

Variable Ventilsteuerung für Pkw- Dieselmotoren mit Direkteinspritzung

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur

(Dr.-Ing.)

von **M.Sc. Dipl.-Ing. (FH) Carsten Kopp**

geb. am 08. April 1976 in Duderstadt

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Helmut Tschöke
Prof. Dr.-Ing. Helmut Eichlseder

Promotionskolloquium am 08. August 2006

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit im Motorenprüffeld des Geschäftsbereichs Diesel Systems der Robert Bosch GmbH. Betreut wurde sie durch das Institut für Maschinenmesstechnik und Kolbenmaschinen der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg.

Mein besonderer Dank gebührt Herrn Prof. Dr.-Ing. Helmut Tschöke für die wohlwollende Betreuung. Seine Anregungen und Ratschläge haben maßgeblich zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen. Herrn Prof. Dr.-Ing. Helmut Eichseder danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferats und die damit verbundenen Mühen.

Herzlicher Dank gilt im Weiteren Herrn Dr.-Ing. Manfred Dürnholz und Herrn Dr.-Ing. Friedrich Wirbeleit für die sehr guten Rahmenbedingungen im Motorenprüffeld der Robert Bosch GmbH und für die umfangreiche Unterstützung sowie Herrn Dr.-Ing. Thomas Wintrich für die hervorragende industrieseitige Betreuung. Die jederzeit möglichen Diskussionen halfen sehr bei der Durchführung der Versuche und der Erstellung der vorliegenden Ausarbeitung.

Ganz herzlich danke ich den Herren Dipl.-Ing. Christoph Benz, Dipl.-Ing. Martin Nagel und Dipl.-Ing. Holger Bonath, die durch Ihre Diplomarbeiten im Rahmen dieses Projektes wesentlich zum Fortschritt der Untersuchungen beigetragen haben.

Herrn Dipl.-Ing. Jens Olaf Stein, Herrn Rainer Kwasny, den Kollegen der Abteilungen DS/EVL, DS/EAT, CR/AEE und CVIT/EAR sowie allen anderen Mitarbeitern der Robert Bosch GmbH, die mir bei der Durchführung der Versuche zur Seite standen, entrichte ich meinen Dank für ihre entgegengebrachte Unterstützung, die zahlreichen Anregungen, konstruktiven Diskussionen sowie das stets angenehme Arbeitsklima.

Kurzfassung

Im Rahmen der hier vorliegenden Arbeit werden verschiedene Strategien der variablen Ventilsteuerung hinsichtlich Ihres Potenzials zur Emissionsreduzierung der dieselmotorischen Verbrennung im Teillastbetrieb untersucht.

Das Potenzial variabler Einlassventilsteuerung kombiniert mit externer und gekühlter Abgasrückführung zur Reduzierung des Ruß-/NO_x-Emissionsniveaus liegt bei wirkungsgradneutraler Darstellung bei der Motordrehzahl von 2000 1/min und indizierten Mitteldrücken von 4 bis 8 bar bei etwa 15 - 20 %. Der Grund für die Emissionsverbesserung ist eine Beeinflussung der Ladungsbewegung mit der Folge verbesserter luftseitiger Gemischbildung. Die interne Abgasrückführung kann ohne Verbrauchsnachteile erreicht werden, führt aber aufgrund des heißen Restgases zu inakzeptablen Ruß-/NO_x-Emissionsnachteilen. Durch die Kombination aus externer und gekühlter AGR zur Limitierung des stationären Emissionsniveaus mit einem überwiegenden Anteil interner AGR zur Erhaltung einer zyklusaufgelösten AGR-Regelung kann eine beachtliche Verbesserung der Abgasrückführdynamik erreicht werden. Im Niedriglastbereich können mit interner AGR durch das im Brennraum verbleibende heiße Restgas HC- und CO-Emissionsreduzierungen von mehr als 50 % realisiert und die Abgastemperatur um etwa 50 K angehoben werden. Dies kann im Rahmen des Abgastemperaturmanagements für Abgasnachbehandlungskonzepte genutzt werden. Bei der Realisierung homogener dieselmotorischer Verbrennung mit niedrigsten Ruß- und NO_x-Emissionen durch eine Kombination aus externer und interner AGR kann bei dynamischer Lastanforderung durch Abschalten des internen AGR-Anteils zyklusaufgelöst zur konventionellen Verbrennung umgeschaltet werden. Weiterhin können bei homogenem Betrieb die Toleranzen in der Luftzumessung sowie AGR-Ungleichverteilungen unter den Zylindern ausgeglichen werden.

Mit den in dieser Arbeit aufgezeigten Vorteilen durch variable Ventilsteuerung hinsichtlich der Abgasemissionen bei dynamischem Betrieb des Dieselmotors, insbesondere bei Konzepten mit höchsten AGR-Raten, wird ein Beitrag zur Erfüllung der stetig wachsenden Anforderungen an dieselmotorische Brennverfahren geleistet.

Abstract

Within this thesis different variable valve actuation strategies and their potential in diesel combustion optimisation regarding emission reduction at engine part load operation are investigated.

The potential of variable intake valve actuation in combination with external and cooled exhaust gas recirculation for reduction of soot/NO_x-emissions results to about 15 - 20 % without negative impact on combustion efficiency at 2000 rpm engine speed and indicated mean effective pressures from 4 to 8 bar. This advantage is mainly due to the influences in charge motion and therefore improved air supported mixture formation.

