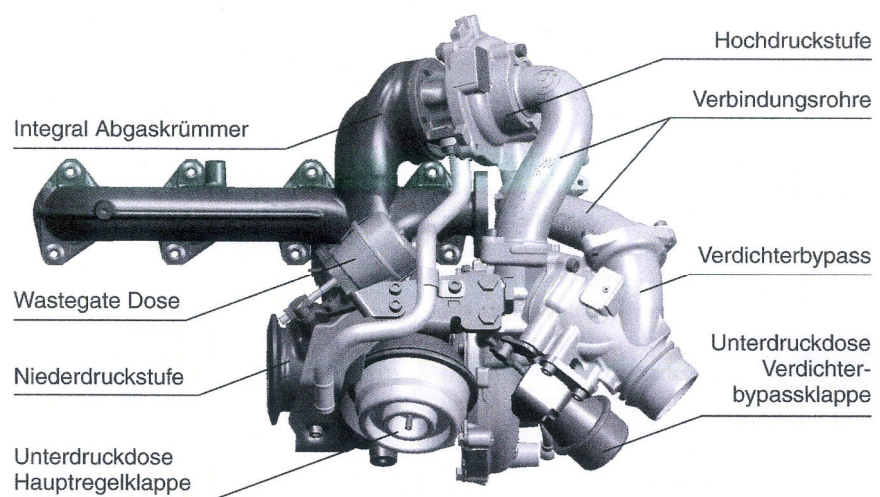


Abbildung 4.7: Aufladegruppe – Variable Twin Turbo [15]

4.5.2 Einspritzrüstung

In der neuen Motorfamilie kommt ein Common-Rail-Einspritzsystem der neuesten Generation von Bosch zum Einsatz. Die Hochdruckpumpe CP4 mit Saugregelung findet in allen drei Leistungsstufen Anwendung. Diese Einstempelpumpe mit optimierter Hydraulik und der Kolbenbetätigung über einen Rollenstößel zeichnet sich durch einen hohen Wirkungsgrad und eine geringe Antriebsleistung aus. Die Pumpe fördert den Kraftstoff einspritzsynchon in das Rail, was zu einem gleichmäßigen Druckverlauf führt, und somit sind beste Voraussetzungen für eine geringe Mengenstreuung der Injektoren gegeben.

Bei allen drei Leistungsstufen werden Siebenloch-Düsen mit unterschiedlicher Durchflusscharakteristik eingesetzt. Die Basisversion (N47uL) arbeitet mit einem angepassten Magnetventil-Injektor, dessen maximaler Einspritzdruck bei 1600 bar liegt. Für die Darstellung kleinster Pilotmengen mit großer Präzision und schnellen Schaltgeschwindigkeiten kommen bei der mittleren Leistungsvariante (N47oL) Piezo-Injektoren mit einem maximalen Einspritzdruck von 1800 bar zum Einsatz. Außerdem wurde auch die Einspritzmengenstreuung weiter verringert. In der Topversion dieser Vierzylinder-Baureihe (N47TL) wird ein Einspritzsystem mit 2000 bar, das erstmalig in einem PKW-Dieselmotor verbaut wurde, eingesetzt. Dazu musste das Common-Rail-System sowie der Piezo-Injektor auf die hohen Drücke angepasst werden. Die Verwendung höherwertiger Werkstoffe, optimierte Geometrien der Injektorkomponenten und ein leistungsfähigerer Piezostack konnten den Piezo-Injektor von 1800 auf 2000 bar ertüchtigen, **Abbildung 4.8**.

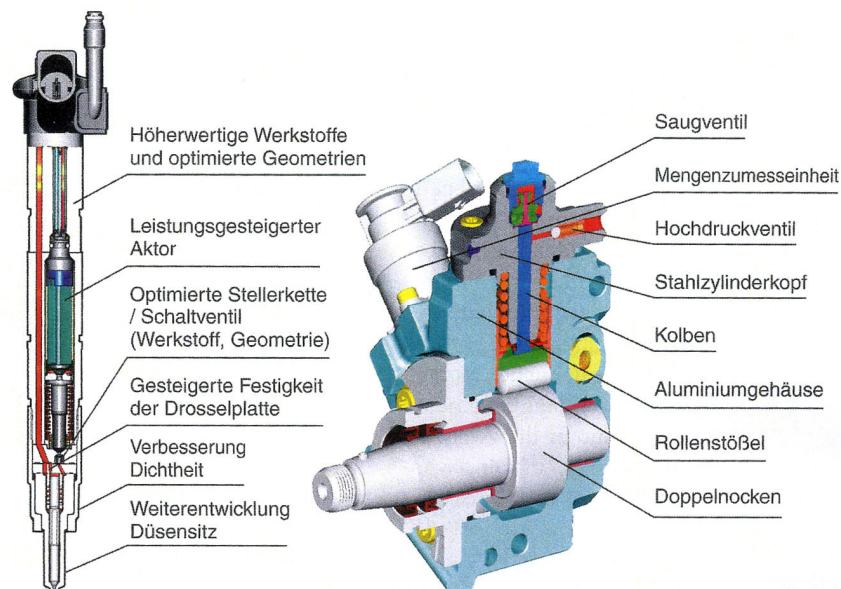


Abbildung 4.8: 2000 bar Einspritzsystem: Injektor und Hochdruckpumpe CP4 [15]

4.6 Technische Daten

Zusammenfassend sollen alle wichtigen Motordaten des untersuchten Prüflings – BMW N47oL – in **Tabelle 4.2** aufgelistet werden.

Kenngröße	Einheit	Beschreibung
Allgemeines		
Motorart	[-]	Reihenmotor
Zylinderanzahl	[-]	4
Kraftstoffart	[-]	Diesel
Gemischbildung	[-]	innere Gemischbildung (Direkteinspritzung)
Einspritzsystem	[-]	Common-Rail-System mit 1800 bar und Piezo-Injektoren
Aufladesystem	[-]	Abgasturbolader mit VNT
Abgasnachbehandlung	[-]	Oxidationskatalysator (DOC) und Dieselpartikelfilter (DPF)
Abgasnorm	[-]	EURO 5
Leistungsdaten		
Nennleistung	[kW]	130 bei 4000 1/min
maximales Drehmoment	[Nm]	350 bei 1750 - 3000 1/min
Grundabmessungen		
Hubraum	[cm ³]	1995
Bohrung	[mm]	84
Hub	[mm]	90
Verdichtungsverhältnis	[-]	16,5
Einzelzylindervolumen	[cm ³]	499
Pleuellänge	[mm]	138
Pleuelstangenverhältnis	[-]	0,326
Blockhöhe	[mm]	289
Zylinderabstand	[mm]	91
Hauptlager		
Durchmesser	[mm]	55
Breite	[mm]	25
Pleuellager		
Durchmesser	[mm]	50
Zapfenbreite	[mm]	24
Kolben		
Kompressionshöhe	[mm]	47
Feuersteghöhe	[mm]	9,12
Kolbenbolzen		
Durchmesser	[mm]	32
Länge	[mm]	64
Steuertrieb		
Ausführung	[-]	zwei obenliegende Nockenwellen (DOHC)
Antrieb	[-]	Kette
Ventilbetätigung	[-]	Rollenschlepphebel
Ventilausrichtung	[-]	achsparell zur Zylinderachse
Ventile		
Anzahl der Ventile (Ein-/Auslass)	[-]	2 / 2
Durchmesser (Ein-/Auslass)	[mm]	27,2 / 24,6
Ventilhub (Ein-/Auslass)	[mm]	7,5 / 8
Schaftdurchmesser	[mm]	5

Tabelle 4.2: Motordaten des BMW N47oL

5 Motorprüfstand

Die durchgeführten Messungen im Rahmen dieser Diplomarbeit wurden am stationären Motorprüfstand P5 des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik durchgeführt. Wie bereits erläutert, handelt es sich hierbei um einen stationären Prüfstand, wobei der Versuchsmotor nur in stabilen Lastpunkten des Kennfeldes betrieben werden kann. Eine Bewertung des dynamischen Verhaltens des Motors kann hier nicht durchgeführt werden, da der Prüfstand aktuell nur mit einer Wirbelstrombremse ausgestattet ist. Für Untersuchungen dieser Art muss ein transients Motorprüfstand herangezogen werden.

5.1 Prüfraum

5.1.1 Allgemeine Ausrüstung – Übersicht

Abbildung 5.1 und **5.2** zeigen den Aufbau des Prüfmotors ② N47oL am stationären Motorprüfstand P5 in fahrbereiter Konfiguration. Die langsamen Messdaten (Druck und Temperatur) der am Motor verbauten Messstellen werden der Sensorbox ① zugeführt und über den Messgalgen dem Prüfstandsrechner übermittelt. Zur Aufbringung eines Widerstandes wird hier eine Wirbelstrombremse ③ des Herstellers borghi & saveri eingesetzt. Diese kann aufgrund ihrer Bauart den Prüfling nur bremsen, aber nicht schleppen. Im Hintergrund sind die Anspeiseleitungen ⑤ für die diversen Konditioniereinrichtungen erkennbar. Die Gebäudetechnik des Prüfstandsgebäudes stellt dabei je nach Anforderung unterschiedliche Temperaturniveaus bereit.

Zur Bestimmung der Abgastrübung wird ein Verfahren eingesetzt, das die Lichtreflexion eines mit Rohabgas durchströmten Filterpapiers bestimmt. Dazu kommt das AVL Smoke Meter 415S zum Einsatz ④. Die Ermittlung der Blow-By Menge erfolgt über eine beheizte Blendenmessung ⑥, wobei das Gas an der Zylinderkopfhäube entnommen und vor dem Verdichter dem Motor wieder zugeführt wird. Weiters sind in der **Abbildung 5.2** die Kühlmittelkonditioniereinheit ⑦ – als Rohrbündelwärmetauscher ausgeführt – und der Ladeluftkühler ⑧, welche beide mit kaltem Wasser aus dem Prüfstandsgebäude zur Kühlung durchströmt werden, erkennbar. Die Bestimmung des Kraftstoffverbrauchs erfolgte mittels der Kraftstoffwaage AVL 730 ⑨.

Nicht abgebildet, aber dennoch erwähnenswert, sind die Konditioniereinrichtungen für die Ansaugluft und den Kraftstoff sowie die Bremsenkühlung, die wiederum von der Gebäudetechnik gespeist und im Temperaturniveau individuell angepasst werden können.

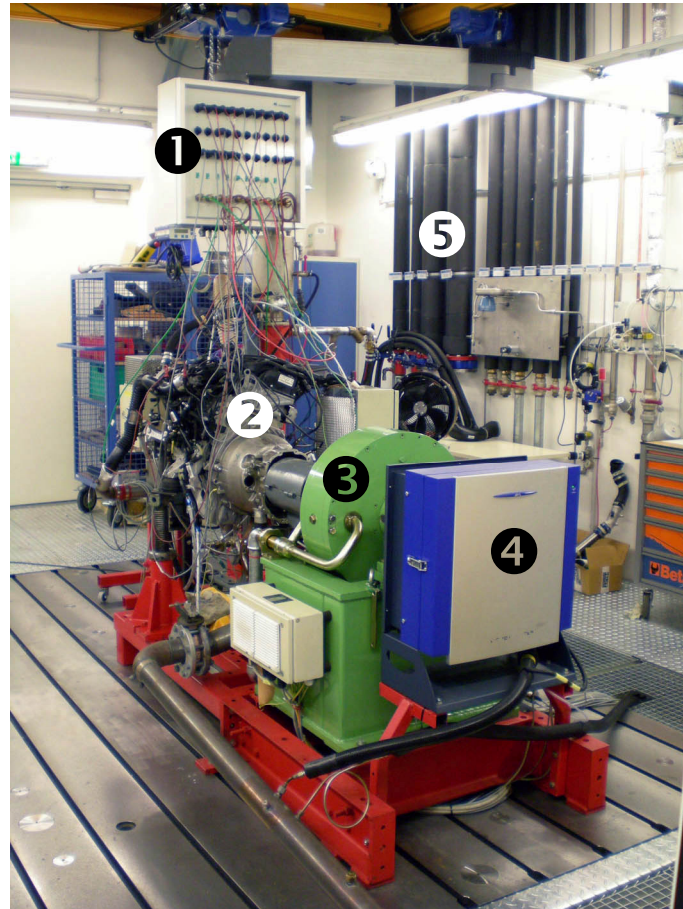


Abbildung 5.1: Ansicht Prüfstand hinten

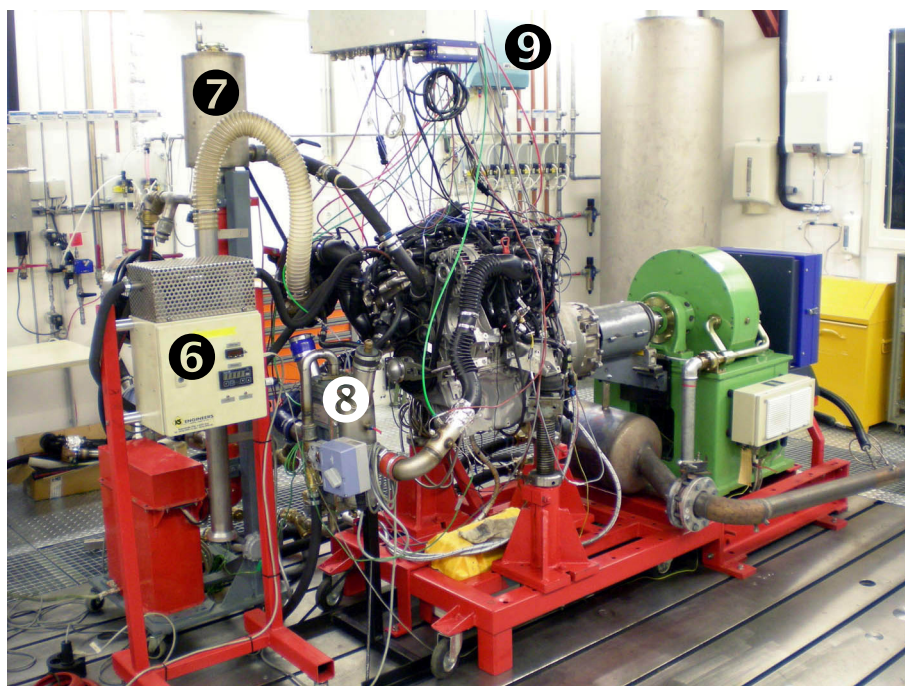


Abbildung 5.2: Ansicht Prüfstand vorne

5.1.2 Emissionierung

5.1.2.1 Schadstoffmessung

Die Messung der Rohemissionen des Versuchsträgers erfolgt mittels einer Abgasanalyse (AVL AMA i60), dessen Analysatoren in der Lage sind, die Gase CO, CO₂, HC, NO, NO₂, CH₄ und O₂ zu detektieren, **Abbildung 5.3**. Mit diesem System ist es möglich, die Abgaskomponenten zweier Messstellen – zum Beispiel vor und nach einer Katalysatoreinheit – parallel zu bestimmen oder zwei unabhängige Prüfstände mit jeweils einer Analyselinie gleichzeitig zu bedienen.

Dabei kommen nachfolgende Gasanalysatoren zum Einsatz:

- | | |
|-------------------------------------|--|
| ◆ Flammenionisationsdetektor (FID): | THC und optional CH ₄ Messung |
| ◆ Chemolumineszenz Detektor (CLD): | NO und/oder NO _x Messung |
| ◆ Infrarot Detektor (IRD): | CO, CO ₂ , N ₂ O Messung |
| ◆ Paramagnetischer Detektor (PMD): | O ₂ Messung |



Abbildung 5.3: AVL AMA i60 mit geschlossenen/geöffneten Fronttüren (Quelle: AVL)

5.1.2.2 Rauchwertmessung

Das Erfassen des Rußgehalts im Abgas von Verbrennungskraftmaschinen erfolgt beim AVL Smoke Meter 415S, **Abbildung 5.4**, durch die Auswertung der Schwärzung eines Papierfilters mittels eines Reflektometers. Dabei wird ein Teilstrom des Abgases, der über eine Sonde entnommen wird, mittels einer Membranpumpe durch eine beheizte Leitung zum Messgerät gesaugt, wodurch der Papierfilter dann mehr oder weniger stark geschwärzt wird. Ausgegeben wird eine Schwärzungszahl nach Bosch (SZ_B) beziehungsweise eine Papierschwärzung (P_S) des Filters, entsprechend der Filter Smoke Number (FSN) nach ISO 10054 bei einer effektiven Sauglänge von 405 mm. Die Schwärzungszahl wird dabei von 0 bis 10 angegeben, wobei 10 einem völlig schwarzen, mit Ruß beladenen Papierfilter entspricht.



Abbildung 5.4: AVL Smoke Meter 415S (Quelle: AVL)

5.1.3 Luftverhältnis Lambda

Bei der Analyse oder Steuergeräteapplikation am Motorprüfstand ist es für den Entwicklungsingenieur unabdingbar, das Luftverhältnis Lambda zu kennen. Dieses kann zwar über die Kraftstoffverbrauchs- und Luftmassenmessung berechnet werden, findet aber dennoch als zusätzliche Prüfstands-ausrüstung in Form des ETAS LA3 Lambda Meter und zur Plausibilitätskontrolle Verwendung, **Abbildung 5.5**. Dabei wird eine beheizte Breitband-Lambdasonde (LSU) im Abgasstrom verbaut. Diese besteht aus einer Nernst-Konzentrationszelle und einer Sauerstoff-Pumpzelle, **Abbildung 5.6**. Erstere vergleicht das Abgas, das in einen Diffusionsspalt geleitet wird, mit der Umgebungsluft, wodurch eine Regelelektronik den Pumpstrom so steuert, dass sich im Diffusionsspalt ein Luftverhältnis von $\lambda = 1$ einstellt. Der Pumpstrom, der proportional der Sauerstoffkonzentration ist, stellt somit ein Maß für das Luftverhältnis λ dar und ist bei $\lambda < 1$ negativ, bei $\lambda > 1$ positiv und bei $\lambda = 1$ gleich Null.

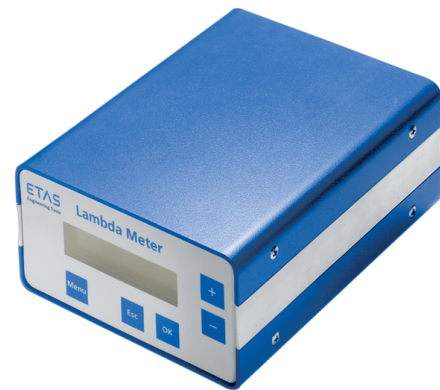
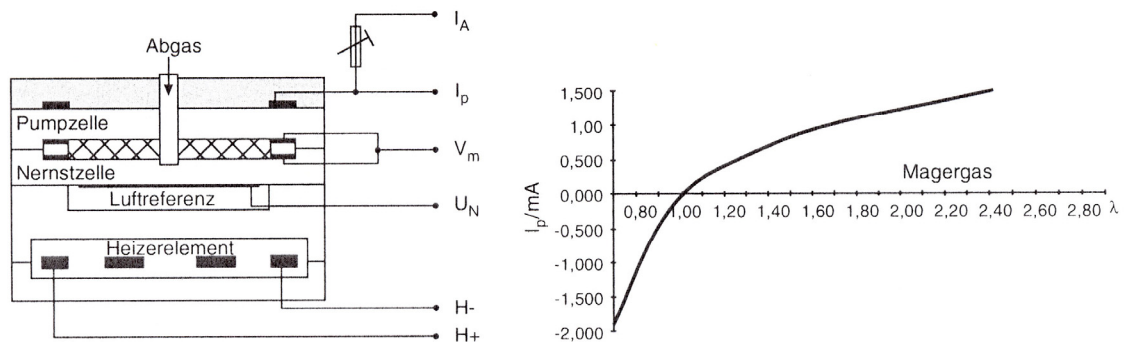


Abbildung 5.5: ETAS LA3 Lambda Meter (Quelle: ETAS)



a)

b)

Abbildung 5.6: Planare Breitband-Lambdasonde: a) Schematischer Aufbau, b) Pumpstrom in Abhängigkeit des Kraftstoff-Luft-Verhältnisses [17]

5.1.4 Drehmomentmessung

Zur Bestimmung des effektiven Motordrehmoments werden am Prüfstand P5 zwei unterschiedliche und voneinander unabhängige Systeme eingesetzt, **Abbildung 5.7**. Die Istgröße zur Regelung des Motormoments wird über die Kraftmessdose an der Pendelmaschine abgegriffen. Der Drehmomentmessflansch T10FS von HBM arbeitet nach dem Prinzip der Scherspannungsmessung und erlaubt durch den lager- und schleifringlosen Aufbau eine berührungslose Übertragung, wodurch eine hohe Genauigkeit erzielt wird. Daher wird diese Art der Drehmomenterfassung am P5 als redundantes System sowie zur Plausibilitätskontrolle eingesetzt. Ergänzend sei hier angemerkt, dass das Drehzahlsignal zur Drehzahlregelung der Wirbelstrombremse über einen induktiven Drehzahlsensor mit zugehörigem Zahnrad am Ende der Antriebswelle erfasst wird.

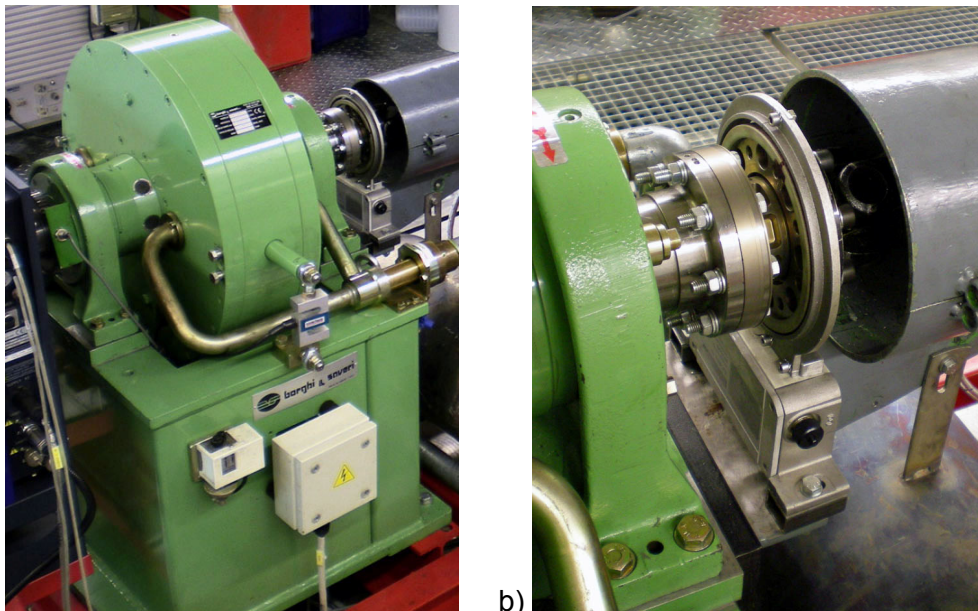


Abbildung 5.7: Arten der Drehmomentmessung a) Kraftmessdose an der Pendelmaschine, b) Drehmomentmessflansch

5.2 Prüfstandswarte

5.2.1 Prüfstandssteuerung

Die Bedienung des Motorprüfstands erfolgt in erster Linie über die am Hauptrechner installierte Prüfstandssoftware „Tornado“ von Kristl, Seibt & Co. Darin sind alle für den Prüfstandsbetrieb erforderlichen Subsysteme – die Steuerung der haustechnischen Anlagen, der Kraftstoffwaage und der Emissionsmeseinrichtungen – integriert. Ein wesentlicher Vorteil dieser Software ist ihre hohe Flexibilität, die rasche Anpassbarkeit der Systemoberfläche und die benutzerfreundliche Einbindung neuer Messstellen. Eine Übersicht der für diese Analysen adaptierten Software-Oberfläche ist in **Abbildung 5.8** dokumentiert.

Bevor der Motor in Betrieb genommen werden kann, müssen die Abgasabsaugung, die Prüfstandsbe- und Entlüftung sowie die Kühlsysteme für die Wirbelstrombremse und die einzelnen Konditioniereinrichtungen für Motorkühlmittel, Ladeluft, Kraftstoff und eventuell Motoröl aktiviert werden. Nach erfolgtem Motorstart werden die in „Tornado“ eingegebenen Befehle direkt an die Bremsenregelung sowie die Motorsteuerung weitergeleitet. Die gesamte Erfassung, Aufzeichnung und Anzeige der langsamen Messdaten zählen ebenfalls zum Funktionsumfang dieser Prüfstandssoftware.

Eine weitere Möglichkeit, in den Prüfstandsbetrieb manuell einzugreifen sowie zwischen den einzelnen Betriebsmodi (n/α , n/p_e , M/n und M/α) umzuschalten, bietet die am Bedienpult angebrachte Multi Control Unit 634 (MCU). Außerdem können über die MCU die Zündung aktiviert und der Motor gestartet werden. Eine Überwachung des eingestellten Lastpunkts (Drehzahl und effektiver Mitteldruck beziehungsweise effektives Drehmoment) am integrierten Display sowie der manuelle Eingriff über Drehpotentiometer sind ebenfalls Teil dieser Einheit.

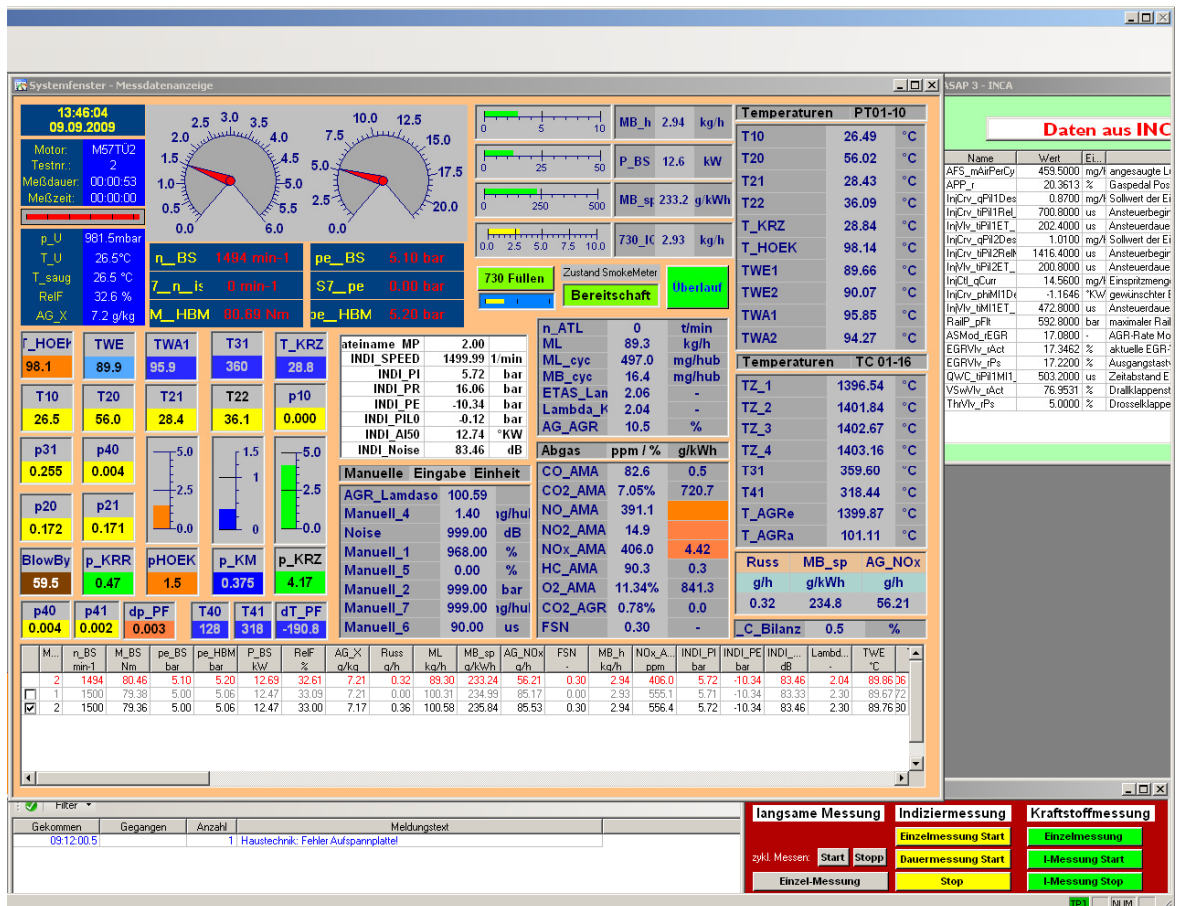


Abbildung 5.8: Screenshot der Prüfstandssteuerungssoftware „Tornado“

5.2.2 Indiziersystem

Die exakte Bestimmung der inneren (indizierten) Arbeit W_i einer Verbrennungskraftmaschine kann nur durch Druckindizierung aller Zylinder erfolgen. Bei meiner Arbeit kamen Glühstiftadapter der Firma AVL mit der Bezeichnung GU13G zum Einsatz, wovon vier Stück verbaut wurden. Diese werden, wie der Name bereits andeutet, an Stelle der Glühkerzen im Zylinderkopf eingeschraubt. Die Spezifikationen dieser Glühkerzensensoren sind in **Tabelle 5.1** aufgelistet. Man muss zwar nun ohne Schnellglühsystem auskommen, was bei normalen Betriebsbedingungen (etwa 20°C Ansauglufttemperatur) kein Problem darstellt, da durch die Verdichtung der Ansaugluft die Selbstzündungsbedingungen für eine sichere Entflammung des Dieselkraftstoffs erreicht werden. Erhöhte Emissionen beim Startvorgang müssen hierbei in Kauf genommen werden.

Da es sich bei den Glühkerzenadaptern um piezoelektrische Druckaufnehmer handelt, wird als Ausgangssignal eine elektrische Ladung (pC) abgegeben. Diese muss dann noch verstärkt (Ladungsverstärker) und in ein analoges Signal (-10V bis +10V) zur Weiterverarbeitung umgewandelt werden. Dazu kommt das AVL-Indiziersystem IndiSet 620 zum Einsatz, **Abbildung 5.9**. Aufbereitung und Anzeige der Indizierdaten werden vom Indizierrechner mit dem Softwarepaket AVL IndiCom übernommen.

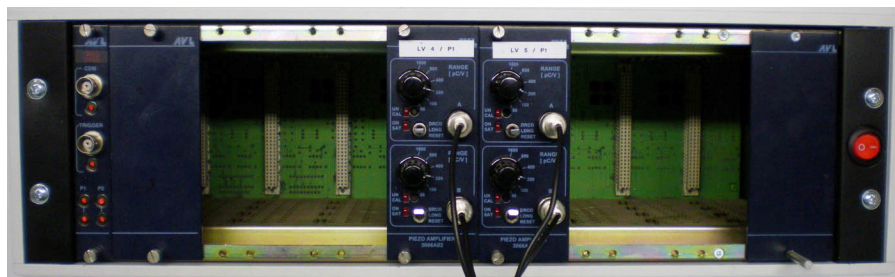


Abbildung 5.9: IndiSet 620 mit zwei Ladungsverstärkern und vier Eingangskanälen

Damit die Software die indizierte Arbeit W_i korrekt berechnen kann, fehlt nach der Formel 5.1 für die Berechnung der Volumsänderungsarbeit noch die Zuordnung des Drucksignals zur Kurbelwinkelposition, was mit Hilfe der Kurbelwinkelmarkiereinrichtung AVL 364 erfolgte. Dazu ist es notwendig, den Bezug zwischen oberem Totpunkt der Zylinder und der Triggermarke der Kurbelwinkelmarkiereinrichtung herzustellen. Dies wurde durch eine vorangegangene OT-Einpassung mit Hilfe des kapazitiven OT-Sensors 428 von AVL bewerkstelligt.

Ausgehend von der Kolbenwegsformel (Formel 5.2) für geschränkte/desaxierte Kurbeltriebe sind zur Ermittlung der Volumsänderung des Brennraums die Geometriedaten des Kurbeltriebs in der Software IndiCom zu hinterlegen, womit in weiterer Folge auch der indizierte Mitteldruck p_i der einzelnen Zylinder bestimmt werden kann, Formel 5.3, vgl. [3].

$$W_i = \int_V p_i dV \quad (5.1)$$

$$s = r \cdot \left[\cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - (\lambda \cdot \sin \varphi + e)^2} \right] \quad (5.2)$$

$$\text{mit } \lambda = \frac{r}{l} \text{ und } e = \frac{y}{l}$$

$$p_i = \frac{W_i}{V_H} \quad (5.3)$$

r = Kurbelradius
s = Kolbenweg
l = Pleuellänge
y = Schrängung
 φ = Kurbelwinkel
 λ = Pleuelverhältnis

KenngroÙe	Beschreibung
Standardspezifikationen	
Messbereich	0 - 200 bar
Lebensdauer	> 10 ⁸ Lastwechsel
Überlastbereich	250 bar
Empfindlichkeit (nominell)	15 pC/bar
Linearität	< ± 0,3% FSO
Eigenfrequenz	130 kHz
Beschleunigungsempfindlichkeit	< 0,001 bar/g
StoÙfestigkeit	> 2000 g
Betriebstemperaturbereich	bis zu 400°C
Empfindlichkeitsänderung	20 - 400°C < ± 2%
	200 - 300°C < ± 0,5%
Isolationswiderstand bei 20°C	> 10 ¹³ Ω
Eigenkapazität	7 pF
Thermodynamische Spezifikationen	
Zyklische Temperaturdrift	< ± 0,6 bar
Lastwechseldrift	
max. Nullpunktgradient dp/dt	1,5 mbar/ms
bleibende Nullpunktabweichung	2 bar
pi-Stabilität	< 3%

Tabelle 5.1: Spezifikationen des Glühkerzensensors GU13G (Quelle: AVL)

5.2.3 Applikation

Für die Abstimmung eines Motors am Prüfstand muss ein Zugang zum Steuergerät eingerichtet werden. Bei den BMW-Dieselmotoren findet aktuell die Digitale Dieselelektronik DDE 7.1 von Bosch (EDC 17) Verwendung. Der Zugriff auf die EDC kann auf zwei verschiedene Arten erfolgen. Der einfachere, aber technisch ungünstigere Weg ist über einen vorhandenen CAN-Bus, mit dem Nachteil einer langsamen und absturzgefährdeten Datenübertragung, weshalb auch die Anzahl der übertragbaren Variablen beschränkt ist. Die elegantere Methode, weil schnell, stabil und ohne Einschränkungen einsetzbar, ist die Verbindung über ein Speicheremulationssystem ETK (Emulator-Tastkopf). Dies setzt jedoch voraus, dass das Steuergerät diese Funktion unterstützt und den Emulatorspeicher bereits implementiert hat. Meist handelt es sich hierbei, wie in diesem Fall, um ein Entwicklungssteuergerät. Die Kommunikation zwischen dem Applikationsrechner, auf dem die Software Inca von ETAS arbeitet, und dem Motorsteuergerät wurde über das Schnittstellenmodul ETAS ES 590, **Abbildung 5.10**, hergestellt. Eine Übersicht über den Datenfluss zwischen PC und EDC ist in **Abbildung 5.11** veranschaulicht.



Abbildung 5.10:
Schnittstellenmodul ETAS ES 590 (Quelle: ETAS)

Nachdem ein Abgleich der Daten zwischen Applikationsrechner und EDC durchgeführt worden ist, was einem Download der Steuergerätevariablen samt Inhalten in den Emulatorspeicher entspricht, können die Werte der Arbeitsseite am Rechner online und während des Motorbetriebs verändert werden. Bei auftretenden Problemen während der Bedienung kann immer auf die unveränderbare Referenzseite, die den letztgültigen und funktionstüchtigen Datenstand beinhaltet, zurückgegriffen beziehungsweise umgeschaltet werden.

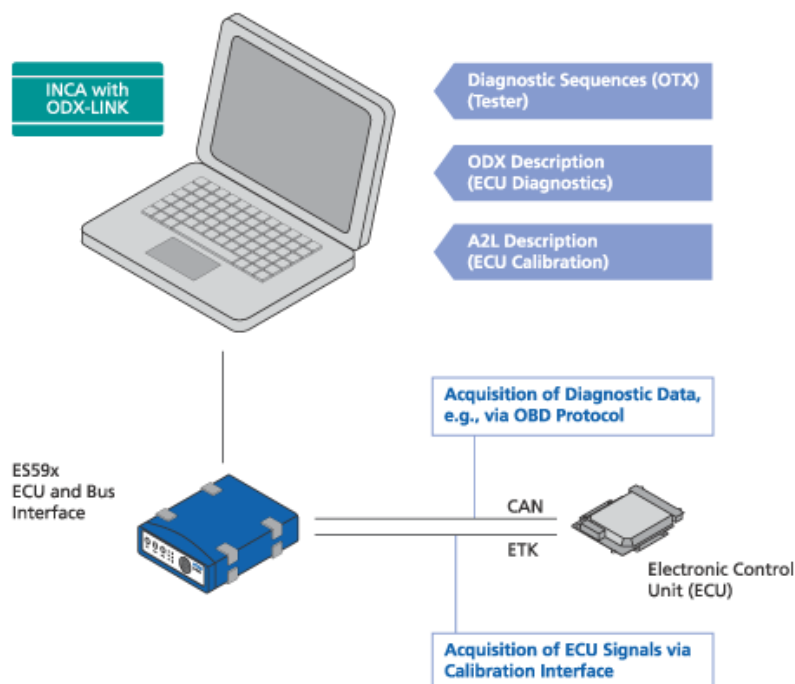


Abbildung 5.11: Datenübertragung zwischen Applikationsrechner und ECU (Quelle: ETAS)

Die wichtigsten und für die Durchführung dieser Diplomarbeit erforderlichen Verstellparameter sind in der Software Inca als kaskadierend überlappende Fenster angeordnet, **Abbildung 5.12**. Namentlich wären dies der Einspritzzeitpunkt, die Pilotmenge 1, die Pilotmenge 2, die AGR-Rate, der Pilotabstand 1, der Pilotabstand 2, der Raildruck, die Drallklappenposition und der Ladedruck beziehungsweise die VTG-Position. Im laufenden Motorbetrieb wird der aktuell verwendete Kennfeldbereich mit einem roten Rahmen versehen. Meist sind zwei bis vier Zellen je Kennfeld markiert, da zwischen diesen interpoliert wird, um so den für den gewünschten Betriebspunkt erforderlichen Wert zu erhalten. Neben den Kennfeldern können auch sogenannte Messfenster eingerichtet werden, in denen Steuergerätedaten wie angesaugte Luftmasse, AGR-Rate, Drallklappenstellung, Einspritzmenge, Einspritzzeitpunkt, Pilotmenge usw. ausgegeben werden.

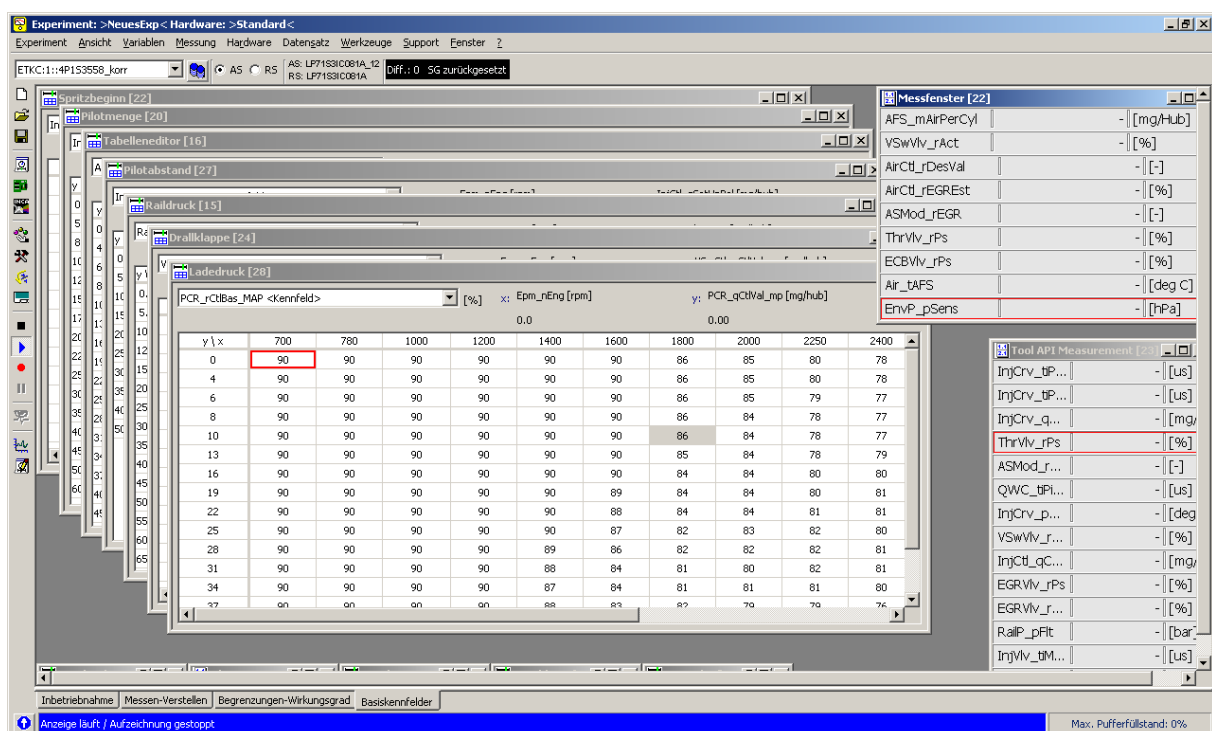


Abbildung 5.12: Screenshot eines Experiments in Inca

6 Messprogramm – Messablauf

6.1 Motoraufbau

Eine der ersten Aufgaben am stationären Motorprüfstand war der Aufbau des Versuchsmotors, der von der BMW Motoren GmbH in Steyr zur Verfügung gestellt wurde, auf das Motorgestell. Es ist zwar nicht zwingend erforderlich, aber durchaus üblich, den Motor mit Zweimassenschwungrad (ZMS) und Kupplung am Prüfstand zu betreiben. Dazu wurde das bereits vorhandene ZMS samt Kupplung vom Vorserienmotor derselben Baureihe verwendet und einschließlich Kupplungsglocke, aber ohne Getriebe, am neuen Motor befestigt. Die Vorteile bei der Verwendung der ZMS-Kupplungseinheit auch am stationären Motorprüfstand liegen einerseits in der Dämpfung des durch die Verbrennung bedingten Wechseldrehmoments und andererseits in der Überlastungssicherheit der Antriebswelle bei ruckartigen Belastungen. Da durch diese Konstellation die Drehungleichförmigkeit der Antriebswelle hin zur Bremse verringert wird, steigt die Regelgüte von Bremsen- und Motorregler, wodurch ein stabiler Lastzustand, der speziell bei stationären Motorprüfständen gefordert ist, gewährleistet wird.

Abbildung 6.1 stellt den Versuchsträger mit bereits montierter ZMS-Kupplungseinheit sowie Kupplungsglocke, am Kranhaken hängend, zur Montage am Motorgestell dar. Der im Bild fehlende Abgaskrümmter wurde zu diesem Zeitpunkt mit Einschweißelementen zur Abgasgegendruck- und -temperaturmessung vor der Turbine in der Werkstätte bestückt.

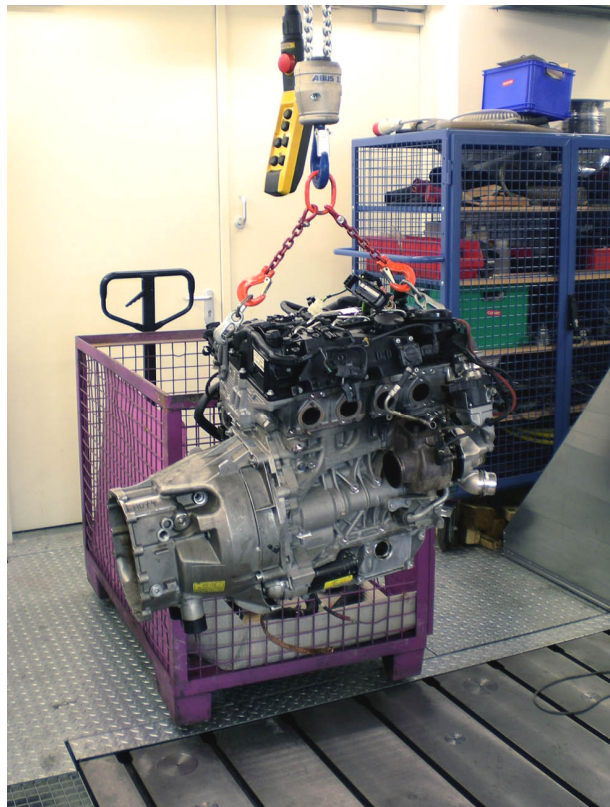


Abbildung 6.1: BMW N47oL samt Kupplungsglocke

6.2 Applikation der Messsysteme

6.2.1 Messstellen

Der Prüfling wies bereits eine Vielzahl an serienmäßigen Messstellen (Ladedruck, Abgasgegendruck, Saugrohrtemperatur, Lambda, Luftmasse etc.) auf, die für einen ordnungsgemäßen Betrieb im Fahrzeug unter verschiedensten Bedingungen sorgen, zur Eigendiagnose (OBD) herangezogen und über die Steuergeräteschnittstelle ausgelesen werden können. Um jedoch einen vernünftigen Prüfbetrieb zu gewährleisten, waren noch verschiedenste Druck- und Temperaturmessstellen zu applizieren. Einen Überblick über die verbauten Sensoren und die Zuordnung zur Sensorbox gibt die **Tabelle 6.1**.

Wie bereits im vorigen Kapitel beschrieben, werden für die Zylinderdruckindizierung Glühkerzenadapter von AVL des Typs GU13G verwendet. Diese piezoelektrischen Sensoren kommen an Stelle der Glühstifte – ohne Eingriff am Versuchsträger – in den Zylinderkopf, mit dem Vorteil, dass kein weiterer Brennraumzugang geschaffen werden muss. **Abbildung 6.2** veranschaulicht die Einbausituation im Zylinderkopf bei demontierter Sauganlage. Die Signalübertragung erfolgt mittels geschirmter Piezokabel, welche einen Schutz gegen elektrische und magnetische Störungen bieten, und über BNC-Steckverbinder, die direkt an der Sensorbox befestigt werden.