The internal exhaust gas recirculation can be realised without negative impact on combustion efficiency but leads due to the hot residual gas to unacceptable soot/NO_x-emission penalties. On the other hand a combination of external and cooled EGR to limit the soot/NO_x-emission level with a larger part of internal EGR to realise a cycle selective EGR control does lead to a significant improvement in EGR dynamics. In lowest engine load operation the internal EGR leads to HC- and CO-emission reductions larger than 50 % due to the hot residual gas inside the combustion chamber. In addition the exhaust gas temperature can be increased by up to 50 K which is advantageous for the temperature management in exhaust gas aftertreatment technologies. The realisation of homogeneous diesel combustion for lowest soot- and NO_x-emissions with a combination of external and internal exhaust gas recirculation allows a cycle selective mode change to conventional combustion during dynamic load increase by deactivating the internal EGR contribution. Furthermore a compensation of tolerances in air mass and unequal EGR distribution between the individual cylinders can be done in homogeneous combustion operation mode by means of cylinder specific valve actuation.

The advantages of variable valve actuation strategies described in this thesis concerning the exhaust emissions in dynamic operation of Diesel engines, especially for concepts with highest EGR rates, represent an improvement towards future requirements on Diesel combustion systems.

Inhalt

1	Einleitung	1
1.1	Zukünftige Anforderungen an den Dieselmotor	2
1.2	Inhalte und Ziele der Arbeit.....	3
2	Stand der Technik	5
2.1	Dieselmotorisches Brennverfahren.....	6
2.1.1	Konventionelle dieselmotorische Verbrennung.....	6
2.1.2	Innermotorische Maßnahmen zur Emissionssenkung	12
2.1.3	Homogene dieselmotorische Verbrennung.....	18
2.2	Ventilsteuerung moderner Pkw-Dieselmotoren	21
3	Variable Ventilsteuerung beim Dieselmotor	25
3.1	Parameter für Variabilitäten in der Ventilsteuerung	25
3.2	Einteilung variabler Ventiltriebssysteme	26
3.3	Das variable Ventiltriebssystem <i>Lost Motion</i>	28
3.3.1	Aufbau und Funktionsweise	28
3.3.2	Flexibilitätserweiterung des <i>Lost Motion</i> Systems	32
3.4	Potenzialabschätzung für dieselmotorische Brennverfahren.....	35
3.4.1	Variable Einlassventilsteuerung	35
3.4.2	Variable Auslassventilsteuerung	38
4	Beschreibung des Versuchsträgers	43
5	Strömungsverhalten und Ladungsbewegung im Versuchsträger	47
5.1	Analyse der Zylinderkopfströmung	47
5.2	Einfluss späten Einlassventilöffnens auf Muldendrall und Luftaufwand	51

6	Optimierung des dieselmotorischen Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung	57
6.1	Betriebspunktdefinition und Messprogramm	57
6.2	Variable Einlasssteuerung	60
6.2.1	Frühes Einlassventilschließen	60
6.2.2	Spätes Einlassventilöffnen	67
6.2.3	Nockenwellenverstellung und variable Einlasssteuerung	75
6.2.4	Individuelle Einlassventilabschaltung	83
6.3	Variable Auslasssteuerung	89
6.3.1	Interne Abgasrückführung durch variable Auslasssteuerung	89
6.3.2	Interne Abgasrückführung in Kombination mit variabler Einlasssteuerung	99
6.3.3	Interne Abgasrückführung in Kombination mit Nockenwellenverstellung und variabler Einlasssteuerung	106
6.4	Interne Abgasrückführung durch zusätzliches Ventilöffnen	117
6.4.1	Vorlagerung von Abgas im Saugrohr	117
6.4.2	Rücksaugen von Abgas aus dem Auslasskanal	123
6.5	Emissionsabsenkung und Abgastemperaturmanagement im Niedriglastbereich	128
6.6	Kombination aus externer und interner Abgasrückführung	132
6.7	Homogene dieselmotorische Verbrennung	140
7	Zusammenfassung der Ergebnisse	147
8	Literaturverzeichnis	151
9	Abkürzungen und Formelzeichen	155
9.1	Abkürzungsverzeichnis	155
9.2	Formelzeichenverzeichnis	157

1 Einleitung

Am 17. Februar 1897 nahm die Technische Hochschule München den ersten betriebsfähigen Dieselmotor der Welt ab, den der Ingenieur Rudolf Diesel 1892 zum Patent anmeldete und in der Maschinenfabrik Augsburg entwickelte. Jahrelang bastelte und feilte er an seinem „*rationellen Wärmemotor*“, mit dem er den Menschen die schwere Arbeit vor allem in Kleinbetrieben abnehmen wollte. Bei seiner Präsentation am 16. Juni 1897 vor dem Verein Deutscher Ingenieure war die Resonanz gewaltig, [1]. Der neue Motor hatte im Vergleich zum 1876 erfundenen Otto-Benzinmotor entscheidende Vorteile: Er war robuster und hatte einen höheren Wirkungsgrad. Diese Vorteile hat sich der Dieselmotor bis heute bewahrt. Und so bemühen sich über 100 Jahre nach Rudolf Diesel weltweit unzählige Ingenieurteams um eine weitere Verbesserung des Dieselmotors. Dabei stehen nicht mehr nur Wirkungsgrad und Verbrauch, sondern insbesondere die Abgasemissionen, das Verbrennungsgeräusch sowie Drehmoment und Motorleistung im Vordergrund.