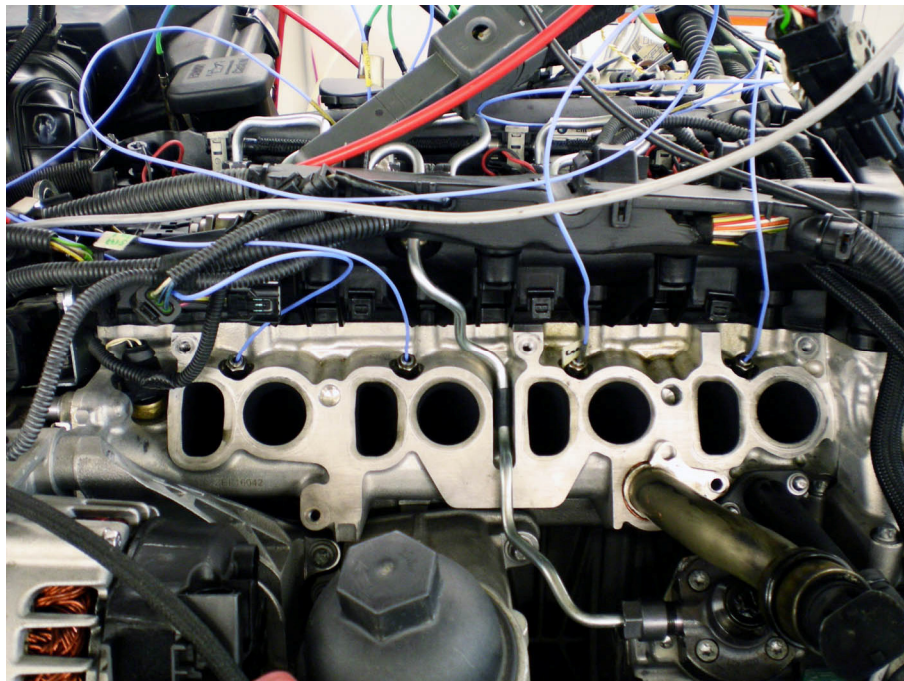


Abbildung 6.2: Einbausituation der Zylinderdrucksensoren

Sensorbox			Messstelle					Gantner Netz		
Channel	Stecker-name	Eingangs-typ	Sensor	Mess-stelle	Name	Mess-bereich	Signal	UART	Adr.	Channel
Projekt: BMW N47oL										
PT01	X10	PT100	3 mm	T nach Verdichter (vor LLK)	T20		3L PT100	3	1	1
PT02	X11		3 mm	T nach LLK	T21		3L PT100	3	1	2
PT03	X12		1,5 mm	T Kraftstoff Zulauf	T_KRZ		3L PT100	3	1	3
PT04	X13		1,5 mm	Öltemperatur Hauptölkana	T_HOEK		3L PT100	3	2	1
PT05	X14		1,5 mm	T Saugrohr	T22		3L PT100	3	2	2
PT06	X15		3 mm	T_Kühlmittel Austritt	TWA1		3L PT100	3	2	3
PT07	X16		1,5 mm	T_Kühlmittel Austritt	TWA2		3L PT100	3	3	1
PT08	X17		3 mm	T_Kühlmittel Eintritt	TWE1		3L PT100	3	3	2
PT09	X18		3 mm	T_Kühlmittel Eintritt	TWE2		3L PT100	3	3	3
PT10	X19		sh. X33	T Luftfilterkasten (= T-Saug)	T10 = T_saug			3	4	1
PT11	X20							3	4	2
PT12	X21							3	4	3
AO 1	X22	AnIn	VW 03C906051A	p_Hauptölkana	p_HOEK	0-10bar	0,5-4,5V	2	7	1
AO 2	X23	An Out						4	2	2
AO 3	X24							4	2	3
AO 4	X25							4	2	4
R 1	X26		Relais Out						Modul e.bloxx D2-1	
R 2	X27							Modul e.bloxx D2-1		
R 3	X28							Modul e.bloxx D2-1		
R 4	X29							Modul e.bloxx D2-1		
AI 1	X30	AN in	VW 03C906051A	p_Kraftstoff Zulauf	p_KRZ	0-10bar	0,5-4,5V	2	7	2
AI 2	X31		VW 03C906051A	p_Kraftstoff Rücklauf	p_KRR	0-10bar	0,5-4,5V	2	7	3
AI 3	X32		KS BlowBy670	Blow By mit Shunt am GantnerModul	BlowBy	0-200 l/min	0-20mA	2	7	4
AI 4	X33		entspr. T10 (X19)	Luftfeuchte und Umgebungstemp.	RF% / T_saug	5-95%	4-20mA	2	4	1/2
AI 5	X34							2	4	3
AI 6	X35							2	4	4
DIO 1	X36	Dig I/O						4	1	1
DIO 2	X37							4	1	2
DIO 3	X38							4	1	3
DIO 4	X39			Stromzange (nur Spannungsversorgung)				4	1	4
TC01	X40	TC		Abgastemp. Zylinder 1	TZ_1		Typ K	2	5	1
TC02	X41			Abgastemp. Zylinder 2	TZ_2		Typ K	2	5	2
TC03	X42			Abgastemp. Zylinder 3	TZ_3		Typ K	2	5	3
TC04	X43			Abgastemp. Zylinder 4	TZ_4		Typ K	2	5	4
TC05	X44			Temp. vor Turbine	T31		Typ K	2	6	1
TC06	X45			Temp. Eintritt AGR-Kühler	T_AGRa		Typ K	2	6	2
TC07	X46			Temp. Austritt AGR-Kühler	T_AGRa		Typ K	2	6	3
TC08	X47			Temp. nach Turbine	T41		Typ K	2	6	4
n.n.	X48									
n.n.	X49									
P_01	X50	Druck		p nach Verdichter (vor LLK)	p20	-1 bis +3bar	4-20mA	2	1	1
P_02	X51			p nach LLK	p21	-1 bis +3bar	4-20mA	2	1	2
P_03	X52			p Abgas vor Turbine	p31	-1 bis +3bar	4-20mA	2	1	3
P_04	X53			-	-	-1 bis +3bar	4-20mA	2	1	4
P_05	X54			p vor Verdichter	p10	-1 bis +3bar	4-20mA	2	2	1
P_06	X55			p Kühlmittel (Austritt)	p_KM	-1 bis +5bar	4-20mA	2	2	2
P_07	X56			p Abgas nach Turbine	p41	-1 bis +5bar	4-20mA	2	2	3
P_08	X57					-1 bis +5bar	4-20mA	2	2	4
P_09	X58					0 bis 10bar	4-20mA	2	3	1
P_10	X59					0 bis 10bar	4-20mA	2	3	2

Tabelle 6.1: Messstellenliste

6.2.2 Sensorkalibrierung

Bevor der Motor am Prüfstand in Betrieb genommen werden konnte, mussten noch einige Vorarbeiten, wie die Kalibrierung der einzelnen Messsysteme, durchgeführt werden. Dies ist auf jeden Fall vor jeder großen Messserie durchzuführen, um die Signalausgabe der verbauten Sensorik mit vorgegebenen, bekannten Größen abzustimmen.

6.2.2.1 Niederdruck

Im Niederdruckbereich wurde jeder einzelne Drucksensor, der in die Sensorbox fest verbaut ist und über Kunststoffschläuche von FESTO mit der jeweiligen Messstelle in Verbindung steht, mit Hilfe des Pressure Calibrators HM38 von THOMMEN, **Abbildung 6.3**, einer Zweipunktkalibrierung unterworfen. Das dem beaufschlagten Druck entsprechende Ausgangssignal (4-20 mA) wird dabei am Prüfstandshauptrechner in der Software Tornado hinterlegt. Dadurch ist es möglich, Zwischenwerte durch lineare Interpolation zu errechnen und auszugeben.

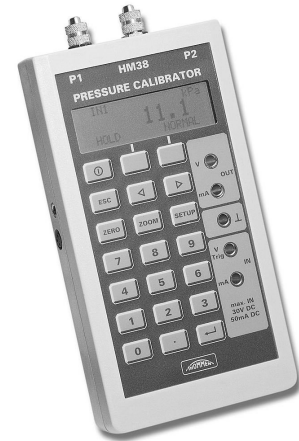


Abbildung 6.3: Pressure Calibrator HM38 (Quelle: Thommen)

6.2.2.2 Zylinderdruck

Zur Kalibrierung der Glühstiftsensoren GU13G kommt die Druckwaage DH Budenberg 580 EHX zum Einsatz, **Abbildung 6.5**. Piezoelektrische Sensoren weisen die Eigenheit auf, nur Druckänderungen und keine statischen Drücke messen zu können, weshalb auch bei der Kalibrierung ein Drucksprung angelegt werden muss. Hierbei verwendet man allerdings den Entlastungssprung, da der Belastungssprung bei Erreichen des Druckmaximums mit störenden Schwingungen des Hydrauliksystems einhergeht, was die Genauigkeit der Kalibrierung beeinträchtigt. Die **Abbildung 6.4** veranschaulicht ein driftendes Ausgangssignal und das Überschwingen bei schlagartiger Belastung des Piezoaufnehmers.

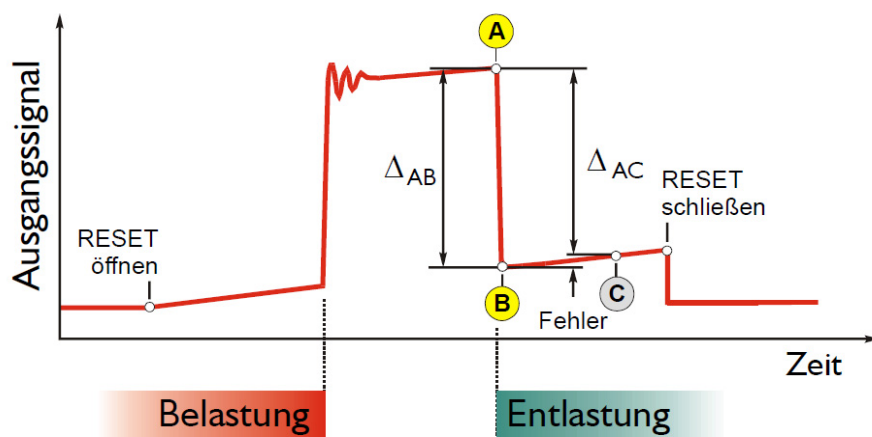


Abbildung 6.4: Kalibriervorgang bei driftendem Ausgangssignal [6]

Die Kalibrierung der Zylinderdrucksensoren wurde in Form einer Mehrpunktkalibrierung durchgeführt. Dabei wurden im Druckbereich zwischen 0 und 180 bar – der Motor ist auf 180 bar Spitzendruck ausgelegt – vier Größen explizit ausgewählt (20, 60, 120 und 160 bar) und damit ein Entlastungssprung simuliert. Dazu musste jeder Glühkerzensensor in einen vorbereiteten Adapter geschraubt werden, der anschließend durch ein Ventil mit Hydrauliköl beaufschlagt wurde. Der erforderliche Druck wird durch Auflegen von entsprechenden Gewichten auf die Kolben-/Zylindereinheit und durch Betätigen der Spindelpumpe, bis die Gewichte leicht von der Kolben-/Zylindereinheit abheben, eingestellt. Diese werden noch vor Auslösen des Entlastungsventils in Rotation versetzt, um auftretende Reibungsverluste zu vermindern.

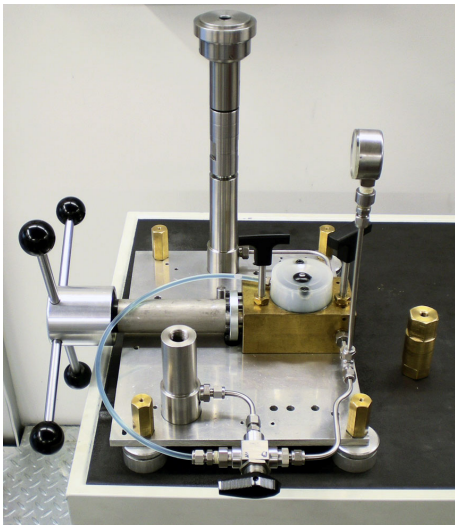


Abbildung 6.5: Druckwaage DH
Budenberg 580 EHX

Wichtig für die Kalibrierung ist, dass dieselbe Messkette, die auch im späteren Betrieb Anwendung findet, verwendet wird. Dazu zählen Druckaufnehmer, Signalkabel, Ladungsverstärker und Indiziereinheit. Die **Abbildung 6.6** verdeutlicht den Aufbau des Kalibriervorgangs der Zylinderdrucksensoren direkt über die Anschlüsse der Sensorbox im Prüfraum, ohne dabei ein zusätzliches Signalkabel einzusetzen, welches die Signalqualität negativ beeinflussen könnte.

Bevor die Kalibrierung durchgeführt werden kann, muss noch der Range am Ladungsverstärker eingestellt werden. Dieser ist so auszuwählen, dass der Eingangssignalbereich des A/D-Wandlers – in diesem Fall ± 10 Volt – bestmöglich ausgenutzt wird. Bei Messung vorwiegend positiver Drücke besteht die Möglichkeit den Nullpunkt am Ladungsverstärker auf -8 Volt zu verschieben, womit sich ein nutzbarer Ausgangssignalbereich von -8 bis +10 Volt ergibt. Der Range berechnet sich dabei nach Formel 6.1.

$$\text{Range} \left[\frac{\text{pC}}{\text{V}} \right] = \frac{\text{mittlere Empfindlichkeit} \left[\frac{\text{pC}}{\text{bar}} \right] \cdot \text{maximaler Zylinderdruck} [\text{bar}]}{\text{Ausgangssignalbereich} [V]} \quad (6.1)$$

Nach Einsetzen einer mittleren Empfindlichkeit der Drucksensoren laut Datenblatt ($\sim 16,3$ pC/bar), des maximalen Zylinderdrucks von 180 bar und des vorhin angegebenen Ausgangssignalbereichs (18 V) errechnet sich der einzustellende Range am Ladungsverstärker zu 163 pC/bar. Damit auch der Spitzendruck angezeigt werden kann, muss am Ladungsverstärker der nächsthöhere Wert – im Speziellen 200 pC/V – eingestellt werden.

Der Drucksprung, der für jeden Zustand mehrmals wiederholt wird, wird direkt von der Indiziersoftware (IndiCom) erkannt. Die erhaltenen Werte müssen dabei in ein Excel-Sheet übertragen werden, woraus sich der endgültige Kalibrierfaktor (bar/V) als Mittelwert aller Kalibriervorgänge an den ausgewählten Drücken errechnet. Schlussendlich wird noch die berechnete mittlere Empfindlichkeit (pC/bar) des Druckaufnehmers der Herstellerangabe gegenübergestellt und die Linearitätsabweichung des Sensors über dem Messbereich ermittelt.

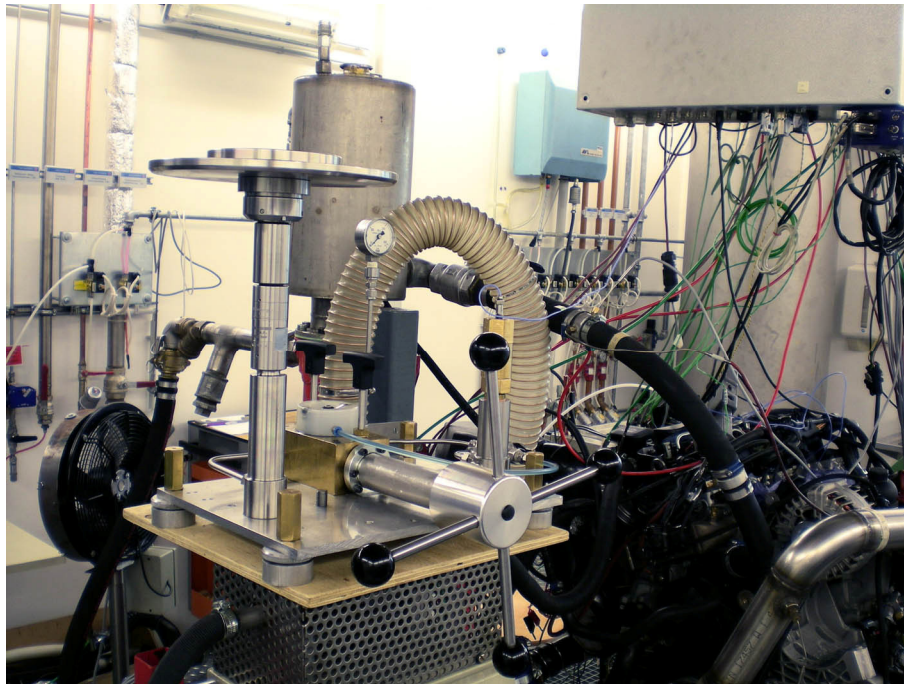


Abbildung 6.6: Kalibrierung der Zylinderdrucksensoren

6.2.2.3 Temperatur

Die Bestimmung der Temperatur des zu messenden Mediums erfolgte im Niedertemperaturbereich ($< 200^{\circ}\text{C}$) mittels Widerstandstempersensoren (PT100), die eine etwas höhere Genauigkeit als Thermoelemente aufweisen. Ein weiterer Vorteil, der für die Verwendung dieses Messsystems spricht, ist die hohe Linearität der Widerstandskennlinie, was eine gute Basis für exakte Messungen darstellt. Deshalb wurden die Messstellen zur Öl-, Kühlmittel-, Ladeluft- und Kraftstofftemperaturmessung mit Widerstandstempersensoren ausgestattet. Zur Bestimmung der höheren Temperaturen am Versuchsträger wurden Thermoelemente vom Typ K (NiCr-Ni) eingesetzt, die eine breite Messspanne von 0 bis 1100°C aufweisen.

Der Kalibriervorgang erfolgte in zwei Schritten, sodass einmal die Widerstandstempersensoren und das andere Mal die Thermoelemente mit der Auswertelektronik abgeglichen wurden. In beiden Fällen war eine Zweipunktkalibrierung, dem Einsatztemperaturbereich entsprechend, aufgrund der nahezu linearen Kennlinien völlig ausreichend. Dazu fand der Temperature Calibrator 650SE von AMETEK – Jofra Instruments Verwendung. Die Kalibrieranordnung in der Nähe des Motoraufbaurahmens sowie der Kalibrierofen sind in **Abbildung 6.7** dokumentiert.

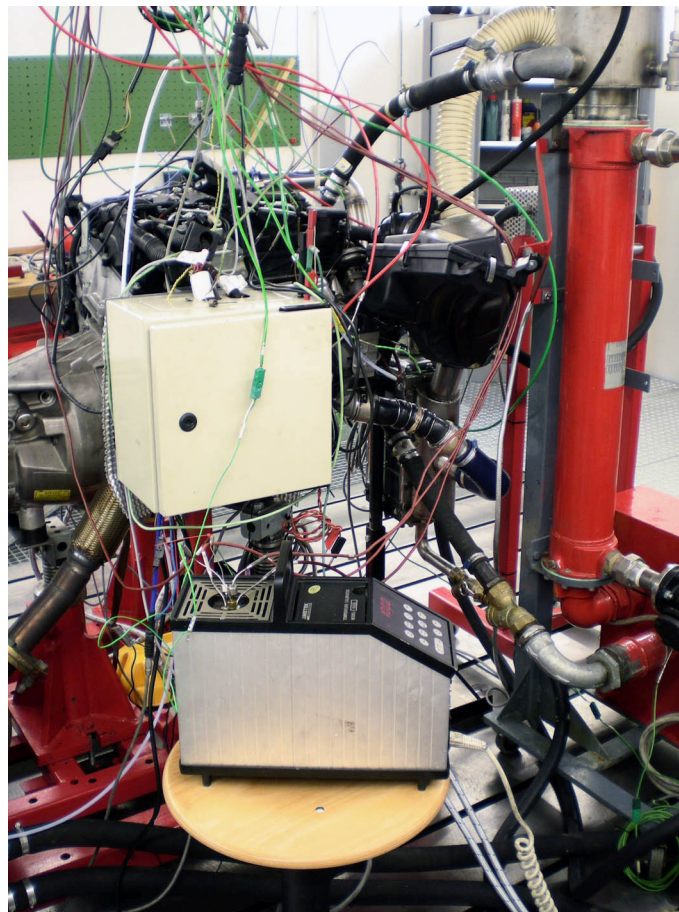


Abbildung 6.7: Kalibrierung der Temperatursensoren

6.2.2.4 Leistungsbremse

Die Pendelmaschine, die als Wirbelstrombremse ausgeführt ist, muss grundsätzlich vor jeder Inbetriebnahme durch Nullsetzen des Ausgangssignals der Kraftmessdose bei stillstehendem Versuchsmotor, aber eingeschalteter Bremsenkühlung, kalibriert werden. Dadurch wird die hinterlegte Kennlinie nur durch den Nullpunkt verschoben, jedoch nicht in ihrer Steigung verändert. Eine komplette Kalibrierung wurde am Beginn der Messserie mit Hilfe der originalen Kalibrierarme, die seitlich an der Pendelmaschine zu befestigen sind, und Auflegen von entsprechenden Gewichten durchgeführt, **Abbildung 6.8**. Dabei stellte ein Punkt den absolut lastfreien Zustand (0 Nm) dar und als zweiter Punkt wurde ein Drehmoment von etwa 380 Nm gewählt, da das maximal erreichbare Motordrehmoment dieser Verbrennungskraftmaschine mit 350 Nm angegeben wird.

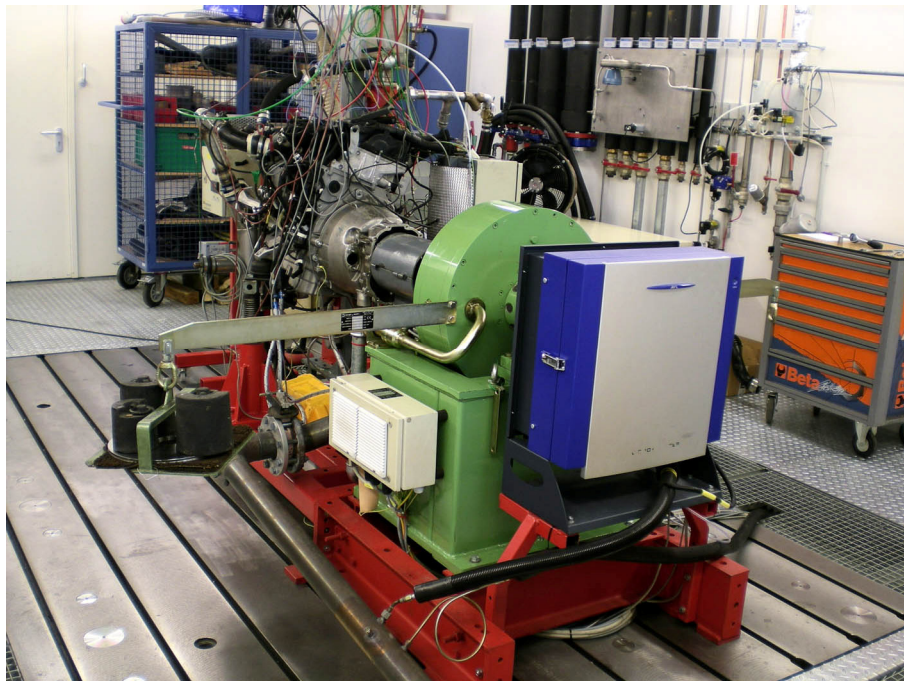


Abbildung 6.8: Wirbelstrombremse mit Kalibrierarmen und aufgelegten Gewichten

6.3 Untersuchungsmethodik

6.3.1 Serienkonfiguration

Nach erfolgtem Motoraufbau, nach Applikation und Kalibrierung der erforderlichen Messsysteme stand die Inbetriebnahme des Prüfmotors in der Serienkonfiguration auf dem Programm. Die Auswahl der für die nachfolgende Auswertung zur Kennfelderstellung relevanten Last- und Drehzahlpunkte – 62 Stück – ist im **Diagramm 6.1** dargestellt. In der ersten Messreihe sollte eine Bestandsaufnahme des aktuellen BMW Vierzylinder-Dieselmotors, der bereits die EURO 5 Abgasvorschrift erfüllt, durchgeführt werden, mit dem Zweck, zu einem späteren Zeitpunkt, also nach Änderung der Hardwarekomponenten, die Ergebnisse denen der Referenzmessung gegenüberstellen zu können. Diese Grundvermessung liefert sodann wichtige Aussagen hinsichtlich des spezifischen Kraftstoffverbrauchs, des effektiven Wirkungsgrades und der Schadstoffemissionen.

Die vorhin festgelegten Lastpunkte wurden in ein Excel-Sheet übernommen und jeweils die entsprechende effektive Leistung dazu berechnet. Dies erfolgte mit dem Hintergedanken, die Lastpunkte nach aufsteigender Leistung reihen zu können, womit sich die Reihenfolge des Messablaufs ergab. Im stationären Motorbetrieb, in welchem die Verbrennungskraftmaschine untersucht werden soll, ist es nach jedem Betriebspunktwechsel erforderlich, abzuwarten, bis alle relevanten Temperaturen und Drücke stabile und konstante Werte angenommen haben. Diese Forderung konnte am Prüfstandsrechner mittels eines Recorders, der die gemessenen Temperaturen und Drücke grafisch darstellte, überprüft werden. Eine leistungsgereichte Durchführung der Messungen hat nun den entscheidenden Vorteil, dass sich die in das Kühlwasser eingebrachte Wärmemenge im Vergleich zum vorigen Lastpunkt am wenigsten erhöht. Auch die Bauteiltemperaturen nehmen nur in geringem Ausmaß zu, was eine raschere und somit optimierte Durchführung des Messablaufs erlaubt.

Zur Speicherung der Messdaten wurde eine Messzeit von 60 Sekunden gewählt, wobei die Abtastrate der langsamen Daten bei 10 Hz lag. Diese Werte wurden im Arbeitsspeicher hinterlegt, sodass nach Ablauf der gesamten Messzeit das arithmetische Mittel ausgegeben werden konnte. Dies ist erforderlich, um von der Kraftstoffwaage und der Abgasanalyse vernünftige und plausible Werte zu erhalten. Außerdem benötigt die Indizierung für die Durchführung einer Messung und anschließender Datenübergabe an den Prüfstandshauptrechner circa 45 Sekunden. Je Lastpunkt wurden zwei Messungen hintereinander platziert, damit die wichtigsten Größen direkt online auf Plausibilität und Abweichung zur ersten Messung kontrolliert werden konnten. Um wieder nur einen Zahlenwert je Lastpunkt und Messstelle zu erhalten, wurden beide Messdaten in der anschließenden Auswertung einer arithmetischen Mittelwertbildung unterworfen.

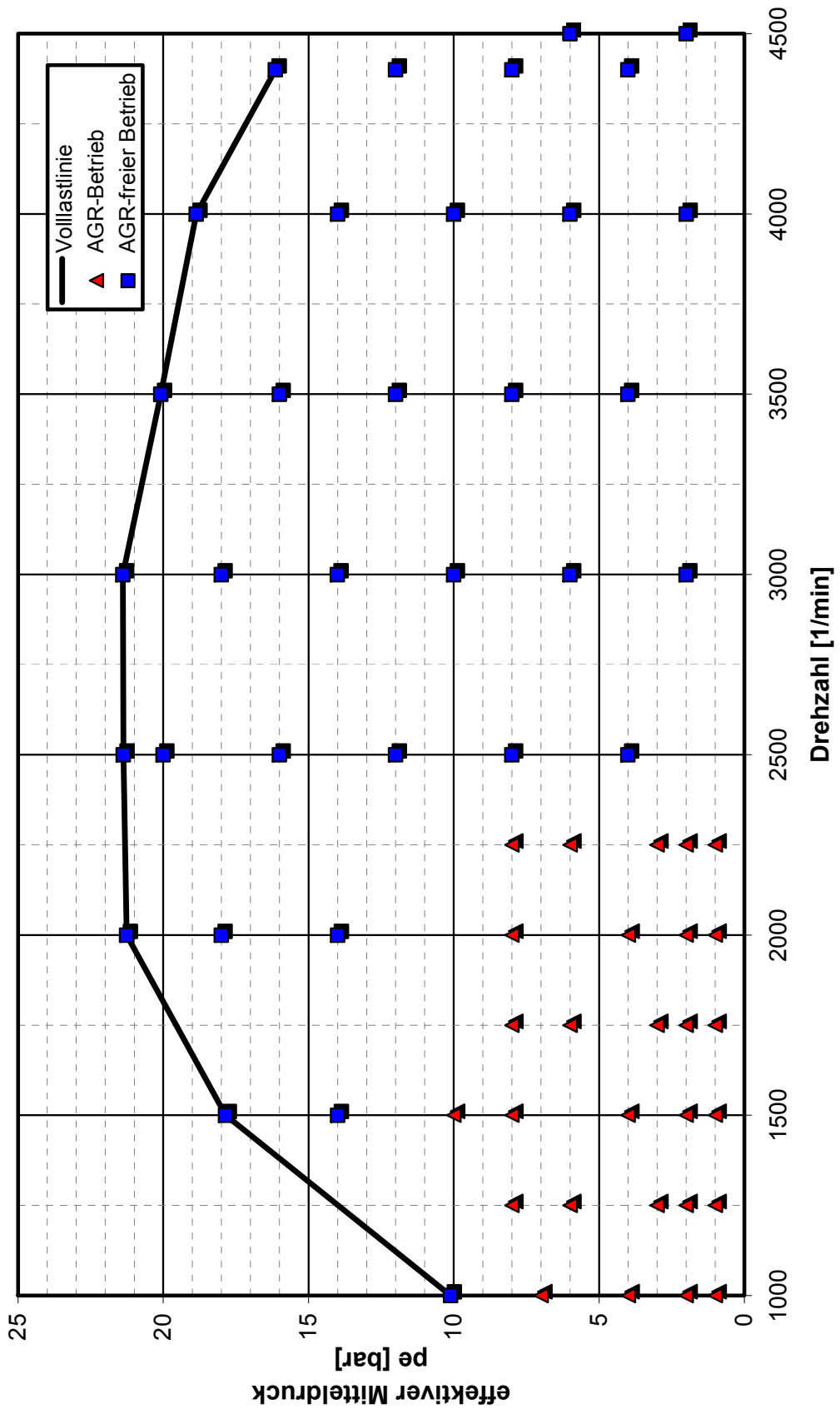


Diagramm 6.1: Vollständiges Motorkennfeld

6.3.2 Änderung der Einlasssteuerzeiten

Für die nachfolgenden Untersuchungen wurde aus zeitlichen Gründen und, um den Messaufwand in Grenzen zu halten, das ursprüngliche Motorkennfeld auf 14 Lastpunkte reduziert, **Tabelle 6.3**. Da eine Optimierung der Ladungsbewegung im unteren Teillastbereich den größten Nutzen zur Verbrauchsabsenkung im NEDC erzielen würde, fiel die Entscheidung der gewählten Lastpunkte mit Schwerpunkt auf den AGR-Bereich. Um gleichzeitig einen Nachweis erbringen zu können, welche Auswirkungen beziehungsweise ob sich bei höheren Lasten Füllungsprobleme einstellen würden, durften einige Hochlast- sowie Volllastpunkte in der Auswahl nicht fehlen, **Diagramm 6.2**.

Für die Messreihe zur Erzeugung einer alternativen Ladungsbewegung bei geänderten Einlasssteuerzeiten standen sechs Nockenwellen-Rohlinge zur Verfügung. Schlussendlich wurden vier verschiedene Einlasssteuerzeit-Kombinationen mit unterschiedlichen Nockenkonturen ausgewählt und zum Unrundscheifen ans Institut für Fertigungstechnik übergeben. Dabei wurde jeweils darauf Bedacht genommen, dass die maximal zulässigen Ventilbeschleunigungen nicht überschritten werden. Es wurde jeweils immer nur eine Hardwarekomponente – in diesem Fall die Einlassnockenwelle – ausgetauscht, wodurch alle anderen Parameter, im Speziellen das geometrische Verdichtungsverhältnis ($\varepsilon = 16,5$), auf Serienniveau beibehalten werden konnten.

Vier Einlassnockenwellen-Varianten sowie die Serien-ENW wurden dabei einer genaueren Untersuchung unterzogen, wobei die Messungen mit der Konfiguration ENW-Serie als Referenz dienten, vgl. [18]. Detaillierte Angaben zu den Steuerzeiten des Serienmotors sind in **Tabelle 6.2** zusammengefasst.

- ◆ ENW-Serie (Referenz)
- ◆ ENW-50
- ◆ ENW-70
- ◆ ENW \pm 30
- ◆ ENW+30 beide Atkinson

Die Kennzeichnung der Nomenklatur wurde dabei auf folgende Weise gewählt. Der erste Teil (ENW) bezeichnet dabei die Einlassnockenwelle, der zweite Teil (-50, -70 usw.) weist darauf hin, dass der Füllkanal jeweils um den angegebenen Wert in °KW früher geschlossen wird. Die Nockenkontur des Tangentialkanals bleibt dabei unangetastet, also auf Serienstand. Eine Besonderheit stellen die Bezeichnungen „ \pm 30“ sowie „+30 beide“ dar. Erstere bedeutet, dass der Füllkanal wiederum um 30°KW früher schließt, der Tangentialkanal in diesem Fall aber um +30°KW länger geöffnet bleibt. Letztere deutet darauf hin, dass beide Kanäle um +30°KW länger geöffnet bleiben, was einem Atkinson-Cycle entspricht. Abschließend sei noch angemerkt, dass der Öffnungsbeginn beider Einlassventile – unabhängig der ENW-Variante – immer zum selben Zeitpunkt erfolgt, also dem Serienwert (338°KWnZOT bzw. 22°KWvOT) entspricht.

Benennung	Einheit	Auslass	Einlass
Allgemeine Daten			
Ventilhubverlauf	[-]	unsymmetrisch	unsymmetrisch
Öffnungsdauer (ohne Rampen)	[°KW]	221,8	216,0
Spreizung (LW-OT - max. Hub)	[°KW]	108,0	100,0
maximaler Ventilhub bei Ventilspiel = 0	[mm]	8	7,5
bei Grad Kurbelwinkel	[°KW]	252	460
Rampenhöhe (Öffnen / Schließen)	[mm]	0,05 / 0,15	0,05 / 0,15
Rampenlänge (Öffnen / Schließen)	[°KW]	12,7 / 31,5	14,0 / 30,0
Ventilspiel	[-]	HVA	HVA
Benennung	Einheit	absolut	bezogen auf OT
Theoretische Steuerzeiten ohne Rampen			
Auslass öffnet (AÖ)	[°KW]	140,7	140,7 nach ZOT
Auslass schließt (AS)	[°KW]	362,5	2,5 nach LW-OT
Einlass öffnet (EÖ)	[°KW]	352,0	8,0 vor LW-OT
Einlass schließt (ES)	[°KW]	568,0	152,0 vor ZOT

ZOT = 0°KW

LW-OT = 360°KW + ZOT

Tabelle 6.2: Detaillierte Angaben der Steuerzeiten (ENW-Serie) des Grundmotors (Quelle: BMW)

Drehzahl [1/min]	pe [bar]	im AGR-Bereich [-]
1250	2	JA
1300	3	JA
2000	2	JA
1750	1	JA
1500	5	JA
2000	4	JA
2000	10	JA
3000	6	NEIN
1750	6	JA
2000	8	JA
1000	VL	NEIN
3000	10	NEIN
2000	VL	NEIN
4000	VL	NEIN

Tabelle 6.3: Lastpunkte des reduzierten Kennfeldes

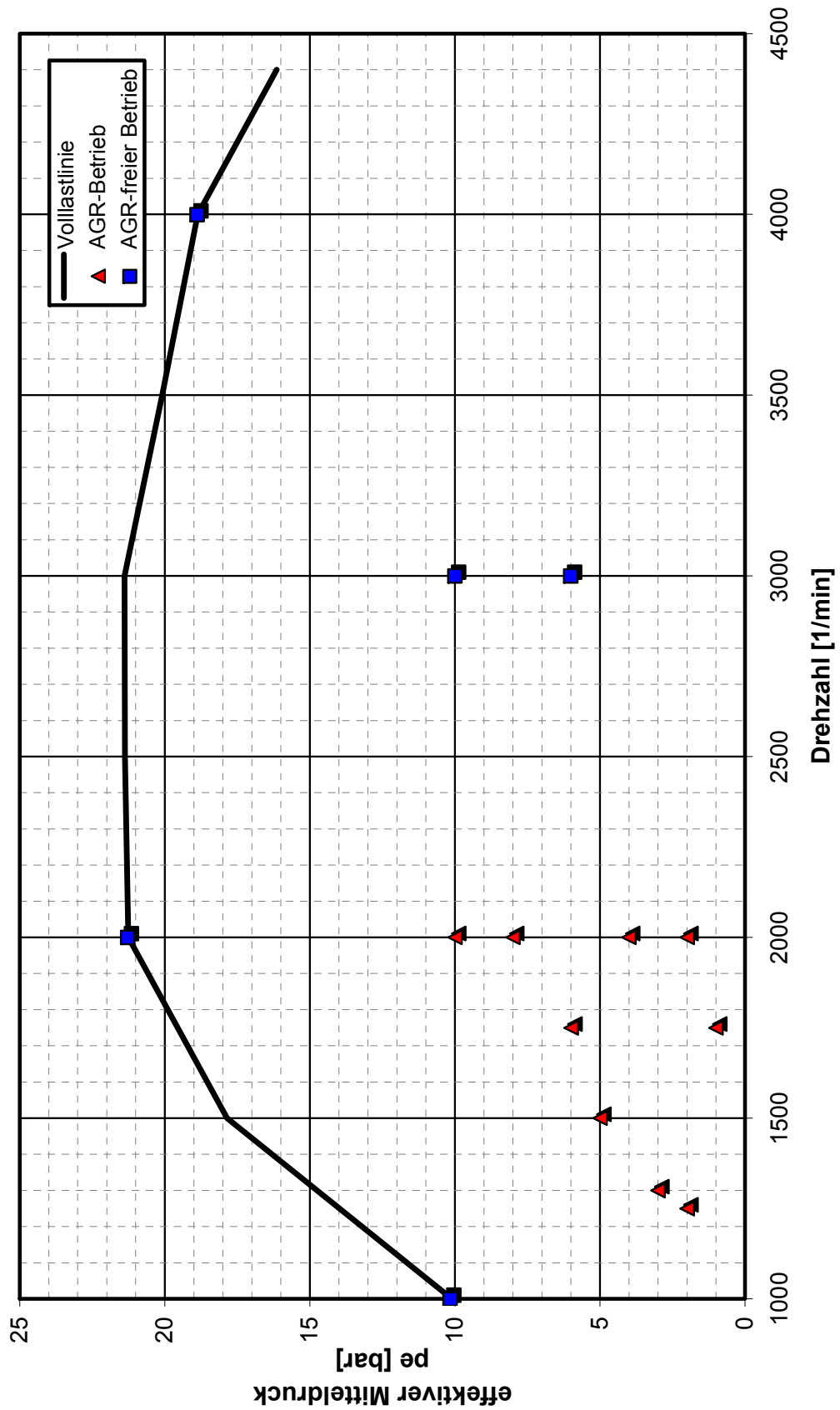


Diagramm 6.2: Reduziertes Kennfeld für detaillierte Untersuchungen

6.3.2.1 ENW-50

Die erste neu zu untersuchende Konfiguration mit frühem Einlassschluss des Füllungskanal stellte die Version ENW-50 dar, **Diagramm 6.3**.

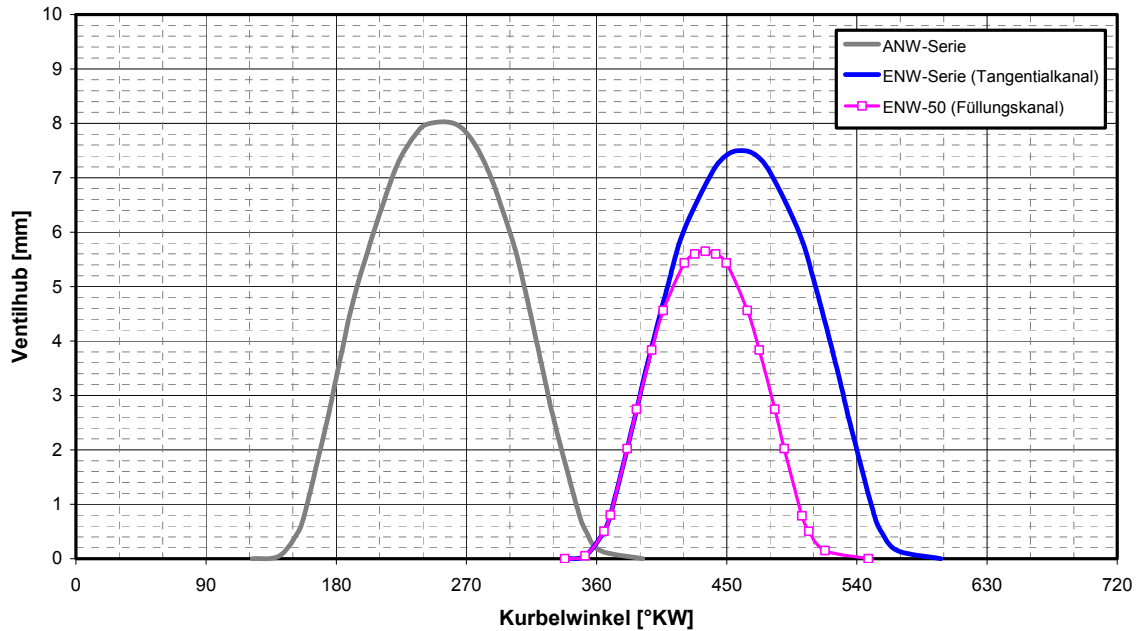


Diagramm 6.3: Ventilhubverlauf der Variante ENW-50

6.3.2.2 ENW-70

Eine weitere Variante, mit noch früherem Einlassschluss des Füllkanals, wurde mit der ENW-70 realisiert. Das **Diagramm 6.4** veranschaulicht die dazugehörigen Ventilhubverläufe.

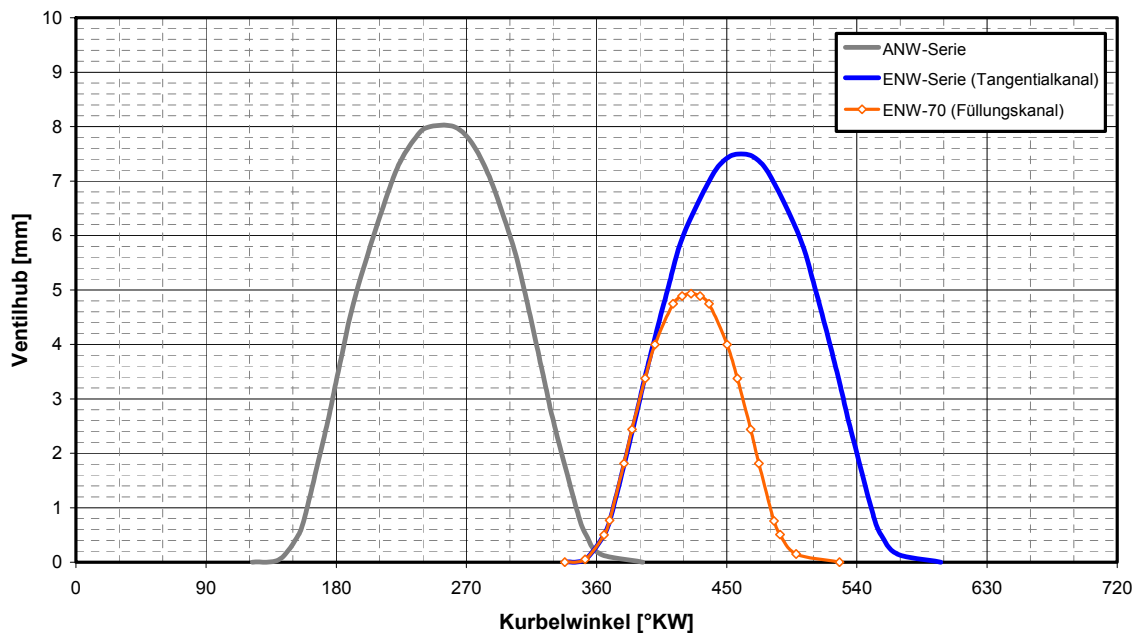


Diagramm 6.4: Ventilhubverlauf der Variante ENW-70

6.3.2.3 ENW±30

Einen besonderen Stellenwert hatte die Variante mit geshifteten Einlasssteuerzeiten in positive und negative Richtung, **Diagramm 6.5**. Dabei arbeitete der Tangentialkanal nach dem Atkinson-, der Füllkanal hingegen nach dem Miller-Verfahren.

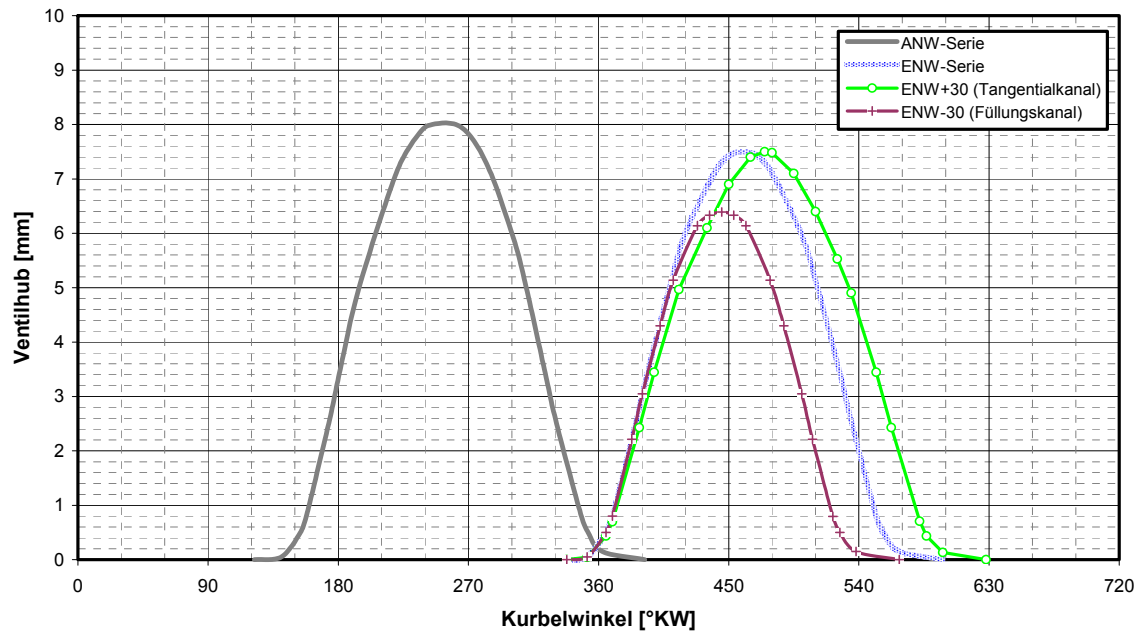


Diagramm 6.5: Ventilhubverlauf der Variante ENW±30

6.3.2.4 ENW+30 beide Atkinson

Diese Konfiguration, bei dem beide Einlassventile synchron öffnen und schließen, ermöglicht den Betrieb nach dem Atkinson-Verfahren mit 30°KW verspätetem Einlassschluss, **Diagramm 6.6**.

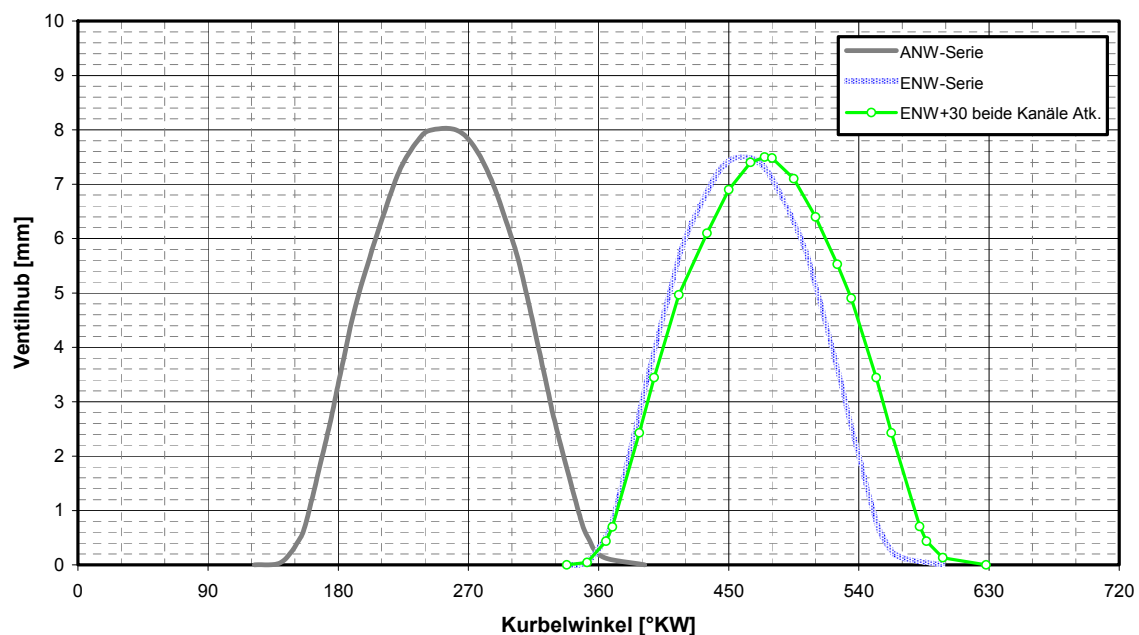


Diagramm 6.6: Ventilhubverlauf der Variante ENW+30 beide Atkinson

6.3.2.5 Praktische Durchführung

Den Anfang dieser Messreihe bildete die Variante ENW-Serie, da der Versuchsträger noch in dieser Konfiguration von der vorangegangenen Kennfeldvermessung vorlag. Die Messungen wurden wiederum durch Anwenden desselben Schemas wie bei der Hauptkennfelduntersuchung bewerkstelligt. Zusammengefasst wären dies zunächst das Einstellen des Betriebspunktes mit anschließendem Warten, bis alle Kenngrößen konstante Werte – grafische Kontrolle über Recorder – erreicht haben. Danach erfolgt der eigentliche Messvorgang mit 60 sekündiger Dauer, wobei wiederum jeder Betriebspunkt in doppelter Form vermessen wird.