Der Erfolg des Dieselmotors wurde mit der Einführung der Motorkonzepte mit direkter Einspritzung wegen der guten Wirkungsgrade weiter gesteigert. Während der Dieselmotor aufgrund seiner hohen Effizienz in Nutzfahrzeugen traditionell dominiert, zeigt **Abbildung 1.1** den steigenden Marktanteil der Dieselmotoren in Westeuropa auch beim Pkw.

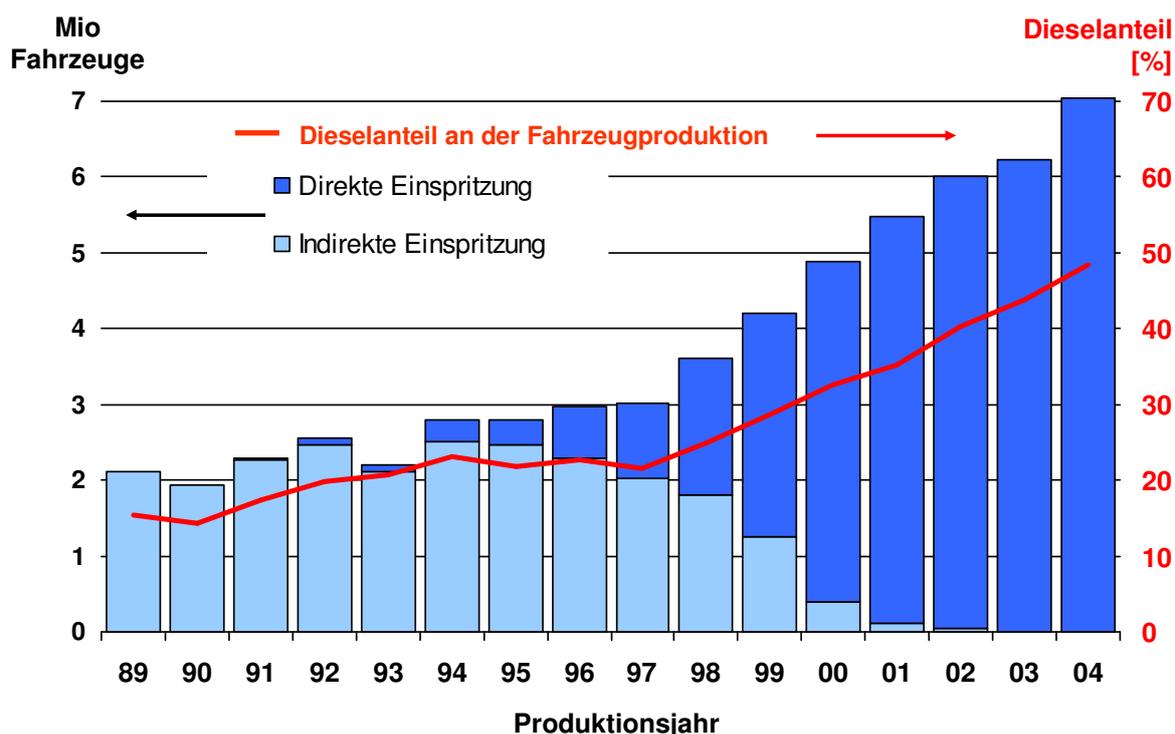


Abbildung 1.1 Produktion von Pkw mit Dieselmotor in Westeuropa, [2]

Der Diesel-Pkw ist in Europa so beliebt wie nie zuvor, [3]. Im Zeitraum von 1994 bis 2004 stieg der Dieselanteil an der Pkw-Produktion in Westeuropa von 23 % auf fast 50 %. Die absoluten Verkaufszahlen der Diesel-Pkw betragen mit etwa 7 Millionen Fahrzeugen im Jahr 2004 mehr als das 2,5-fache der Verkaufszahlen zehn Jahre zuvor. Der Marktanteil liegt in einigen europäischen Ländern bereits bei über 70 %.

Seit Einführung des Dieselmotors mit Direkteinspritzung Ende der achtziger Jahre wurde die Produktion von Pkw-Dieselmotoren mit Kammerverfahren stetig reduziert, bis im Jahre 2003 in Westeuropa nahezu keine Dieselmotoren mit indirekter Einspritzung mehr zum Einsatz kamen. Maßgeblichen Anteil an dieser Entwicklung haben die Innovationen bei den Brennverfahren mit Direkteinspritzung, den Einspritzsystemen und der Aufladung, [3].

1.1 Zukünftige Anforderungen an den Dieselmotor

Aufgrund immer strenger werdender Emissionsgrenzwerte stellt die Reduzierung der Abgasemissionen zur Erfüllung dieser Grenzwerte den Schwerpunkt heutiger Entwicklungstätigkeiten am Dieselmotor dar. Weiterhin wird wegen steigender Kundenansprüche hinsichtlich Erhöhung des maximalen Drehmoments und der maximalen Motorleistung, der Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und der Absenkung des Verbrennungsgeräusches derzeit ein enormer Entwicklungsaufwand zur stetigen Verbesserung der Pkw-Dieselmotoren betrieben.

Als besondere Herausforderung gilt aufgrund der heterogenen Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor die Absenkung der Schadstoffemissionen. **Abbildung 1.2** zeigt die seit Einführung der Euro-Grenzwerte stufenweise Reduzierung der zugelassenen Emissionen von Stickoxiden und Kohlenwasserstoffen, Kohlenmonoxiden sowie der Partikelmasse bis zur Schadstoffnorm Euro 4, die seit dem Jahr 2005 von Fahrzeugen für den europäischen Markt zu erfüllen ist. Momentan herrscht noch Unsicherheit über den zu erwartenden Euro 5 Grenzwert. Als sicher gilt, dass die Anforderungen an den Dieselmotor und seine Teilsysteme zukünftig weiter steigen werden, [4].

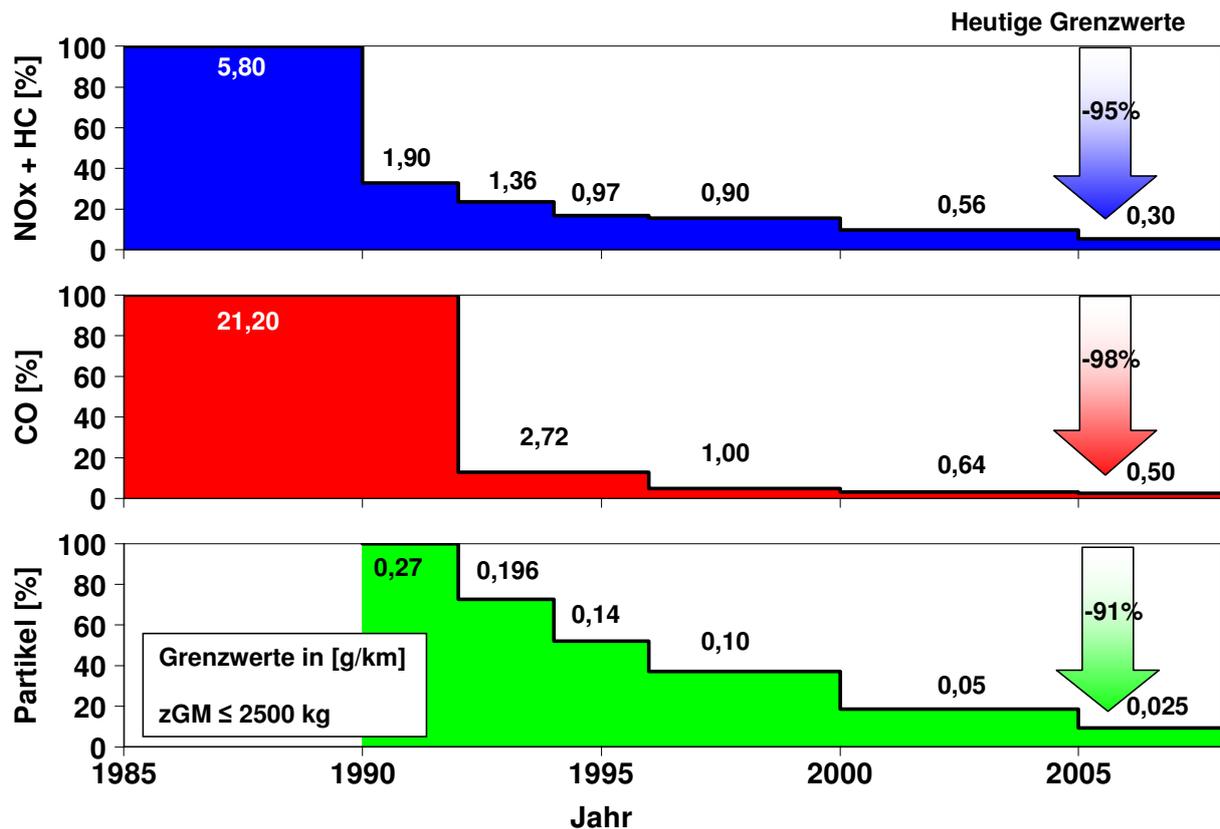


Abbildung 1.2 Emissionsgrenzwerte für Pkw und leichte Nfz in Europa, [2]

Die zur Einhaltung dieser Grenzwerte zu ergreifenden Maßnahmen müssen jedoch gleichzeitig die Kundenanforderungen berücksichtigen. Nur so kann die Attraktivität des Dieselmotors gewahrt bleiben bzw. weiter erhöht werden.

1.2 Inhalte und Ziele der Arbeit

Zur Erreichung der genannten Ziele wird derzeit intensiv an der Weiterentwicklung des Dieselmotors gearbeitet. Als Ergänzung zur heute standardmäßig verwendeten externen Abgasrückführung geht der Trend zu Abgasnachbehandlungssystemen wie Dieselpartikelfiltern oder Stickoxid-Reduktionstechnologien. Deren Einsatz bringt bislang jedoch aufgrund von Regenerationsvorgängen einen Kraftstoffverbrauchsnechtel mit sich bzw. erfordert die Mitführung zusätzlicher Substanzen im Fahrzeug. Motorisch wird neben der Optimierung der Brennräume unter anderem an verbesserten Einspritzsystemen und Einspritzstrategien gearbeitet, um die Rohemissionen des Dieselmotors weiter abzusenken.