Prinzipiell wurden am Versuchsträger mit jeder der fünf unterschiedlichen Einlassnockenwellen eine Drallklappen- und eine AGR-Variation sowie eine abschließende Kennfelduntersuchung – in den ausgewählten Lastpunkten – mit jeweils optimierten Steuergeräteparametern durchgeführt. Nach Abschluss der Referenzmessungen in der Serienkonfiguration musste auf die nächste ENW-Variante umgestellt werden. Die hierfür notwendigen Umbauarbeiten konnten direkt am Motorprüfstand, ohne Abbau des Versuchsträgers, durchgeführt werden. Damit der erforderliche Nockenwellentausch bewerkstelligt werden konnte, bedurfte es einer Demontage der gesamten Einspritzausrüstung samt Zylinderkopfhaube. Dabei war zu beachten, dass der Motor mit dem ersten Zylinder auf OT gestellt wurde und mittels Absteckdorn gegen ein Weiterdrehen der Kurbelwelle gesichert wurde, bevor das Kettenrad an der Einlassnockenwelle entfernt werden konnte. **Abbildung 6.9** zeigt den Nockentrieb nach bereits erfolgreich abgeschlossenem Wechsel der Einlassnockenwelle. Die noch nicht mit Öl benetzte Nockenwelle stellt in diesem Bild die ENW-70-Variante dar. Bei genauer Betrachtung sind an den Zylindern 1 und 2 sogar der Nockenversatz und die unterschiedliche Nockenhöhe je Zylindereinheit erkennbar.

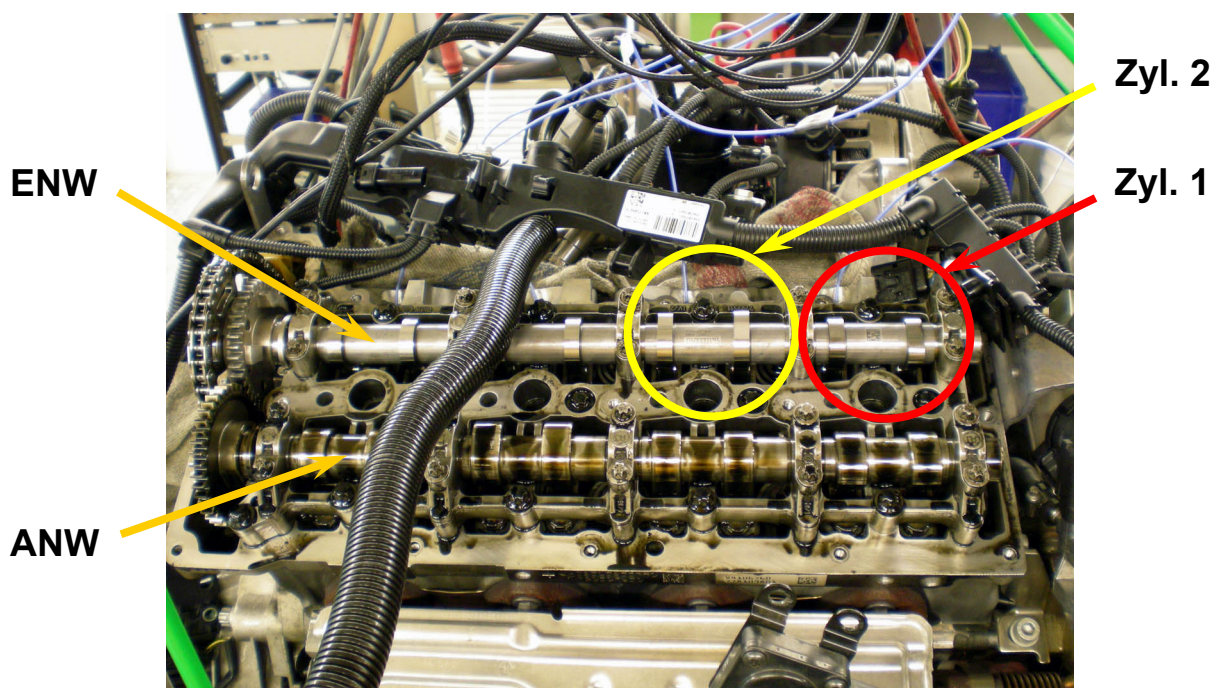


Abbildung 6.9: Blick auf die Nockenwellenträgerinheit nach Einbau der Variante ENW-70

6.3.3 Absenkung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses

Der nächste große Eingriff am Versuchsträger war durch die Änderung des Verdichtungsverhältnisses (ϵ) gekennzeichnet. Hierbei sollten die Änderungen der Emissionen des Motors dem Kraftstoffverbrauch gegenübergestellt und eine Aussage darüber gegeben werden, ob eine weitere Absenkung des Verdichtungsverhältnisses zur Effizienzsteigerung dieses modernen PKW-Dieselmotors sinnvoll erscheint.

Prinzipiell gibt es mehrere Möglichkeiten, das Verdichtungsverhältnis eines Motors zu verändern. Die Verkürzung des Pleuels wäre mit dem Aufwand einer Neuproduktion dieses Bauteils verbunden, was unverhältnismäßig hohe Kosten zur Folge hätte. Diese Nachteile führten im Endeffekt zur Verwerfung dieser Idee.

Eine weitere Möglichkeit, das Epsilon abzusenken, wäre das Anheben des Zylinderkopfes durch eine stärkere Zylinderkopfdichtung beziehungsweise das Planen der vorhandenen Kolbenoberfläche. Auch diese Methoden schieden einerseits durch die Zerstörung der Serienkolben und andererseits durch den wesentlich größeren Nachteil der Verringerung der Quetschströmung, **Abbildung 6.10**, in der Kompressionsphase aus. Eine Vergrößerung des Quetschspalts lässt Einbußen in der Verbrennungsgeschwindigkeit durch die verringerte kinetische Energie der Ladungsbewegung im Zünd-OT sowie eine Erhöhung der HC-Emissionen erwarten, da es in den Spalten und Quetschflächen zum Erlöschen der Flammen kommt (Quenching).

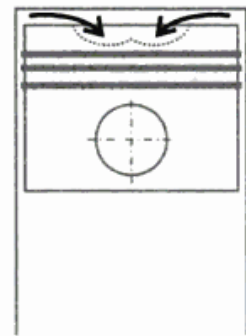


Abbildung 6.10: Quetschströmung [4]

Die vernünftigste, weil kostengünstige und rasch realisierbare, Methode zur Verringerung des Verdichtungsverhältnisses ist die Vergrößerung der Kolbenmulde. Um uns die erforderlichen Fräsarbeiten zu sparen, wurden von BMW Kolben zur Produktion mit einer größeren, nach unten hin erweiterten Mulde, die dem gewünschten Verdichtungsverhältnis ($\epsilon=15$) entsprachen, in Auftrag gegeben und direkt samt neuen Kolbenbolzen und Sprengringen an uns verschickt, **Abbildung 6.11**.



Abbildung 6.11: Die neuen Kolben mit vergrößerter Mulde

Zur Durchführung des Kolbentausches war es erforderlich, den gesamten Prüfling bis auf das Zylinderkurbelgehäuse mit integrierten Ausgleichswellen und der Kurbelwelle komplett zu demontieren. Dabei konnte dieser jedoch nach wie vor am Motorgestell aufgespannt verbleiben, was unter anderem auch den Zugang zur Motorunterseite erleichterte.

Vor dem Ausbau des Kurbeltriebs wurden alle vier Kolben sowie Pleuelstangen und Pleuellagerhälften korrekt durchnummeriert und ihre Position zueinander gekennzeichnet. Nach Abschluss der Ausbautätigkeit wurden die Pleuelstangen von den Serienkolben getrennt und mit den neuen Kolben zusammengefügt, **Abbildung 6.12**. Die am oberen Bildrand abgebildeten schwarzen Kolben zeigen die im vorangegangenen Motorbetrieb eingesetzten Serienkolben.



Abbildung 6.12: Neue Kolben samt Pleuelstangen und Lagerschalen

Beim Zusammenbau wurde auf eine sorgfältige und behutsame Einbauweise geachtet, damit weder Laufflächen noch Lager oder andere Bauteile Schaden nehmen. Zur Abdichtung der einzelnen Brennräume und des Wassermantels im Übergangsbereich Zylinderkopf-/kurbelgehäuse wurde eine neue Zylinderkopfdichtung verbaut. Die in **Abbildung 6.13** dargestellte Draufsicht auf das Zylinderkurbelgehäuse verbildlicht den Einbauzustand des Kurbeltriebs mit den neuen Kolben im Motorblock.

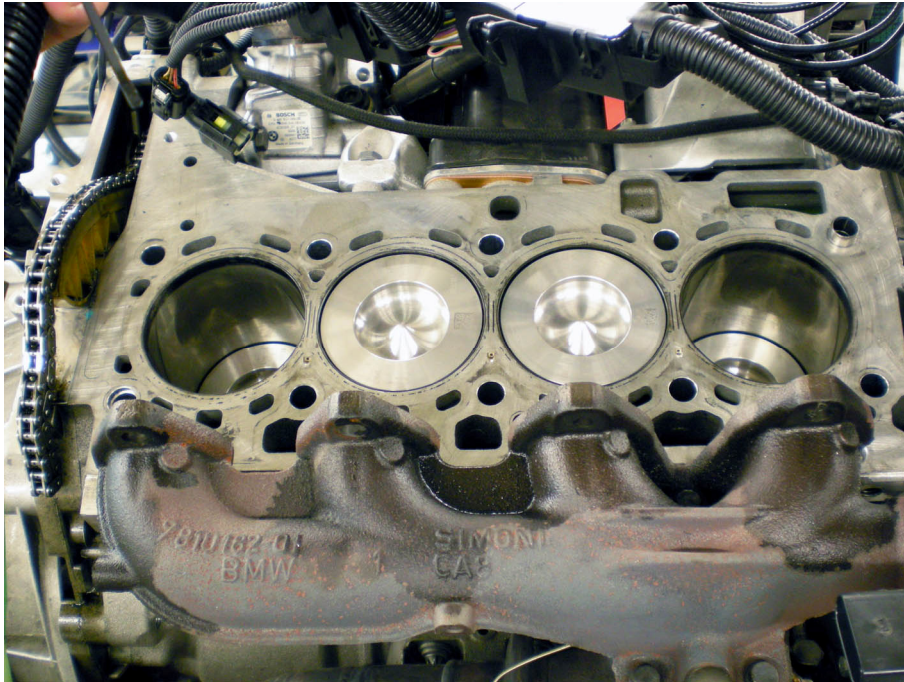


Abbildung 6.13: Zylinderkurbelgehäuse mit neuen Kolben

6.3.4 Wärmeläufe im stationären Betriebszustand

Die Aufzeichnung der Wärmeläufe bei einem konstanten Betriebspunkt diente zur Untersuchung des Aufwärmverhaltens und der Schadstoffemissionen im kalten beziehungsweise noch nicht betriebswarmen ($TWE < 90^{\circ}\text{C}$) Zustand des Motors. Die Messungen wurden lediglich an drei ausgewählten Lastpunkten (1300-3, 1500-5 und 2000-2) durchgeführt, da dies keinen Schwerpunkt dieser Diplomarbeit darstellte. Diese Warmlaufpunkte wurden mit nahezu allen ENW-Varianten (ENW-Serie, ENW-50, ENW-70) und dem abgesenkten Verdichtungsverhältnis mit den neuen Kolben durchgeführt. Das Hauptaugenmerk sollte hier auf den Vergleich der Emissionen zwischen der Serienkonfiguration und der mit verringertem Verdichtungsverhältnis gelegt werden.

Prinzipiell lief die Durchführung wie folgt ab: Zuerst mussten alle für den Prüfstandsbetrieb erforderlichen Konditioniereinrichtungen samt Bremsenkühlung aktiviert werden. Danach musste die Abgasanalyse (AVL AMA i60) auf Messgas und die Kraftstoffwaage auf Dauermessung geschaltet werden. Das Herstellen der Verbindung zum Inca-Rechner beziehungsweise das Öffnen der ASAM MCD 3MC-Schnittstelle durfte nicht vergessen werden, da sonst die Steuergerätedaten nicht auf die Prüfstandssoftware „Tornado“ übertragen und gespeichert werden konnten. Danach musste nur noch die Solltemperatur des Kühlmitteltemperaturreglers am Bedienpult überprüft werden, bevor die zyklische Messung (in Intervallen von 30 Sekunden wird ein Messwert ausgegeben) gestartet werden konnte. Anschließend wurde der Motor gestartet und sogleich der gewünschte Betriebspunkt angefahren. Am Indizierrechner wurde nebenbei alle 90 Sekunden eine manuelle Messung der Indizierdaten ausgeführt und gespeichert. Die Aufzeichnung des Warmlaufs wurde kurz nach Erreichen der Motorbetriebstemperatur von 90°C (TWE) gestoppt.

7 Messdatenauswertung

Die nachfolgenden Ausführungen zeigen die ausgewerteten und aufbereiteten Ergebnisse des untersuchten Motors – BMW N47oL – am stationären Motorprüfstand. Es wird hier sowohl auf die Basisvermessung des Versuchsträgers als auch auf die Generierung einer alternativen Ladungsbewegung über das Einlasssystem näher eingegangen. Die Interpretation der Ergebnisse bei verringertem Verdichtungsverhältnis und eine detaillierte Verlustteilung runden die Messdatenauswertung ab.

7.1 Kennfelddarstellung des EU5 Grundmotors

Die Basisvermessung des aktuellen BMW Vierzylinder-Dieselmotors, der entsprechend der Abgasnorm EURO 5 emissioniert ist, diente dem Zweck einer ersten Bestandsaufnahme. In den folgenden Kennfeldern sollen die Ergebnisse der aufwändigen Entwicklungsarbeit dieses Motors zur Erfüllung der aktuellen Abgasvorschriften nähergebracht und veranschaulicht werden.

7.1.1 Spezifischer Kraftstoffverbrauch

Im Vergleich zu anderen aktuellen PKW-Dieselmotoren in diversen Literaturen zeigt der vermessene Motor ähnliches Verhalten in Punkto spezifischen Kraftstoffverbrauchs, der im **Diagramm 7.1** dargestellt ist. Im Bestpunkt (2400-17) liegt laut Aufzeichnungen ein spezifischer Verbrauch von knapp unter 200 g/kWh vor.

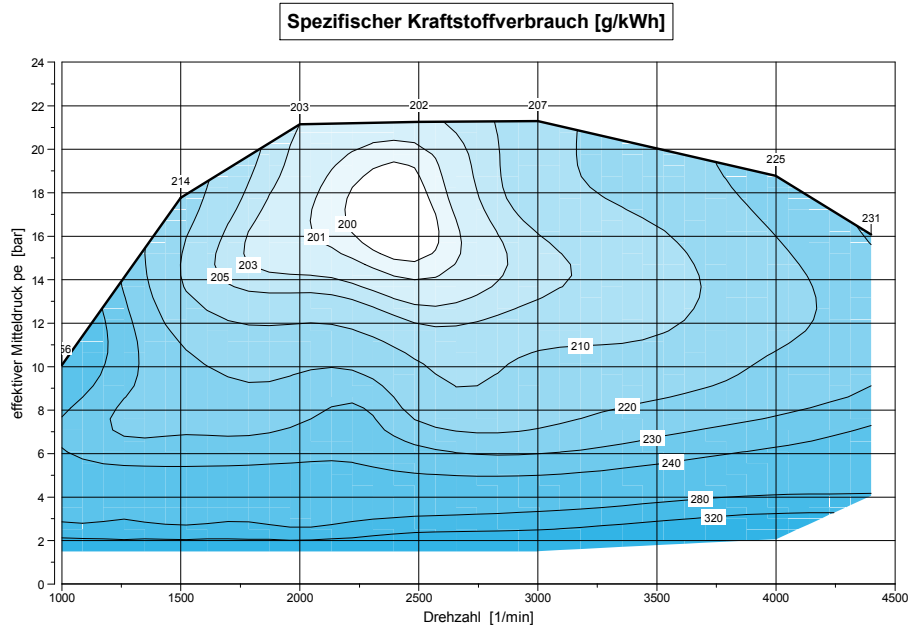


Diagramm 7.1: Spezifischer Kraftstoffverbrauch

7.1.2 Effektiver Wirkungsgrad

Aus dem spezifischen Kraftstoffverbrauch abgeleitet lässt sich auch der effektive Wirkungsgrad der Verbrennungskraftmaschine abbilden, **Diagramm 7.2**.

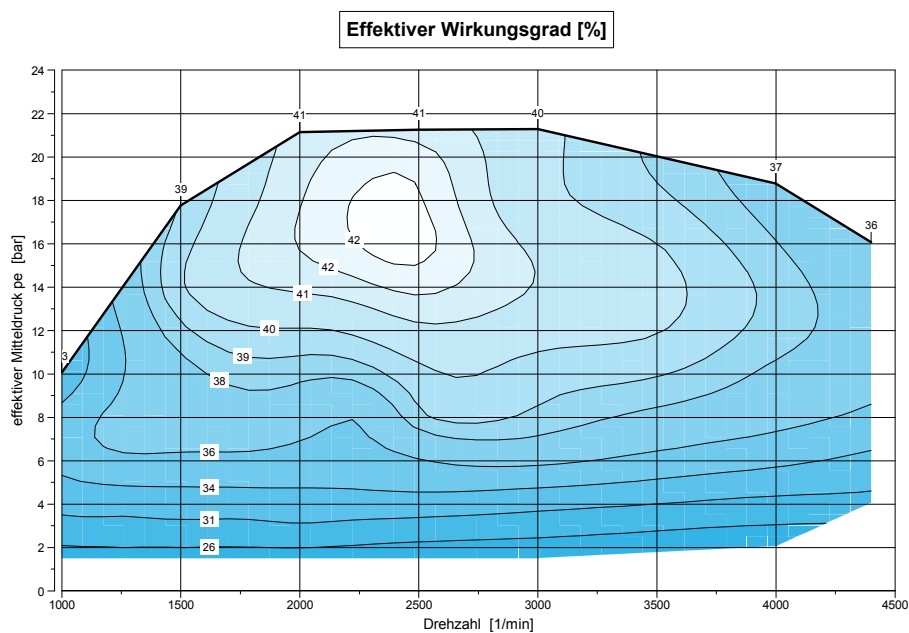


Diagramm 7.2: Effektiver Wirkungsgrad

7.1.3 Reibmitteldruck

Der untersuchte Versuchsträger weist im gesamten Kennfeld ein für einen Dieselmotor sehr geringes Reibmitteldruckniveau auf, was im **Diagramm 7.3** verbildlicht ist. Dies ist die Folge einer laut Literatur erfolgten tribologischen Optimierung des Triebwerks im Vergleich zum Vorgängermotor.

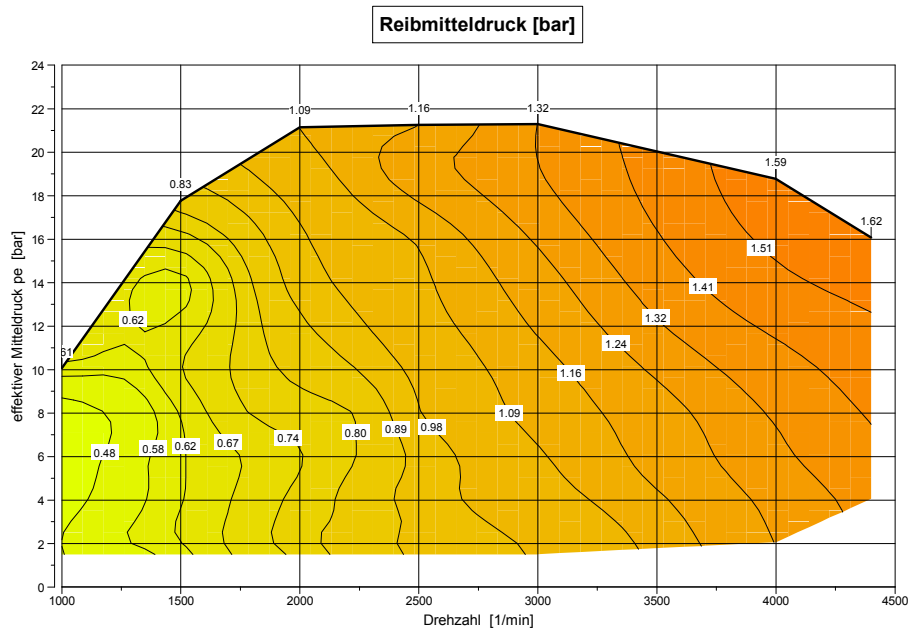


Diagramm 7.3: Reibmitteldruck

7.1.4 Raildruck

Das **Diagramm 7.4** zeigt, dass der maximal mögliche Raildruck von 1800 bar nur um den Nennleistungspunkt erforderlich ist und dieser darunter auf geringere Werte eingeregelt wird, um die Antriebsleistung der Hochdruckpumpe zu verringern.

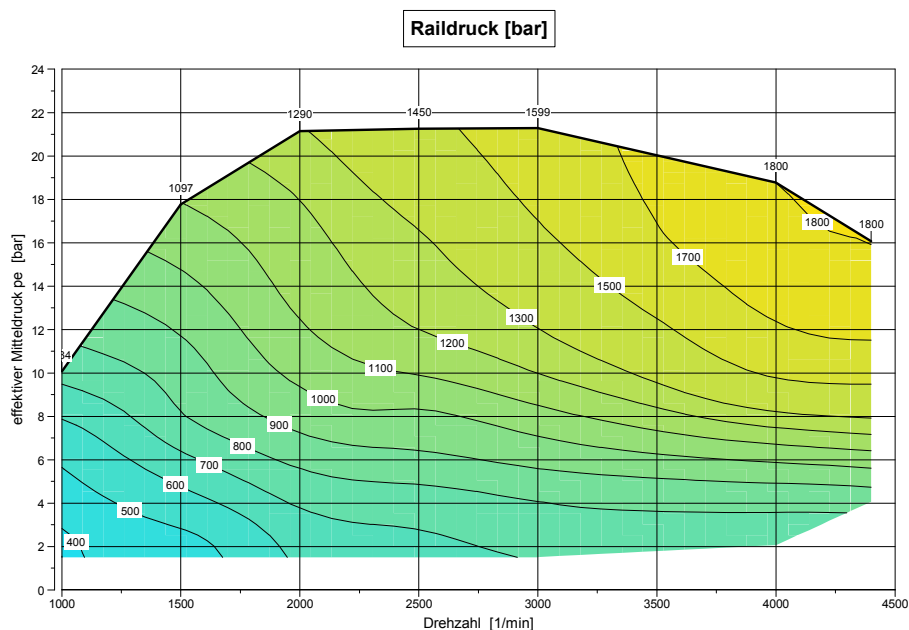


Diagramm 7.4: Raildruck

7.1.5 Luftverhältnis Lambda

Dieselmotoren werden grundsätzlich qualitätsgeregelt betrieben, was sich im Luftverhältnis Lambda widerspiegelt. Hier erfolgt die Verbrennung mit Luftüberschuss ($\lambda > 1$). Die Farbabstufungen im **Diagramm 7.5** verbildlichen qualitativ das Luftverhältnis in Anlehnung an den Restsauerstoffgehalt des Verbrennungsgases. Die niedrigsten Lambdawerte werden normalerweise an der Volllast ($\lambda \sim 1,45$) erreicht. Anders jedoch ist die Sachlage bei der Verwendung der Abgasrückführung zur Absenkung der Stickoxidemissionen. Dabei stellt sich nämlich im AGR-Bereich bei etwa 2100 1/min ein minimales Luftverhältnis von 1,2 ein. Eine Ausnahme bildet der Lastpunkt 1000-VL, der sogar bei einem Lambda von 1,12, ohne übermäßig Ruß zu emittieren (vgl. **Diagramm 7.7**), betrieben wird.

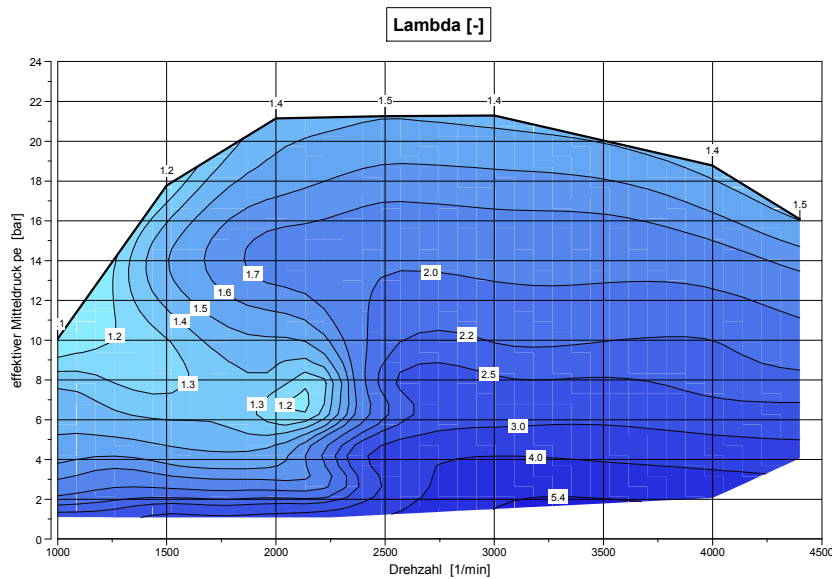


Diagramm 7.5: Luftverhältnis Lambda

7.1.6 Abgasrückführrate

Das **Diagramm 7.6** gibt Aufschluss darüber, in welchem Kennfeldbereich und in welchem Ausmaß die Abgasrückführung zur Absenkung der NO_x -Emissionen eingesetzt wird. Dies entspricht im Wesentlichen dem Bereich, der im Normfahrzyklus (NEDC) angefahren wird.

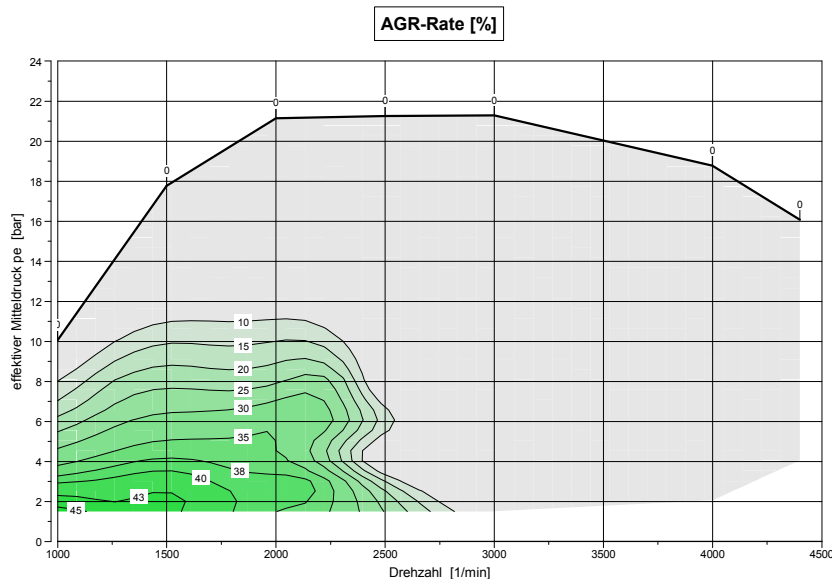


Diagramm 7.6: Abgasrückführrate

7.1.7 Rußemissionen

Die Ermittlung des Schwarzrauches im Abgas von Dieselmotoren erfolgt über eine Filterpapiermethode, bei der das Reflexionsvermögen ermittelt wird. Die Filter-Smoke-Number (FSN) wird dabei von 0 bis 10 angegeben. Das **Diagramm 7.7** veranschaulicht den Bereich mit den größten Rußemissionen. Diese werden durch die Abgasrückführung aufgrund der langsameren Verbrennung (Inertgaswirkung des Verbrennungsgases) und den dadurch herabgesetzten Spitzentemperaturen verursacht.

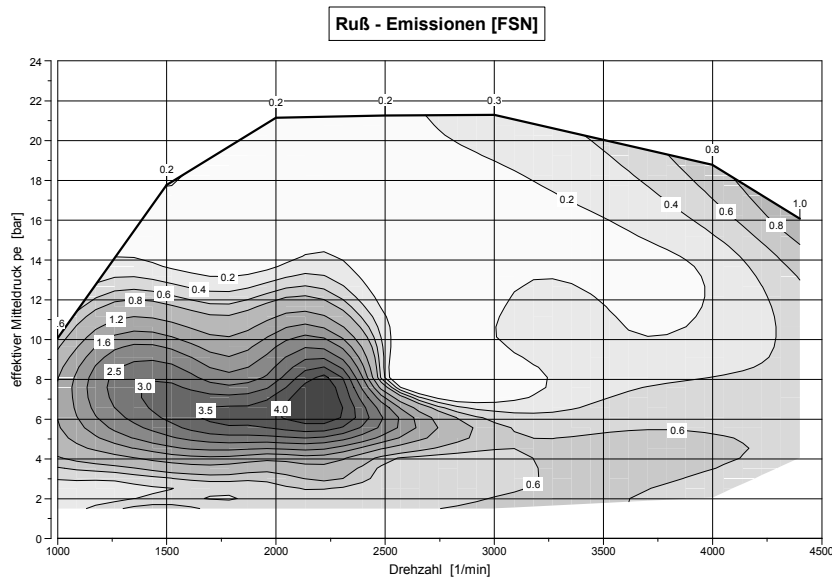


Diagramm 7.7: Filter-Smoke-Number

7.1.8 CO-Emissionen

Die Kohlenmonoxid-Emissionen, die in einem weiten Kennfeldbereich aufgrund des Luftüberschusses relativ gering ausfallen, sind im **Diagramm 7.8** aufgezeigt.

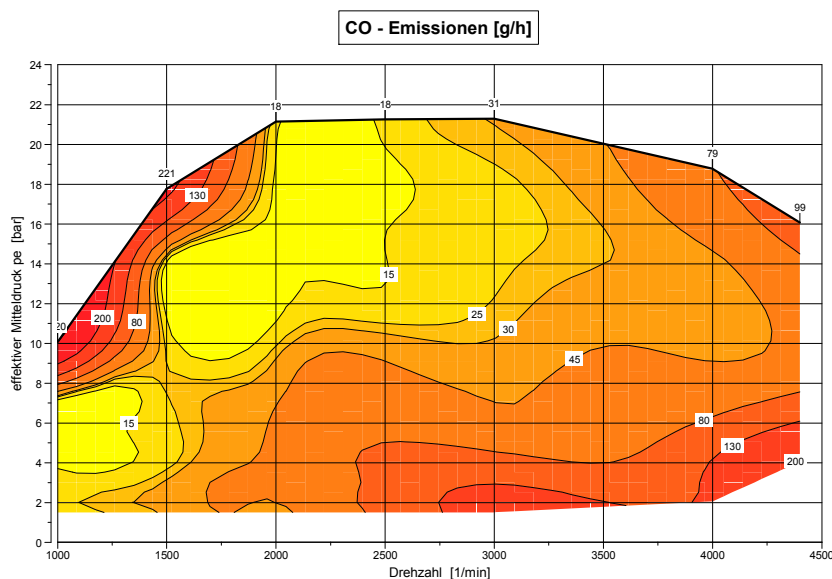
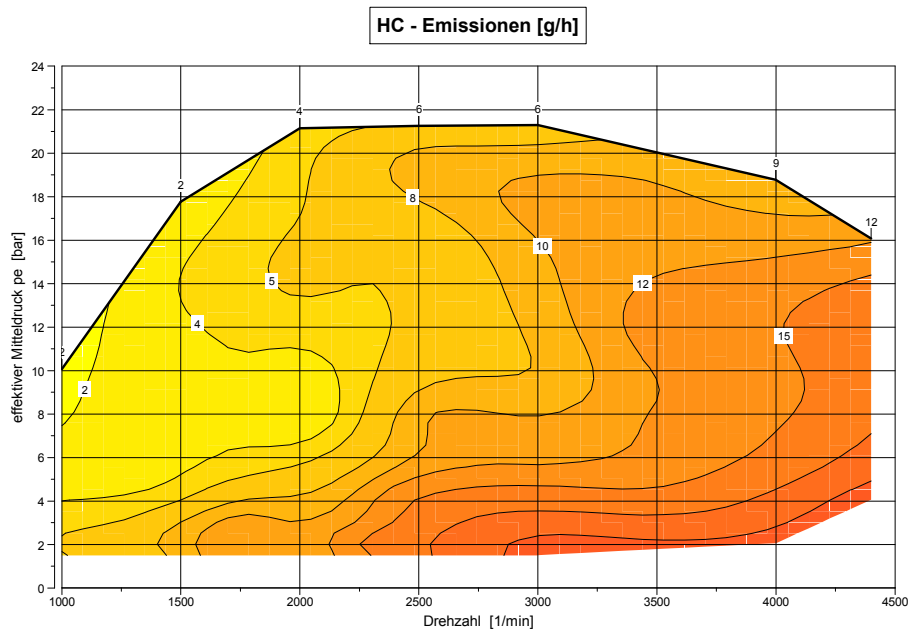


Diagramm 7.8: Kohlenmonoxid-Emissionen

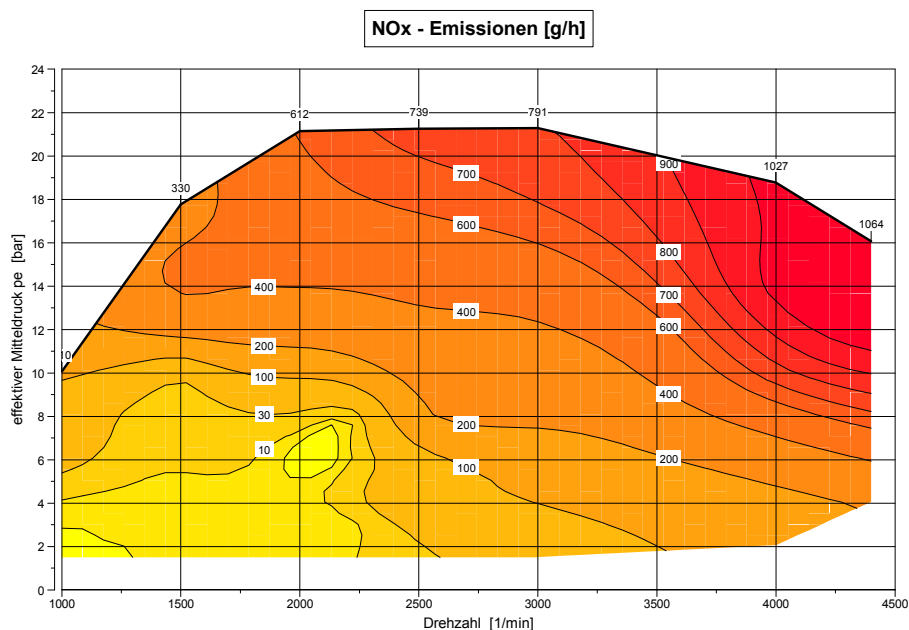
7.1.9 HC-Emissionen

Auch die Kohlenwasserstoff-Emissionen weisen aufgrund des Luftüberschusses und des optimierten Brennverfahrens niedrige Werte auf, **Diagramm 7.9**.



7.1.10 NO_x-Emissionen

Zu den effizientesten Methoden die Stickoxidemissionen einer Verbrennungskraftmaschine innermotorisch zu reduzieren zählt die externe, gekühlte Abgasrückführung. Diese bewirkt durch die Inertgaswirkung des Verbrennungsgases einen Verdünnungseffekt und somit einen verlangsamten Verbrennungsablauf mit niedrigeren Spitzentemperaturen. Die Auswirkungen der Abgasrückführung auf die NO_x-Emissionen im unteren Teillastbereich sind im **Diagramm 7.10** deutlich erkennbar.



7.2 Alternative Methoden zur Steuerung der Ladungsbewegung

Im vorigen Kapitel wurden die verschiedenen Varianten zur Erzeugung einer alternativen Ladungsbewegung bereits ausführlich vorgestellt. Bevor damit jedoch das reduzierte Kennfeld abgefahren werden konnte, musste zumindest bei einigen Betriebspunkten – zur Abschätzung des vorhandenen Potentials – eine Drallklappen- und eine AGR-Variation durchgeführt werden. Auf diese Voruntersuchungen gestützt, konnte sodann für jeden der ausgewählten Lastpunkte eine optimale Drallklappenposition bei annähernd gleichbleibenden Rußemissionen festgelegt werden.

7.2.1 Drallklappen-Variation

Um sich einen ersten Überblick hinsichtlich der Abhängigkeit der Schadstoffemissionen (FSN, NO_x) und des spezifischen Kraftstoffverbrauchs (be) von der Stellung der Drallklappen (DK) zu verschaffen, wurde die Variation der Drallklappenposition an folgenden Betriebspunkten durchgeführt.

- ◆ 1300-3
- ◆ 1500-1
- ◆ 1500-5
- ◆ 1750-3
- ◆ 2000-2
- ◆ 2000-4

Beginnend bei einer DK-Stellung von 95% – entspricht einem komplett geschlossenen Füllungskanal – bis hin zur DK-Position 5% wurde in 10% Schritten je ein Messpunkt aufgenommen. In den anschließenden Ausführungen soll stellvertretend auf drei ausgewählte Lastpunkte näher eingegangen werden, die anderen Ergebnisse finden sich im *Anhang A.2*.

7.2.1.1 Lastpunkt: 1300-3

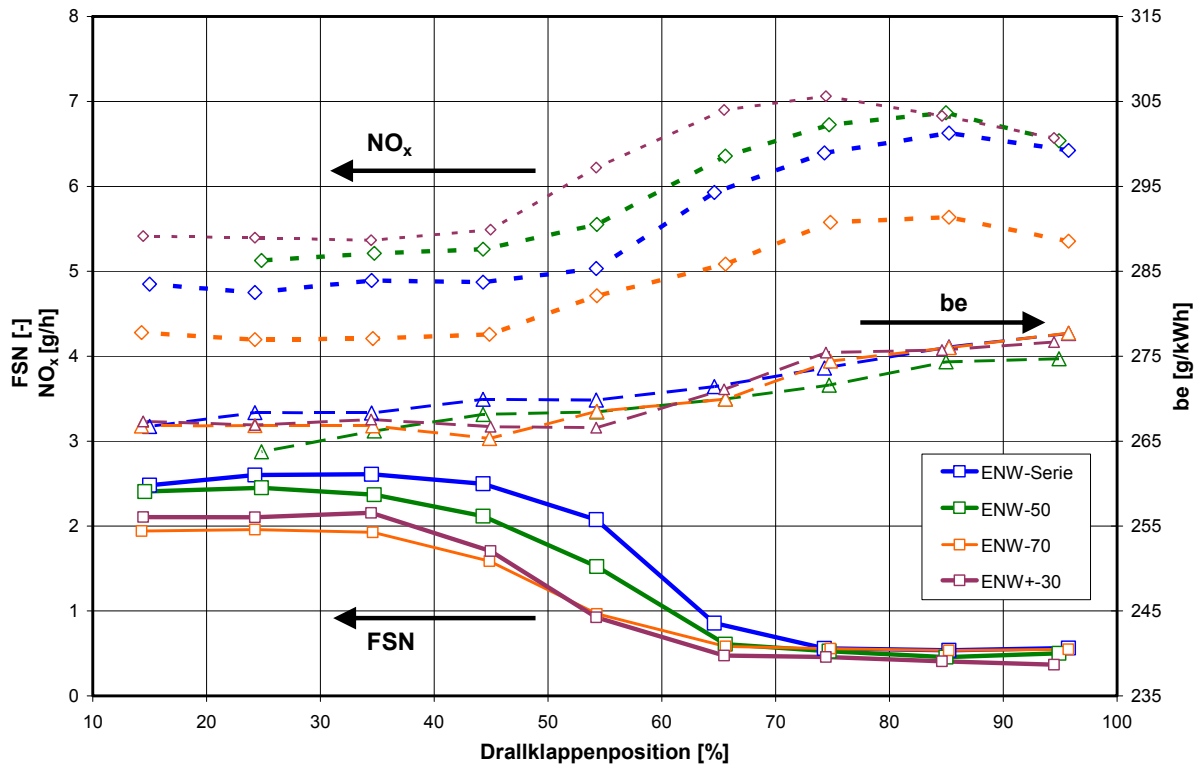


Diagramm 7.11: Drallklappenvariation 1300-3

7.2.1.2 Lastpunkt: 1500-5

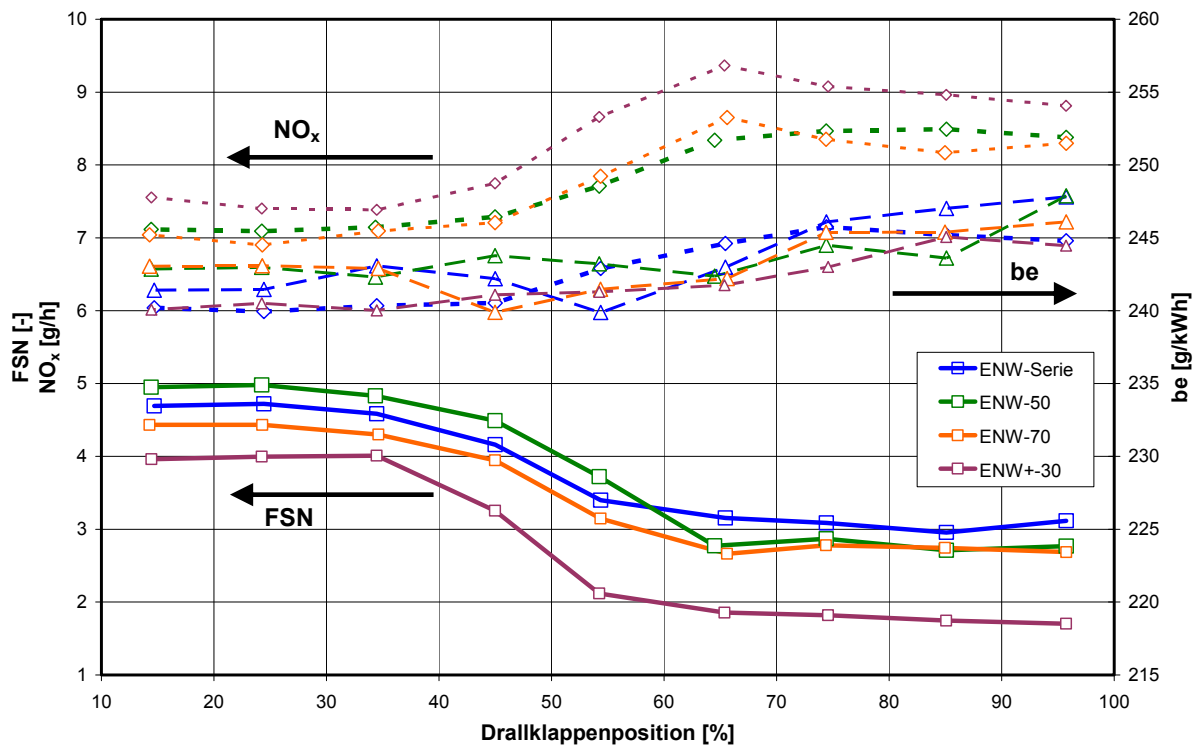


Diagramm 7.12: Drallklappenvariation 1500-5

7.2.1.3 Lastpunkt: 2000-2

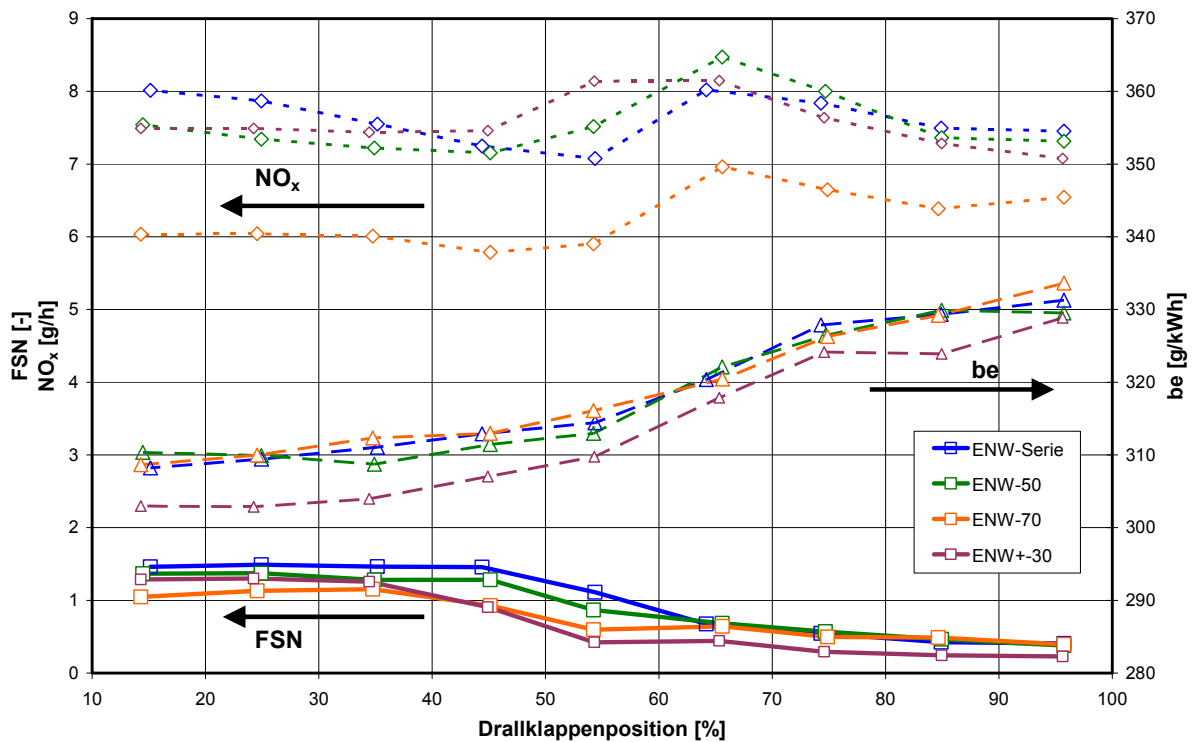


Diagramm 7.13: Drallklappenvariation 2000-2

7.2.1.4 Diskussion der Ergebnisse

In allen drei Diagrammen (7.11, 7.12, 7.13) zeigt sich eine generell starke Abhängigkeit des Schwarzauches und des spezifischen Kraftstoffverbrauchs von der Drallklappenposition. Der Rauchwert (FSN) erlangt bei hohem Drallniveau im Brennraum – geschlossene Drallklappe – sein Minimum, was auf die verbesserte Gemischaufbereitung zurückzuführen ist. Dies liegt darin begründet, dass mehr Sauerstoffmoleküle mit dem eingebrachten Kraftstoff in Kontakt treten können, wodurch kraftstoffreiche (fette) Zonen verringert werden und das lokale Luftverhältnis erhöht wird.

Die positiven Auswirkungen der geänderten Steuerzeiten auf die Schadstoffemissionen sowie den spezifischen Kraftstoffverbrauch sind deutlich erkennbar. Dabei sei noch angemerkt, dass bei der Durchführung der DK-Variation keine weiteren Steuergeräteparameter – mit Ausnahme der DK-Position – verändert wurden.

Nach Absolvierung des Messdurchlaufs konnte nach einer ersten Auswertung der vorhandenen Daten eine für jede ENW-Variante spezifische Drallklappenposition je Lastpunkt gefunden werden. Diese wurde unter dem Gesichtspunkt eines gleichen Rauchwertes ausgewählt. Anhand der obigen Diagramme wird deutlich, dass nahezu bei allen alternativen Varianten, bei gleicher Filter-Smoke-Number wie bei der Serienversion, die Drallklappe um einige Prozentpunkte geöffnet werden kann. Die **Tabelle 7.1** beinhaltet die Änderungen der DK-Position der untersuchten Konfigurationen im Vergleich zum Serienwert. Hier ist auch bereits die Version ENW+30 (Atkinson-Cycle) inbegriffen, die im Kapitel 7.3 näher betrachtet wird.