Eine bislang relativ wenig diskutierte Möglichkeit zur weiteren Reduzierung der Schadstoffemissionen im Teillastbetrieb des Dieselmotors ist die variable Ventilsteuerung. Sie befindet sich bei einigen Ottomotor-Konzepten bereits im Serieneinsatz und bietet dort vor allem Vorteile hinsichtlich Minimierung der Ladungswechselverluste im Teillastbetrieb. Beim Dieselmotor verspricht eine betriebspunktabhängige und individuelle Optimierung der Ventilsteuerzeiten sowie der Ventilhubverläufe gerade bei 4-Ventil Motoren durch individuell steuerbaren Drall- und Füllkanal großes Potenzial zur Emissionsenkung aufgrund gezielter Beeinflussung der Ladungsbewegung, womit Einfluss auf die luftseitig gesteuerte Gemischbildung genommen werden kann. Weitere Vorteile ergeben sich im Bereich der internen Abgasrückführung, die besonders im transienten Motorbetrieb durch ihre schnelle und genaue Regelbarkeit die Zumessung der Abgasrückführung verbessert. Aufgrund dieser dynamischen Vorteile bei der Abgasrückführung könnte sich die variable Ventilsteuerung in den nächsten Jahren zu einer Schlüsseltechnologie für die Regelung homogener oder teilhomogener dieselmotorischer Brennverfahren entwickeln, [5].

Im Rahmen dieser Dissertation wird das Potential variabler Ventilsteuerung für Pkw-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung hinsichtlich Reduzierung der Schadstoffemissionen, des Kraftstoffverbrauchs und des Verbrennungsgeräusches im Teillastbetrieb ermittelt. Als Versuchsträger steht dabei ein Einzylinder-Forschungsmotor zur Verfügung, der im Motorenprüffeld des Geschäftsbereichs Diesel Systems der Robert Bosch GmbH betrieben wird. Der Versuchsmotor verfügt über ein teilvariables Ventiltriebssystem nach dem *Lost Motion* Prinzip. Das System wird in Kapitel 3 dieser Arbeit detailliert beschrieben.

Zunächst gilt es, einen Überblick über realisierbare Beeinflussungen des Ladungswechsels zu geben und eine Potenzialabschätzung für dieselmotorische Brennverfahren vorzunehmen. Durch experimentelle Motorversuche wird das Potenzial verschiedener variabler Ventilsteuerungsstrategien für Einlass- und Auslassventile hinsichtlich Optimierung des dieselmotorischen Teillastbetriebs ermittelt und beurteilt. Abschließend wird auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse das Potenzial der variablen Ventilsteuerung als zukünftige Technologie für Pkw-Dieselmotoren aufgezeigt.

2 Stand der Technik

Der Pkw-Dieselmotor hat in den letzten Jahren einen enormen Entwicklungsfortschritt erfahren. Heute ist das Image der Selbstzünder vor allem geprägt durch Fahrspaß aufgrund hoher Drehmomente und spezifischer Leistungen, gute Wirtschaftlichkeit und Fahrkomfort. Diese Größen werden auch zukünftig die Weiterentwicklung der Dieselmotoren vorantreiben, [5].

Immer strenger werdende Emissionsgrenzwerte sowie steigende Kundenansprüche hinsichtlich Motorleistung, Kraftstoffverbrauch und Verbrennungsgeräusch erfordern einen enormen Entwicklungsaufwand zur weiteren Verbesserung der Pkw-Dieselmotoren. Entwickelt wird derzeit sowohl an innermotorischen Maßnahmen zur weiteren Absenkung der Rohemissionen, als auch an Abgasnachbehandlungskonzepten zur nachmotorischen Emissionssenkung. Durch die öffentliche Feinstaubdiskussion zeichnet sich zukünftig neben dem Oxidationskatalysator ein flächendeckender Einsatz von Partikelfiltern bei Dieselfahrzeugen ab. Grenzen sind den technischen Konzepten primär durch die entstehenden Kosten gesetzt, [5].

Neben der Reduzierung der Schadstoffemissionen ist die Beibehaltung des Kraftstoffverbrauchsvorteils des dieselmotorischen Brennverfahrens gegenüber dem Ottomotor für eine weitere Steigerung des Marktanteils von entscheidender Bedeutung. Die Vereinbarung der Association des Constructeurs Européens d'Automobiles (ACEA) mit dem EU-Parlament über die Senkung des Flottenverbrauchs und damit der CO₂-Emissionen auf 140 g/km bis zum Jahr 2008 respektive 120 g/km bis zum Jahr 2012 im Rahmen einer freiwilligen Selbstverpflichtung sowie die notwendige Schonung der Rohöl-Ressourcen machen weiterhin eine Verbrauchssenkung zum zentralen Entwicklungsthema für beide Motorenkonzepte, [6]. Eine Verringerung des Flottenverbrauchs würde durch einen weiter erhöhten Marktanteil der sparsameren Dieselfahrzeuge positiv beeinflusst werden.

Weitere wesentliche Schwerpunkte der Entwicklungsarbeiten sind die akustische Optimierung des Dieselmotors sowie die Steigerung des maximalen Drehmoments und der maximalen Leistung.

Unter anderem durch die Einführung von Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie und 2-stufigen Aufladesystemen, effizienten Ladeluftkühlern und signifikanten Fortschritten in der Einspritzsystementwicklung konnte die durchschnittliche spezifische Leistung der Dieselmotoren in den vergangenen 10 Jahren nahezu verdoppelt werden, [8]. Dieser Entwicklungstrend wird in den nächsten Jahren vor allem durch die Einführung und Optimierung der 2-stufigen Aufladesysteme und ansteigende Nenndrehzahlen bei gleichzeitig erhöhten Einspritzdrücken weiter anhalten, [7].

2.1 Dieselmotorisches Brennverfahren

2.1.1 Konventionelle dieselmotorische Verbrennung

Das Arbeitsverfahren des Dieselmotors beruht auf der Selbstzündung des in den Brennraum eingebrachten Kraftstoffs. Die Kraftstoffeinspritzung erfolgt dabei entweder direkt in den Hauptbrennraum (direkte Einspritzung) oder in eine Vor- bzw. Wirbelkammer (indirekte Einspritzung), wobei moderne Pkw-Dieselmotoren aufgrund des höheren Wirkungsgrades heute nahezu ausschließlich mit direkter Kraftstoffeinspritzung arbeiten. Der Kraftstoff verdampft, vermischt sich mit der verdichteten heißen Zylinderladung und entzündet sich selbst. Die innere Gemischbildung hat ein heterogenes Kraftstoff-Luft-Gemisch zur Folge. Eine wesentliche charakteristische Eigenschaft des Dieselmotors ist die Qualitätsregelung, d.h. die Lasteinstellung erfolgt bei vorgegebener Luftmasse durch die Änderung des Luftverhältnisses über die eingespritzte Kraftstoffmasse.

Durch die Kraftstoffeinspritzung im Bereich des oberen Totpunktes und die für die Einbringung des Kraftstoffs zur Verfügung stehende kurze Zeitspanne von nur einigen Millisekunden kommen dem Einspritzsystem und den Einspritzparametern eine entscheidende Bedeutung zu. Die nach der Kraftstoffeinspritzung teilweise simultan ablaufenden Vorgänge der Gemischbildung und



Abbildung 2.1 Ablauf der konventionellen Dieselerverbrennung

Verbrennung konventioneller Dieselmotoren lassen sich in die in **Abbildung 2.1** aufgeführten Teilprozesse untergliedern. Der Zündverzögerung ist definiert als die Zeit zwischen dem Beginn der Einspritzung und der Selbstzündung. Dabei werden Strahlausbreitung, Zerstäubung und Verdampfung als physikalischer Zündverzögerung bezeichnet, die mit dem Beginn der Verdampfung einsetzenden chemischen Reaktionen werden chemischer Zündverzögerung genannt.

Zerstäubung des Kraftstoffs

Durch den hohen Einspritzdruck treten die Einspritzstrahlen mit hoher Geschwindigkeit aus der Düse aus und zerfallen infolge aerodynamischer Kräfte, die aus der Relativgeschwindigkeit des Kraftstoffs zur Zylinderladung resultieren, in eine Vielzahl unterschiedlich großer Tröpfchen, [9]. Die Güte der Kraftstoffzerstäubung ist abhängig von der Viskosität, der Dichte und der Oberflächenspannung des Kraftstoffes, von der Höhe des Einspritzdruckes, von der Düsengeometrie sowie von der Dichte und den Bewegungsverhältnissen der Brennraumluft, [10]. Begünstigt wird die Kraftstoffzerstäubung durch die im Einspritzstrahl vorhandenen Turbulenzen. Wechselwirkungen von Tropfen untereinander führen zu Stoßvorgängen, aus denen ein Zerfall oder eine Vereinigung der Tropfen resultieren kann. Die stärkste Abbremsung der Kraftstofftropfen ergibt sich an der Strahlspitze und im Strahlrandbereich. Nachfolgend eingespritzter Kraftstoff durchstößt die Strahlspitze, was zu ihrer pilzförmigen Ausbildung und zu deutlich ausgeprägten Strukturen im Strahl führt. Die turbulenten Interaktionen der Kraftstofftropfen bei diesem Vorgang sind der Gemischbildung förderlich, [11].

Verdampfung und Vermischung des Kraftstoffs

Durch die hohe Temperatur im Brennraum kommt es unmittelbar nach der Zerstäubung des Kraftstoffs zu einer Verdampfung zunächst der leicht flüchtigen Bestandteile und später der schwer flüchtigen Komponenten der Kraftstofftropfen. Diffusion und Konvektion führen zur Vermischung von Kraftstoff und Luft, bei der sich ein stark inhomogenes Gemisch ausbildet, dessen düsenaher Bereich und Strahlkern deutlich unterstöchiometrisch sind und einen hohen Anteil noch flüssigen Kraftstoffs aufweisen. Mit zunehmender Entfernung von der Düse und der Strahlachse sowie mit fortschreitender Zeit nach dem Einspritzbeginn wird das Gemisch immer magerer und zunehmend

gasförmig. Durch diese Schichtung existieren im Strahlmantel stets Bereiche mit günstigen Mischungsverhältnissen für die Selbstzündung, [11].

Vorreaktionen und Zündung des Kraftstoff-Luft-Gemisches

Neben der genannten physikalischen Prozesse der Gemischaufbereitung führen die stark druck- und temperaturabhängigen chemischen Reaktionen über die Erzeugung von Wärme und Bildung von Radikalen schließlich zur Selbstzündung am Ort der hierfür günstigsten Voraussetzungen. Das inhomogene Gemisch im Brennraum des Dieselmotors verfügt stets über Gebiete mit günstigen Zündbedingungen. Hierbei findet die erste Selbstzündung bevorzugt in Bereichen fetteren Gemisches mit Luftverhältnissen zwischen $\lambda=0,6$ und $\lambda=0,8$ statt. Das im Brennraum herrschende Gesamtluftverhältnis übt kaum Einfluss auf den Zündverzug aus, [11]. Bei zunehmend fettem Gemisch kommt es zu trägeren Reaktionen, hauptsächlich bedingt durch die stärkere Gemischabkühlung bei der endothermen Verdampfung der größeren Brennstoffmasse. Neben Druck, Temperatur und Einspritzmenge sind auch die Cetanzahl des Kraftstoffs, der Einspritzdruck, der Düsenlochdurchmesser, der Siedeverlauf des Kraftstoffs und die Brennraumströmung entscheidend für den Zündverzug. Ein weiterer wichtiger Parameter, der die chemischen Vorreaktionen beeinflusst, ist die Abgasrückführung. Die Effekte der Abgasrückführung werden in Unterkapitel 2.1.2 näher beschrieben.