Lastpunkt	Drallklappenposition [%]				
	ENW-Serie	ENW-50	ENW-70	ENW±30	ENW+30
1300-3	83	65	65	60	Serie
1500-1	53	45	40	40	Serie
1500-5	75	65	55	50	Serie
1750-3	71	60	55	52	Serie
2000-2	70	55	55	50	Serie
2000-4	61	52	46	45	Serie

Tabelle 7.1: Übersicht der gewählten Drallklappenpositionen

Die Optimierung der DK-Stellung aller weiteren für die Durchführung der Messungen des reduzierten Kennfeldes erforderlichen Betriebspunkte erfolgte direkt am Motorprüfstand. In der **Tabelle 7.2** sind die über „Inca“ ausgelesenen und auf den Prüfstandsrechner übertragenen Drallklappenpositionen der Betriebspunkte des im Anschluss an die AGR-Variation untersuchten reduzierten Kennfeldes, auf die hier vorgegriffen wird, aufgelistet.

Lastpunkt	Drallklappenposition [%]				
	ENW-Serie	ENW-50	ENW-70	ENW±30	ENW+30
1250-2	77	64	66	63	63
1300-3	83	64	66	60	77
2000-2	70	54	54	49	71
1750-1	53	45	45	45	54
1500-5	75	66	54	50	75
2000-4	61	52	46	45	62
2000-10	37	25	5	5	38
3000-6	5	5	5	5	5
1750-6	58	53	55	54	57
2000-8	43	40	5	5	44
1000-VL	5	5	5	5	5
3000-10	5	5	5	5	5
2000-VL	5	5	5	5	5
4000-VL	5	5	5	5	5

Tabelle 7.2: Aus dem Motorsteuergerät ausgelesene DK-Positionen

7.2.2 AGR-Variation

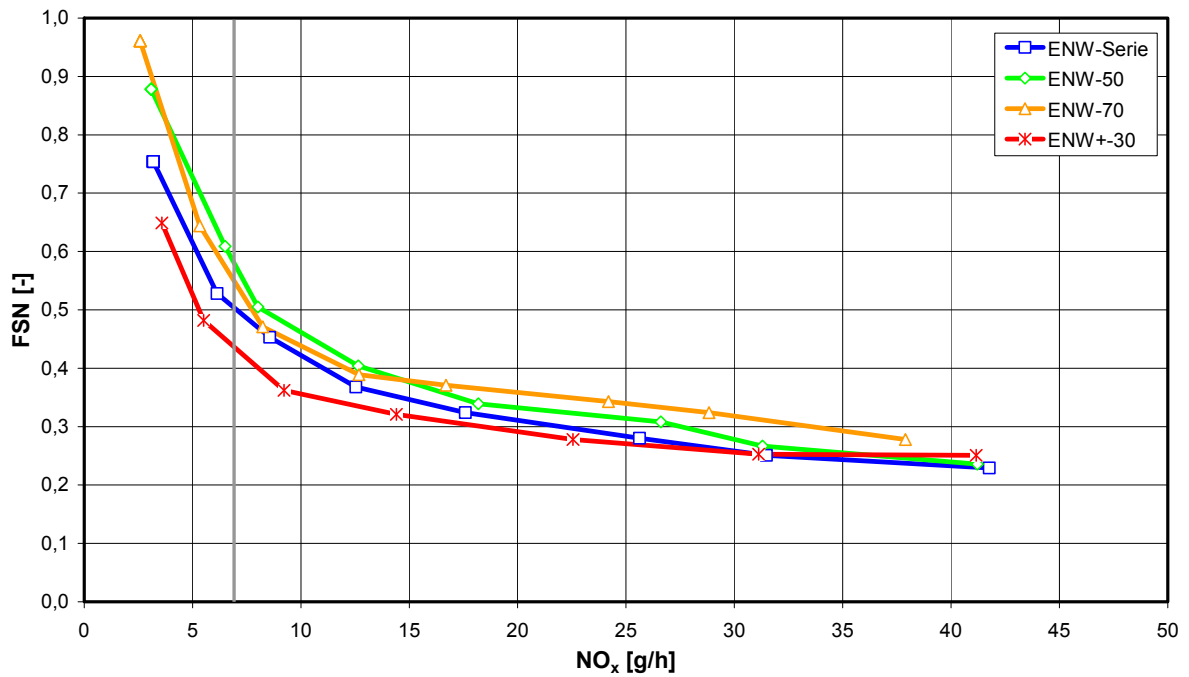
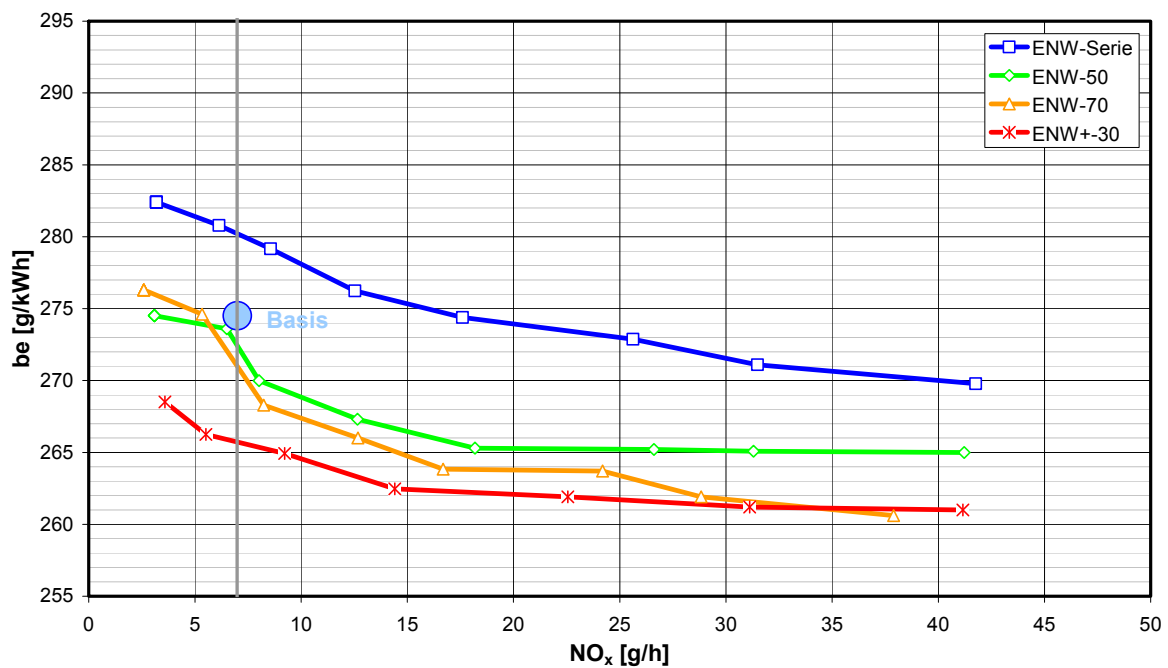
Nach Abschluss des Optimierungsvorgangs der DK-Position wurde eine AGR-Variation mit den bereits optimierten Stellwerten durchgeführt. Diese erfolgte an denselben Lastpunkten wie vorhin.

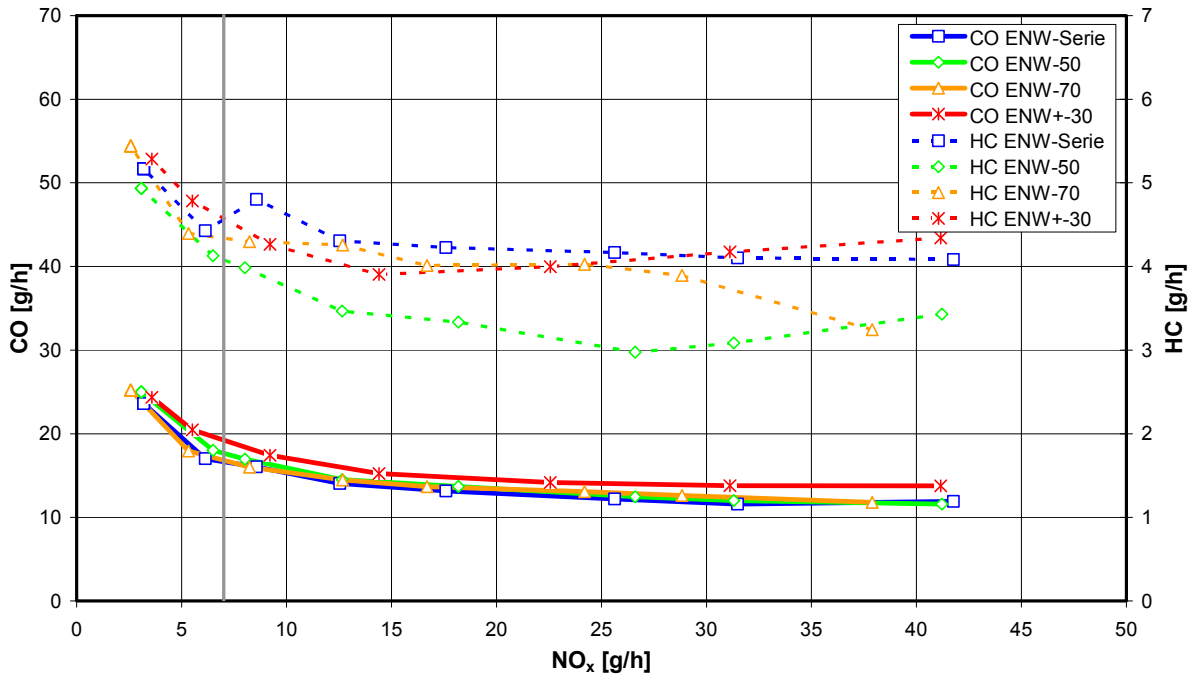
- ◆ 1300-3
- ◆ 1500-1
- ◆ 1500-5
- ◆ 1750-3
- ◆ 2000-2
- ◆ 2000-4

Zur Durchführung der AGR-Variation war es erforderlich, den Ladedruck (Variable: PCR_rCtlBas_MAP) durch manuelle Eingriffe in den Datenstand – über die Software Inca – auf das Niveau des Serienmotors in diesem Lastpunkt (Ladedruck bei serienmäßiger AGR-Rate) einzustellen. Dies erfolgte durch Ansteuerung der VTG-Position, da der Motor, nicht wie sonst im Fahrzeug üblich geregelt (Ladedruckregelung), sondern gestellt betrieben wurde. Begonnen wurde mit einer AGR-Rate von 0% (Variable: AirCtl_rDesBasEOM0_MAP), wobei diese sukzessive bis auf den maximal möglichen Wert (35-48%), abhängig vom Betriebspunkt, erhöht wurde. Der letzte Messpunkt – bei höchstmöglicher AGR-Rate – wurde zumeist so gewählt, dass bei einer weiteren Erhöhung der rückgeführten Abgasmenge die Rauchbegrenzung des Motors (Hinterlegung des kleinstmöglichen Luftverhältnisses) eingriff oder sich der Betriebspunkt durch einen unruhigen Motorlauf bemerkbar machte. Zwischen den einzelnen Lastpunkten erfolgte ein etwa zweiminütiges Freibrennen bei 3000-15.

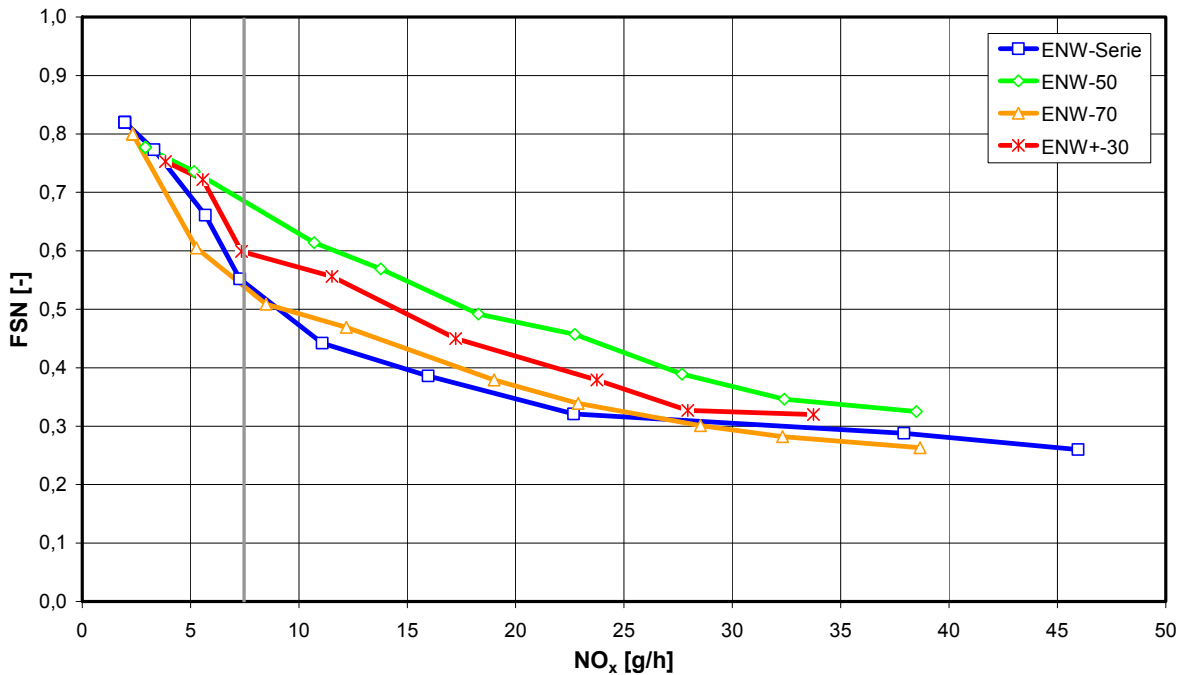
Nachfolgend werden die Ergebnisse der AGR-Variationen zweier ausgewählter Lastpunkte exemplarisch aufgezeigt. Die Diagramme der restlichen Betriebspunkte sind wiederum im *Anhang A.2* zusammengefasst.

7.2.2.1 Lastpunkt: 1300-3

Diagramm 7.14: Rauch-NO_x Trade-off: 1300-3Diagramm 7.15: be-NO_x Trade-off: 1300-3

Diagramm 7.16: CO, HC über NO_x: 1300-3

7.2.2.2 Lastpunkt: 2000-2

Diagramm 7.17: Rauch-NO_x Trade-off: 2000-2

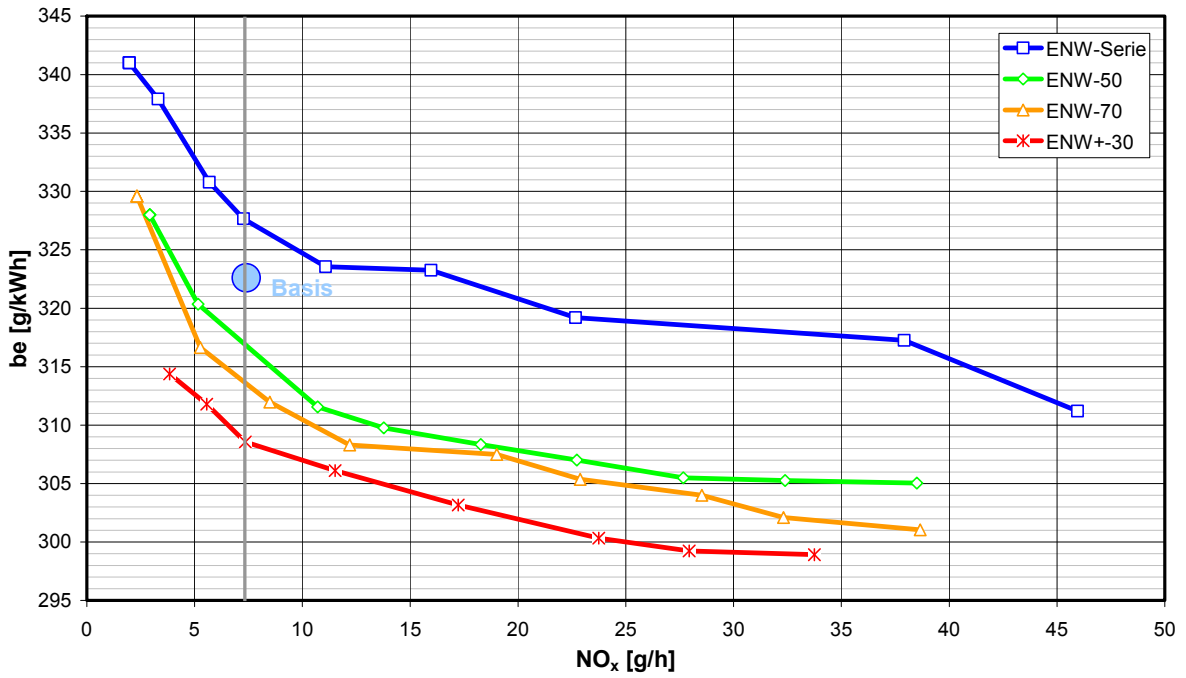


Diagramm 7.18: be-NO_x Trade-off: 2000-2

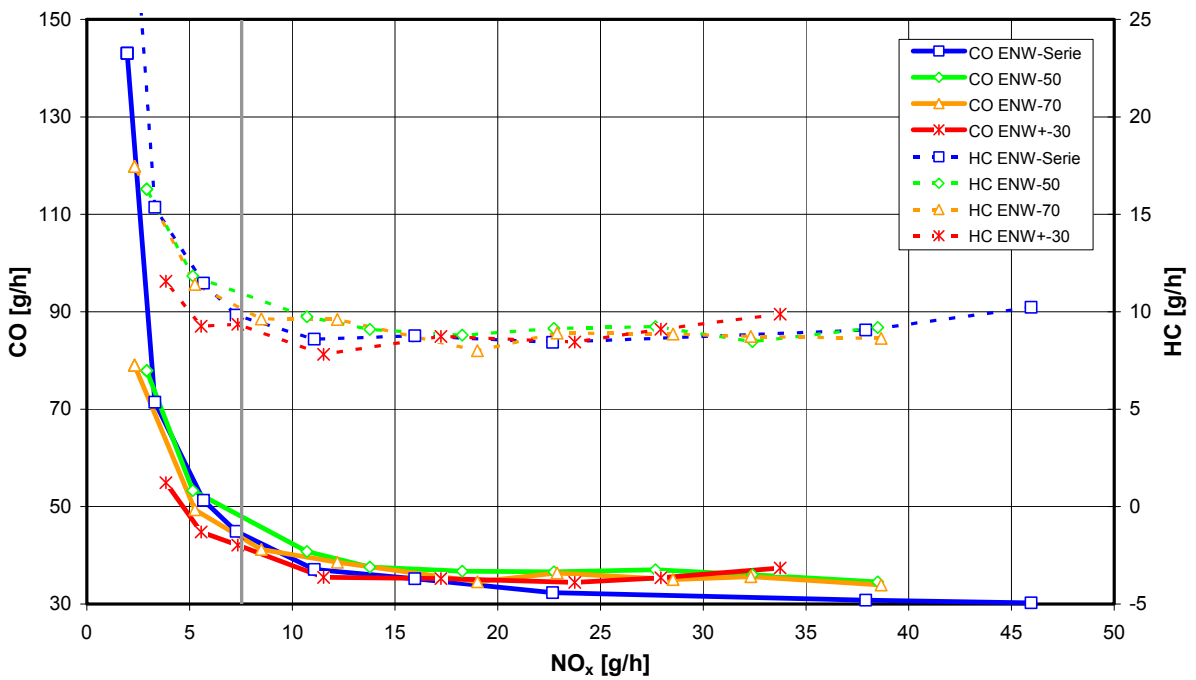


Diagramm 7.19: CO, HC über NO_x: 2000-2

7.2.2.3 Diskussion der Ergebnisse

Zu den obigen **Diagrammen (7.14 bis 7.19)** ist zu erwähnen, dass die in der linken Diagrammhälfte vertikale graue Linie den Stickoxidwert des vorhandenen EURO 5 Basismotors darstellt. Der blaue Punkt (Basis) kennzeichnet den spezifischen Kraftstoffverbrauch, der aus der Grundvermessung des Versuchsträgers ermittelt wurde. Dieser Basiswert sollte sich eigentlich mit der Linie ENW-Serie treffen. Da der spezifische Kraftstoffverbrauch aller drei untersuchten Einlasssteuerzeitvarianten unter diesem zu liegen kommt, spielt das eine geringere Rolle und spricht für die alternativen Methoden zur Steuerung der Ladungsbewegung. Der Verbrauchsgewinn ist dabei maßgeblich auf das geringfügige Öffnen der Drallklappe zurückzuführen.

An beiden Lastpunkten zeigt die Variante ENW \pm 30 ihr volles Potential und übertrifft auch im NO_x-relevanten Bereich (vertikale Linie) alle anderen Versionen – allen voran die Serienversion – indem sie durch den geringsten Verbrauch und somit höchsten Wirkungsgrad beeindruckt. Quantitativ betrachtet weist diese Variante an beiden Lastpunkten einen Verbrauchsgewinn von einigen Prozentpunkten bezogen auf ENW-Serie beziehungsweise auf den Basiswert (blauer Punkt) auf, was angesichts des bereits hochentwickelten Grundmotors einen Quantensprung im Dieselmotorenbau bedeutet.

Der mit zunehmender AGR-Rate steigende Kraftstoffverbrauch ist durch die Inertgaswirkung des Abgases und den daraus resultierenden verlangsamten Verbrennungsablauf begründet. Dadurch sinkt der Gleichraumgrad der Verbrennung, wodurch erhöhte Verluste durch den realen, verzögerten Verbrennungsablauf auftreten und der effektive Wirkungsgrad der Verbrennungskraftmaschine sinkt, was sich in einem erhöhten Kraftstoffverbrauch äußert. Der Einsatz der Abgasrückführung ist die wirksamste Methode zur Darstellung niedrigster NO_x-Emissionen, weshalb ein geringer Verbrauchsanstieg im Vergleich zum AGR-freien Betrieb durchaus akzeptiert wird.

Die CO- und HC-Emissionen halten sich durchwegs auf konstant niedrigem Niveau und steigen nur zu hohen AGR-Raten hin, also geringen NO_x-Emissionen, exponentiell an. Auch der Rauchwert zeigt mit zunehmender AGR-Rate das allseits bekannte Trade-off Verhalten bezüglich der Stickoxidemissionen. Neben den beiden bereits bekannten Trade-offs gewinnen die CO- und HC-Emissionen bei der Low-NO_x-Verbrennung zunehmend an Bedeutung, da bei diesen ein ähnliches Trade-off Verhalten zu Tage tritt. Diesen Konflikten gilt es in zukünftigen Entwicklungsschritten durch Forcierung neuartiger Brennverfahren sowie einer weiteren Verbesserung der Einspritzausrüstung, insbesondere des Injektors (Einspritzverlaufsformung, präzises Einspritzende, kein Nachtropfen etc.), zu begegnen.

An dieser Stelle sei nochmals darauf hingewiesen, dass bei der Findung der optimalen Drallklappenposition in der DK-Variation die Beibehaltung der Serien-Rußemissionen als Randbedingung gesetzt worden ist. Es ist zu erkennen, dass bei beschränkten NO_x-Emissionen dieses Ziel durchaus eingehalten wird, teilweise aber sogar noch Potential zur Erhöhung der AGR-Rate vorhanden ist, wodurch noch niedrigere Stickoxidemissionen erreichbar wären (1300-3, 1500-1).

7.2.3 Variantenvergleich – ENW-Variationen

In diesem Abschnitt sollen die vermessenen Lastpunkte des reduzierten Kennfeldes – aufgeteilt in zwei Betriebsbereiche – in Bezug auf spezifischen Kraftstoffverbrauch, Filter-Smoke-Number und Schadstoffemissionen miteinander verglichen werden.

7.2.3.1 AGR-Bereich

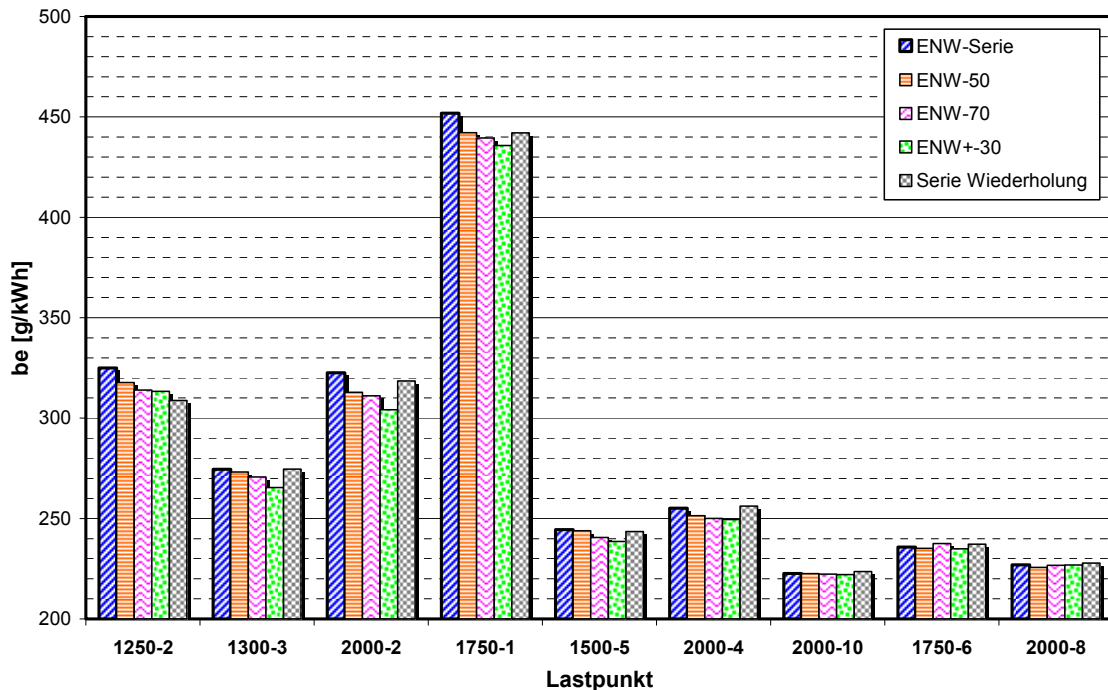


Diagramm 7.20: Spezifischer Kraftstoffverbrauch der AGR-Kennfeldpunkte

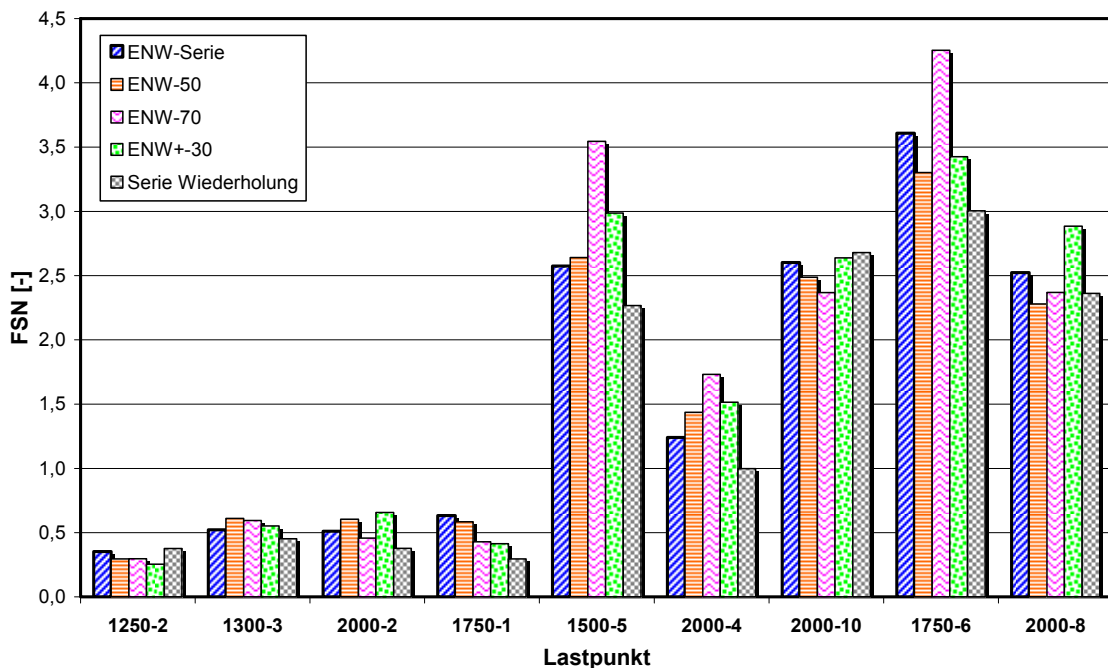


Diagramm 7.21: Filter-Smoke-Number der AGR-Kennfeldpunkte

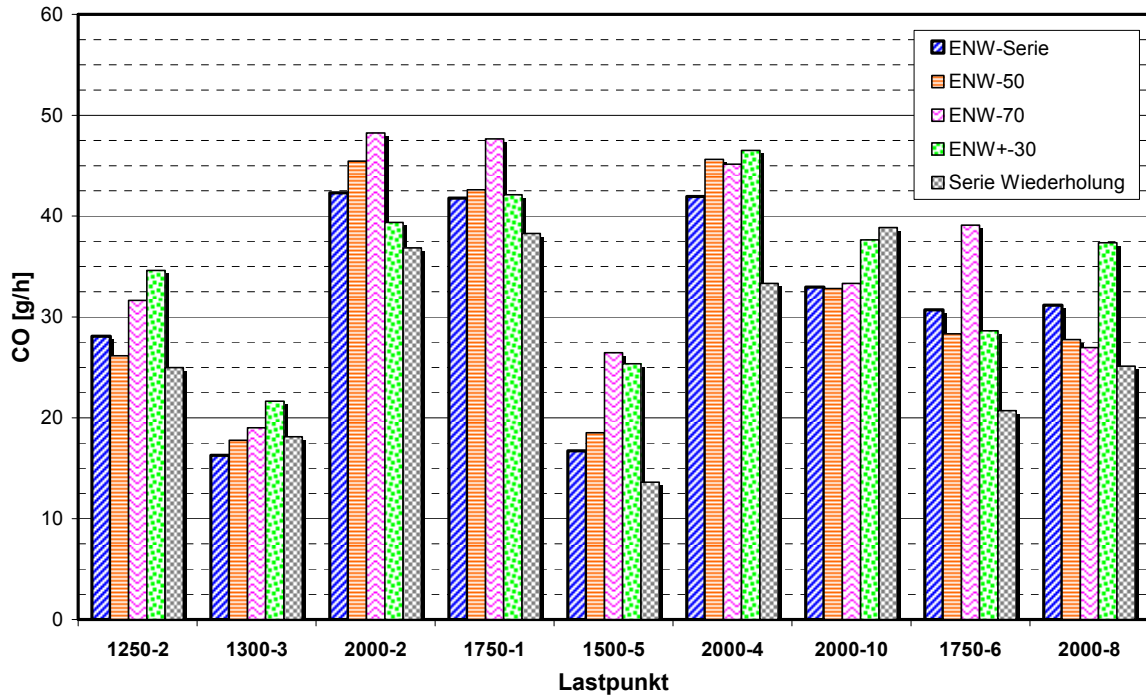


Diagramm 7.22: CO-Emissionen der AGR-Kennfeldpunkte

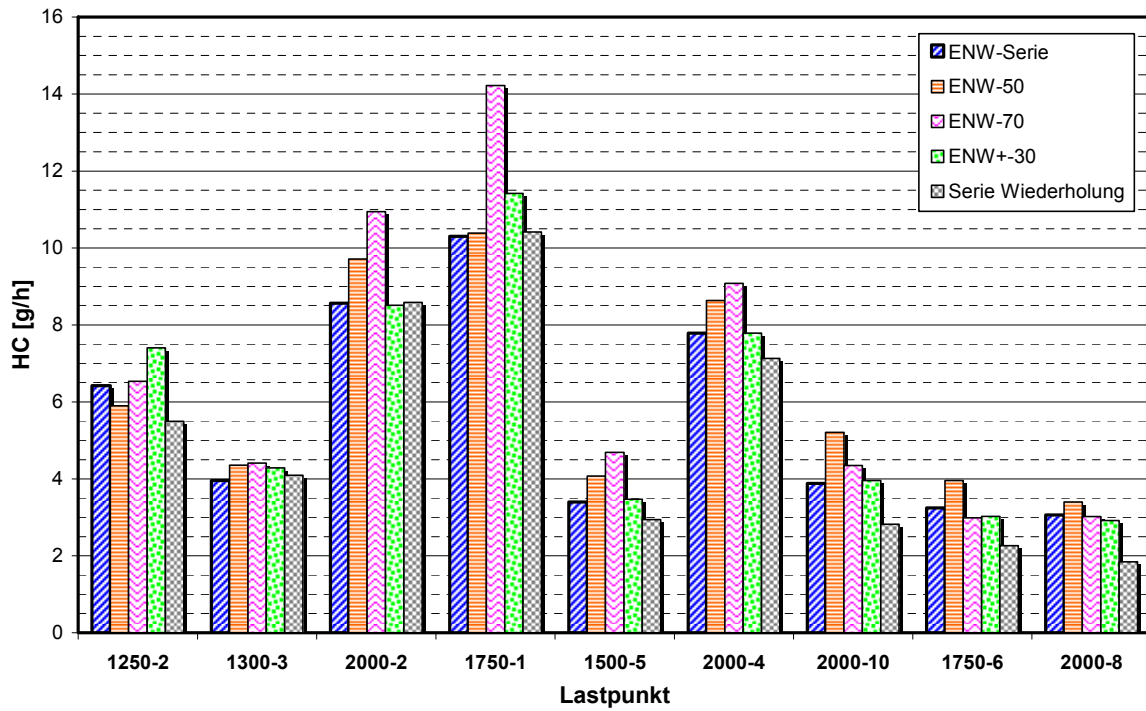


Diagramm 7.23: HC-Emissionen der AGR-Kennfeldpunkte

7.2.3.2 Hochlastbereich

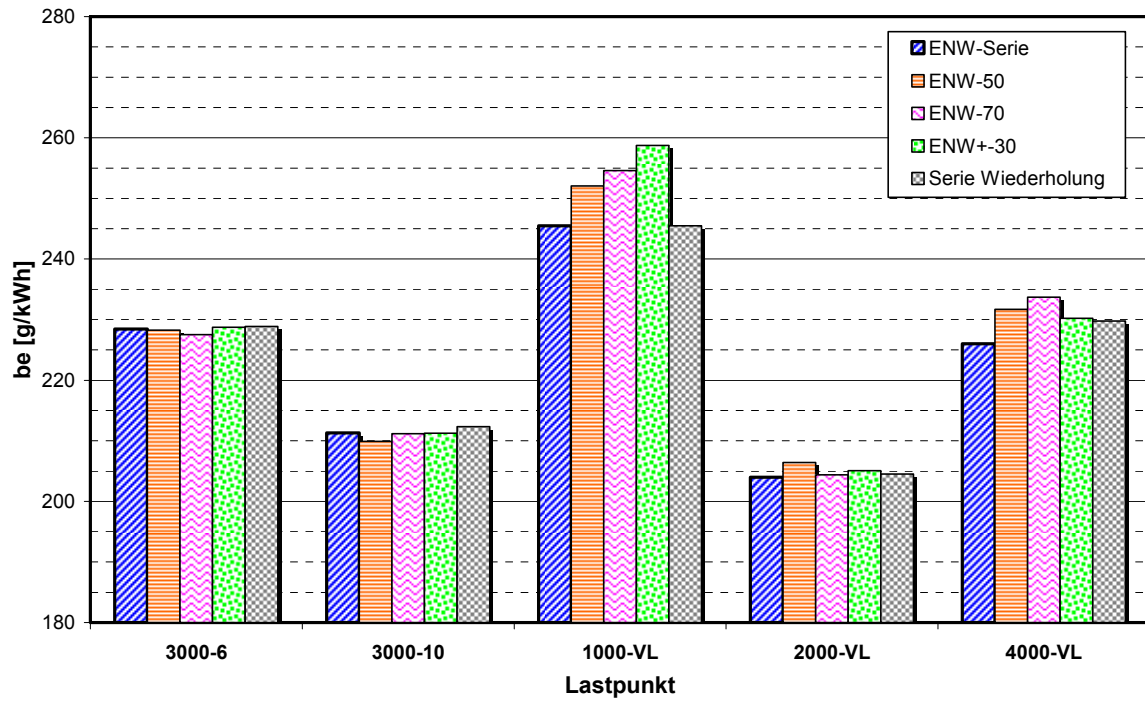


Diagramm 7.24: Spezifischer Kraftstoffverbrauch der Hochlastpunkte

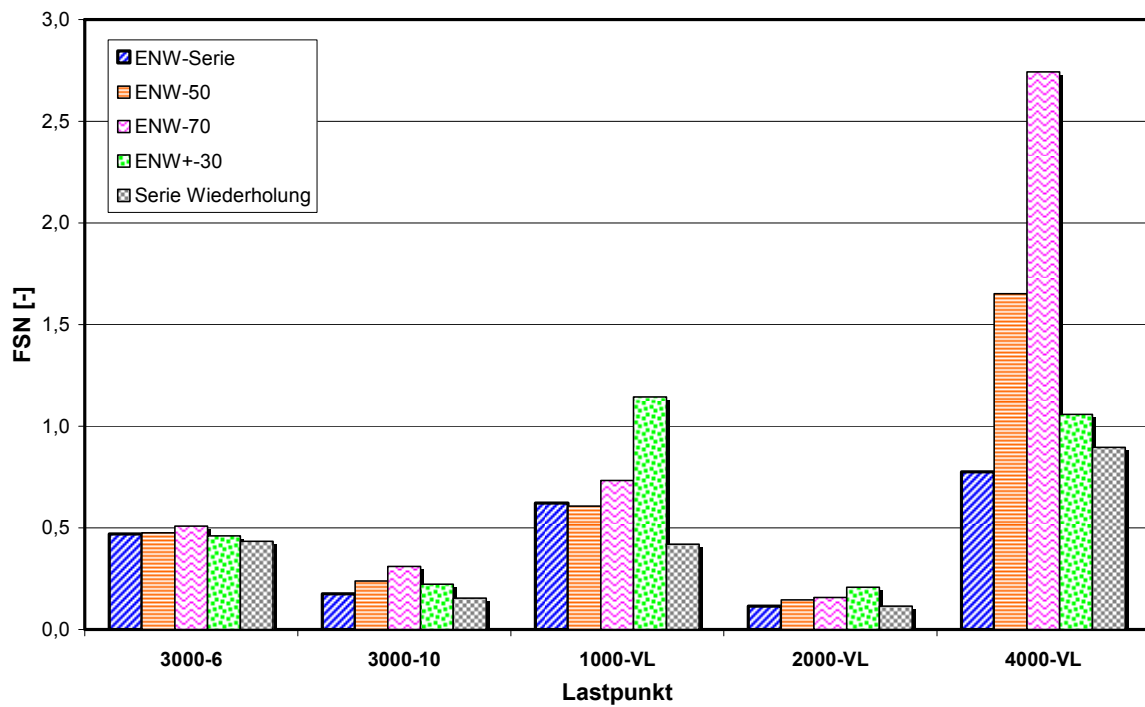


Diagramm 7.25: Filter-Smoke-Number der Hochlastpunkte

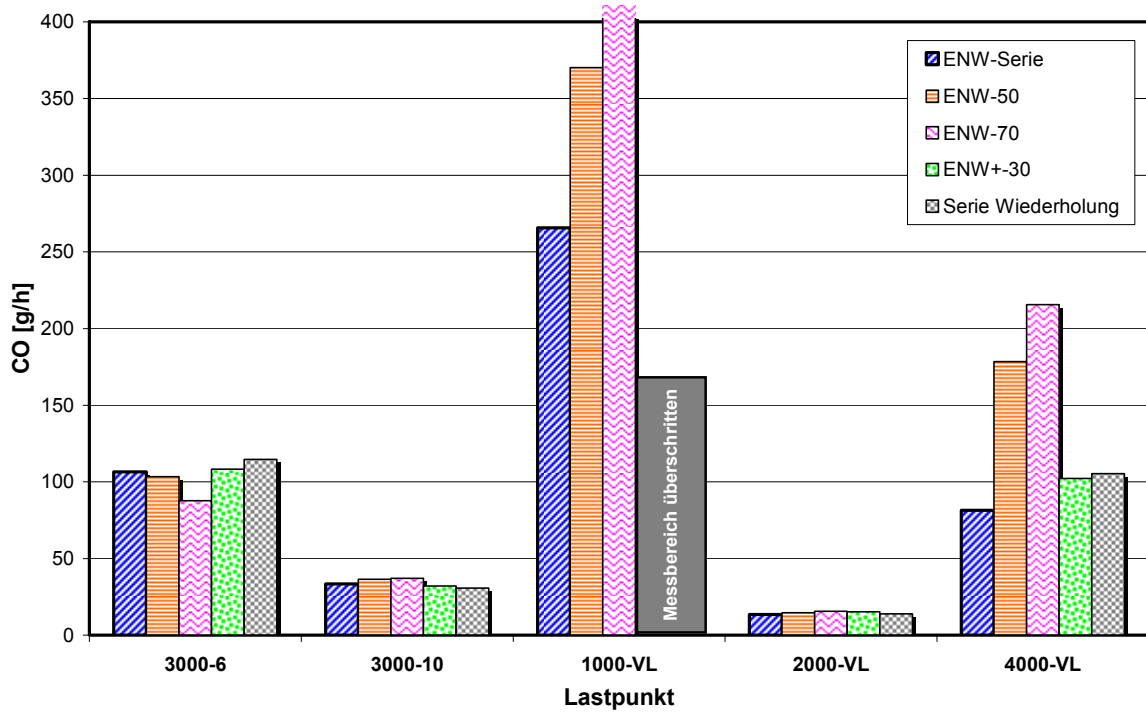


Diagramm 7.26: CO-Emissionen der Hochlastpunkte

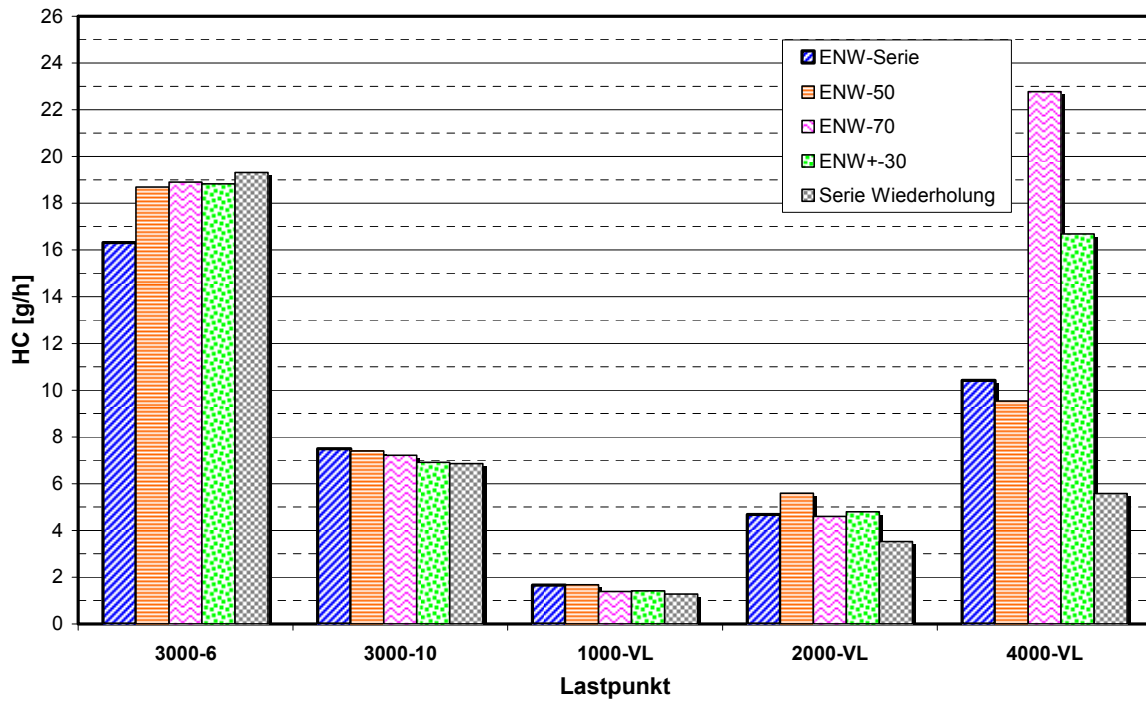


Diagramm 7.27: HC-Emissionen der Hochlastpunkte

7.2.3.3 Diskussion der ENW-Variationen

Bei der Durchführung der Messungen der unterschiedlichen Einlasssteuerzeit-Varianten wurde darauf geachtet, dass die AGR-Rate so gewählt wurde, dass sich die Stickoxidemissionen immer auf dem Niveau des Basismotors einpendelten. Dabei musste sporadisch und in geringem Ausmaß in das AGR-Kennfeld eingegriffen werden, da das im Steuergerät hinterlegte Füllungsmodell bei geänderten Steuerzeiten versagte. Als weiterer optimierter Parameter wäre noch die aus der DK-Variation ermittelte Position der Drallklappe zu erwähnen, vgl. **Tabelle 7.2**. Der Vollständigkeit halber sei angemerkt, dass diese gesamte Messreihe bei gleichbleibendem geometrischen Verdichtungsverhältnis ($\varepsilon = 16,5$) durchgeführt wurde.

Die **Diagramme 7.20** bis einschließlich **7.27** beinhalten die Daten der einzelnen ENW-Varianten, welche denen der Basisvermessung (ENW-Serie) gegenübergestellt wurden. Zur Plausibilisierung der gesamten Messdaten, insbesondere der Vermessung des Grundmotors, wurde nach Beendigung des Messprogramms der Versuchsträger wieder in den Urzustand versetzt und nochmals das gesamte reduzierte Kennfeld durchlaufen. Eine exakte Übereinstimmung beider Messdurchläufe mit identer Konfiguration darf aus verschiedenen Gründen (unterschiedliche Luftfeuchtigkeit der Ansaugluft, Messungenauigkeit der Abgasanalyse, Verschmutzungszustand des AGR-Kühlers usw.) nicht erwartet werden. Die zum Teil verringerten Kraftstoffverbräuche im Vergleich zur ersten Vermessung stehen im Einklang mit leicht erhöhten Stickoxidemissionen, was auf eine geringfügig verminderte AGR-Rate deutet, wodurch der Wirkungsgrad des Motors etwas erhöht wird.

Dass die geforderte Randbedingung – annähernd gleicher Rauchwert wie Serie – speziell im AGR-Bereich erfüllt wurde, bekräftigt das **Diagramm 7.21**. Von besonderem Interesse ist die Darstellung des in der Mehrzahl der untersuchten Lastpunkte verringerten spezifischen Kraftstoffverbrauchs der alternativen Varianten zur Steuerung des Ladungswechsels, was sich bereits in der Drallklappen-Variation abzeichnete. Auch die CO- und HC-Emissionen halten sich im AGR-Betriebsbereich speziell bei der Variante ENW \pm 30 in Grenzen, wobei diese Version eindeutig als Favorit zur Generierung einer verbesserten Ladungsbewegung hervorgeht.

An den Hochlastpunkten konnte der im unteren Last-/Drehzahlbereich erzielte Verbrauchsgewinn leider nicht mehr aufgezeigt werden. Zum Teil steigt sogar der Kraftstoffverbrauch, was mit erhöhten Verlusten durch eine zunehmend unvollständige Verbrennung (extrem hohe CO-Emissionen bei 1000-VL) begründet werden kann. Die Vollastpunkte bei geänderten Einlasssteuerzeiten zeigen zudem auch noch einen erhöhten Schwarzrauch aufgrund verringerter Luftmasse, aber gleichbleibender Einspritzmenge (z. B.: ENW-70 bei 4000-VL). Somit können auch die bereits in den Anfangsüberlegungen befürchteten Füllungsverluste an der Vollast bei zu frühem Schließen des Füllungskanal bestätigt werden. Auch hier stellt die Variante ENW \pm 30 den besten Kompromiss zwischen Kraftstoffverbrauch, Emissionen und Leistungseinbußen an der Vollast (erforderliche Rücknahme der Einspritzmenge bei zu hoher Filter-Smoke-Number) dar.

7.3 Reduziertes Verdichtungsverhältnis

7.3.1 Allgemeines

Die Beantwortung der Fragen, ob eine weitere Absenkung des Verdichtungsverhältnisses (VVH) zur Effizienzsteigerung dieses modernen PKW-Dieselmotors sinnvoll erscheint und wie sich die Emissionen im direkten Vergleich zum Kraftstoffverbrauch verhalten, wird in diesem Abschnitt näher behandelt. Im Kapitel 6 wird bereits der gesamte Messablauf inklusive der Untersuchungen bei geändertem geometrischen Verdichtungsverhältnis beschrieben, weshalb hier nicht näher darauf eingegangen wird. Die Konfiguration mit den neuen Kolben mit vergrößerter Mulde (Eps 15) wird dabei einer Variante mit geänderten Einlasssteuerzeiten (ENW+30 beide Atkinson), jedoch bei unverändertem geometrischen Verdichtungsverhältnis ($\varepsilon = 16,5$), gegenübergestellt und mit den Basiskennwerten (ENW-Serie) verglichen. Dabei wird unter der Voraussetzung gleichen Ladedrucks auch beim Atkinson-Cycle das effektive Verdichtungsverhältnis verringert.

Nach erfolgtem Motorumbau auf die neuen Kolben mit vergrößerter Mulde stand zunächst ein Testlauf zur Funktionskontrolle auf dem Programm. Anschließend wurden alle Lastpunkte des reduzierten Kennfeldes angefahren und einer Optimierung unterzogen. Das Hauptaugenmerk fiel dabei auf den Indizierrechner, mit dem mit Hilfe der Software IndiCom jeweils die Druck- und Heizverläufe der einzelnen Zylinder mit denen des EURO 5 Grundmotors durch Öffnen voriger Messfiles (IFile) verglichen werden konnten. Dabei zeigten sich ein deutlich geringerer Druckanstieg in der Verdichtungsphase und ein um einige °KW späterer Verbrennungsschwerpunkt. Als Randbedingungen wurden ein identischer Ladedruck, dieselben Stickoxidemissionen und eine gleichbleibende Verbrennung vorgegeben. Konkret bedeutete dies, dass in erster Linie der Einspritzzeitpunkt der Haupteinspritzung (SOI) so angepasst werden musste, dass sich annähernd derselbe 50%-Massenumsatzpunkt (MFB50%) wie in der Serie einstellte. Als weitere Kennzahl fand der in IndiCom berechnete Noise-Level Beachtung. Dabei durfte durch die Modifikation der Steuergeräteparameter das berechnete Verbrennungsgeräusch nicht über dem des Serienmotors zu liegen kommen. Die weitere Optimierung der EDC erfolgte dabei unter Eingriff in die Parameter: Voreinspritzabstand 1 und 2, Voreinspritzmenge 1 und 2, Ladedruck, Raildruck, Drallklappe, AGR-Rate zur Gewährleistung der Serien-NO_x-Emissionen.

An dieser Stelle sei noch angemerkt, dass die Variante „Eps 15“ mit den Seriennockenwellen (ANW-/ENW-Serie) betrieben wurde und die Drallklappenposition dabei nicht verändert wurde. Auch bei der Variante „ENW+30 beide Atkinson“ wurde das DK-Kennfeld unverändert belassen, und vorwiegend der SOI sowie die AGR-Rate angepasst, vgl. **Tabelle 7.1**.

7.3.2 AGR-Variation

Die in diesem Abschnitt ausgeführte Variation der Abgasrückführrate soll den Trade-off zwischen Filter-Smoke-Number, spezifischem Kraftstoffverbrauch, CO-, HC-Emissionen und den Stickoxidemissionen verdeutlichen, wobei die Konfigurationen mit verringertem Verdichtungsverhältnis dem Grundmotor gegenübergestellt werden.

Konkret erfolgte die Durchführung dieser Messreihe an folgenden Betriebspunkten:

- ◆ 1300-3
- ◆ 1500-1
- ◆ 1500-5
- ◆ 2000-2
- ◆ 2000-4

Der genaue Messablauf erfolgte nach demselben Schema, welches im vorigen Kapitel bereits näher ausgeführt wurde. Hier werden stellvertretend nur zwei Lastpunkte einer genaueren Betrachtung unterzogen, die Auswertung der verbleibenden Lastpunkte kann wiederum im *Anhang A.3* nachgeschlagen werden.

7.3.2.1 Lastpunkt: 1500-5

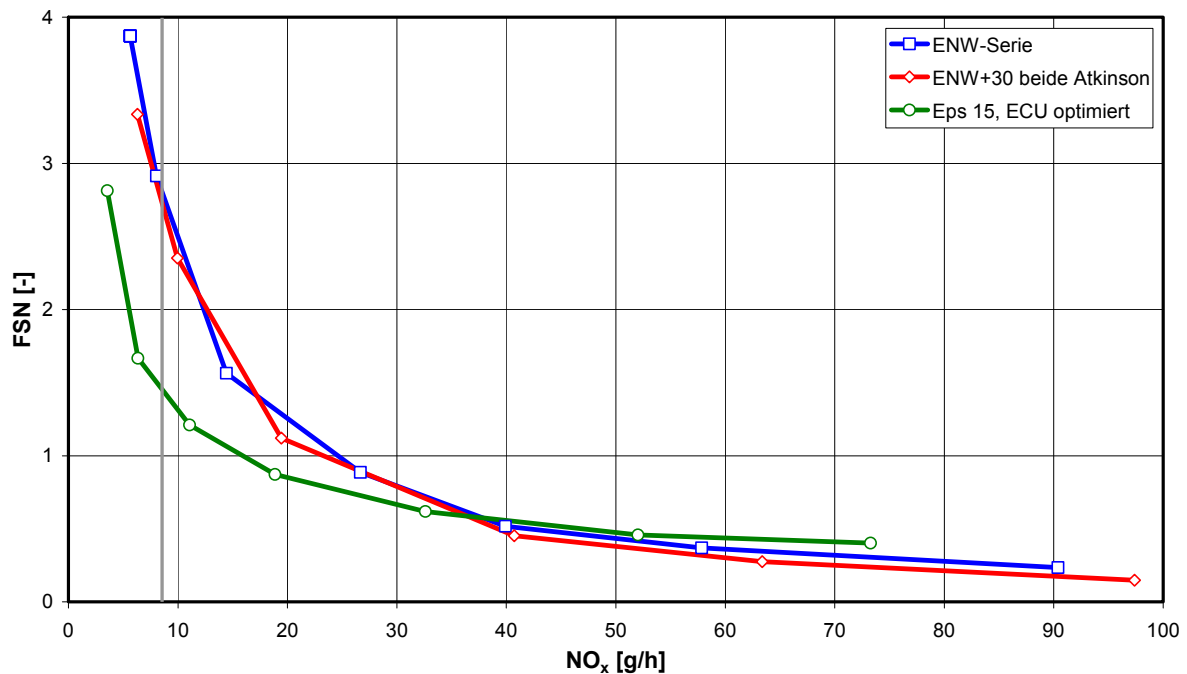


Diagramm 7.28: Rauch-NO_x Trade-off: 1500-5

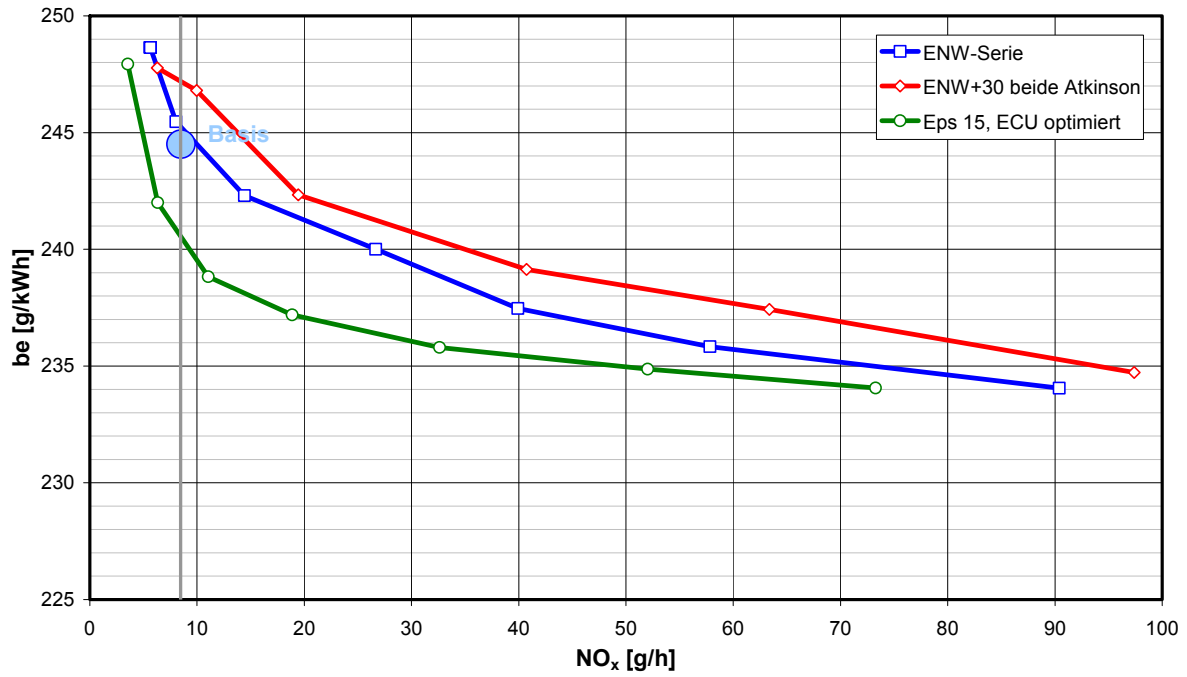


Diagramm 7.29: be-NO_x Trade-off: 1500-5

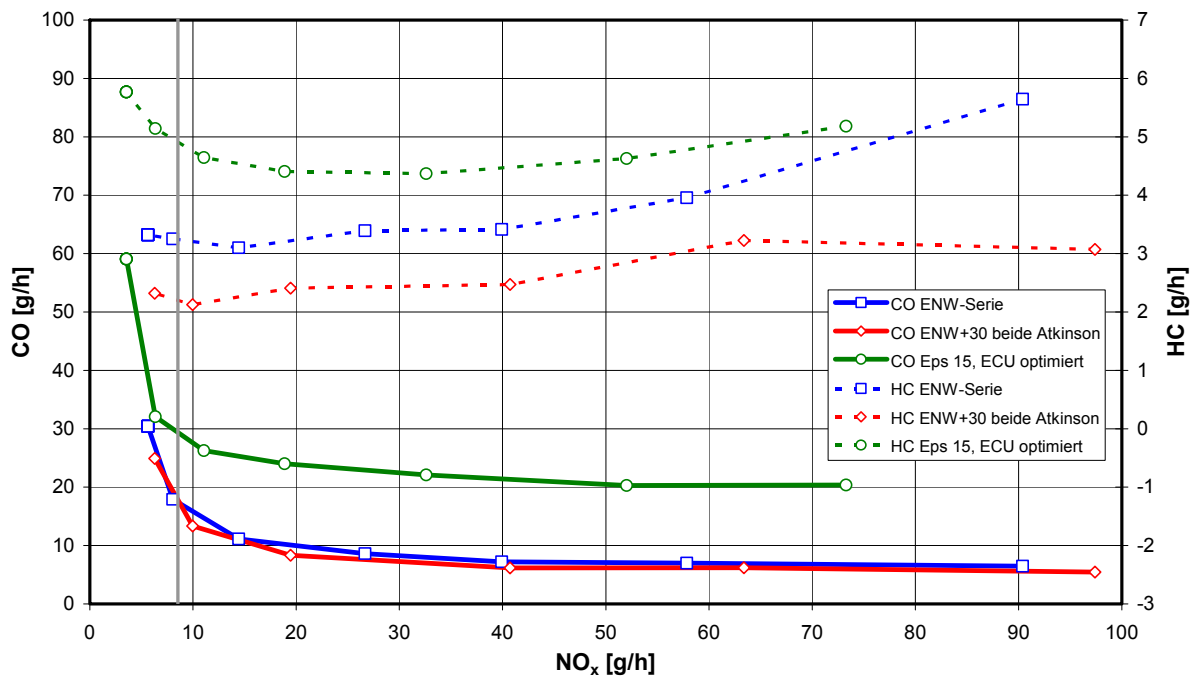
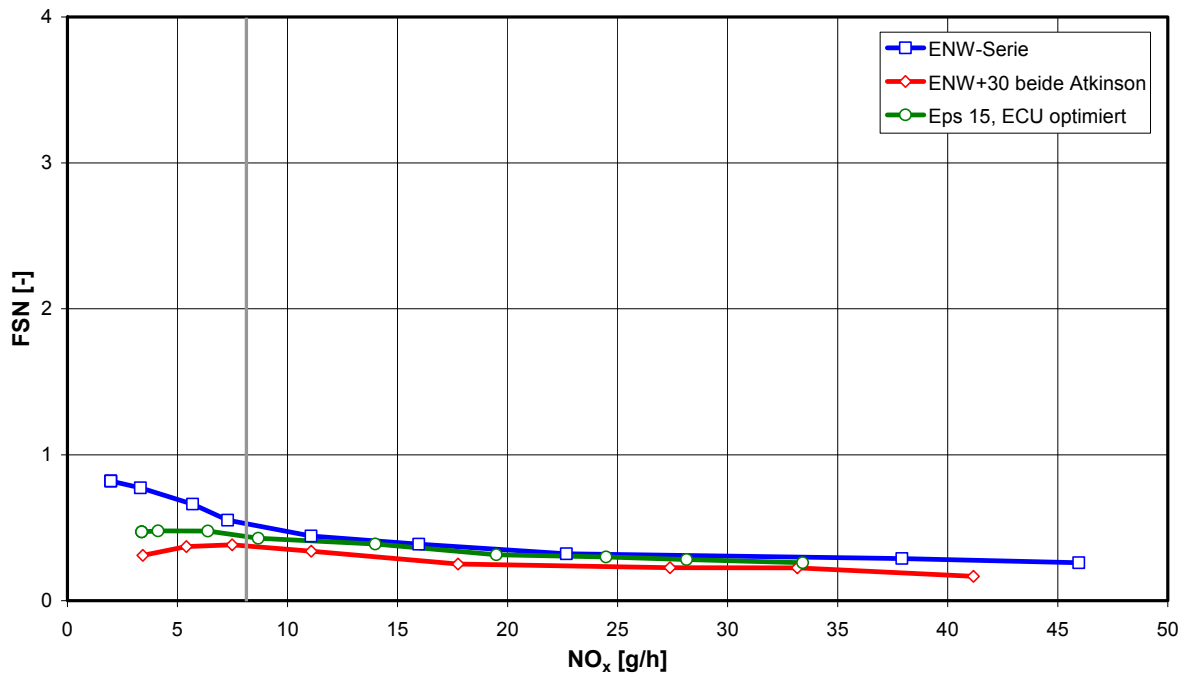
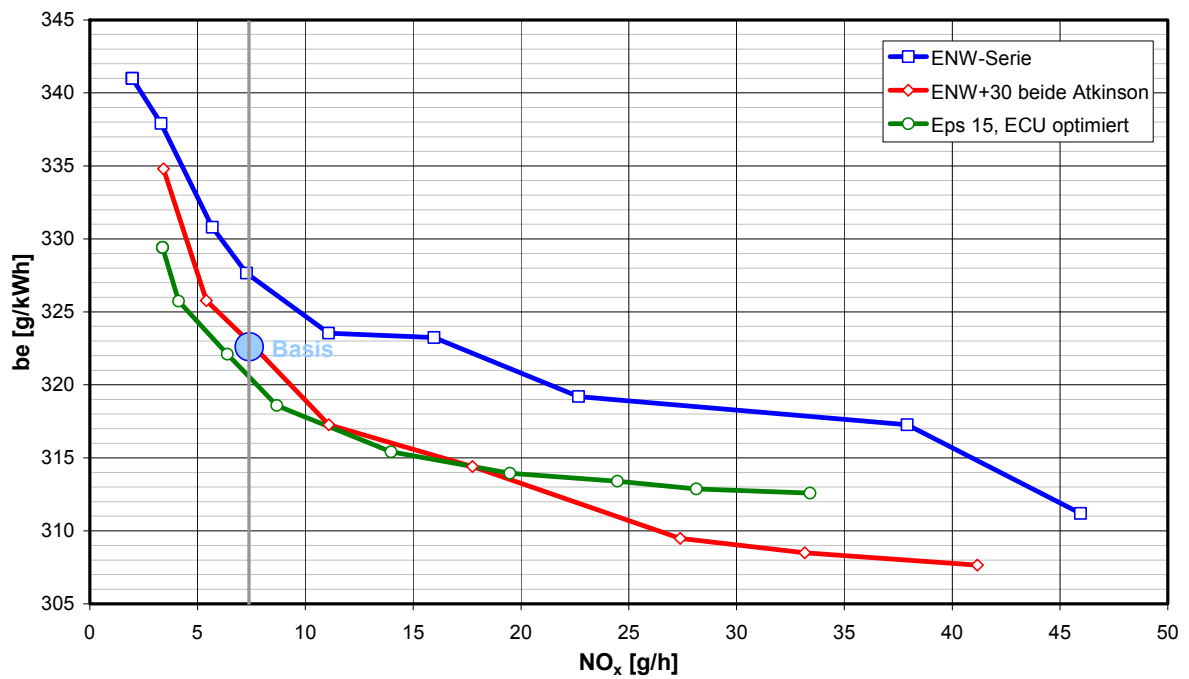
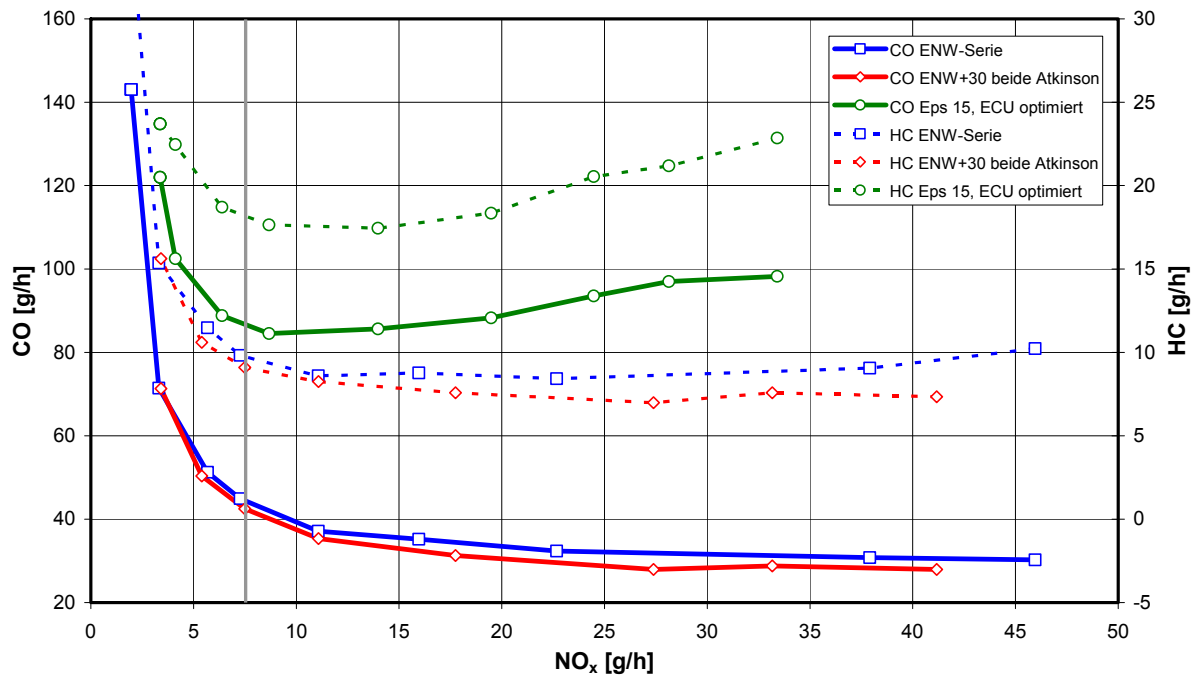


Diagramm 7.30: CO, HC über NO_x: 1500-5

7.3.2.2 Lastpunkt: 2000-2

Diagramm 7.31: Rauch-NO_x Trade-off: 2000-2Diagramm 7.32: be-NO_x Trade-off: 2000-2

Diagramm 7.33: CO, HC über NO_x: 2000-2

7.3.2.3 Diskussion der Ergebnisse

Die durchgeführten AGR-Variationen mit verringertem Verdichtungsverhältnis weisen prinzipiell dieselben Zusammenhänge bezüglich der AGR-Rate, die in Abschnitt 7.2.2.3 beschrieben worden sind, auf. Selbst das Trade-off Verhalten zeigt sich identisch, **Diagramme 7.28 bis 7.33**. In allen Diagrammen wurden wiederum die Stickoxidemissionen des EURO 5 Grundmotors als vertikale graue Linie gekennzeichnet.

Die Skalierung der Ordinate bei der Darstellung der Filter-Smoke-Number wurde bewusst einheitlich gewählt, um die Rauchwerte optisch schneller mit den verschiedenen Lastpunkten vergleichen zu können. Auffallend ist dabei der bereits im Serientrimm hohe Rußausstoß des Betriebspunktes 1500-5, der aber dank des Dieselpartikelfilters (DPF) nicht unmittelbar ein Problem darstellt. Der Motor muss jedoch aufgrund dieser Tatsache öfter in den Regenerationsbetrieb geschaltet werden, was sich nachteilig auf den Kraftstoffverbrauch auswirkt. Der Punkt 2000-2 ist indessen ein Paradebeispiel dafür, wie sauber eine moderne Dieselerbrennung selbst bei höchsten AGR-Raten ablaufen kann. Unabhängig der Variante zur Verringerung des Verdichtungsverhältnisses konnte nur eine geringfügige Verbesserung des Rauch-NO_x Trade-offs erzielt werden, wobei die Version mit den neuen Kolben ($\varepsilon = 15$) und angepassten Steuergerätedaten noch das beste Resultat erzielte. Dies gilt auch für den spezifischen Kraftstoffverbrauch, der zwar nicht deutlich, aber dennoch geringfügig vermindert werden konnte, wobei die blau gefüllten Kreise wieder die Messdaten des Grundmotors aus der Kennfeldvermessung darstellen.

Erstaunlicherweise musste festgestellt werden, dass trotz geringerer Verbrauchswerte die Rohemissionen, insbesondere CO und HC, bei Verwendung einer modifizierten Kolbenmulde unverhältnismäßig stark ansteigen, was auf eine Beeinträchtigung des aktuellen Brennverfahrens unter anderem durch verringerte mittlere Zylindertemperaturen zurückzuführen ist.

7.3.3 Variantenvergleich – reduziertes Verdichtungsverhältnis

In diesem Teilkapitel sollen die Ergebnisse der Untersuchungen des reduzierten Kennfeldes bei verringertem Verdichtungsverhältnis den Messwerten des Basismotors gegenübergestellt und das Verhalten in Bezug auf Emissionen und Kraftstoffverbrauch veranschaulicht werden.

7.3.3.1 AGR-Bereich

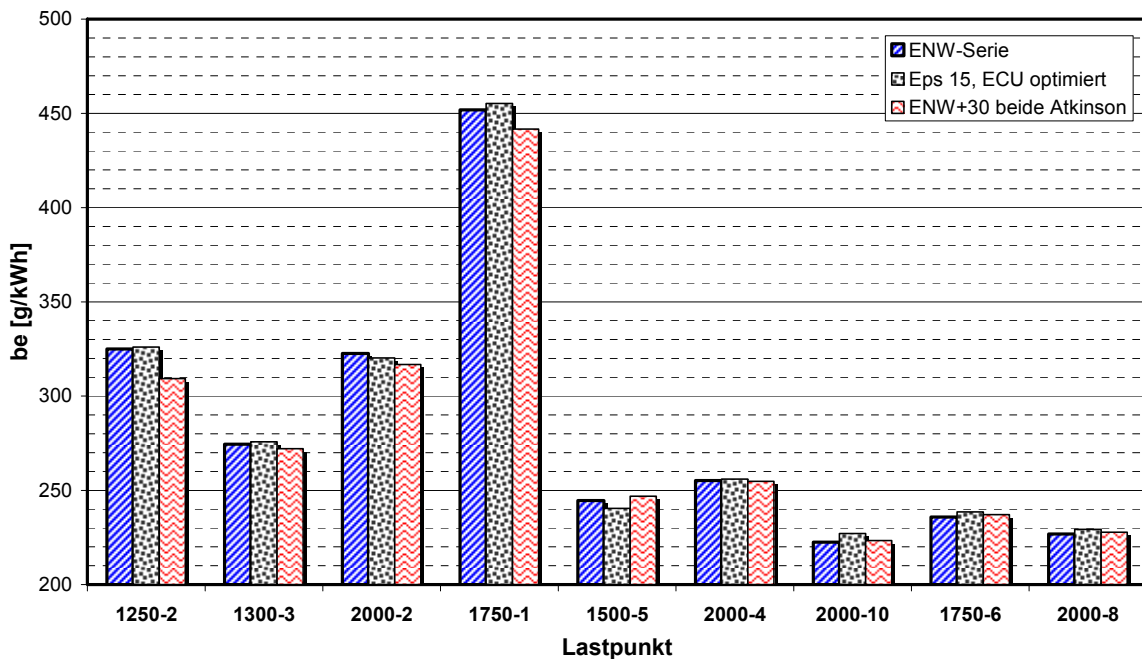


Diagramm 7.34: Spezifischer Kraftstoffverbrauch der AGR-Kennfeldpunkte

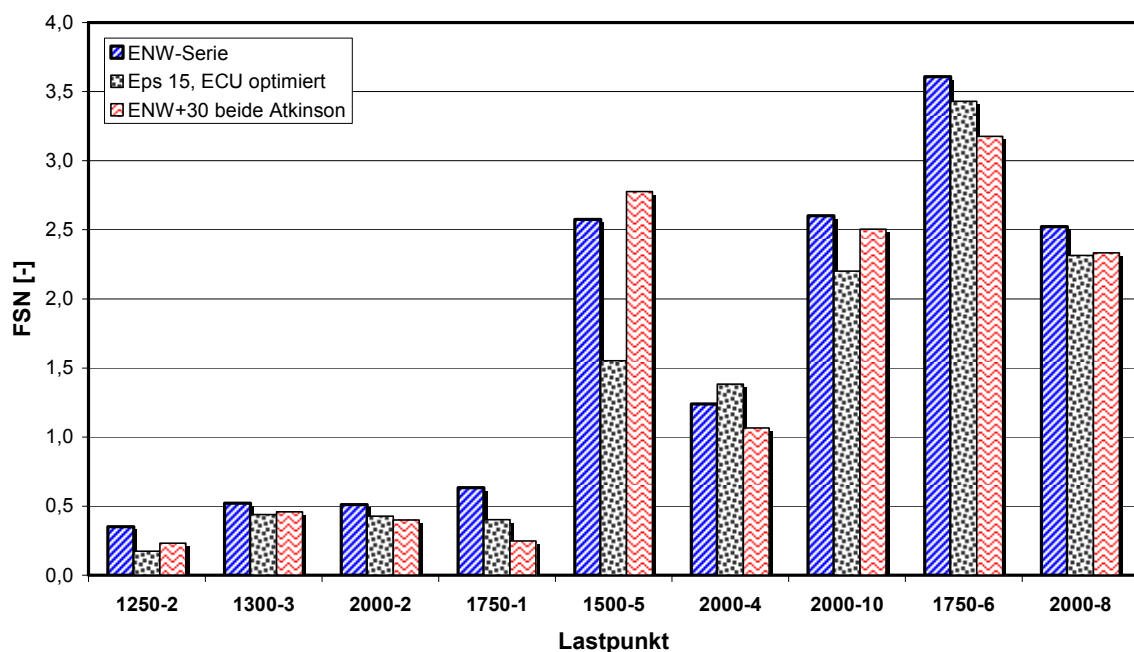


Diagramm 7.35: Filter-Smoke-Number der AGR-Kennfeldpunkte

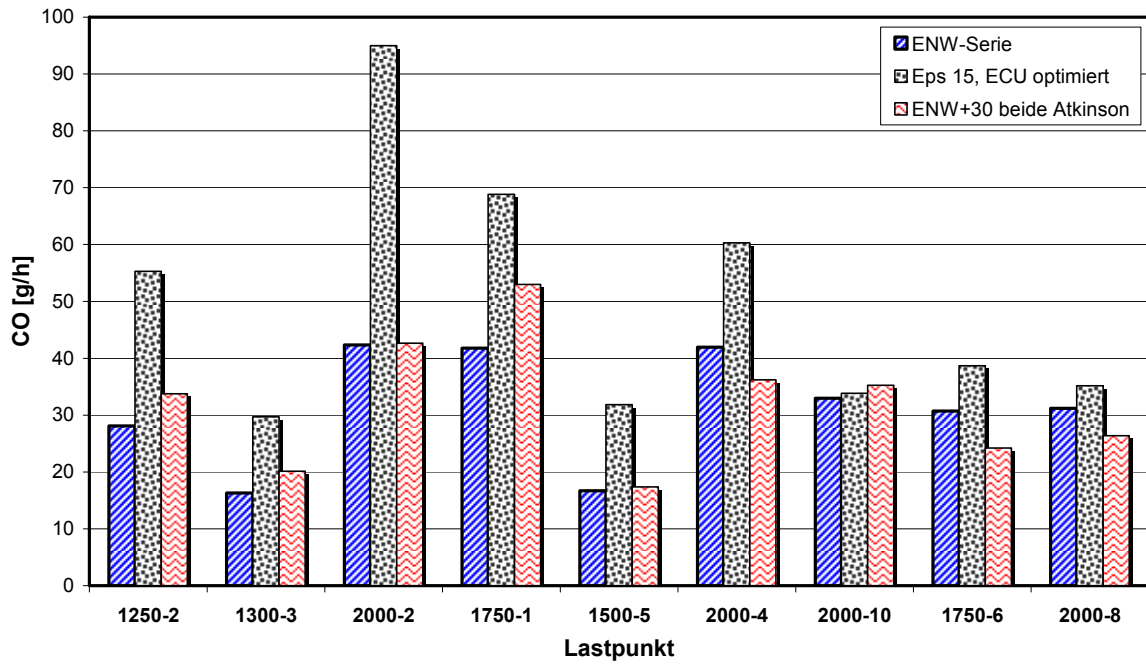


Diagramm 7.36: CO-Emissionen der AGR-Kennfeldpunkte

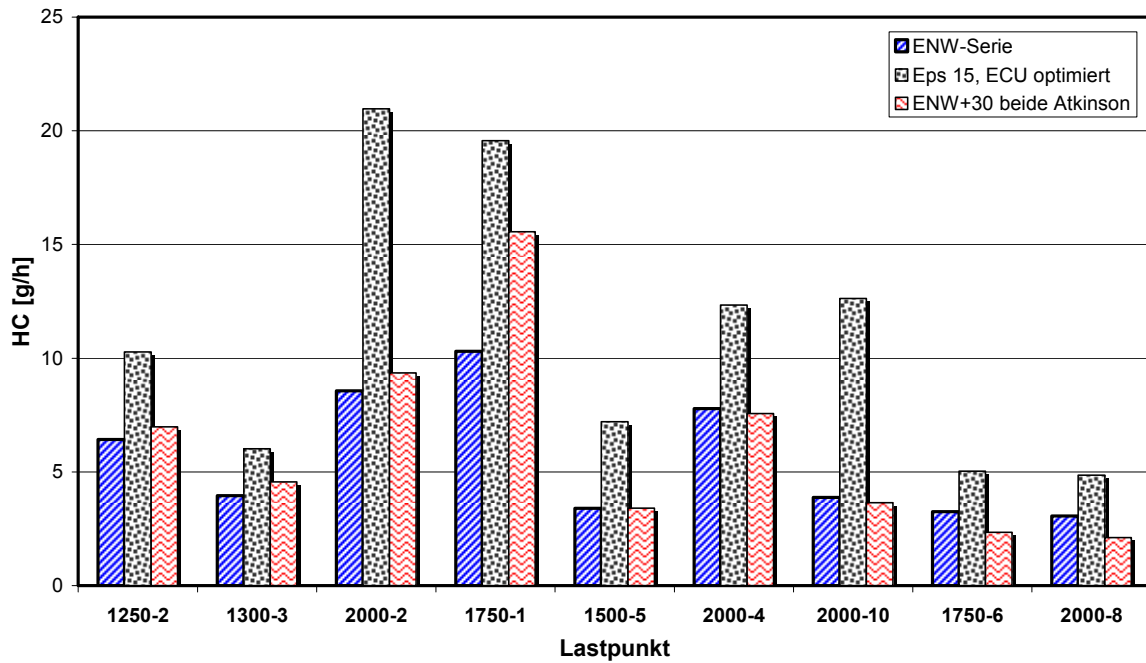


Diagramm 7.37: HC-Emissionen der AGR-Kennfeldpunkte

7.3.3.2 Hochlastbereich

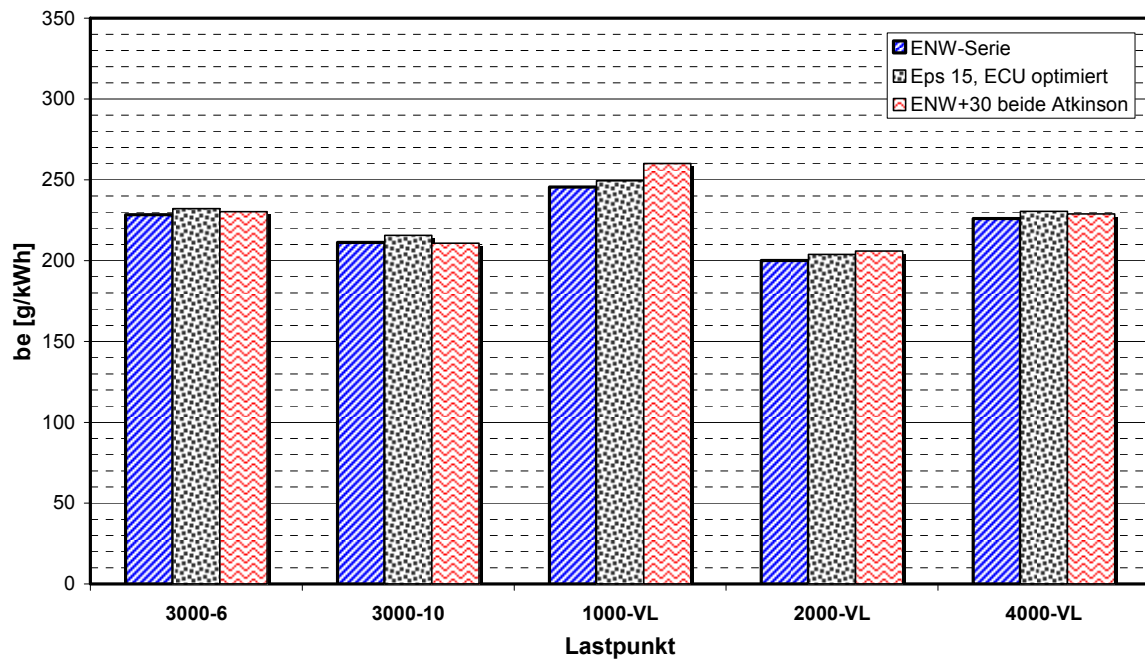


Diagramm 7.38: Spezifischer Kraftstoffverbrauch der Hochlastpunkte

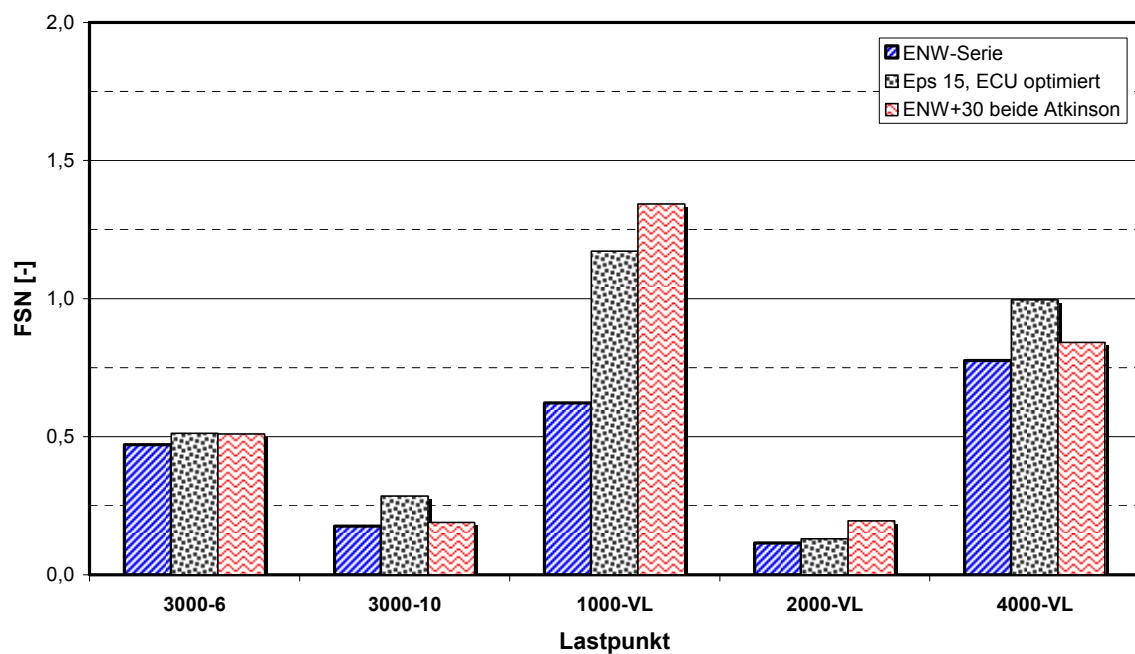


Diagramm 7.39: Filter-Smoke-Number der Hochlastpunkte

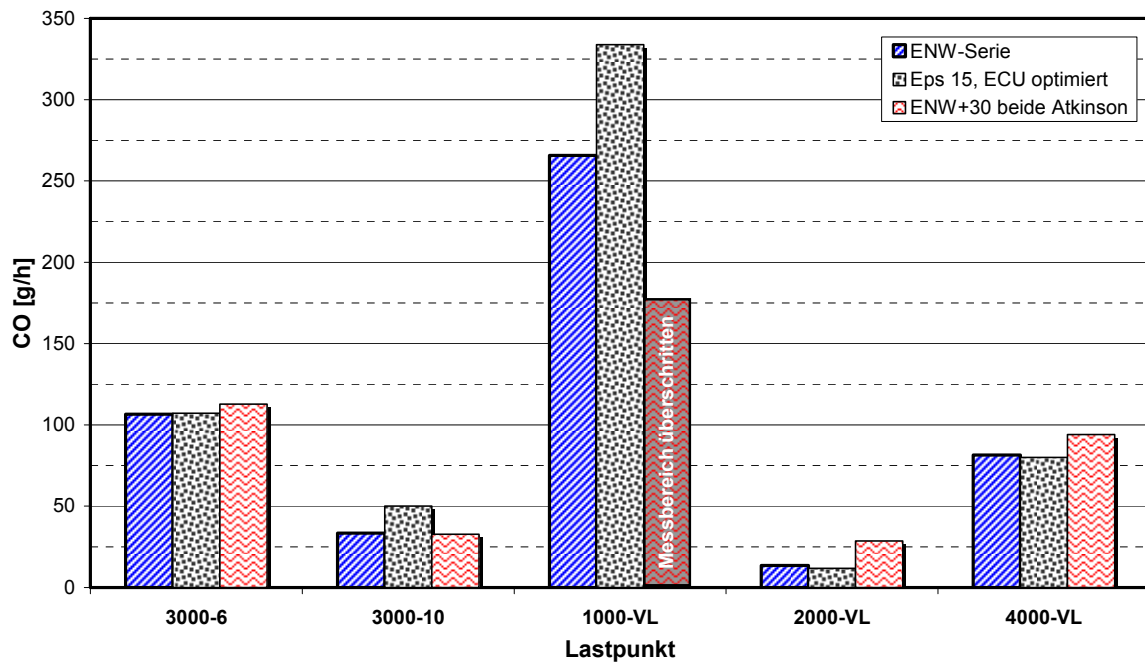


Diagramm 7.40: CO-Emissionen der Hochlastpunkte

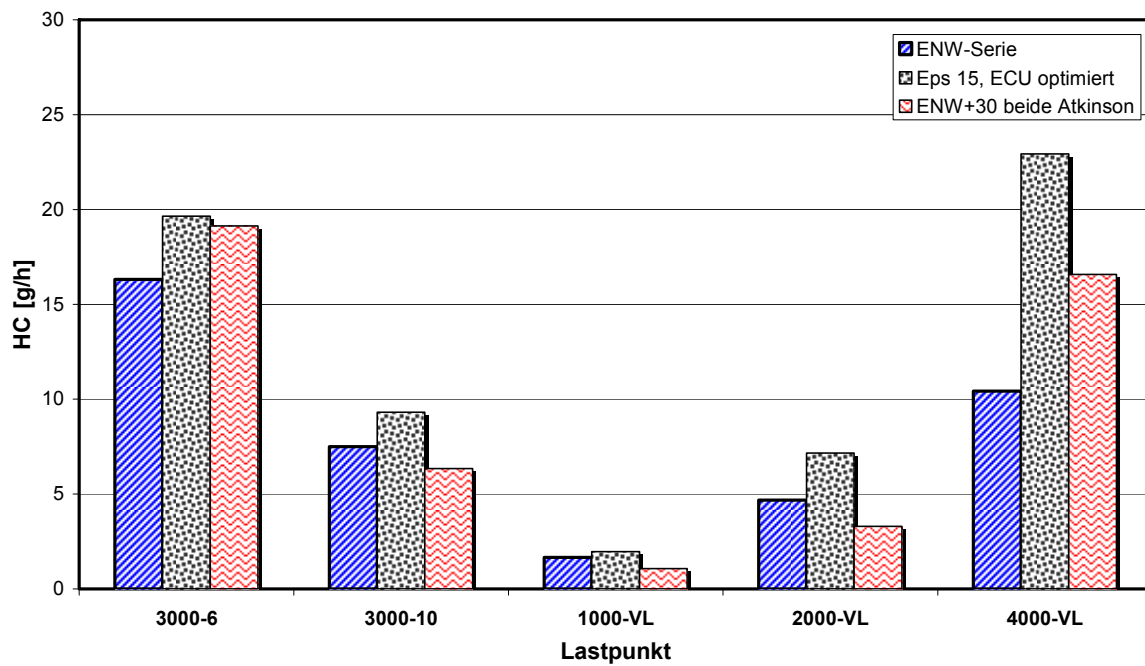


Diagramm 7.41: HC-Emissionen der Hochlastpunkte

7.3.3.3 Diskussion des Vergleichs der Verdichtungsverhältnisse

Bei der Optimierung der Steuergeräteparameter der Variante „Eps 15“ stand immer die Beibehaltung der Stickoxidemissionen des Basismotors im Vordergrund. Auch bei der Variante „ENW+30 beide Atkinson“ blieb es bei der Vermessung des reduzierten Kennfeldes nicht aus, in den Datensatz einzugreifen. Wie bei der Durchführung der ENW-Variationen musste auch hier die AGR-Rate angepasst werden, um die NO_x-Emissionen auf das Serien-niveau einstellen zu können, da das im Motorsteuergerät hinterlegte Füllungsmodell bei geänderten Steuerzeiten versagte. Damit auch beim Atkinson-Cycle die Verbrennungslage gleichgehalten werden konnte, bedurfte es zum Teil einer Veränderung des Einspritzzeitpunktes der Haupteinspritzung, wobei höchstens um +1°KW Richtung Früh verstellt wurde.

Das bereits in der DK-Variation aufgezeigte Verhalten der erhöhten CO- und HC-Emissionen bei den Versionen „ENW+30 beide Atkinson“ und „Eps 15“ setzte sich auch bei der Vermessung des reduzierten Kennfeldes fort. Der Kraftstoffverbrauch und der Schwarzrauch konnten zumeist auf dem Niveau des Basismotors gehalten wenn nicht sogar etwas verbessert werden, **Diagramme 7.34 bis 7.41**. Auf die Verwendung des Atkinson-Verfahrens zur Absenkung der Stickoxidemissionen wird hier nicht eingegangen, da bei diesen Ausführungen vordergründig die Absenkung des Verdichtungsverhältnisses sowie die Erzeugung von Ladungsbewegung durch geänderte Einlasssteuerzeiten untersucht wurde und nicht Teil dieser Diplomarbeit sind.

Um nun auf die eingangs angeführte Frage zurückzukehren, ob eine weitere Absenkung des Verdichtungsverhältnisses zur Effizienzsteigerung dieses modernen PKW-Dieselmotors sinnvoll erscheint, können folgende Aussagen festgehalten werden:

Im Hinblick auf die stark erhöhten CO- und HC-Emissionen in nahezu allen untersuchten Kennfeldpunkten ist eine weitere Absenkung des Verdichtungsverhältnisses durch Vergrößerung der Kolbenmulde aus heutiger Sicht eher nicht zu erwarten, da die zum Teil gewonnen Wirkungsgradvorteile marginal sind und somit die Nachteile überwiegen. Häufig musste sogar ein etwas erhöhter Kraftstoffverbrauch festgestellt werden. Dabei kommt noch der Aspekt des Kaltstartverhaltens hinzu, das bei tiefen Außentemperaturen zumindest erschwert, wenn nicht sogar nur mehr mit Ansaugluftvorwärmung möglich ist und daher in dieser Arbeit nicht näher betrachtet wurde. Es dürfte mit einem Epsilon von 16 bis 16,5 das Optimum in Hinsicht auf Kraftstoffverbrauch, Schadstoffemissionen und Leistungsausbeute bei der Verwendung konventioneller Dieselmotoren erreicht sein, weshalb auch andere Fahrzeughersteller sich seit geraumer Zeit in diese Richtung hingetastet haben. Zur Darstellung noch niedrigerer Emissionen wird der Einsatz homogener Brennverfahren auch beim Dieselmotor nicht vorbeiführen (HCCI, HCLI, HPLI, DCCS), wobei diese jedoch nur in einem beschränkten Kennfeldbereich – untere Teillast – eingesetzt werden können. Das Atkinson-Verfahren zur Reduzierung der Stickoxidemissionen hat bei spätem Einlassschluss, erhöhtem Ladedruck, um die Füllung nicht zu verringern, und anschließender Ladeluftkühlung durchaus Potential, das bereits bei hoch aufgeladenen Großgas- und Großdiesel-Stationärmotoren Anwendung findet.

7.4 Auswertung der Indizierdaten

7.4.1 Allgemeines

Am Versuchsträger wurde der Zylinderdruck aller Brennräume als kurbelwinkelabhängige Größe zur Bestimmung des indizierten Mitteldrucks aufgezeichnet. Das **Diagramm 7.42** veranschaulicht dabei die im Druckniveau etwas versetzten Verläufe. Da es sich hier um einen Lastpunkt im AGR-Bereich handelt, kann dies mit einer AGR-Ungleichverteilung sowie grundsätzlich unterschiedlichen Ladungsmassen je Zylinder begründet werden. Auffallend ist jedoch, dass jeweils Zylinder 1 und 4 sowie Zylinder 2 und 3 denselben Druckverlauf in der Hochdruckphase aufweisen.