Verbrennung und Schadstoffbildung

Der zeitliche Verlauf der konventionellen dieselmotorischen Verbrennung wird nach [9, 10] in mehrere Phasen untergliedert, verdeutlicht in **Abbildung 2.2**. Zunächst entzünden sich die Bereiche eines lokal homogenen Kraftstoff-Luft-Gemisches in einer vorgemischten Verbrennung (Premixed-Verbrennung) mit schneller Flammenausbreitung und im gut aufbereiteten und reaktionsfreudigen Gemisch (1. Phase). Die schnelle Flammenausbreitung der Premixed-Verbrennung führt zu einem steilen Druckgradienten. Kennzeichnend für diese Brennphase ist eine ausgeprägte Spitze im Brennverlauf. In der nachfolgenden Mischungskontrollierten Diffusionsverbrennung erfolgt der Umsatz weiterer Kraftstoffmengen (2. Phase). Bereiche unvollendeter Vermischung der Reaktionspartner verbrennen durch Mischungsprozesse kontrolliert, indem der Kraftstoff und die Luft

diffusionsgesteuert in die Flamme strömen. Dabei vermischt sich der Kraftstoff mit Luft und Verbrennungsgasen unterschiedlichster Zusammensetzungen. Die während der Verbrennung stattfindenden Gemischbildungsvorgänge haben einen entscheidenden Einfluss auf den Verbrennungsverlauf. Abnehmende Gastemperaturen und eine geringe Konzentration der Reaktionspartner bewirken eine nur noch sehr schleppend verlaufende Verbrennung der Restkraftstoffmenge in der Nachverbrennungsphase (3. Phase).

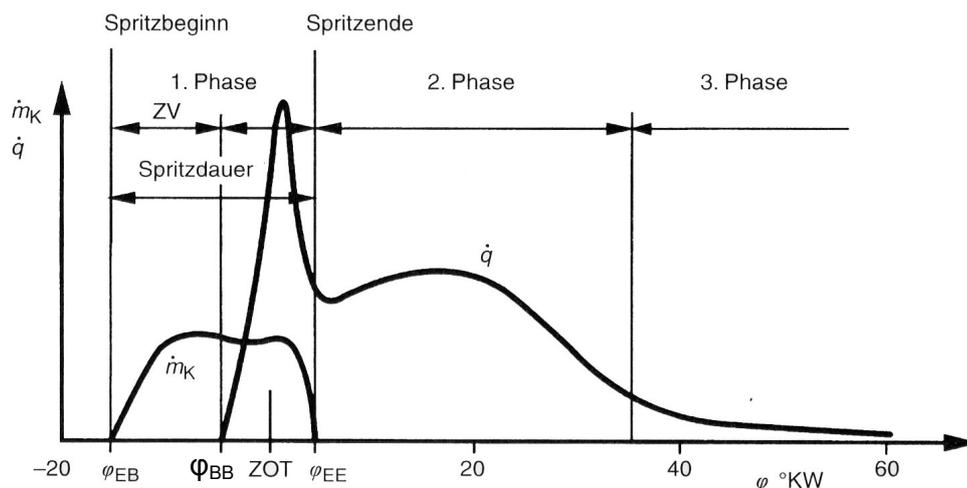


Abbildung 2.2 Qualitativer Verlauf von Kraftstoffeinspritzung und Wärmefreisetzung beim Dieselmotor mit Direkteinspritzung, [10]

Bei der dieselmotorischen Verbrennung sind die Kohlenwasserstoff-Emissionen (HC) und Kohlenmonoxid-Emissionen (CO) als Produkte unvollständiger Verbrennung sehr gering im Vergleich zum Ottomotor. Die Reduzierung der Stickoxide und der Partikel erweist sich beim Diesel als deutlich schwieriger. Bei der homogenen oder teilhomogenen Verbrennung von Dieselkraftstoff treten hingegen teilweise deutlich höhere HC- und CO-Emissionen auf. Eine detaillierte Beschreibung der Effekte bei homogener Verbrennung erfolgt in Unterkapitel 2.1.3.

Kohlenwasserstoff (HC), [12]

Die Kohlenwasserstoffanteile im dieselmotorischen Abgas sind ein Produkt unvollständiger Verbrennung. Die Ursache für die unvollständige Verbrennung können stark abgemagerte Bereiche im Brennraum sein, die nicht von der Flamme erfasst werden und bei niedrigen Temperaturen nicht rechtzeitig oder nur teilweise reagieren. Wird die Verbrennung in die Expansionsphase verlagert, kann die Flamme aufgrund sinkender Brennraumtemperaturen

erlöschen und es kommt ebenfalls zu einem Anstieg der HC-Emissionen. Weiterhin steigen die Kohlenwasserstoff-Emissionen z.B. durch unkontrolliertes spätes Eindringen von Kraftstoff aufgrund undichter Kraftstoffdüsen oder durch Auftreffen größerer Mengen Kraftstoff auf die Zylinder- oder Muldenwand an.