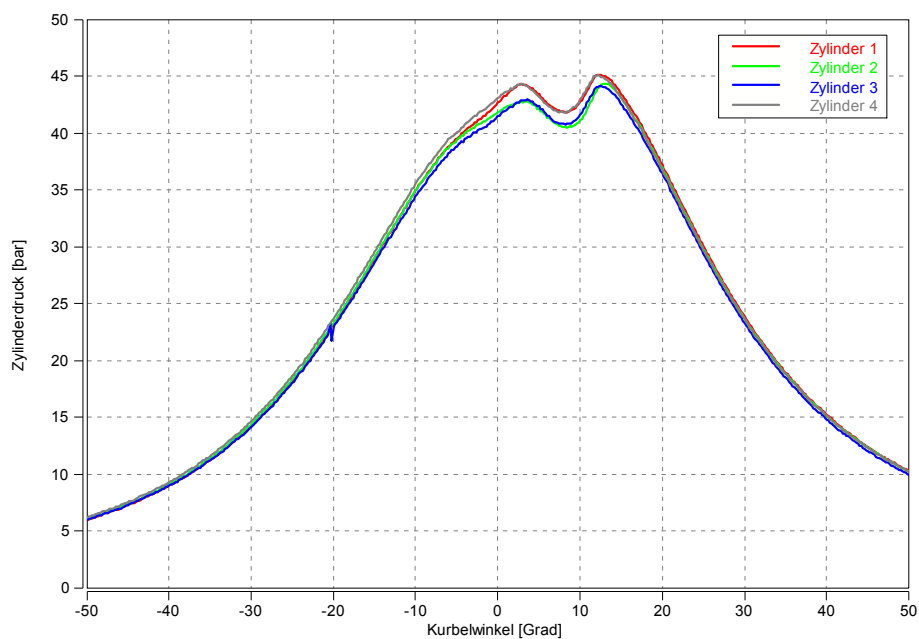


Diagramm 7.42: Zylinderdruckverlauf der vier Zylinder in Serienkonfiguration bei 2000-2

Die Aufzeichnung des Zylinderdrucks über dem Hubvolumen ist in den **Diagrammen 7.43** und **7.44** veranschaulicht und liefert durch Integralbildung die innere (indizierte) Arbeit der Hubkolbenmaschine. Es ist ein deutlicher Unterschied im Druckverlauf als auch im Spitzendruck zwischen dem Teillastpunkt (2000-2) und dem Nennleistungspunkt (4000-VL) ersichtlich. Der höchste Spitzendruck beträgt bei Nennleistung cirka 175 bar und liegt somit knapp unter der Auslegungsgrenze von 180 bar. Bei Betrachtung der Ladungswechselschleifen sind einerseits die geringeren Ladungswechselverluste und andererseits das niedrigere Druckniveau beim Ausschieben, als auch der geringere Ladedruck am Teillastpunkt erkennbar.

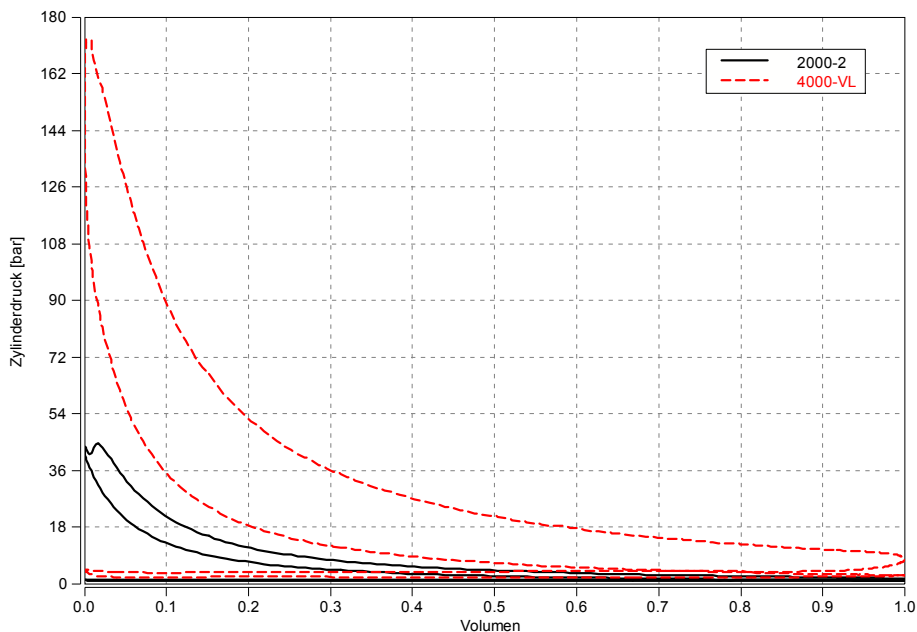


Diagramm 7.43: pV-Diagramm in Serienkonfiguration bei 2000-2 und 4000-VL

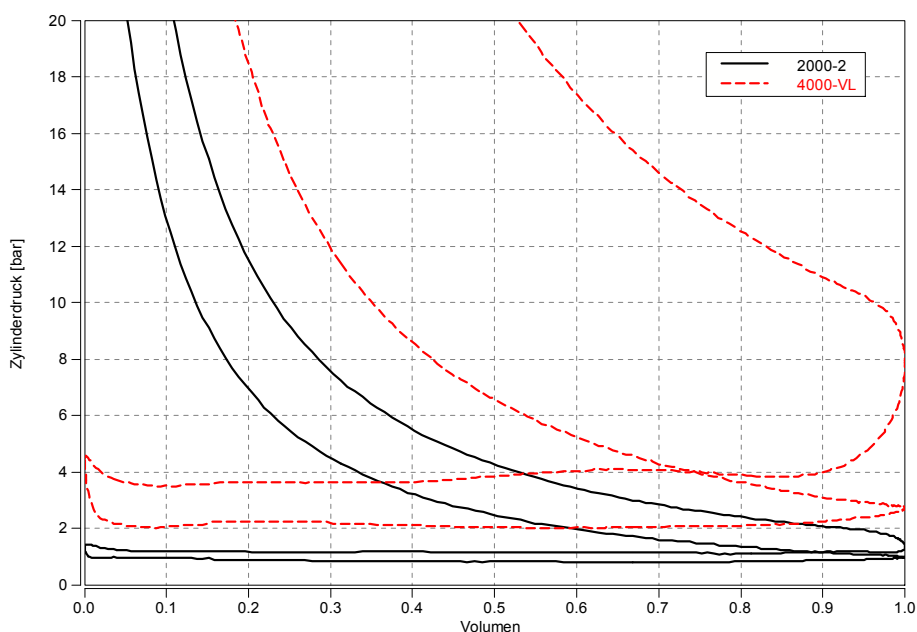


Diagramm 7.44: Detail Ladungswechselschleife bei 2000-2 und 4000-VL

7.4.2 ENW-Vergleich

Im Kapitel 7.2 konnten bereits die positiven Auswirkungen der alternativen Methoden zur Steuerung der Ladungsbewegung auf den Kraftstoffverbrauch und somit auf den effektiven Wirkungsgrad nähergebracht werden. Um dieser Tatsache auf den Grund zu gehen, wurden zunächst die Ladungswechselschleifen bei geänderten Einlasssteuerzeiten und jene bei Serienkonfiguration (jeweils bei gleichbleibendem Verdichtungsverhältnis von 16,5) einer genaueren Betrachtung unterzogen. Schon auf den ersten Blick ist eine verringerte Ladungswechselschleifenarbeit durch geringfügiges Öffnen der Drallklappen bei den alternativen Varianten (ENW \pm 30, ENW-70) in den **Diagrammen 7.45, 7.46 und 7.47**, ersichtlich, was somit einen ersten Anhaltspunkt zur Erklärung des geringeren Kraftstoffverbrauchs geliefert hat. Ob dies der einzige Effekt zur Erhöhung des effektiven Wirkungsgrades der Verbrennungskraftmaschine ist oder ob noch andere Mechanismen zum Tragen kommen, wird sich in der anschließenden Verlustanalyse herausstellen.

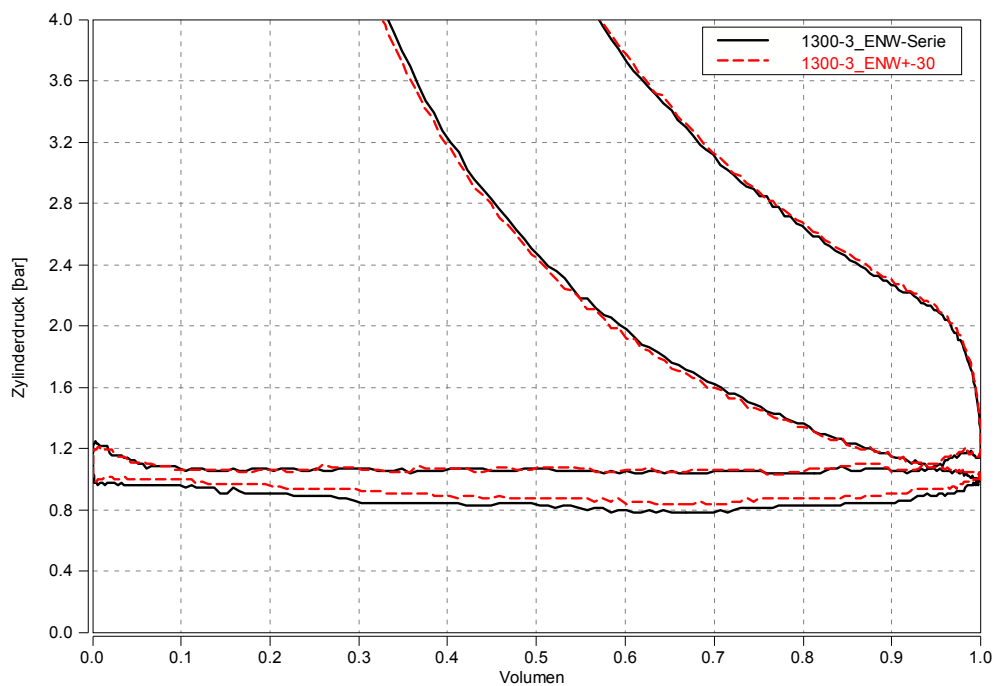


Diagramm 7.45: Ladungswechselschleifen ENW-Serie und ENW \pm 30 am Lastpunkt 1300-3

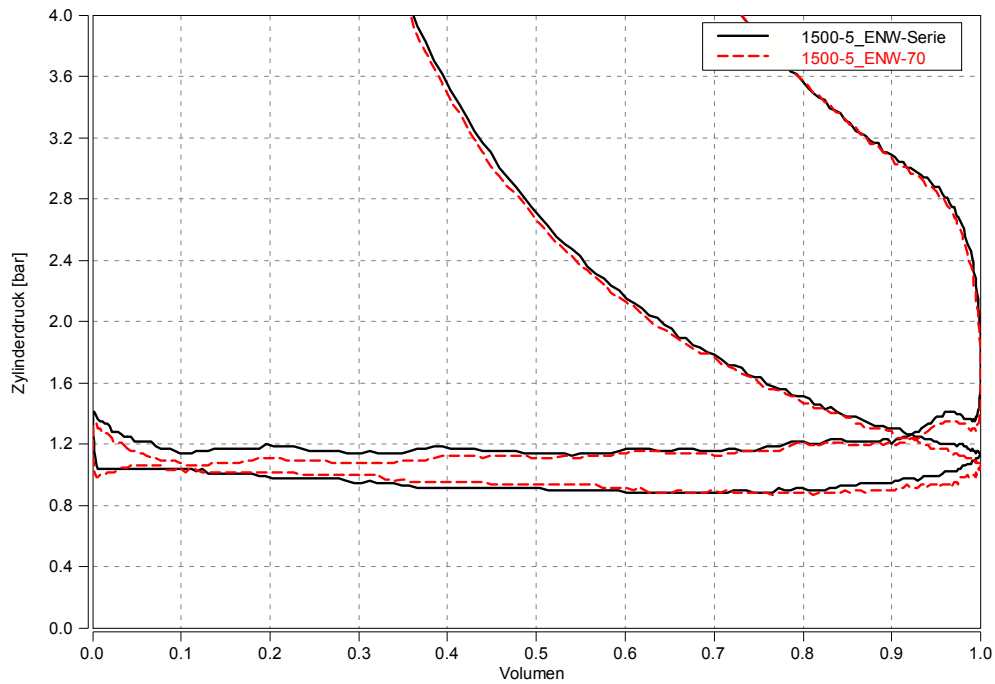


Diagramm 7.46: Ladungswechselschleifen ENW-Serie und ENW-70 am Lastpunkt 1500-5

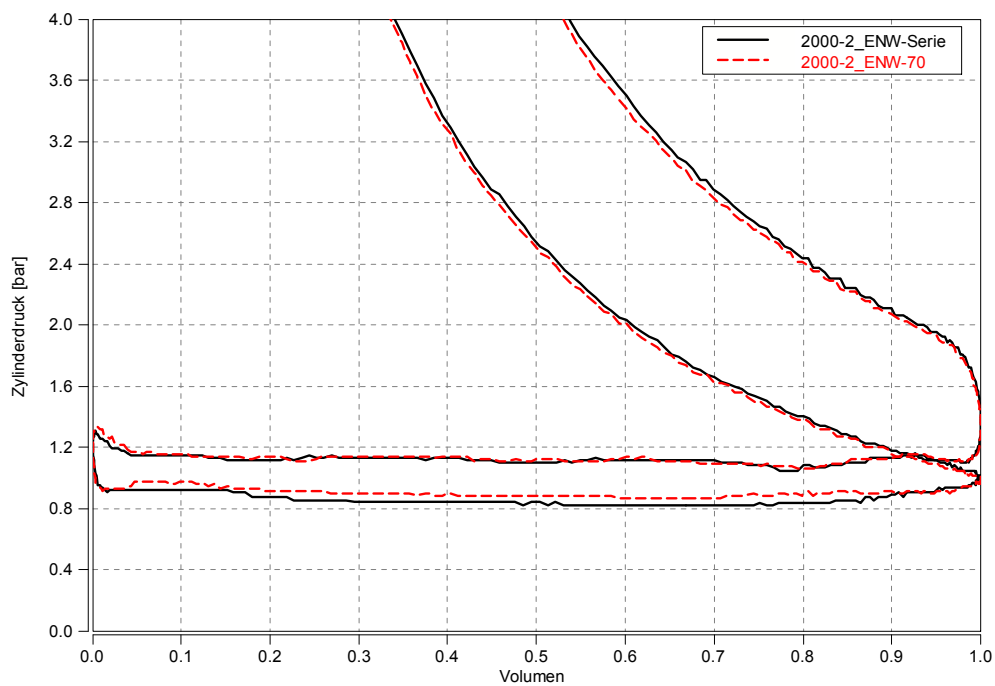


Diagramm 7.47: Ladungswechselschleifen ENW-Serie und ENW-70 am Lastpunkt 2000-2

7.4.3 Vergleich der Verdichtungsverhältnisse

Um die Auswirkungen und Unterschiede in der Verbrennung, bei Absenkung des Verdichtungsverhältnisses (VVH) zum Grundmotor, aufzuzeigen, wurden die **Diagramme 7.48** und **7.49**, welche die Lastpunkte 1750-6 und 2000-2 repräsentieren, erstellt. Dabei wurde konkret die Variante „Eps 15“ mit den neuen Kolben mit vergrößerter Mulde der Basisversion mit einem VVH von 16,5 gegenübergestellt.

Der deutlich geringere Verdichtungsenddruck und die damit verbundene niedrigere mittlere Gastemperatur beim verringerten VVH sind deutlich zu erkennen. Dass die Gastemperatur am Ende der Verbrennung über dem der Serienversion zu liegen kommt, ist durch die verschleppte Verbrennung zu erklären. Am Heizverlauf ist das Ergebnis der Optimierung der Variante „Eps 15“ – Beibehaltung der Form des Heizverlaufs und annähernd gleiche Schwerpunktlage der Verbrennung (AI50%) – verdeutlicht. Am Summenheizverlauf zeigt sich, dass die in etwa gleiche Brennstoffenergie langsamer (kleinerer Gradient) und später umgesetzt wird, was den Wirkungsgrad der Variante „Eps 15“ negativ beeinflusst. Das Ansteuersignal (Stromstärke) des Injektors des ersten Zylinders, welches mit einer Strommesszange (FLUKE 80i-110s AC/DC) am Injektorkabelbaum abgegriffen wurde, ist ebenfalls Teil dieser Diagramme. Für den Ausgangssignalpegel dieser Stromzange konnte entweder 10 oder 100 mV/A gewählt werden. Da beim N47oL ein Common-Rail-System mit Piezo-Injektoren Verwendung findet, zeichnet sich ein Einspritzereignis durch eine positive Stromspitze, um den Injektor zu öffnen, und einer anschließenden negativen Stromspitze zur Schließung der Düsennadel, aus. Es sind bei beiden abgebildeten Lastpunkten jeweils drei Einspritzereignisse erkennbar, wobei die ersten beiden Doppelausschläge die beiden Voreinspritzungen charakterisieren. Anschließend folgt die Haupteinspritzung, durch die der größere Anteil der Brennstoffmasse in den Zylinder eingebracht wird – erkennbar durch die längere Pause zwischen positivem und negativem Peak. Nur im Emissions- und akustisch relevanten Betriebsbereich werden zwei Voreinspritzungen, bei höheren Lastpunkten nur mehr eine Voreinspritzung, aktiviert.

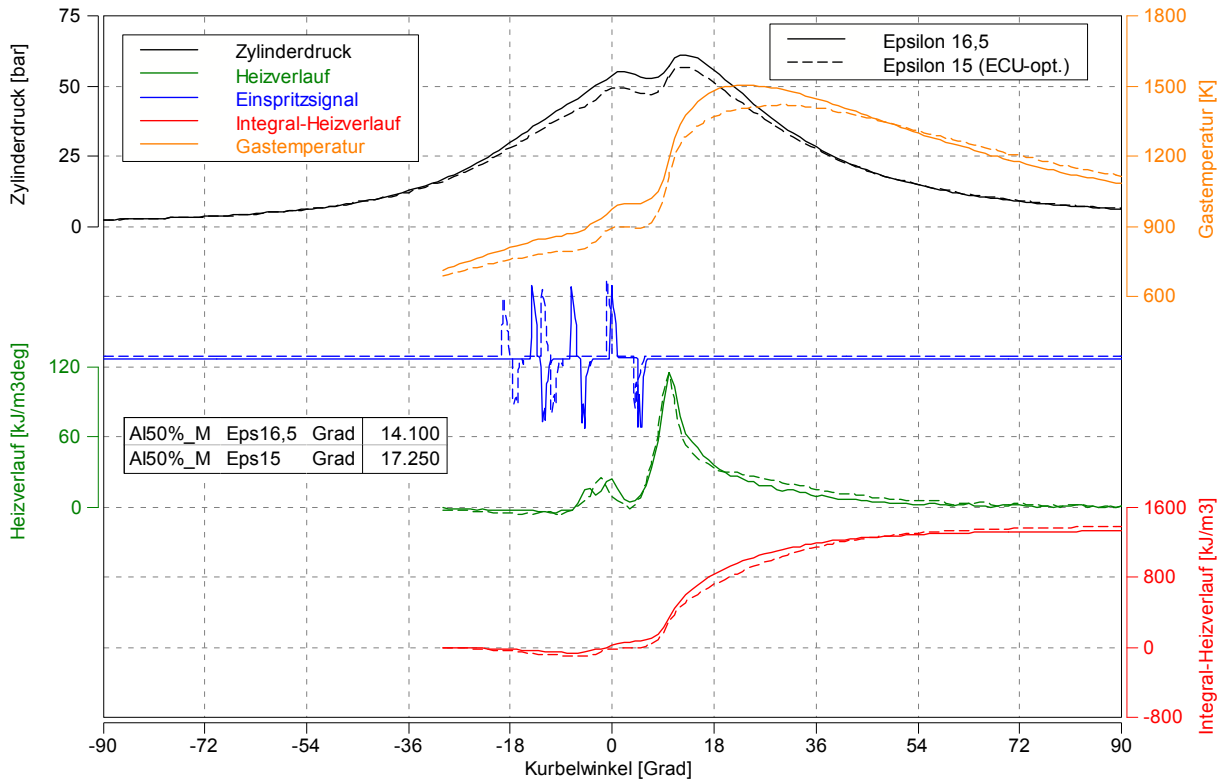


Diagramm 7.48: Vergleich der Indizierdaten des Serienmotors mit Eps 15 am Lastpunkt 1750-6

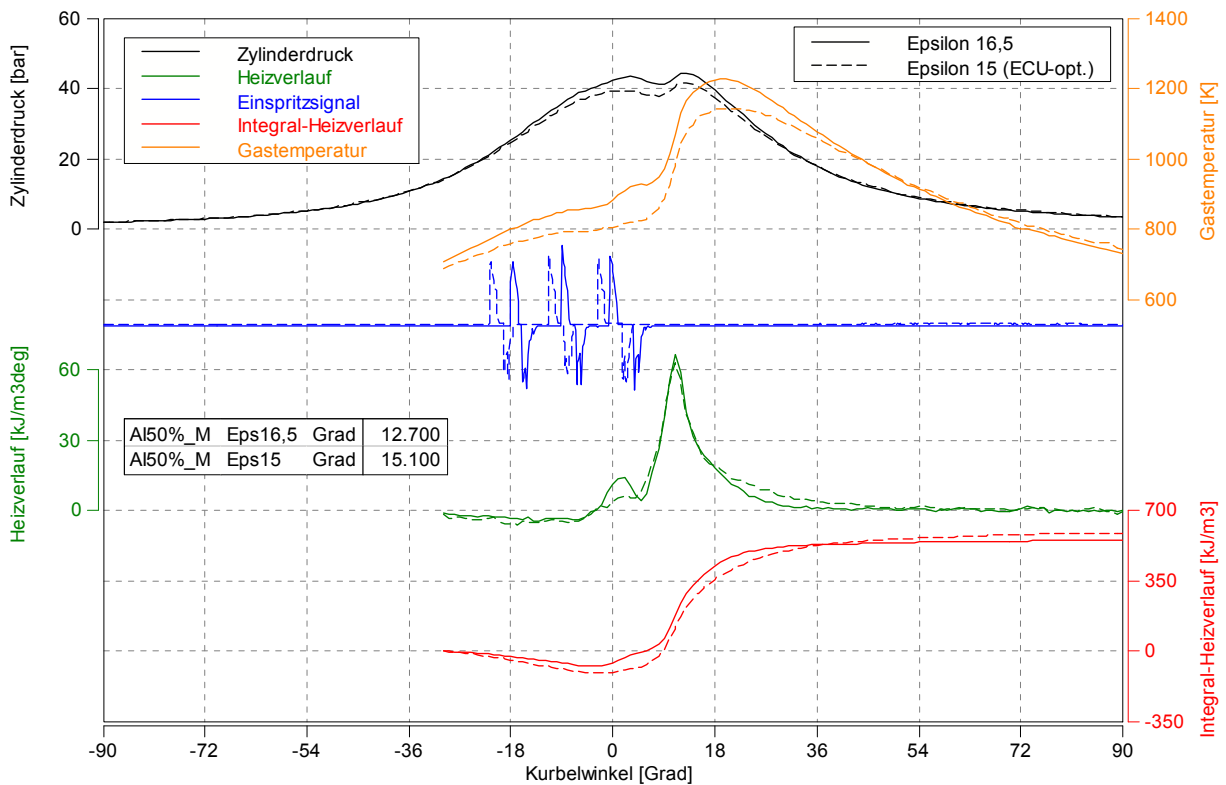


Diagramm 7.49: Vergleich der Indizierdaten des Serienmotors mit Eps 15 am Lastpunkt 2000-2

Die beiden obigen Diagramme zeigen den Sachverhalt des erhöhten Brennraumdrucks am Ende der Expansionsphase bei verringertem Verdichtungsverhältnis nicht deutlich genug, weshalb das **Diagramm 7.50** hinzugezogen wird. Die Ursache für diesen höheren Zylinderdruck liegt in der verschleppten Verbrennung, die den Gleichraumgrad maßgeblich verringert. Dadurch kommt es zu höheren Abgastemperaturen am Ende der Expansionsphase. Bezug nehmend auf den idealisierten Gleichraumprozess weist dieser im Vergleich zum Seiliger- und Gleichdruckprozess die geringste Abgastemperatur bei gleicher Wärmezufuhr auf. Somit sinkt bei einer verschleppten Verbrennung der Gleichraumanteil und der Gleichdruckanteil wird erhöht, wodurch sich die Gastemperatur in der Expansionsphase erhöht.

Außerdem zeichnet sich anhand der Ladungswechselschleife ein etwas geringerer Ladungswechselverlust bei der Variante „Eps 15“ ab, der in der nachfolgenden Verlustanalyse ebenso aufscheint, worauf hier bereits vorgegriffen wird. Vorwiegend ist die Verringerung dieses Verlustes dem geringfügigen Öffnen der Drallklappen sowie der allgemeinen Optimierung des Motorsteuergerätes zuzuschreiben.

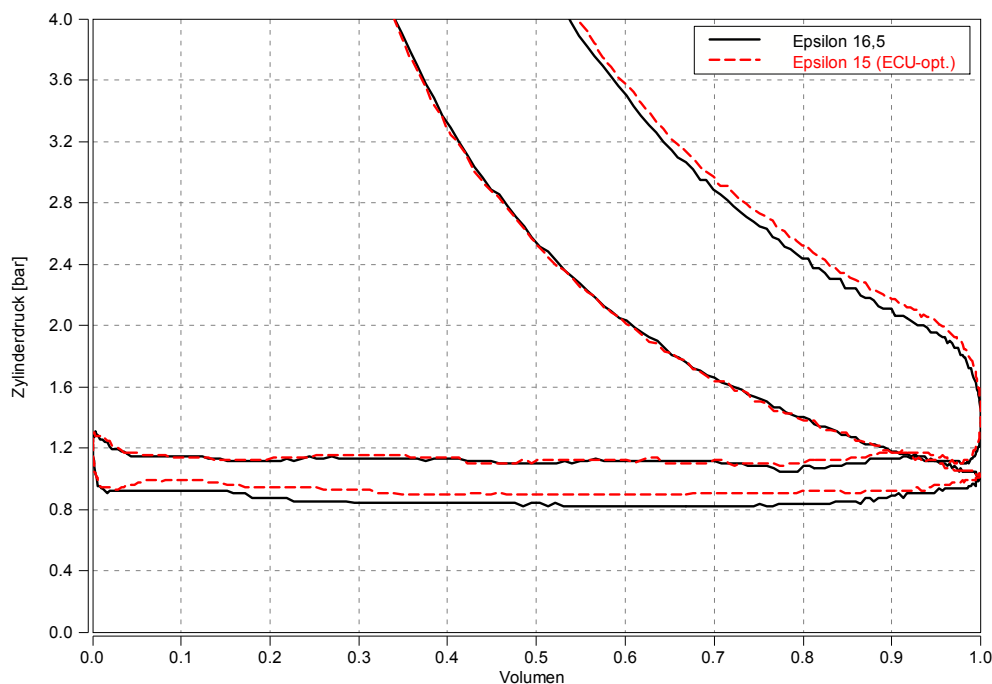


Diagramm 7.50: pV-Diagramm von Eps 15 im Vergleich zum Basismotor am Lastpunkt 2000-2

7.5 Verlustanalyse

7.5.1 Methodik

Zur Fortführung der Ursachenforschung, woher nun der Verbrauchsgewinn bei den alternativen Varianten zur Steuerung der Ladungsbewegung kommt, wurde eine Verlustanalyse unter Zuhilfenahme der Software CORA (Combustion Optimization Research and Analysis) durchgeführt. Ziel der Verlustteilung ist eine Quantifizierung der am realen Motor auftretenden Wirkungsgradeinbußen zur Bewertung des gesamten Motorprozesses. Dazu musste jeweils ein gemessener Zylinderdruckverlauf zur Analyse vorgegeben werden. Am unteren Ende der Skala befindet sich der effektive Wirkungsgrad, der sich aus dem gemessenen spezifischen Kraftstoffverbrauch am stationären Motorprüfstand und dem unteren Heizwert des Kraftstoffes errechnet. Der theoretisch höchstmögliche Wirkungsgrad (vollkommener Motor mit realer Ladung) wird unter Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der thermodynamischen Stoffwerte im Wesentlichen vom Verdichtungsverhältnis und vom Luftverhältnis bestimmt. Der Unterschied zwischen beiden Wirkungsgraden lässt sich nun als gesamter Wirkungsgradverlust deklarieren, der bei der Analyse in die Einzelverluste (unvollständige Verbrennung, realer Verbrennungsablauf, Wandwärmeverluste, Ladungswechselerluste und Verluste durch mechanische Reibung) unterteilt werden kann.

Die Durchführung der Verlustanalyse erforderte neben dem Input des jeweiligen Zylinderdruckverlaufs detaillierte Angaben über die Steuerzeiten (ES, AÖ), den Lastpunkt, die geometrischen Daten des Kurbeltriebs, das Verdichtungsverhältnis, der Zylinderdruck nach Einlassschluss, die Frischluftmasse, den Restgasgehalt, die AGR-Rate, die Kraftstoffeigenschaften und die unverbrannte Energie im Abgas. Weitere Informationen über das anzuwendende Wärmeübergangsmodell (z. B. Woschni/Huber) und die auftretenden Oberflächentemperaturen (Kolben, Zylinderkopf und Laufbuchse) runden die Eingabe des Input-Files ab.

Bei der Durchführung der Analyse mussten unterdessen die Energiebilanz (integraler Brennverlauf bezogen auf die zugeführte Kraftstoffenergie vermindert um die Energie der Unverbrannten im Abgas) und der errechnete ERROR-Wert im Auge behalten werden. Letzterer beschreibt die Summe aller Abweichungen zwischen Messung und Rechnung. Die Differenz entsteht aus der Akkumulation aller Unsicherheiten, die sich aus der Vorgabe der zugeführten Kraftstoffmasse, der Vorgabe der unverbrannten Energie im Abgas sowie aus der Zylinderdruckindizierung und der thermodynamischen Druckeinpassung ergeben. Durch geringfügiges Anpassen der Frischluftmasse, die am Motorprüfstand aus dem Signal der Lambdasonde berechnet wurde, konnten der ERROR-Wert ($< \pm 0,1\%$) und gleichzeitig die Energiebilanz ($99,5\% < x < 100,5\%$) auf vertretbare Größenordnungen getrimmt werden. Da die Luftmasse nicht direkt ermittelt wurde, stellte diese Kenngröße die einzige Unsicherheit in der Eingabe dar, weshalb diese nun als globaler Parameter zur Einpassung der Energiebilanz, die ohnehin nur geringfügig von 100% abwich, herangezogen wurde.

Die **Diagramme 7.51, 7.52 und 7.53** beinhalten nun die detaillierte Auflistung der Einzelverluste der untersuchten Wärmekraftmaschine an drei verschiedenen Lastpunkten bei unterschiedlichen Konfigurationen.

7.5.2 Ergebnisse

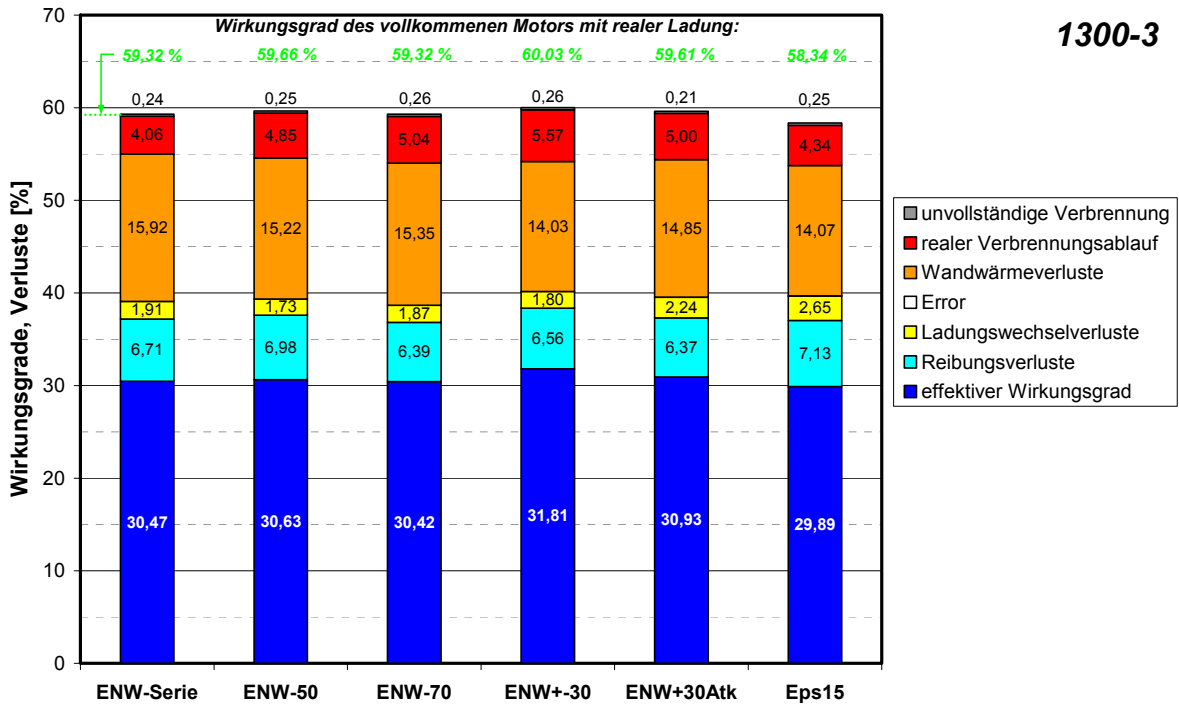


Diagramm 7.51: Verlustteilung am Lastpunkt 1300-3

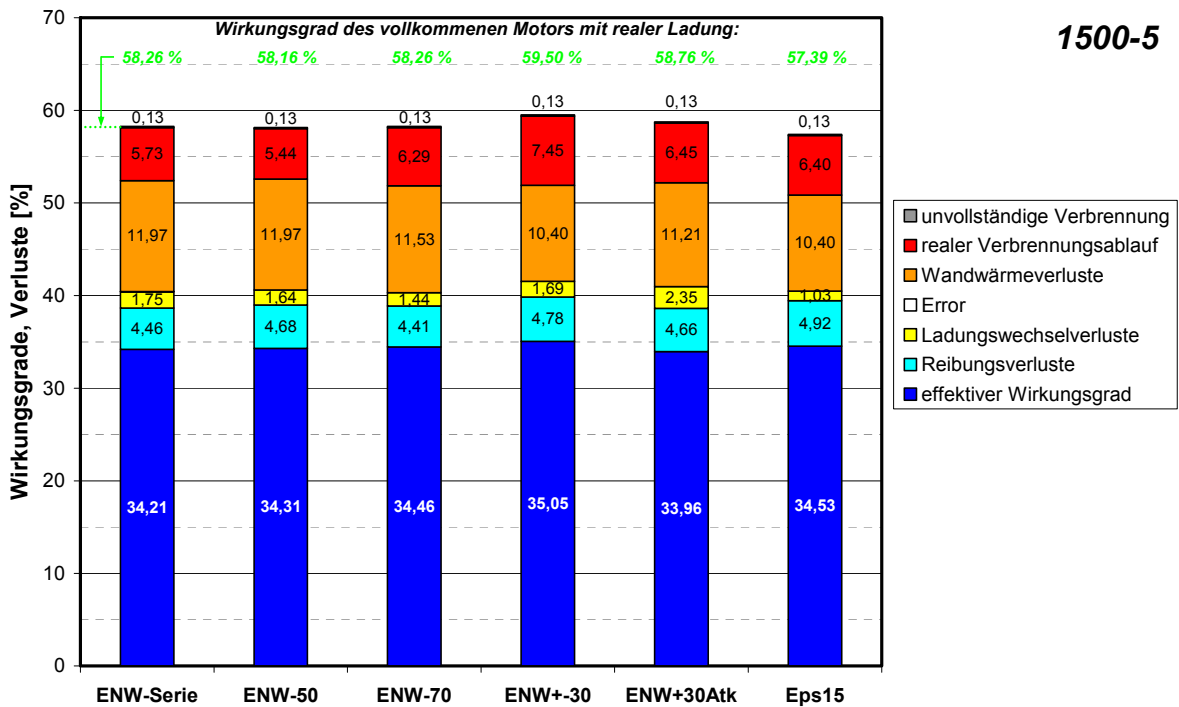


Diagramm 7.52: Verlustteilung am Lastpunkt 1500-5

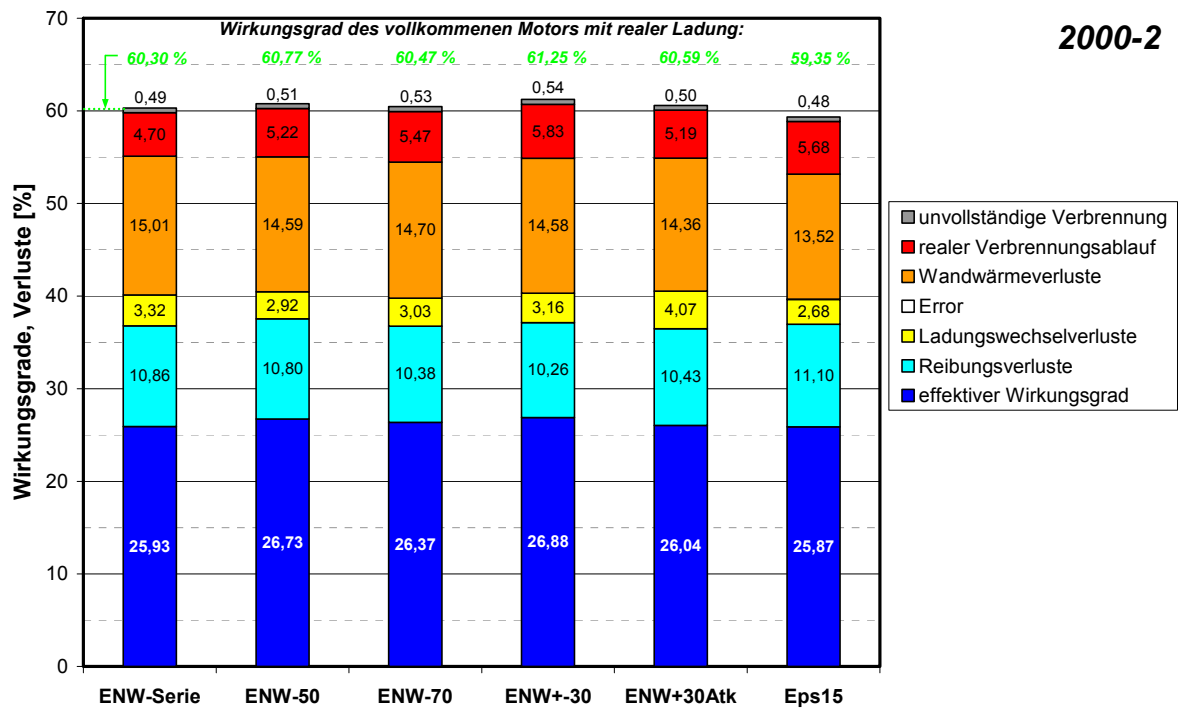


Diagramm 7.53: Verlustteilung am Lastpunkt 2000-2

7.5.3 Diskussion der Ergebnisse der Verlustanalyse

Die Verlustteilungen der in den obigen Diagrammen aufgelisteten Konfigurationen stellen sowohl die untersuchten ENW-Varianten als auch die Versionen mit reduziertem Verdichtungsverhältnis dar. Allen voran ist die Basisversion (ENW-Serie) mit unveränderter Hardware und unveränderten Steuergeräteparametern als Referenz angeführt.

Beim Vergleich der alternativen Varianten zur Steuerung der Ladungsbewegung (ENW-50, ENW-70 und ENW \pm 30) mit dem Grundmotor bestätigt sich das bereits bekannte Verhalten, dass der effektive Wirkungsgrad aufgrund des verringerten Kraftstoffverbrauchs etwas erhöht werden konnte. Dabei stellt sich die Variante ENW \pm 30 als die beste heraus. Der leicht erhöhte effektive Wirkungsgrad erweist sich nach näherer Betrachtung der durchgeführten Verlustanalyse als ein Zusammenwirken zweier wesentlicher Parameter. Einerseits steigert die etwas größere Zylinderladung (Frischlufthmasse) durch das erhöhte Luftverhältnis den Wirkungsgrad des vollkommenen Motors, und andererseits werden durch das leichte Öffnen der Drallklappen die Ladungswechselverluste, was in den vorigen Kapiteln bereits gezeigt werden konnte, vermindert. Aufgrund des um 30°KW später schließenden Tangentialkanals (verglichen mit dem Seriennockenprofil) wird das effektive Verdichtungsverhältnis etwas reduziert. Der dadurch etwas geringere Verdichtungsdruck (niedrigere mittlere Gastemperatur) in Kombination mit dem größeren Luftverhältnis Lambda bewirkt aufgrund der kühlenden Wirkung zusätzlich eine Verringerung der Wandwärmeverluste, was sich ebenfalls in geringem Ausmaß in der Verlustanalyse abzeichnet. Dies führt in Summe sodann zu einem höheren effektiven Wirkungsgrad, einem verringerten Kraftstoffverbrauch und in weiterer Folge zu geringeren CO₂-Emissionen des Versuchsträgers.

Mit der Variante „Eps 15“ konnte trotz verringerten theoretischen Wirkungsgrades durch Optimieren des Datensatzes dennoch ein passabler, zumeist sogar ein gesteigerter effektiver Wirkungsgrad erzielt werden. Durch Anwenden der Verlustteilung zeigt sich, dass die Wandwärmeverluste dabei aufgrund des erheblich geringeren Verdichtungsdrucks (geringere mittlere Gastemperatur) deutlich und die Ladungswechselverluste (Ausnahme: 1300-3) in geringerem Ausmaß reduziert werden.

Der untersuchte Atkinson-Cycle (ENW+30Atk) weist durch das Ausschleichen der Ladungsmasse vor ES erhöhte Verluste durch den Ladungswechsel auf, wobei auch beim Einsatz dieser Einlassnockenwelle die auftretenden Wandwärmeverluste etwas verringert sind. Dies kann wie bei der Version „Eps 15“ auf die geringere mittlere Gastemperatur zurückgeführt werden. Es sei ausdrücklich darauf hingewiesen, dass die Untersuchung des Atkinson-Verfahrens vorwiegend zur Reduktion des effektiven Verdichtungsverhältnisses herangezogen wurde, weshalb auch der Ladedruck zur Kompensation der verringerten Ladungsmasse nicht erhöht wurde. Das Applikationsziel, die Beibehaltung der serienmäßigen NO_x-Emissionen, stand dabei immer im Vordergrund. Durch die geringere mittlere Gastemperatur und den daraus verringerten Stickoxidemissionen konnte durch Verschieben des SOI in Richtung Früh entgegengewirkt, und in weiterer Folge ein dem Grundmotor entsprechender effektiver Wirkungsgrad erzielt werden.

7.6 Warmlaufuntersuchungen

Grundsätzlich ist das Aufwärmverhalten eines Verbrennungsmotors von entscheidender Bedeutung, da speziell in diesem Bereich die Schadstoffemissionen und der Reibmitteldruck der Hubkolbenmaschine am größten sind, was zu einem erhöhten Kraftstoffverbrauch führt. Deshalb ist man bestrebt, den Motor möglichst rasch auf Betriebstemperatur zu bringen. Daher beschäftigt sich diese Messreihe mit den Auswirkungen auf das Aufwärmverhalten hinsichtlich Kühlmitteltemperatur, Kraftstoffverbrauch und den Schadstoffemissionen bei geänderten Hardwarekomponenten (Einlassnockenwellen und Kolben).

Wie bereits angedeutet, wurden diese Messungen an einem stationären Betriebspunkt durchgeführt. Es war jedoch nicht möglich, das Aufwärmverhalten anhand des gesetzlichen Typprüfzyklus (NEDC) zu überprüfen, da diese Art der Untersuchungen nur auf einem dynamischen Prüfstand durchgeführt werden können. Es liegen zwar Daten in den jeweiligen ENW-Konfigurationen vor, der Schwerpunkt wurde dabei aber auf die Besonderheiten bei verringertem Verdichtungsverhältnis (Eps 15) im Vergleich zur Serienkonstellation gelegt. Die genaue Durchführung des Messablaufs wurde bereits in Kapitel 6 beschrieben.

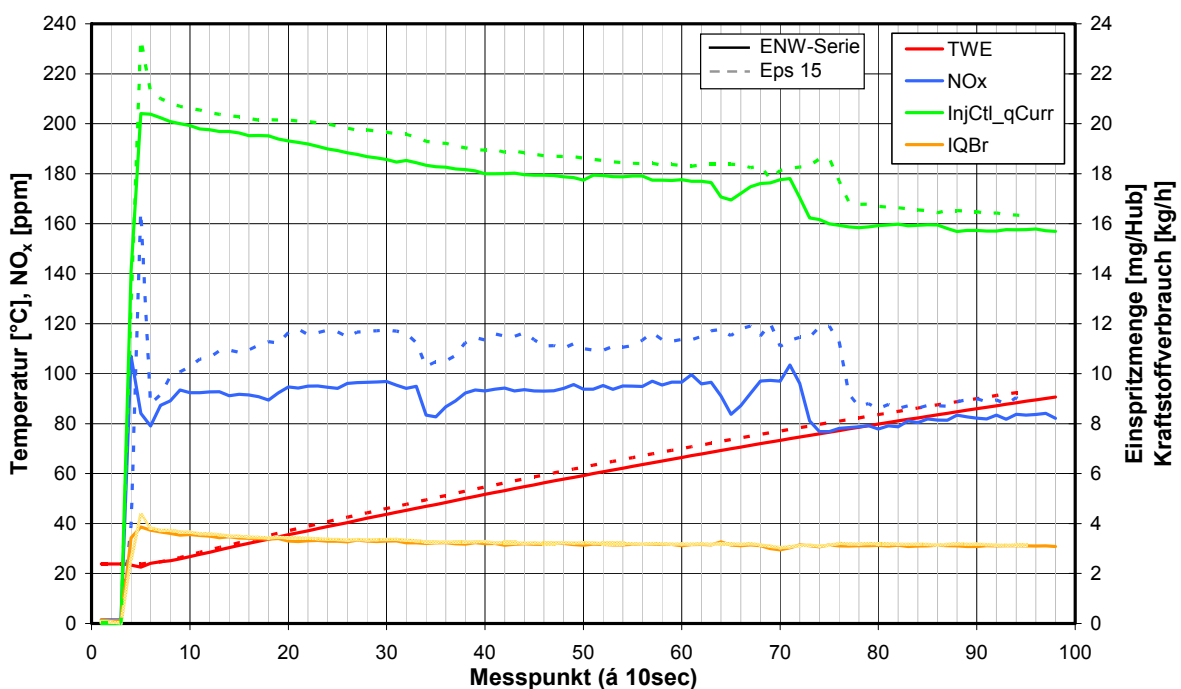


Diagramm 7.54: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen, NO_x-Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs am Lastpunkt 1500-5

Das **Diagramm 7.54** veranschaulicht die zeitlichen Verläufe der Kühlmiteleintrittstemperatur (TWE), der Stickoxidemissionen und des Kraftstoffverbrauchs (IQBr) in kg/h, gemessen über die Kraftstoffwaage. Zusätzlich ist noch der aus dem Motorsteuergerät ausgelesene Wert der aktuellen Einspritzmenge (InjCtl_qCurr) in mg/Hub abgebildet. Gestartet wurde der Motor bei einer Kühlmitteltemperatur von 24°C. Trotz verringerter mittlerer Gastemperatur bei der Variante „Eps 15“ konnte bei gleicher Messzeit eine etwa 2 bis 4°C höhere Kühlwassereintrittstemperatur verzeichnet werden. Dies wird vermutlich auf die höhere Gastemperatur

gegen Verdichtungsende und somit höheren Abgastemperaturen zurückzuführen sein. Aufgrund der Kraftstoffverbrauchsmessung sind keine nennenswerten Unterschiede in den Aufzeichnungen erkennbar. Lediglich bei der hohen Auflösung der Einspritzmenge, die aus der EDC ausgelesen wurde, ist eine geringfügige Differenz, zum Nachteil der Variante mit verringertem VVH, dokumentiert. Die Stickoxidemissionen weisen trotz optimiertem Datensatz (identische NO_x wie die Serie), jedoch im betriebswarmen Zustand, ein etwas höheres Niveau auf. Dies kann durch eigens für den Warmlauf im Motorsteuergerät hinterlegte und abgeänderte Parameter begründet werden, da sich die NO_x -Emissionen nach etwa 780 Sekunden ($\sim 80^\circ\text{C}$ Kühlmitteltemperatur) sprunghaft an die Linie von ENW-Serie annähern. Die nach cirka 330 Sekunden auftretende Unstetigkeit in der Linie der Stickoxidemissionen kennzeichnet das Öffnen des AGR-Kühler Bypasses bei einer Kühlmittelleintrittstemperatur von knapp 50°C .

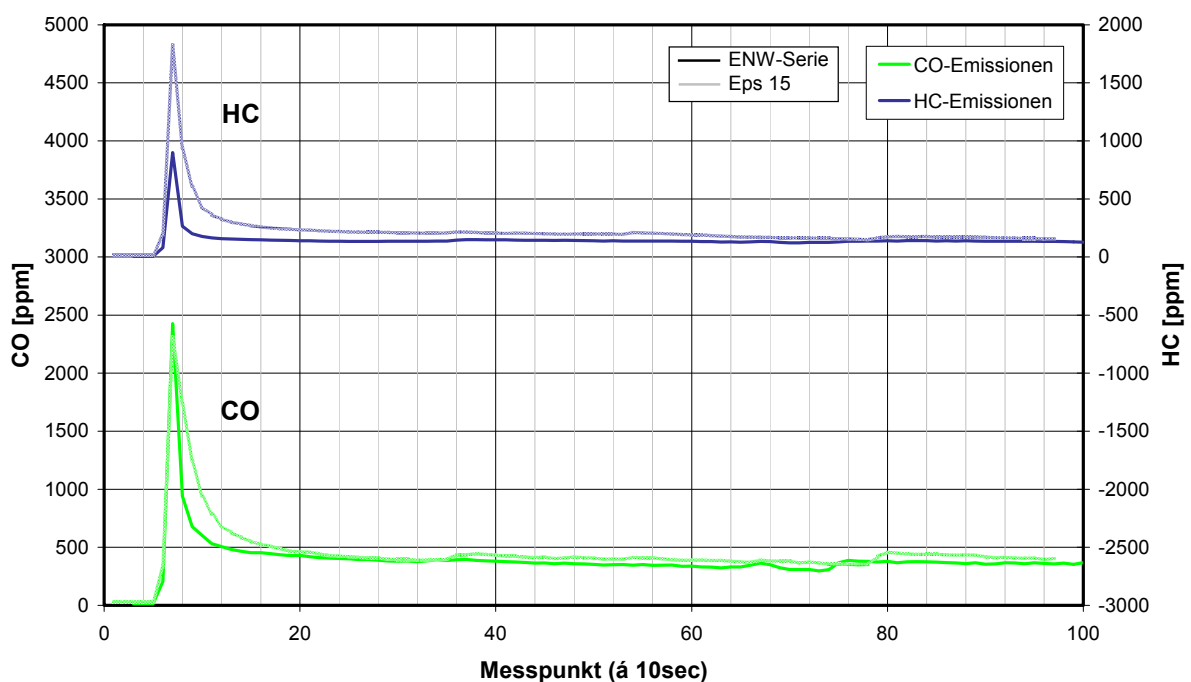


Diagramm 7.55: Zeitlicher Verlauf der CO- und HC-Emissionen am Lastpunkt 1500-5

Einen Überblick der CO- und HC-Emissionen über die Messzeit gibt das **Diagramm 7.55**. Die CO-Emissionen befinden sich nach Motorstart bei beiden Versionen auf nahezu identischem Niveau, wobei die Emissionen der Version „Eps 15“ etwas langsamer abklingen. Weiters sticht bei der Variante „Eps 15“ der extreme HC-Peak ins Auge. Dass diese Variante erhöhte CO- und HC-Emissionen aufweist, war bereits aus den vorangegangenen Messungen zu erwarten, was sich auch nach dem Erreichen der Betriebstemperatur bestätigte. Der Peak bei beiden Kurven ist auf das nicht verfügbare Schnellglühsystem zurückzuführen, da die Brennraumzugänge mit Glühkerzenadaptern zur Indizierung anstatt mit den originalen Glühstiften belegt wurden. Die hohen Emissionen bei einem VVH von 15 deuten bereits die Kaltstartproblematik eines niedrigen Verdichtungsverhältnisses bei tiefen Außentemperaturen an.

8 Zusammenfassung und Ausblick

Entsprechend der Aufgabenstellung wurden nach einer gründlichen Aufnahme des Istzustandes des EURO 5 Grundmotors alternative Verfahren zur Steuerung der Ladungsbewegung sowie eine generelle Absenkung des Verdichtungsverhältnisses mit den Methoden der 1D-Ladungswechsel-Simulation und im Experiment untersucht. Dabei stellte sich heraus, dass die Resultate aus der Simulation, trotz gut abgestimmtem Boost-Modell, nicht mit denen aus dem Experiment korrelierten. Dies bekräftigte die Tatsache, dass die durchgeführten Arbeiten am Motorprüfstand unverzichtbar waren.

Bereits in der Anfangsphase der Messungen am stationären Motorprüfstand (DK-, AGR-Variation) konnten erste Erfolge mit den neuen Einlassnockenwellen zur Generierung einer alternativen Ladungsbewegung verzeichnet werden. Diese beliefen sich auf einen verringerten Kraftstoffverbrauch bei gleichbleibender Filter-Smoke-Number und annähernd konstanten Stickoxidemissionen durch gezieltes Optimieren (Öffnen) der Drallklappenposition, was unter anderem auf eine kleinere Ladungswechselschleife und einen etwas erhöhten Luftaufwand zurückzuführen war. Diese Vermutungen konnten in der Auswertung der Indizierdaten und in der Verlustanalyse eindrucksvoll unter Beweis gestellt werden.

Die Motivation, variable Ventiltriebe auch in modernen PKW-Dieselmotoren einzusetzen, ist vor allem durch künftige Emissionsgesetzgebungen, die als Technologietreiber die Weiterentwicklung der dieselmotorischen Verbrennung vorantreibt, geprägt. Dass eine Abänderung der Seriensteuerzeiten – bei nach wie vor starren Einlasssteuerzeiten – zur Erhöhung des effektiven Wirkungsgrades führte, konnte in dieser Arbeit nachgewiesen werden. Die Auswirkungen auf den realen Fahrbetrieb und den NEDC gilt es jedoch noch zu verifizieren. Der Einsatz teilvariabler Nockentriebe, sogenannter Schaltnockensysteme (z. B. Audi Valvelift System), würde zumindest den an der Volllast auftretenden Füllungsverlust relativieren und die Kosten dennoch in einem erträglichen Rahmen halten. Dabei könnten zwei Nocken für die untere Teillast (früher ES des Füllungskanals) und die anderen beiden Nockenkonturen zur Darstellung höchster Leistungsdichten optimiert werden. Die eleganteste Methode wäre die Verwendung eines vollvariablen Ventiltriebs (z. B. Fiat MultiAir), der alle Möglichkeiten (Multihub) zur Steuerung des Ladungswechsels bietet. Um damit allerdings den frühen ES des Füllungskanals abzubilden, muss für jedes Einlassventil ein eigenes Ventilsteuermodul verbaut werden, was mit erhöhtem Regelungsaufwand und erhöhten Kosten einhergeht. Der tatsächliche Nutzen eines vollvariablen Ventiltriebs im Vergleich zu den obigen Alternativen müsste beim PKW-Dieselmotor in einer gesonderten Untersuchung verifiziert werden.

Die großen Vorteile der starren Öffnungszeiten der Einlassventile liegen in der einfachen Realisierbarkeit und den nahezu gleichbleibenden Herstellungskosten, wodurch die negativen Auswirkungen, Optimierung nur auf untere Teillast möglich und verringerte Nennleistung durch Rücknahme der Einspritzmenge aufgrund von Füllungsproblemen, aufgewogen werden. Deshalb würde sich ein Einsatz dieses Konzepts für eine Einstiegsmotorisierung mit reduzierter Spitzenleistung anbieten, da hier der Füllungsverlust an der Vollast (Nennleistungspunkt) toleriert werden kann.

Die Vermessung der Varianten bei verringertem Verdichtungsverhältnis wiesen kaum Potential zur Kraftstoffverbrauchseinsparung auf. Dabei musste durch die geänderte Kolbenmuldengeometrie ein stark erhöhter Schadstoffausstoß (CO, HC) verzeichnet werden. Die Ergebnisse haben dennoch gezeigt, dass sich im Vergleich zum Basismotor der Rauch-NO_x Trade-off verbessern lässt, was zur Erfüllung künftiger Abgasgesetzgebungen von entscheidender Bedeutung sein wird. Da bei reduziertem VVH die Auslegungsgrenzen (maximaler Zylinderdruck und höchst zulässige Abgastemperatur) nicht überschritten werden, wäre somit durch Modifizieren des aktuellen Datenstandes (neues Applizieren) durchaus noch Potential für eine Leistungssteigerung (erhöhte Mengenfregabe) vorhanden. Somit stehen diese beiden Effekte den nach wie vor erhöhten CO- und HC-Emissionen gegenüber, denen aber vermutlich mit einer angepassten Düsengeometrie entgegnet werden kann.

Die Thematik erweiterter Variabilitäten im Ventiltrieb wird spätestens bei der Erfüllung künftiger Emissionsgrenzwerte bei möglichst niedrigen CO₂-Emissionen aufgegriffen werden. Um die Wettbewerbsfähigkeit des Dieselmotors im PKW-Sektor zu wahren, müssen sowohl die Emissionen, bevorzugt durch innermotorische Maßnahmen, weiter verringert (allen voran die Stickoxide) als auch die Effizienz dieses Triebwerks weiter verbessert werden.

Dass Entwicklungen in diese Richtung durchaus Potential bieten, hat auch Mitsubishi mit der Vorstellung des neu entwickelten Dieselmotors 1,8 l DI-D⁺ MIVEC, der mit Einführung des kompakten Crossover-Modells ASX im Sommer 2010 erstmals verbaut wird, frühzeitig erkannt, was erst kurz vor Fertigstellung dieser Arbeit bekannt wurde. Mitsubishi setzt dabei als erster Hersteller eine variable Ventilsteuerung auf der Einlassseite in einem PKW-Dieselmotor ein. Die bereits aus den Ottomotoren bekannte MIVEC-Technologie kann sowohl die Ventilhuben als auch die Steuerzeiten an den Motorbedarf anpassen. Detaillierte Informationen bezüglich Aufbau, Umschaltpunkte, verwendete Nockenprofile u.a. des im neuen Dieselmotor eingesetzten MIVEC-Systems standen bei Abschluss dieser Diplomarbeit leider noch nicht zur Verfügung.

9 Literaturverzeichnis

- [1] Staub, Peter et al. (2003): Neue Potentiale für den Dieselmotor durch erweiterte Variabilitäten, in: 9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“ (Graz, September 2003), S. 331-347; Heft 83, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU-Graz
- [2] Pischinger, Rudolf; Klell, Manfred; Sams, Theodor; (2010): Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Springer Verlag Wien New York, 3. Auflage
- [3] van Basshuysen, Richard; Schäfer, Fred; (2007): Handbuch Verbrennungsmotor, Vieweg Verlag, 4. Auflage
- [4] Golloch, Rainer; (2005): Downsizing bei Verbrennungsmotoren, Springer-Verlag Berlin Heidelberg
- [5] Braess, Hans-Hermann; Seiffert, Ulrich; (2007): Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik, Vieweg Verlag, 5. Auflage
- [6] Wimmer, Andreas: Fahrzeug- und Motorenmesstechnik, Vorlesung an der Technischen Universität Graz, 2006
- [7] Technische Abkürzungen unter: www.opel.de/dialog/faq/content.act?kategorie=5&
(Datum des Zugriffs: 26.05.2010)
- [8] Helbig, Jan et al. (2006): Der neue 1,8-l-Vierzylinder-T-FSI-Motor von Audi, Teil 2: Konstruktion Anbauteile und Thermodynamik, in: MTZ 11/2006, Jahrgang 67, S. 885-892
- [9] Unger, Harald et al. (2008): Die Valvetronic – Erfahrung aus sieben Jahren Großserie und Ausblick in die Zukunft, in: MTZ 07-08/2008, Jahrgang 69, S. 598-605
- [10] Bernard, Lucio et al. (2009): Elektrohydraulische Ventilsteuerung mit dem „MultiAir“-Verfahren, in: MTZ 12/2009, Jahrgang 70, S. 892-899
- [11] Neyer, Dieter; Dorenkamp, Richard; Rottenkolber, Paul (2001): 25 Jahre Dieselmotoren bei VOLKSWAGEN, in: Sonderausgabe der MTZ 05/2001

- [12] Bauder, Richard et al. (2004): Der neue 3,0-l-V6-TDI-Motor von Audi, Teil 2: Thermodynamik, Applikation und Abgasnachbehandlung, in: MTZ 09/2004, Jahrgang 65, S. 684-694
- [13] Schutting, Eberhard et al. (2007): Miller- und Atkinson-Zyklus am aufgeladenen Dieselmotor, in: MTZ 06/2007, Jahrgang 68; S. 480-485
- [14] Tomoda, T. et al. (2009): Improvement of Diesel Engine Performance by Variable Valve Train System, in: 30. Internationales Wiener Motorensymposium 2009, S. 171-185
- [15] Steinparzer, Fritz et al. (2007): Der neue Vierzylinder-Dieselmotor von BMW, Teil 1: Konzept, Mechanik und Gemischbildung, in: MTZ 11/2007, Jahrgang 68, S. 932-943
- [16] Steinparzer, Fritz et al. (2007): Der neue Vierzylinder-Dieselmotor von BMW, Teil 2: Funktions- und Fahrzeugergebnisse, in: MTZ 12/2007, Jahrgang 68, S. 1080-1085
- [17] Eichlseder, Helmut; Klütting, Manfred; Piock, Walter F.; (2008): Grundlagen und Technologien des Ottomotors: Der Fahrzeugantrieb, Springer-Verlag Wien NewYork
- [18] Schaffer, Klaus; Luef, Reinhard; Prof. H. Eichlseder (2010): Ventiltriebsvariabilitäten bei PKW-Dieselmotoren, in: 3. MTZ-Fachtagung, Ladungswechsel im Verbrennungsmotor, (Stuttgart, Oktober 2010)

10 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: pV-Diagramm und indizierter Mitteldruck beim Viertaktmotor [2].....	11
Abbildung 2.1: Arten der Ladungsbewegung [4]	14
Abbildung 2.2: Tumblebewegung an einem Fünfventil-Zylinderkopf [Quelle: Audi].....	15
Abbildung 2.3: Twinport-System zur Steuerung der Ladungsbewegung [7].....	16
Abbildung 2.4: Honda VTEC-System [3]	17
Abbildung 2.5: Variable Ventilsteuerung MIVEC (Quelle: Mitsubishi).....	18
Abbildung 2.6: VVTL-i Ventilsteuerung von Toyota mit variablem Ventilhub [3].....	18
Abbildung 2.7: VarioCam Plus System von Porsche a) Gesamtsystem [Quelle: Porsche], b) Schaltassenstößel [3]	19
Abbildung 2.8: Audi Valvelift System [Quelle: Audi]	20
Abbildung 2.9: Saugmodul des 1,8 l TFSI-Motors [8]	21
Abbildung 2.10: Prinzipbild Brennverfahren mit strömungsoptimaler Ladungsbewegungsklappe [8]	21
Abbildung 2.11: Phasing und Masking bei der Valvetronic der 2. Generation [9].....	22
Abbildung 2.12: Ladungsbewegung und Brennverzug (Vorzündbedarf) [9]	22
Abbildung 2.13: Einlassventil-Betätigungsmodi und Funktionsprinzip des MultiAir-Systems [10].....	23
Abbildung 2.14: Brennraum eines direkt einspritzenden Zweiventil-Dieselmotors [11]	24
Abbildung 2.15: Vierventiltechnik an einem DI-Dieselmotor mit elektronischer Drallregelung [12]	25
Abbildung 3.1: AVL-Boost – Modell des Versuchsträgers	29
Abbildung 4.1: BMW N47 in der 150 kW Ausführung mit Variable Twin Turbo [15].....	42
Abbildung 4.2: Längs- und Querschnitt durch den Vierzylinder Dieselmotor von BMW [15].....	43
Abbildung 4.3: Brennraumgeometrie [16].....	43
Abbildung 4.4: Explosionszeichnung der Nockenwellenträgereinheit auf dem Zylinderkopf [15].....	44
Abbildung 4.5: Kurbeltrieb mit Steuertrieb und Ausgleichswellen [15].....	45
Abbildung 4.6: CFD-Berechnung der Einlasskanalströmung mit geschlossener/geöffneter Drallklappe [15].....	46
Abbildung 4.7: Aufladegruppe – Variable Twin Turbo [15].....	47
Abbildung 4.8: 2000 bar Einspritzsystem: Injektor und Hochdruckpumpe CP4 [15].....	48
Abbildung 5.1: Ansicht Prüfstand hinten	51
Abbildung 5.2: Ansicht Prüfstand vorne	51
Abbildung 5.3: AVL AMA i60 mit geschlossenen/geöffneten Fronttüren (Quelle: AVL)	52
Abbildung 5.4: AVL Smoke Meter 415S (Quelle: AVL)	53
Abbildung 5.5: ETAS LA3 Lambda Meter (Quelle: ETAS).....	54
Abbildung 5.6: Planare Breitband-Lambdasonde: a) Schematischer Aufbau, b) Pumpstrom in Abhängigkeit des Kraftstoff-Luft-Verhältnisses [17]	54
Abbildung 5.7: Arten der Drehmomentmessung a) Kraftmessdose an der Pendelmaschine, b) Drehmomentmessflansch.....	55

Abbildung 5.8: Screenshot der Prüfstandssteuerungssoftware „Tornado“	57
Abbildung 5.9: IndiSet 620 mit zwei Ladungsverstärkern und vier Eingangskanälen.....	58
Abbildung 5.10: Schnittstellenmodul ETAS ES 590 (Quelle: ETAS).....	60
Abbildung 5.11: Datenübertragung zwischen Applikationsrechner und ECU (Quelle: ETAS).....	60
Abbildung 5.12: Screenshot eines Experiments in Inca	61
Abbildung 6.1: BMW N47oL samt Kupplungsglocke.....	62
Abbildung 6.2: Einbausituation der Zylinderdrucksensoren	63
Abbildung 6.3: Pressure Calibrator HM38 (Quelle: Thommen).....	65
Abbildung 6.4: Kalibriervorgang bei driftendem Ausgangssignal [6].....	65
Abbildung 6.5: Druckwaage DH Budenberg 580 EHX	66
Abbildung 6.6: Kalibrierung der Zylinderdrucksensoren	67
Abbildung 6.7: Kalibrierung der Temperatursensoren	68
Abbildung 6.8: Wirbelstrombremse mit Kalibrierarmen und aufgelegten Gewichten.....	69
Abbildung 6.9: Blick auf die Nockenwellenträgereinheit nach Einbau der Variante ENW-70.....	77
Abbildung 6.10: Quetschströmung [4]	78
Abbildung 6.11: Die neuen Kolben mit vergrößerter Mulde	78
Abbildung 6.12: Neue Kolben samt Pleuelstangen und Lagerschalen	79
Abbildung 6.13: Zylinderkurbelgehäuse mit neuen Kolben.....	80
Diagramm 2.1: Strömungsbeiwert über Kurbelwinkel.....	28
Diagramm 2.2: Drallzahl über Kurbelwinkel.....	28
Diagramm 3.1: Druck- und Brennverläufe zur Simulation des Arbeitsprozesses.....	31
Diagramm 3.2: Ventilerhebungskurven für Ein- und Auslassnockenwelle	34
Diagramm 3.3: Früher Einlassschluss des Füllkanals bei 1500-5	36
Diagramm 3.4: Früher Einlassschluss des Füllkanals bei 2000-2	36
Diagramm 3.5: Relativer Ladungswechselverlust bezogen auf ENW-Serie.....	37
Diagramm 3.6: be-Einsparungspotential zum Serienzustand (ENW-Serie)	39
Diagramm 3.7: Änderung des Luftverhältnisses in Abhängigkeit des Einlassschlusses des Tangentialkanals	39
Diagramm 3.8: Spezifischer Kraftstoffverbrauch und spezifische Verluste in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis bei 1500-5	40
Diagramm 6.1: Vollständiges Motorkennfeld	71
Diagramm 6.2: Reduziertes Kennfeld für detaillierte Untersuchungen	74
Diagramm 6.3: Ventilhubverlauf der Variante ENW-50	75
Diagramm 6.4: Ventilhubverlauf der Variante ENW-70	75
Diagramm 6.5: Ventilhubverlauf der Variante ENW±30.....	76
Diagramm 6.6: Ventilhubverlauf der Variante ENW+30 beide Atkinson.....	76
Diagramm 7.1: Spezifischer Kraftstoffverbrauch.....	83
Diagramm 7.2: Effektiver Wirkungsgrad	83
Diagramm 7.3: Reibmitteldruck.....	84
Diagramm 7.4: Raildruck.....	84
Diagramm 7.5: Luftverhältnis Lambda	85
Diagramm 7.6: Abgasrückföhrate	85
Diagramm 7.7: Filter-Smoke-Number	86
Diagramm 7.8: Kohlenmonoxid-Emissionen	86
Diagramm 7.9: Kohlenwasserstoff-Emissionen	87

Diagramm 7.10: Stickoxidemissionen	87
Diagramm 7.11: Drallklappenvariation 1300-3.....	89
Diagramm 7.12: Drallklappenvariation 1500-5.....	89
Diagramm 7.13: Drallklappenvariation 2000-2.....	90
Diagramm 7.14: Rauch-NO _x Trade-off: 1300-3.....	93
Diagramm 7.15: be-NO _x Trade-off: 1300-3	93
Diagramm 7.16: CO, HC über NO _x : 1300-3	94
Diagramm 7.17: Rauch-NO _x Trade-off: 2000-2.....	94
Diagramm 7.18: be-NO _x Trade-off: 2000-2.....	95
Diagramm 7.19: CO, HC über NO _x : 2000-2	95
Diagramm 7.20: Spezifischer Kraftstoffverbrauch der AGR-Kennfeldpunkte	97
Diagramm 7.21: Filter-Smoke-Number der AGR-Kennfeldpunkte.....	97
Diagramm 7.22: CO-Emissionen der AGR-Kennfeldpunkte.....	98
Diagramm 7.23: HC-Emissionen der AGR-Kennfeldpunkte	98
Diagramm 7.24: Spezifischer Kraftstoffverbrauch der Hochlastpunkte	99
Diagramm 7.25: Filter-Smoke-Number der Hochlastpunkte	99
Diagramm 7.26: CO-Emissionen der Hochlastpunkte	100
Diagramm 7.27: HC-Emissionen der Hochlastpunkte	100
Diagramm 7.28: Rauch-NO _x Trade-off: 1500-5.....	103
Diagramm 7.29: be-NO _x Trade-off: 1500-5	104
Diagramm 7.30: CO, HC über NO _x : 1500-5.....	104
Diagramm 7.31: Rauch-NO _x Trade-off: 2000-2.....	105
Diagramm 7.32: be-NO _x Trade-off: 2000-2	105
Diagramm 7.33: CO, HC über NO _x : 2000-2	106
Diagramm 7.34: Spezifischer Kraftstoffverbrauch der AGR-Kennfeldpunkte	108
Diagramm 7.35: Filter-Smoke-Number der AGR-Kennfeldpunkte.....	108
Diagramm 7.36: CO-Emissionen der AGR-Kennfeldpunkte.....	109
Diagramm 7.37: HC-Emissionen der AGR-Kennfeldpunkte	109
Diagramm 7.38: Spezifischer Kraftstoffverbrauch der Hochlastpunkte	110
Diagramm 7.39: Filter-Smoke-Number der Hochlastpunkte	110
Diagramm 7.40: CO-Emissionen der Hochlastpunkte	111
Diagramm 7.41: HC-Emissionen der Hochlastpunkte	111
Diagramm 7.42: Zylinderdruckverlauf der vier Zylinder in Serienkonfiguration bei 2000-2	113
Diagramm 7.43: pV-Diagramm in Serienkonfiguration bei 2000-2 und 4000-VL.....	114
Diagramm 7.44: Detail Ladungswechselschleife bei 2000-2 und 4000-VL	114
Diagramm 7.45: Ladungswechselschleifen ENW-Serie und ENW±30 am Lastpunkt 1300-3.....	115
Diagramm 7.46: Ladungswechselschleifen ENW-Serie und ENW-70 am Lastpunkt 1500-5.....	116
Diagramm 7.47: Ladungswechselschleifen ENW-Serie und ENW-70 am Lastpunkt 2000-2.....	116
Diagramm 7.48: Vergleich der Indizierdaten des Serienmotors mit Eps 15 am Lastpunkt 1750-6 ...	118
Diagramm 7.49: Vergleich der Indizierdaten des Serienmotors mit Eps 15 am Lastpunkt 2000-2 ...	118
Diagramm 7.50: pV-Diagramm von Eps 15 im Vergleich zum Basismotor am Lastpunkt 2000-2	119
Diagramm 7.51: Verlustteilung am Lastpunkt 1300-3.....	121
Diagramm 7.52: Verlustteilung am Lastpunkt 1500-5.....	121
Diagramm 7.53: Verlustteilung am Lastpunkt 2000-2.....	122
Diagramm 7.54: Zeitlicher Verlauf der Temperaturen, NO _x -Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs am Lastpunkt 1500-5.....	124
Diagramm 7.55: Zeitlicher Verlauf der CO- und HC-Emissionen am Lastpunkt 1500-5.....	125

Diagramm A.1: Früher Einlassschluss des Füllkanals bei 1300-3.....	134
Diagramm A.2: Früher Einlassschluss des Füllkanals bei 2000-10.....	134
Diagramm A.3: Drallklappenvariation 1500-1	135
Diagramm A.4: Drallklappenvariation 1750-3	135
Diagramm A.5: Drallklappenvariation 2000-4	136
Diagramm A.6: Rauch-NO _x Trade-off: 1500-1	137
Diagramm A.7: be-NO _x Trade-off: 1500-1	137
Diagramm A.8: CO, HC über NO _x : 1500-1	138
Diagramm A.9: Rauch-NO _x Trade-off: 1500-5	138
Diagramm A.10: be-NO _x Trade-off: 1500-5	139
Diagramm A.11: CO, HC über NO _x : 1500-5	139
Diagramm A.12: Rauch-NO _x Trade-off: 1750-3	140
Diagramm A.13: be-NO _x Trade-off: 1750-3	140
Diagramm A.14: CO, HC über NO _x : 1750-3	141
Diagramm A.15: Rauch-NO _x Trade-off: 2000-4	141
Diagramm A.16: be-NO _x Trade-off: 2000-4	142
Diagramm A.17: CO, HC über NO _x : 2000-4	142
Diagramm A.18: Rauch-NO _x Trade-off: 1300-3	143
Diagramm A.19: be-NO _x Trade-off: 1300-3	143
Diagramm A.20: CO, HC über NO _x : 1300-3	144
Diagramm A.21: Rauch-NO _x Trade-off: 1500-1	144
Diagramm A.22: be-NO _x Trade-off: 1500-1	145
Diagramm A.23: CO, HC über NO _x : 1500-1	145
Diagramm A.24: Rauch-NO _x Trade-off: 2000-4	146
Diagramm A.25: be-NO _x Trade-off: 2000-4	146
Diagramm A.26: CO, HC über NO _x : 2000-4	147
Tabelle 3.1: Vergleich zwischen Simulation und Versuch.....	32
Tabelle 3.2: Simulationsvarianten inklusive Einstellparameter	33
Tabelle 4.1: Unterscheidungen innerhalb der Motorenbaureihe [15].....	47
Tabelle 4.2: Motordaten des BMW N47oL	49
Tabelle 5.1: Spezifikationen des Glühkerzensensors GU13G (Quelle: AVL)	59
Tabelle 6.1: Messstellenliste.....	64
Tabelle 6.2: Detaillierte Angaben der Steuerzeiten (ENW-Serie) des Grundmotors (Quelle: BMW)...	73
Tabelle 6.3: Lastpunkte des reduzierten Kennfeldes	73
Tabelle 7.1: Übersicht der gewählten Drallklappenpositionen	91
Tabelle 7.2: Aus dem Motorsteuergerät ausgelesene DK-Positionen	91

Anhang

A.1 Zu Kapitel 3.4

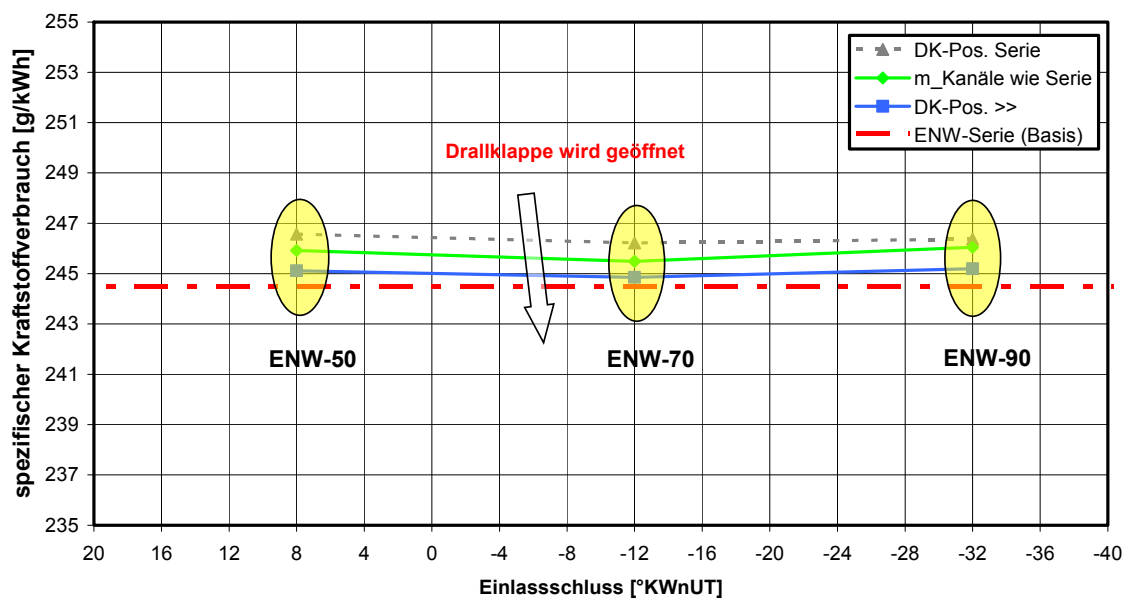


Diagramm A.1: Früher Einlassschluss des Füllkanals bei 1300-3

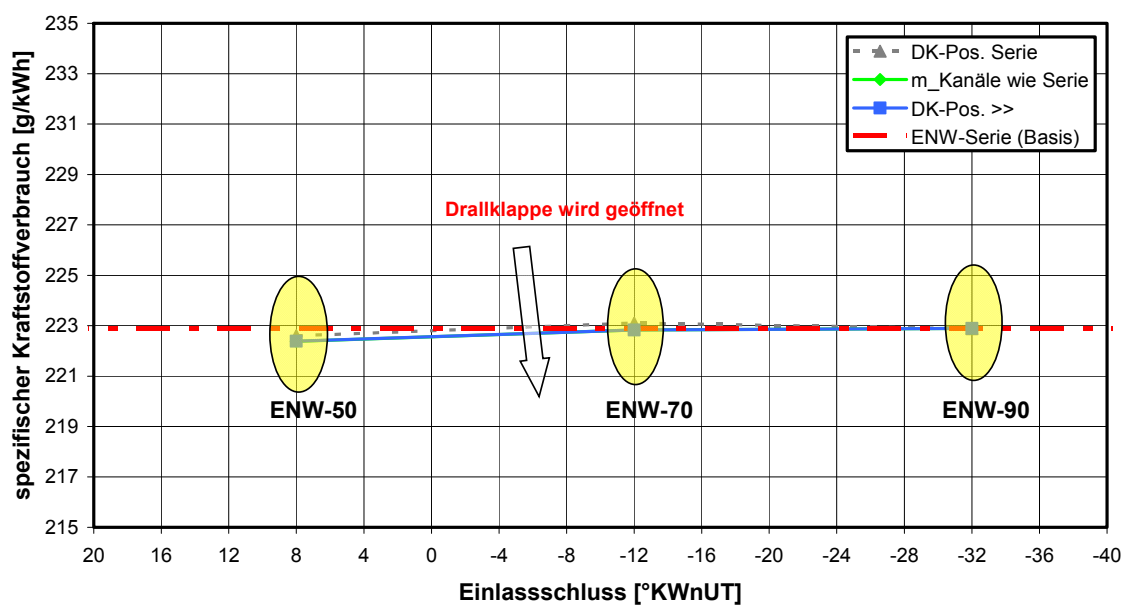


Diagramm A.2: Früher Einlassschluss des Füllkanals bei 2000-10

A.2 Zu Kapitel 7.2

Drallklappen-Variation

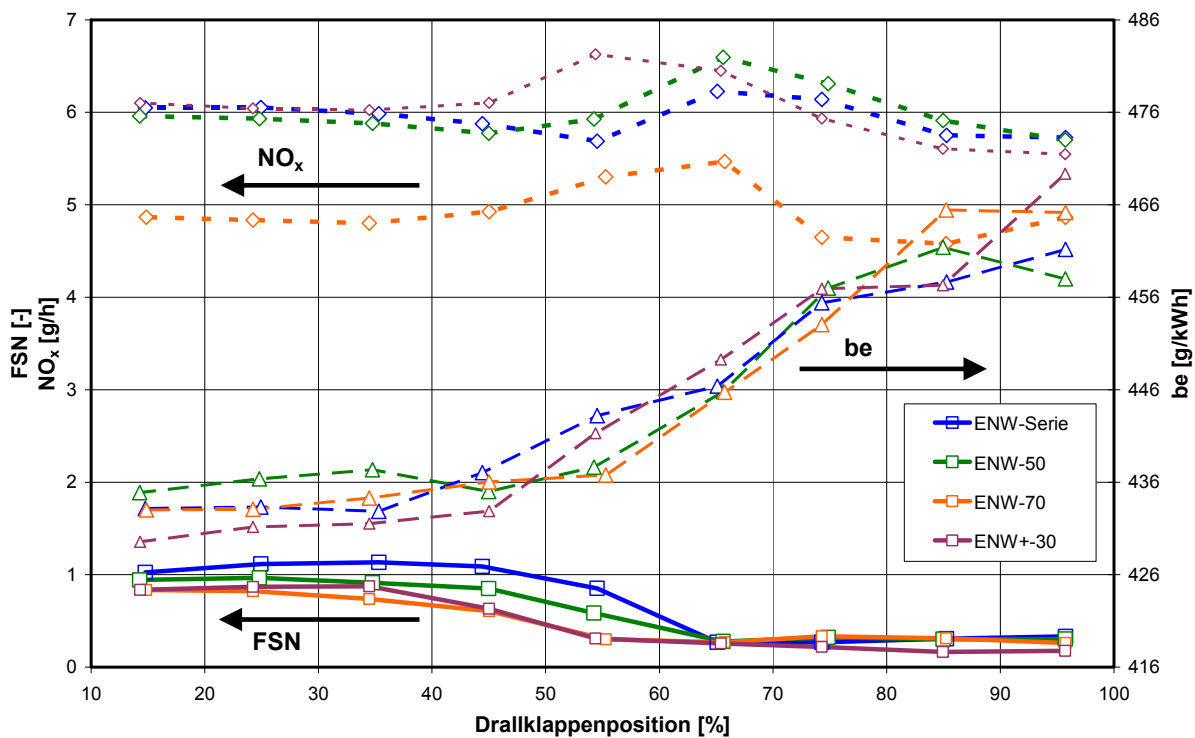


Diagramm A.3: Drallklappenvariation 1500-1

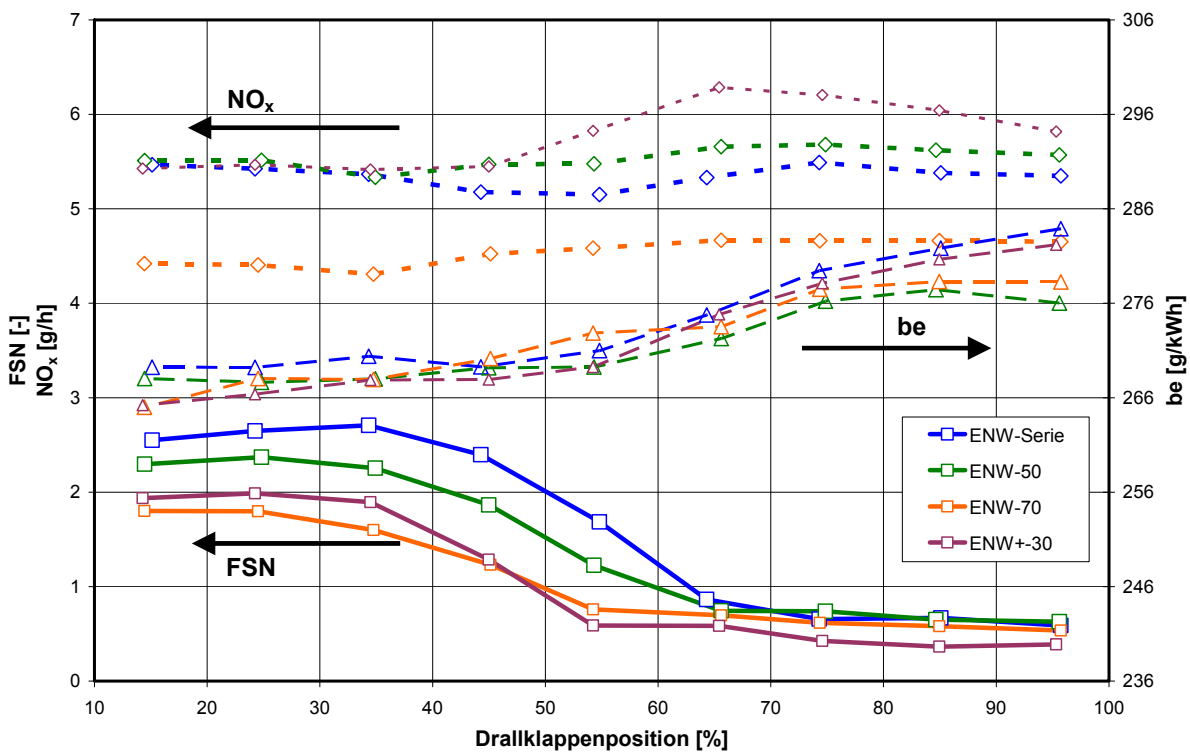


Diagramm A.4: Drallklappenvariation 1750-3

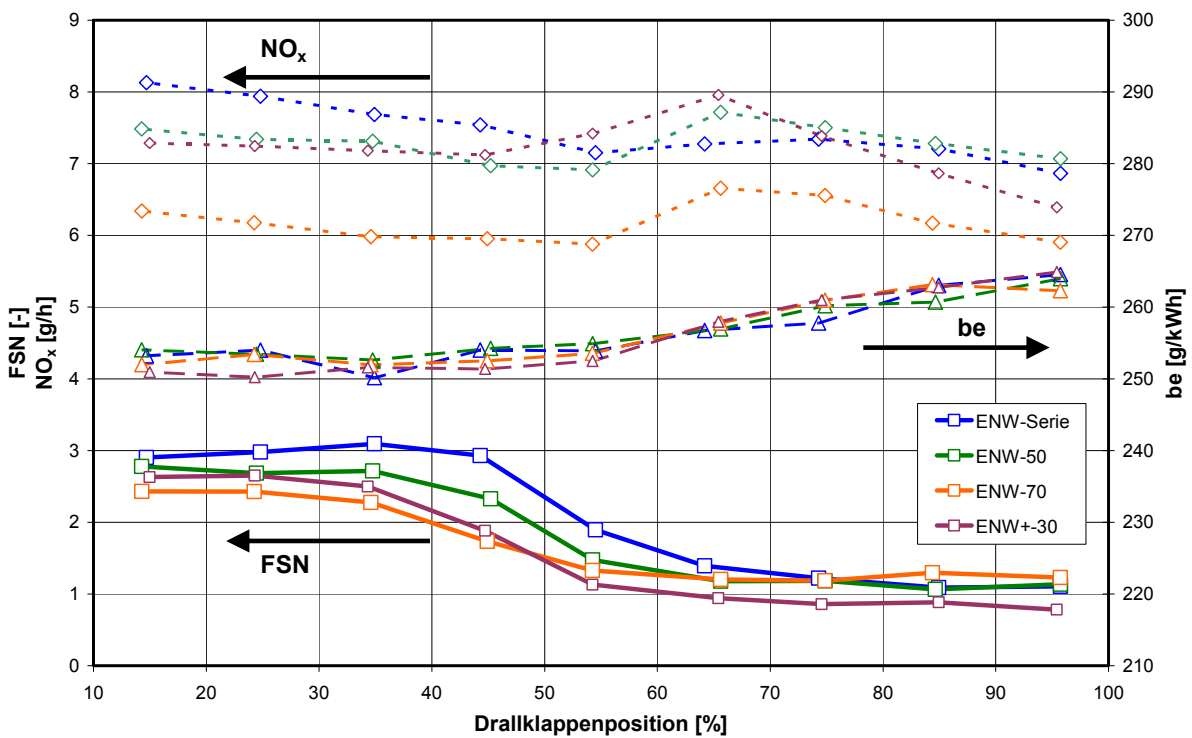


Diagramm A.5: Drallklappenvariation 2000-4

AGR-Variation

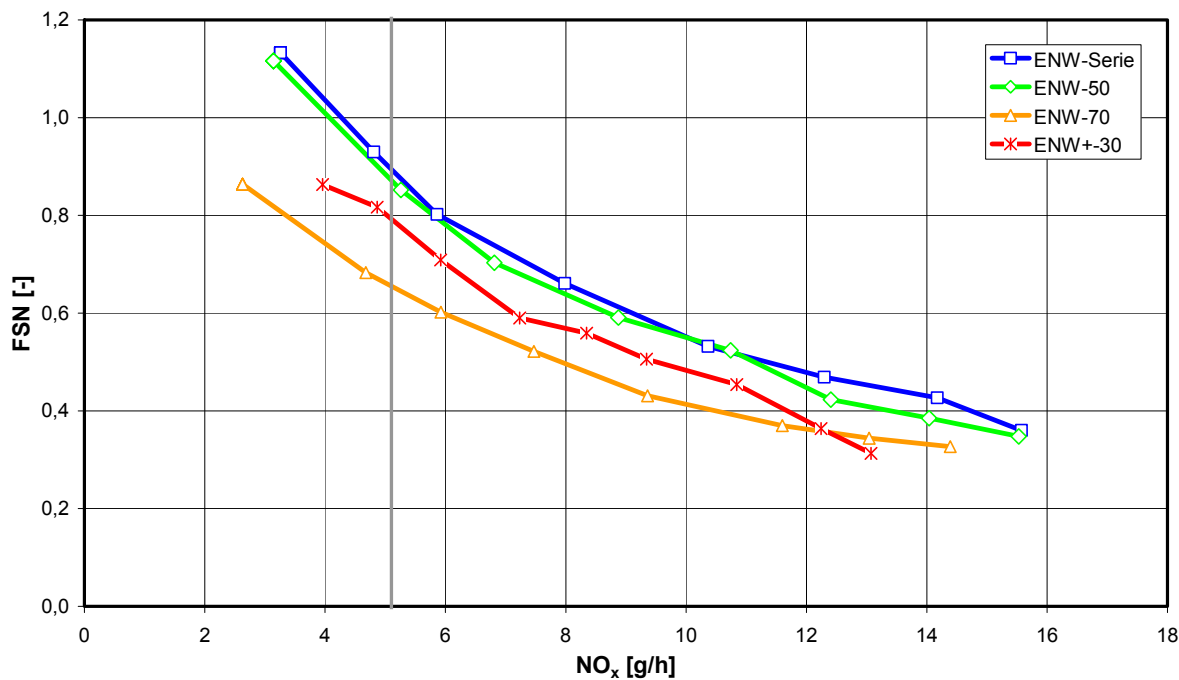


Diagramm A.6: Rauch-NO_x Trade-off: 1500-1

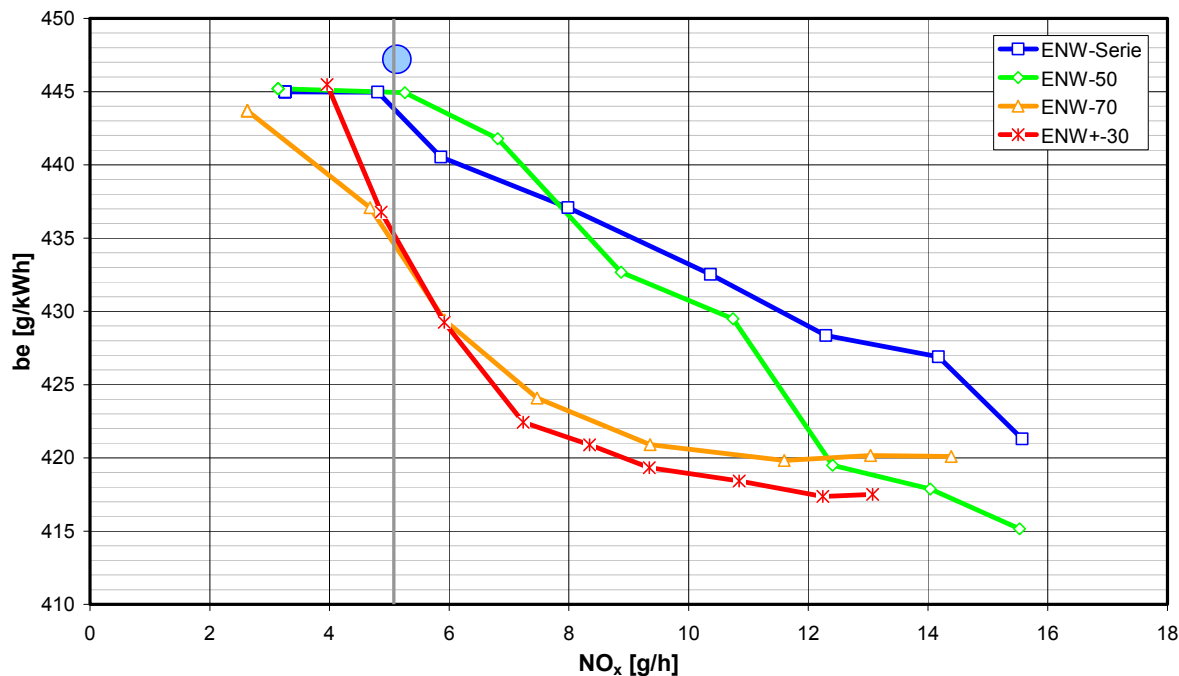


Diagramm A.7: be-NO_x Trade-off: 1500-1

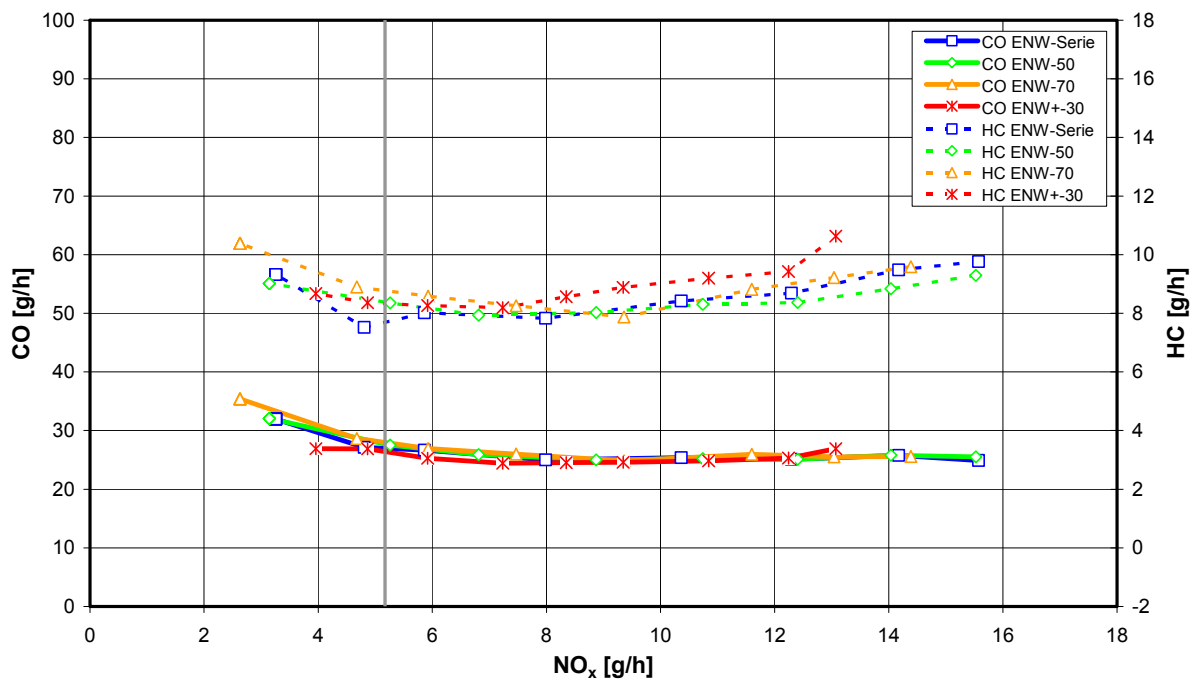


Diagramm A.8: CO, HC über NO_x: 1500-1

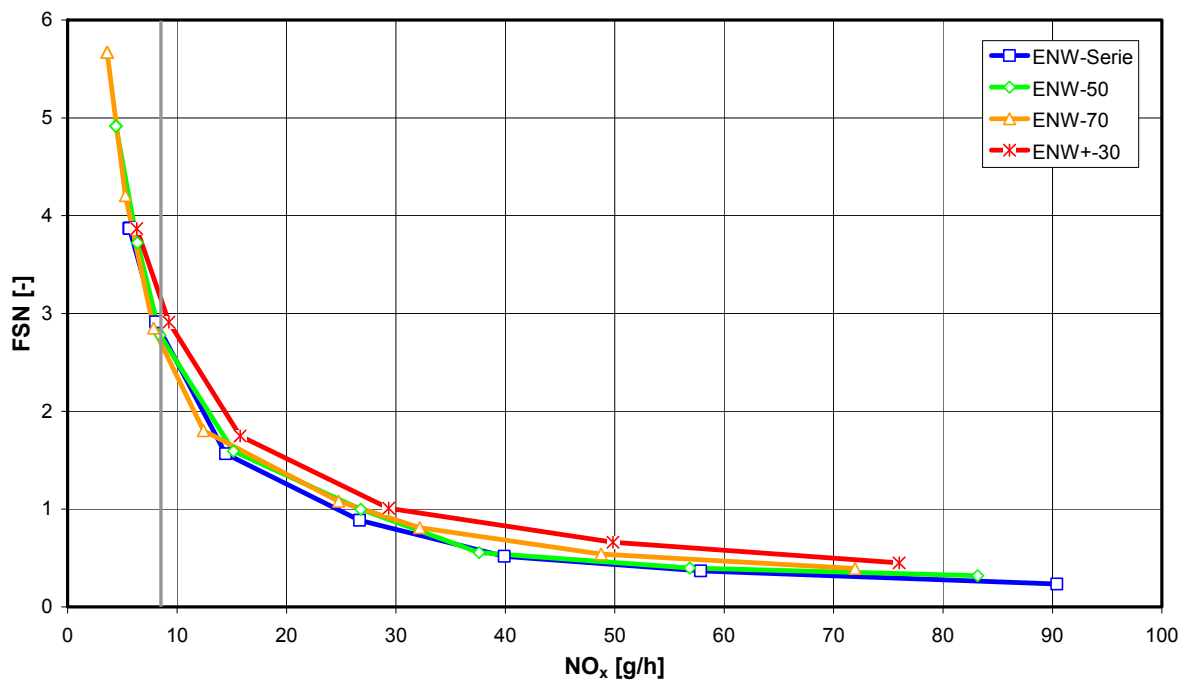


Diagramm A.9: Rauch-NO_x Trade-off: 1500-5

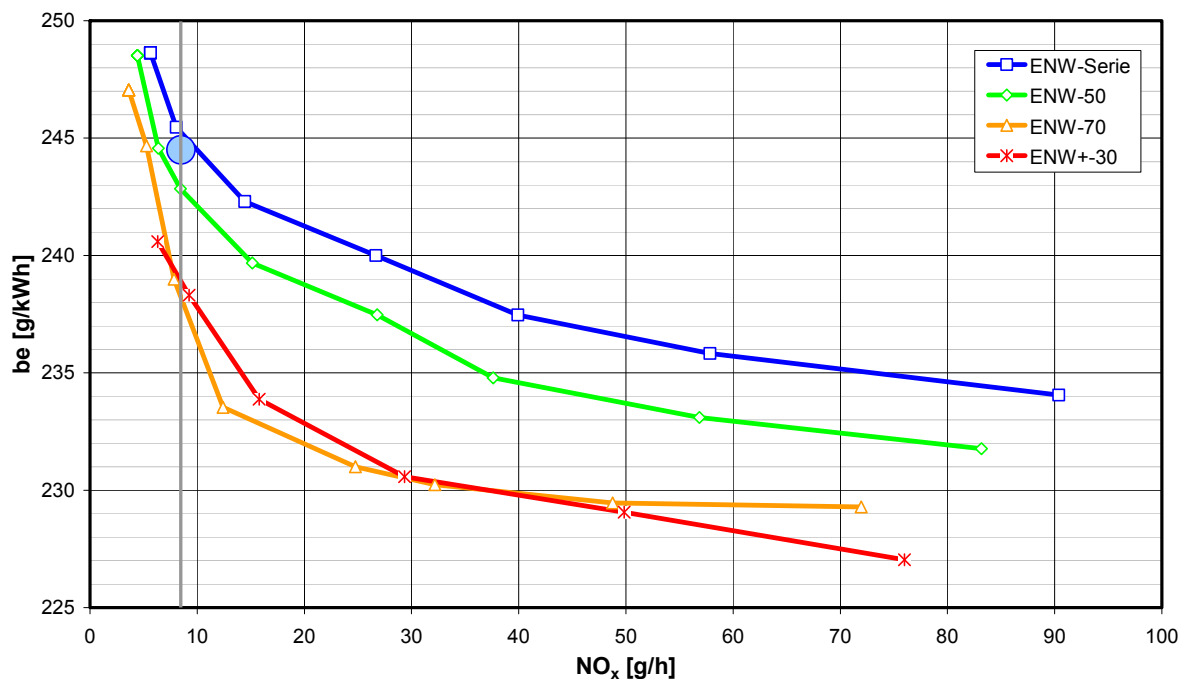


Diagramm A.10: be-NO_x Trade-off: 1500-5

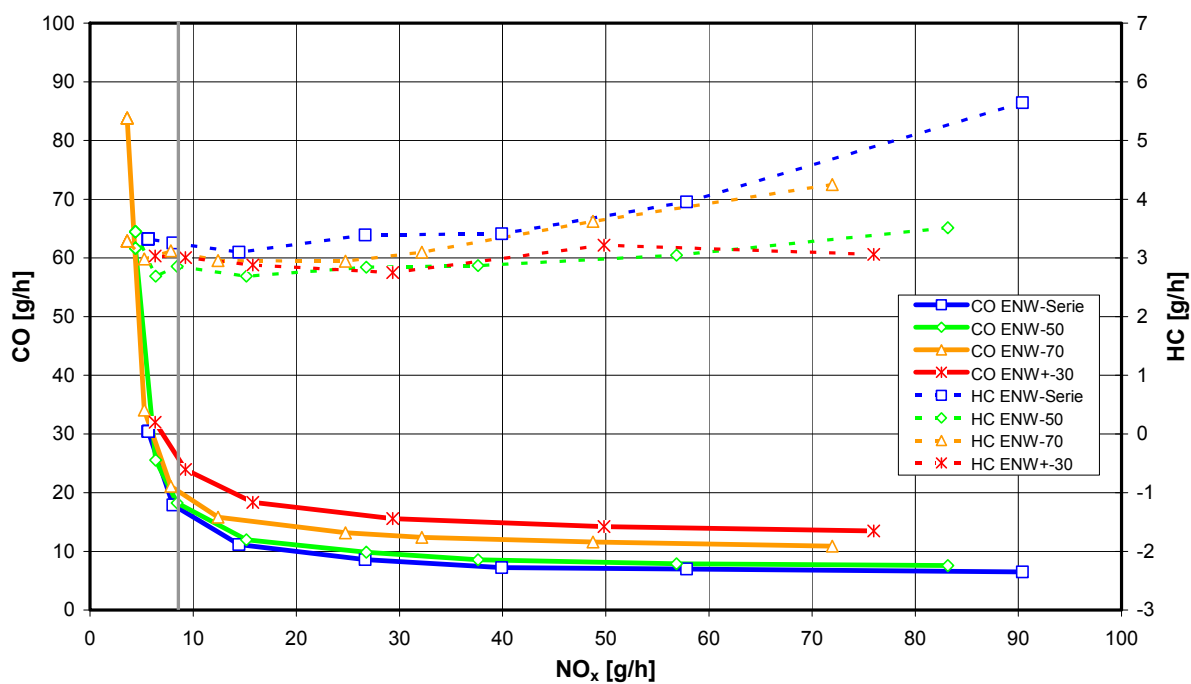


Diagramm A.11: CO, HC über NO_x: 1500-5

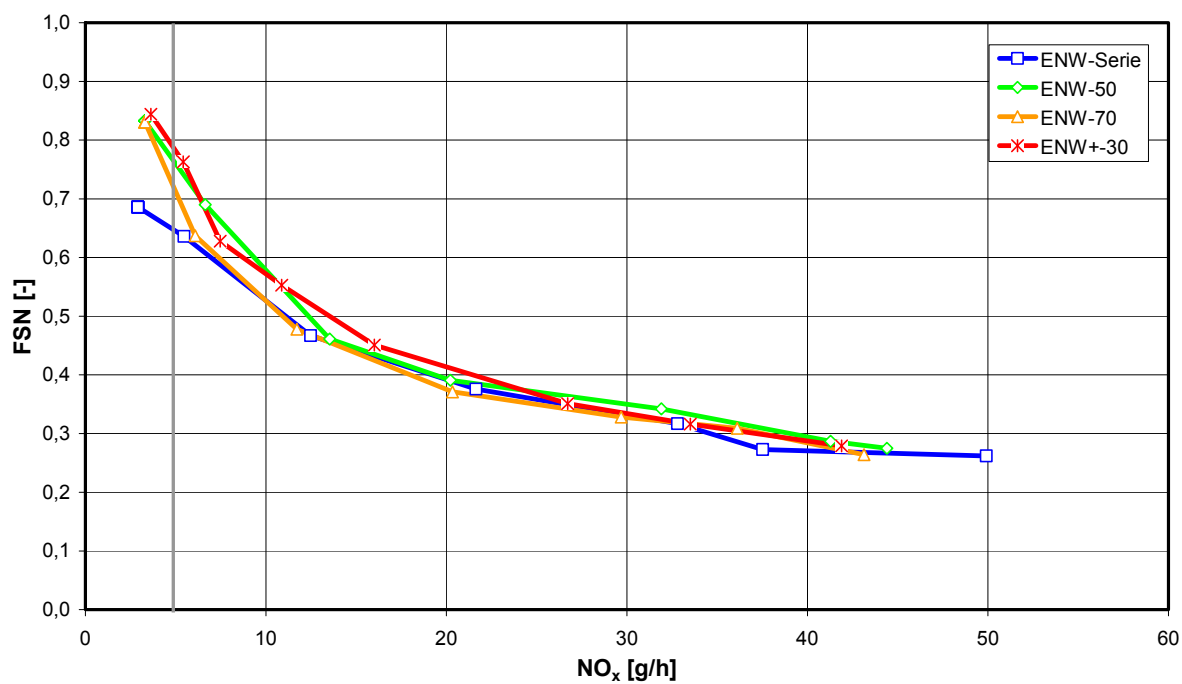


Diagramm A.12: Rauch-NO_x Trade-off: 1750-3

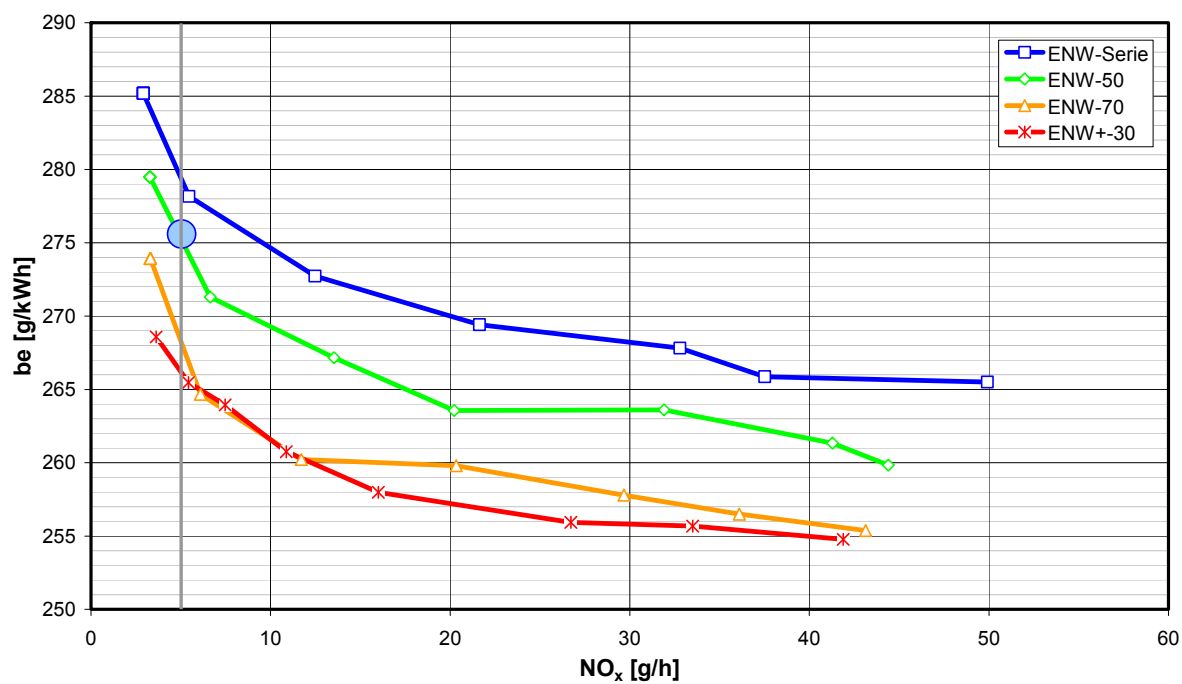


Diagramm A.13: be-NO_x Trade-off: 1750-3

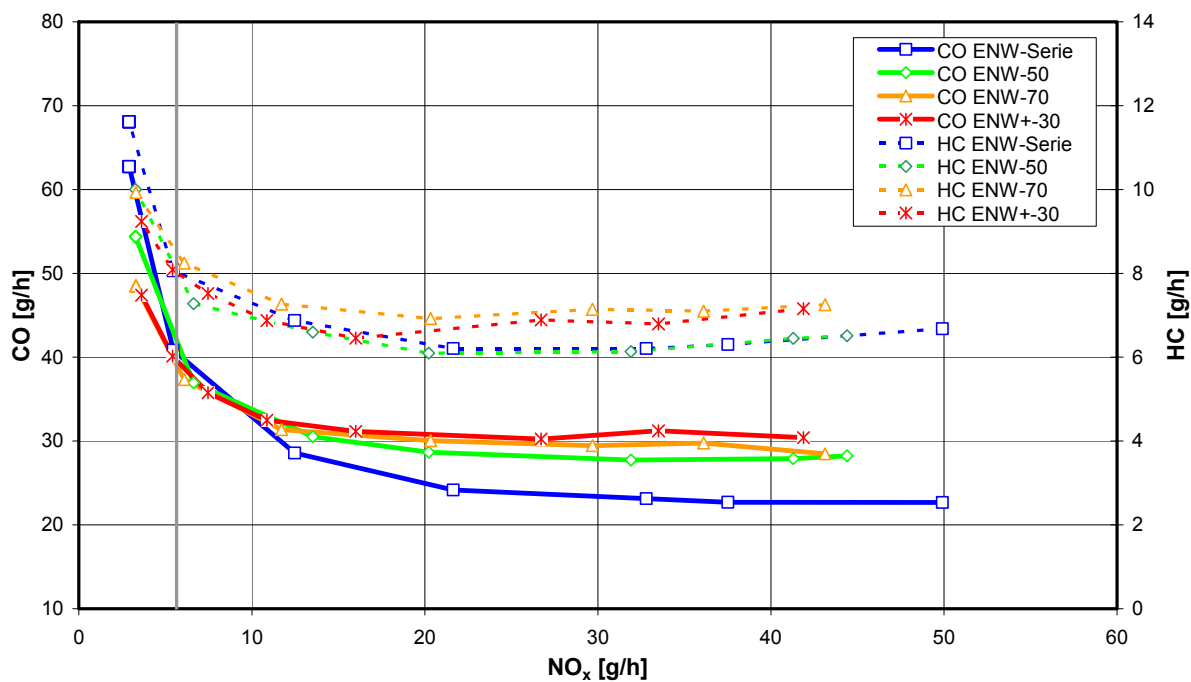


Diagramm A.14: CO, HC über NO_x: 1750-3

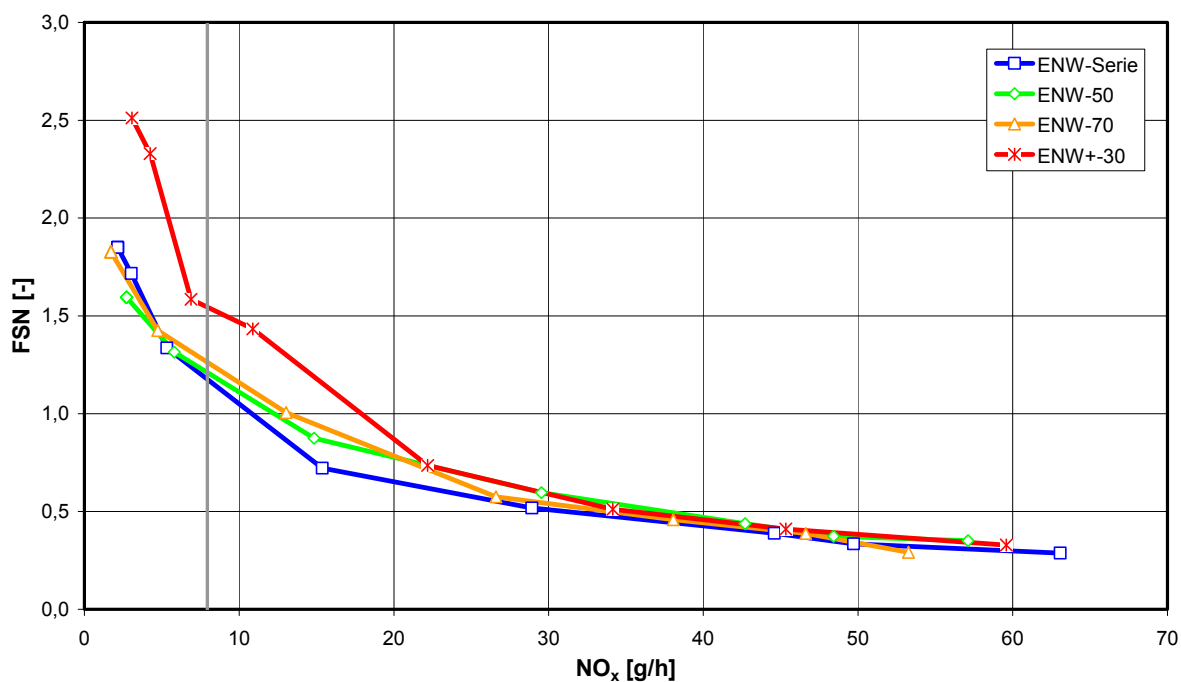


Diagramm A.15: Rauch-NO_x Trade-off: 2000-4

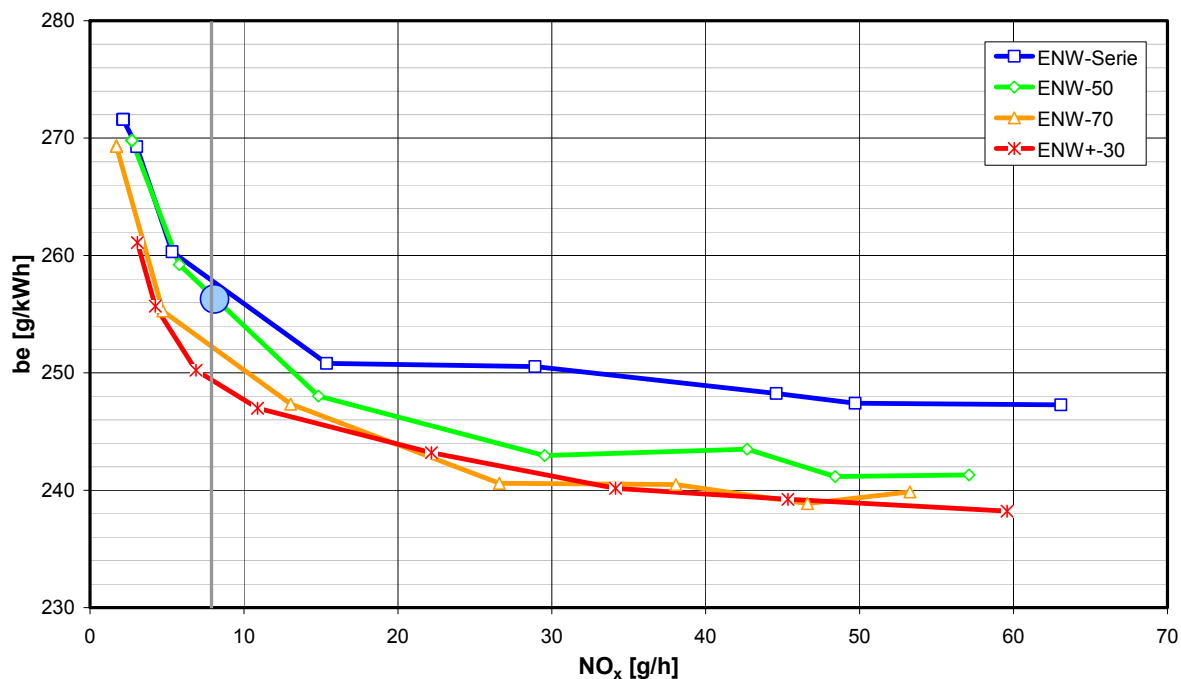


Diagramm A.16: be-NO_x Trade-off: 2000-4

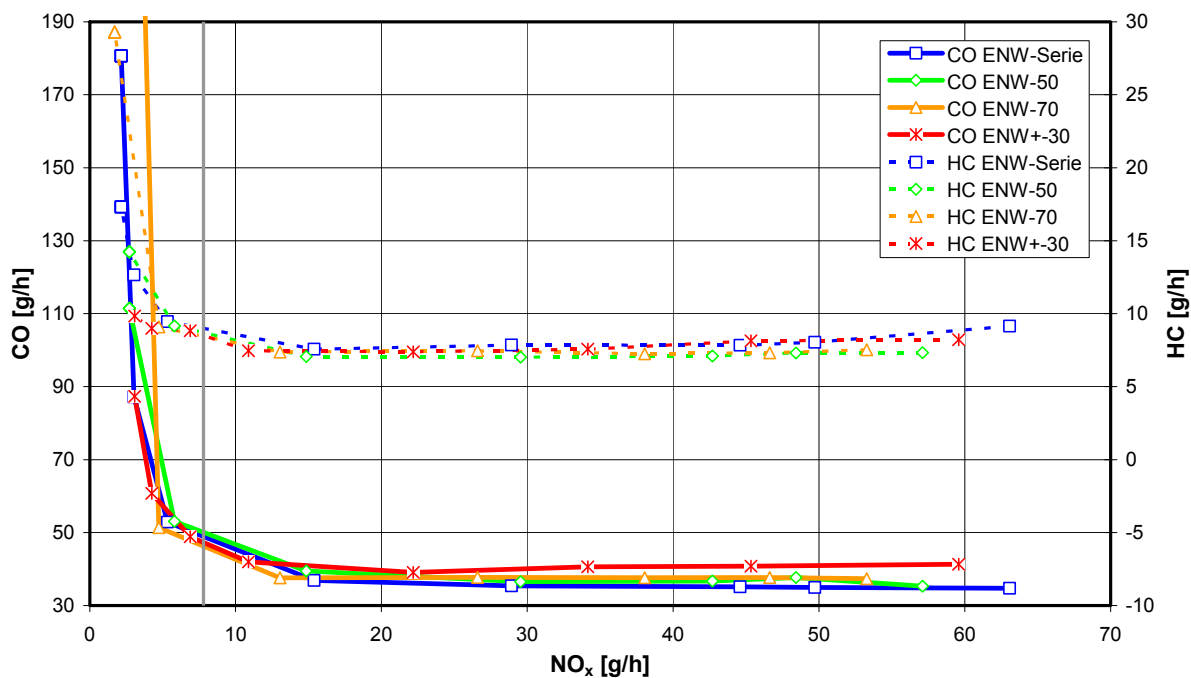


Diagramm A.17: CO, HC über NO_x: 2000-4

A.3 Zu Kapitel 7.3

AGR-Variation

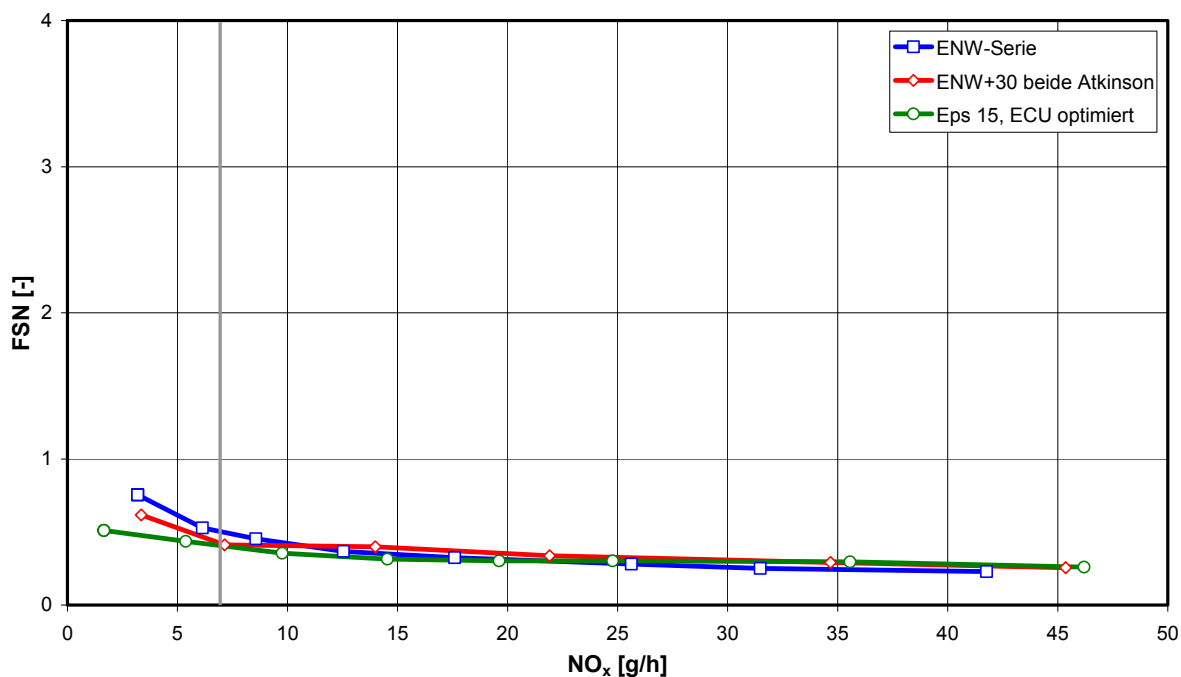


Diagramm A.18: Rauch-NO_x Trade-off: 1300-3

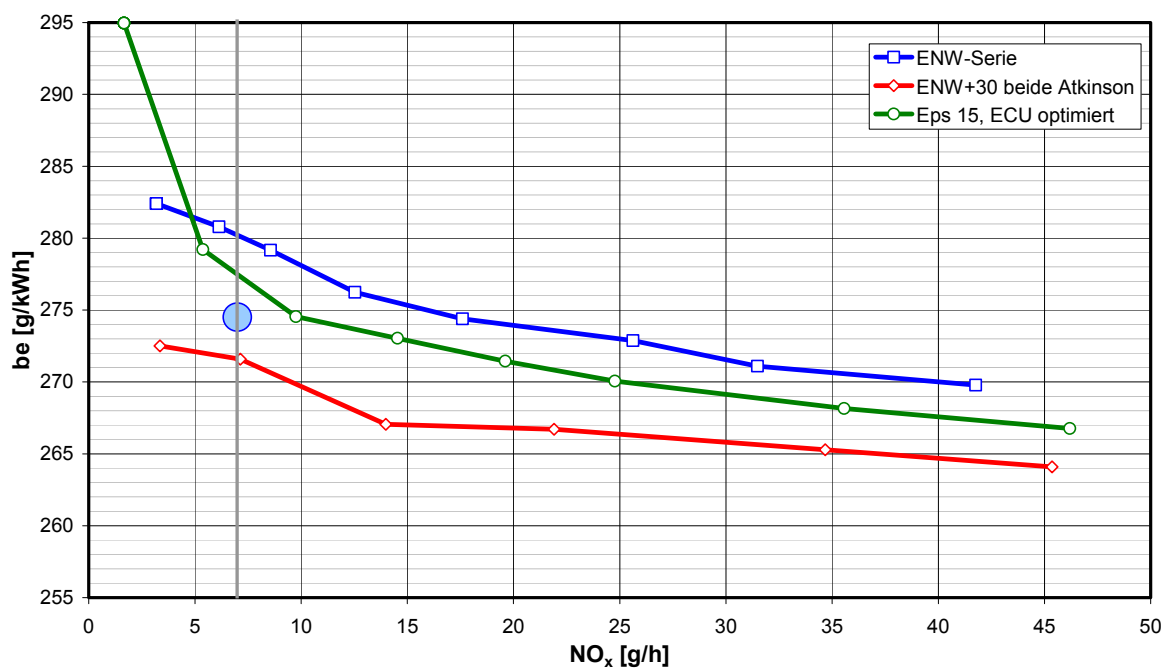


Diagramm A.19: be-NO_x Trade-off: 1300-3

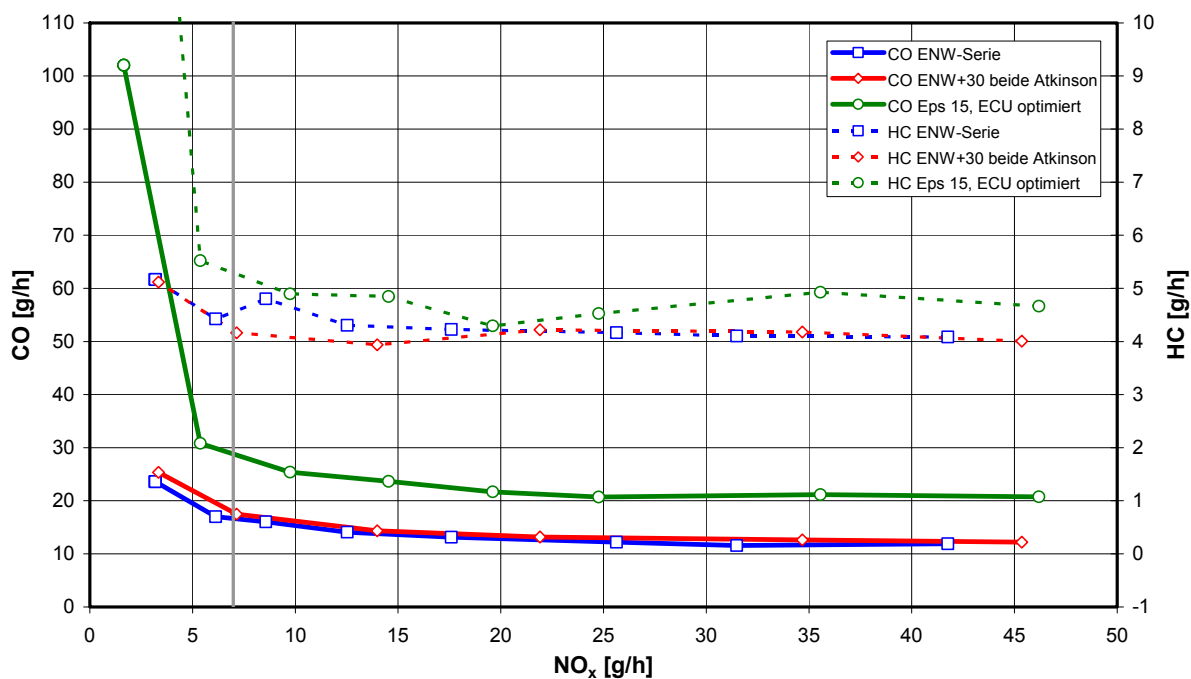


Diagramm A.20: CO, HC über NO_x: 1300-3

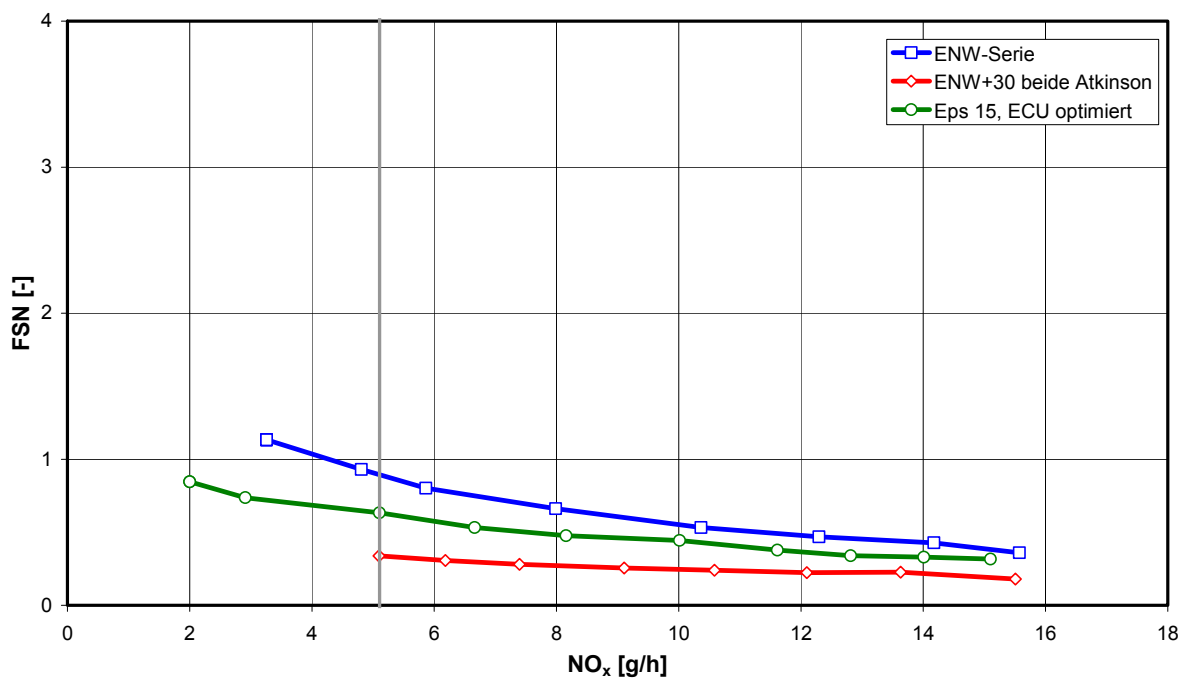


Diagramm A.21: Rauch-NO_x Trade-off: 1500-1

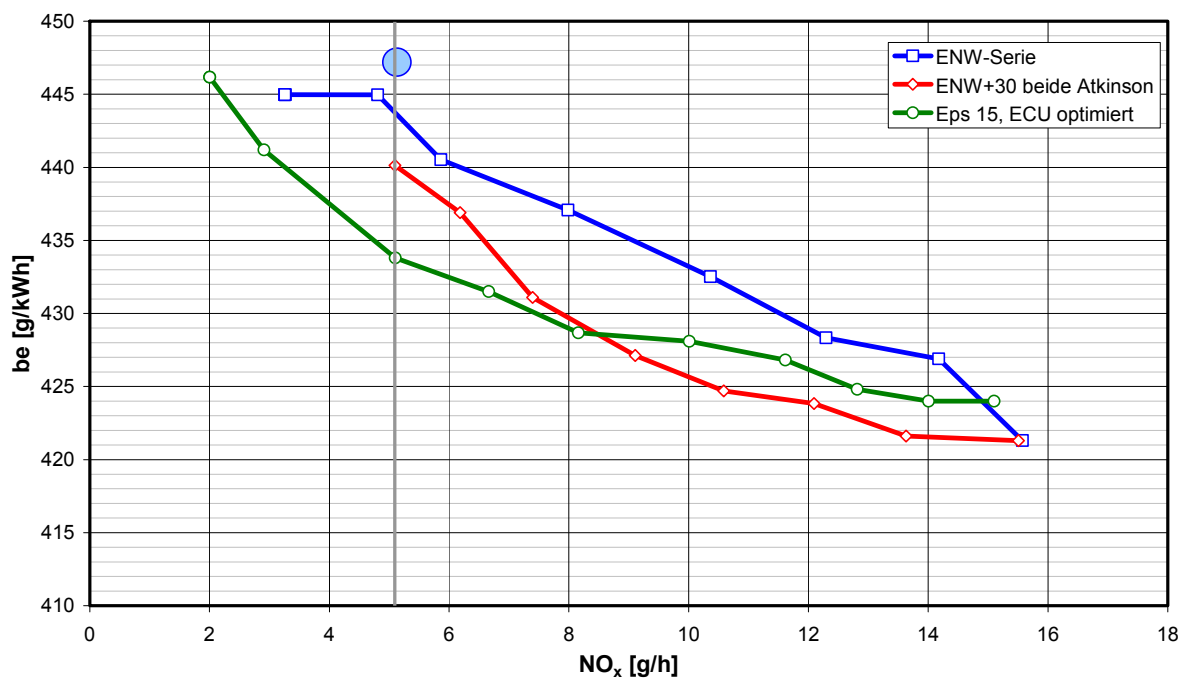


Diagramm A.22: be-NO_x Trade-off: 1500-1

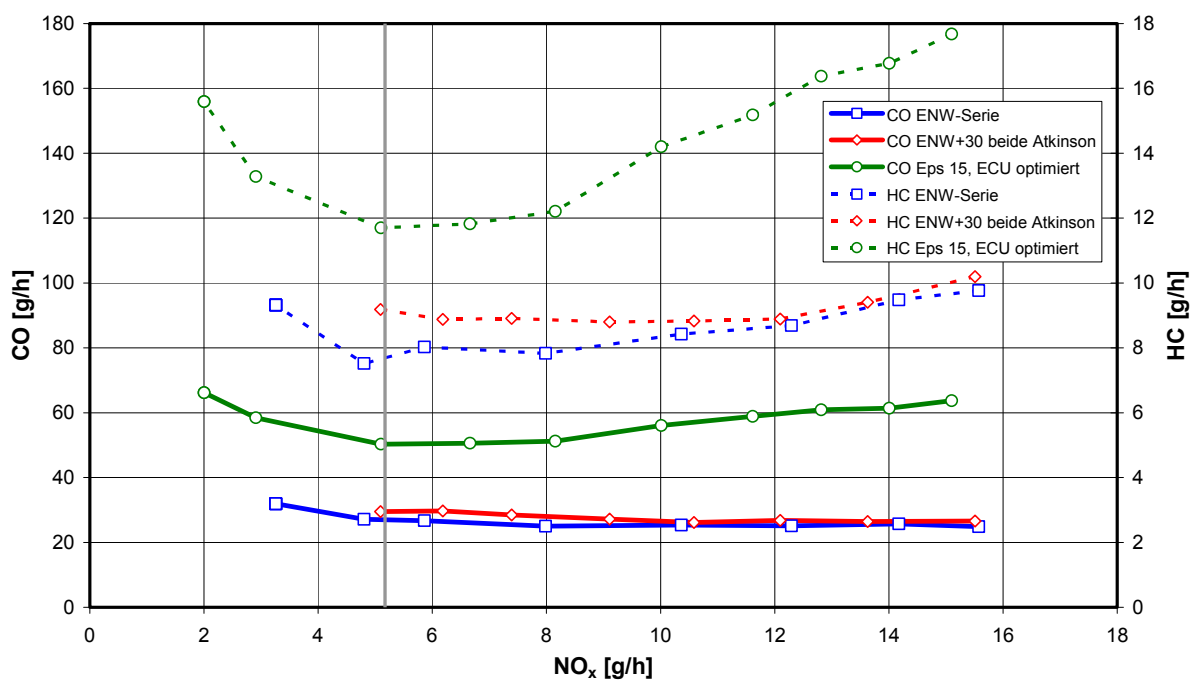


Diagramm A.23: CO, HC über NO_x: 1500-1

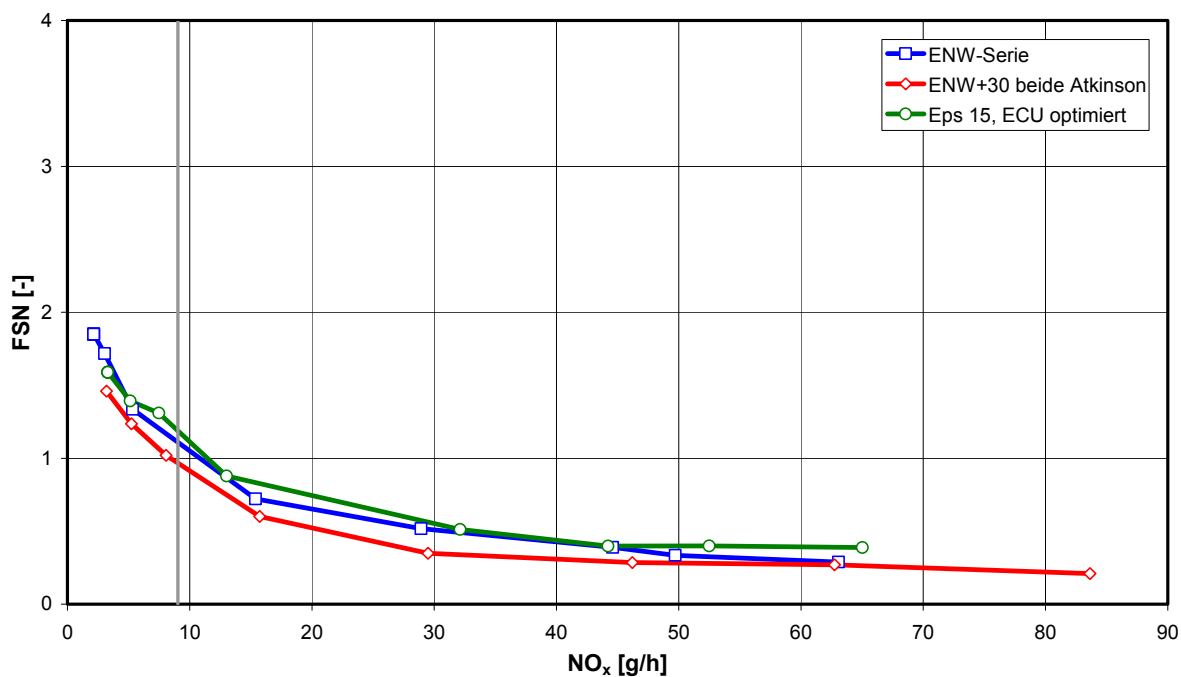


Diagramm A.24: Rauch-NO_x Trade-off: 2000-4

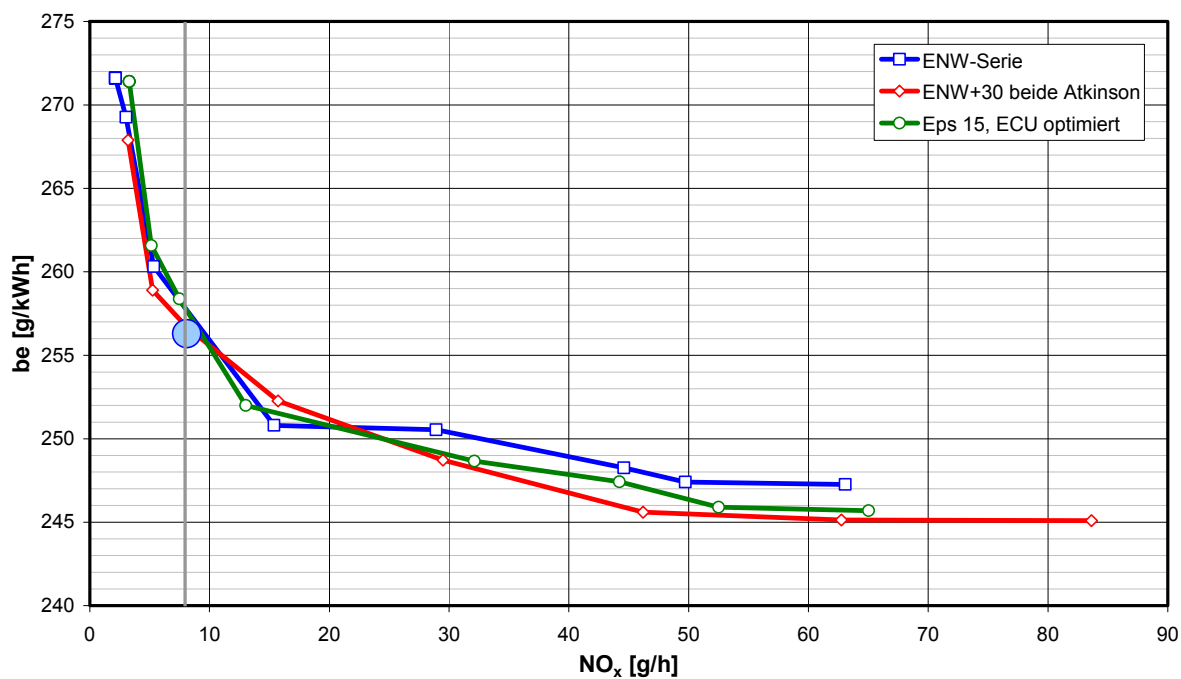


Diagramm A.25: be-NO_x Trade-off: 2000-4

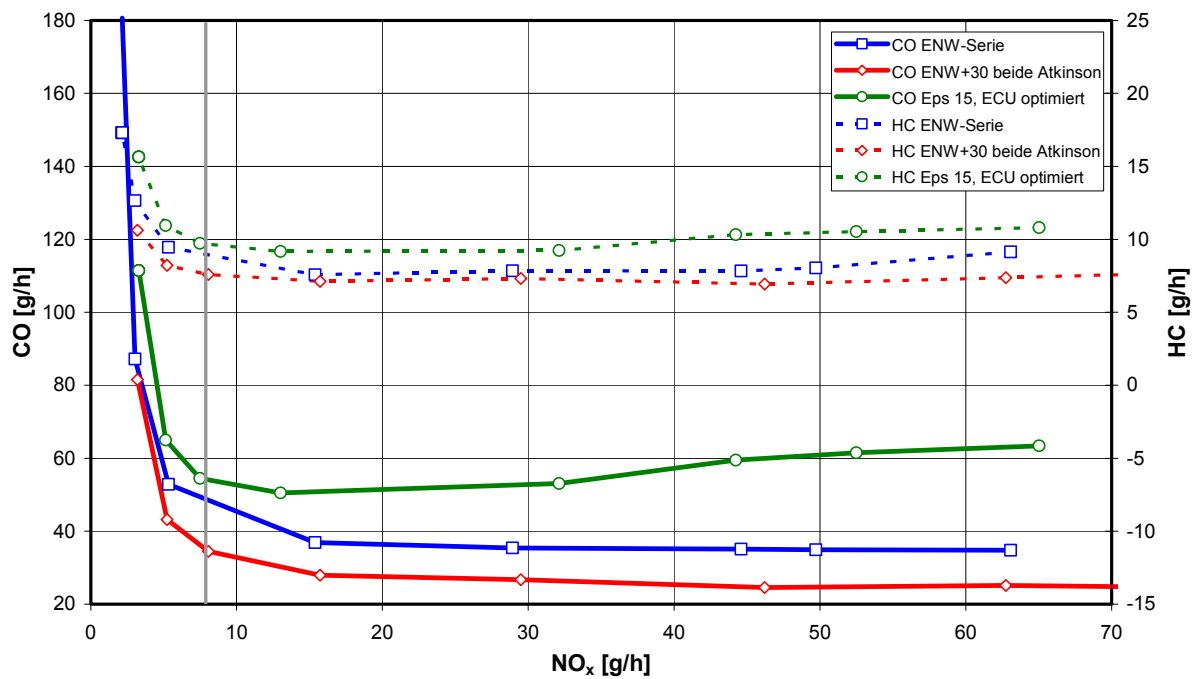


Diagramm A.26: CO, HC über NO_x: 2000-4