Kohlenmonoxid (CO), [12]

Kohlenmonoxid ist vorwiegend auf die nicht vollständige Oxidation unverbrannter Kohlenwasserstoffe zurückzuführen. Da der Dieselmotor zwar bei der Verbrennung örtlich fette Gemischzonen aufweist, jedoch insgesamt mit mageren Mischungsverhältnissen arbeitet, ist genügend Sauerstoff zur CO-Oxidation vorhanden. Ein Anstieg findet bei der Annäherung an das stöchiometrische Luftverhältnis statt.

Stickoxid (NO_x)

Hinsichtlich der Bildung von Stickoxiden unterscheidet man im Wesentlichen drei Mechanismen, das *Thermische NO nach Zeldovich*, das *Prompte NO nach Fenimore* und das *Brennstoff-NO*, [13, 14].

Thermisches NO nach Zeldovich

Bei der Verbrennung unter hohen Temperaturen (> 2200 K) kommt es in lokalen Bereichen mit Sauerstoffüberschuss zu einer Reaktion des sich in der Ansaugluft befindenden und sich nicht streng inert verhaltenden Stickstoffs zu Stickoxiden (NO_x), [15]. Dieses Stickoxid wird thermisches NO genannt und entsteht nach den Zeldovich-Mechanismen. Insgesamt sind an der Stickoxidbildung mindestens 16 bekannte Reaktionen beteiligt. Alle Gleichungen besitzen jeweils zwei Reaktionspartner auf jeder Seite (bimolekulare Hin- und Rückreaktion). Es sind acht Oxidationsformen bekannt, von denen für die dieselmotorische Verbrennung nur das Stickstoffmonoxid und das Stickstoffdioxid relevant sind. Stickstoffmonoxid wird während der Verbrennungsphase gebildet. Stickstoffdioxid dagegen ist ein Folgeprodukt, das bei niedrigen Temperaturen durch Nachoxidation des Stickstoffmonoxids gebildet wird, [15]. Die Hauptparameter zur Beeinflussung der thermischen NO-Bildung sind somit die Temperatur, die Sauerstoffkonzentration am Ort der Verbrennung und damit das lokale Luftverhältnis sowie die Verweildauer bei hoher Temperatur.

Promptes NO nach Fenimore

Das prompte NO nach Fenimore bildet sich in der Flammenfront, insbesondere unter brennstoffreichen Bedingungen. Durch die Reaktion von Kohlenwasserstoffradikalen mit Stickstoffmolekülen bilden sich Zyanide, woraus sich in Nebenreaktionen mit Sauerstoffträgern NO bildet. Die Bildung von promptem NO tritt vor allem bei Luftmangel auf, da das Ethin (Acetylen) als Vorläufer des CH-Radikals nur unter brennstoffreichen Bedingungen gebildet wird. Durch die geringe Konzentration von CH-Radikalen spielt diese Art der Stickoxidbildung jedoch eine untergeordnete Rolle, [14].

Brennstoff-NO

Während des Verbrennungsprozesses bilden sich aus dem im Kraftstoff gebundenen Stickstoff durch Zerfall einfache Amine und Zyanide. Diese sekundären Stickstoffverbindungen reagieren mit Sauerstoff weiter zu NO. Da der im Kraftstoff enthaltene Stickstoffanteil sehr gering ist, und auch nur ein Teil davon in NO umgewandelt wird, kann der Anteil des Brennstoff-NO an den Stickoxid-Emissionen ebenfalls vernachlässigt werden, [14].

Für grundsätzliche Betrachtungen sind die Zeldovich-Gleichungen ausreichend. In der Nähe der Grenztemperatur von 2200 K kommt es zu einer stetigen Verlangsamung der NO_x-Bildungsmechanismen, die bei Unterschreitung der Grenztemperatur endgültig zum Erliegen kommen, [15].

Partikel

Die gesetzlich limitierten Partikel-Emissionen setzen sich aus Ruß und angelagerten Kohlenwasserstoffen, Sulfaten, Aschen und metallischem Abrieb zusammen. Die Bildung erfolgt nach sehr komplexen Mechanismen und ist trotz intensiver Arbeit auf diesem Gebiet derzeit im Detail noch nicht geklärt, [13]. Die Verbrennung von Kohlenwasserstoffen führt zu Rußbildung, wenn Kraftstoff bei lokalem Luftmangel und Temperaturen über 1400 K verbrennt oder Pyrolyseprozesse im Kraftstoff stattfinden, [11]. Der Rußbildungsprozess lässt sich in die zum Teil simultan ablaufenden Phasen *Teilchenneubildung*, *Oberflächenwachstum*, *Koagulation*, *Agglomeration* und *Nachoxidation* unterteilen, [11, 16].

Parallel zu den Rußbildungsvorgängen findet in Gebieten hoher Sauerstoffkonzentration eine Oxidation der Rußpartikel statt. Durch diesen Prozess beträgt die Rußemission der dieselmotorischen Verbrennung nur etwa 5 % der zwischenzeitlich auftretenden maximalen Rußkonzentration. Die Rußoxidation findet bei Temperaturen $> 1300\text{ K}$ statt. Neben dem molekularen Sauerstoff kommen auch anderen Reaktionspartnern, wie dem OH-Radikal bei der Rußoxidation eine wesentliche Bedeutung zu, [11]. Die Oxidationsrate nimmt mit steigender Temperatur bzw. steigendem Sauerstoff-Partialdruck zu, [17].

Abbildung 2.3 verdeutlicht den Bereich der Rußbildung und Rußoxidation in Abhängigkeit vom lokalen Luftverhältnis und der Verbrennungstemperatur.

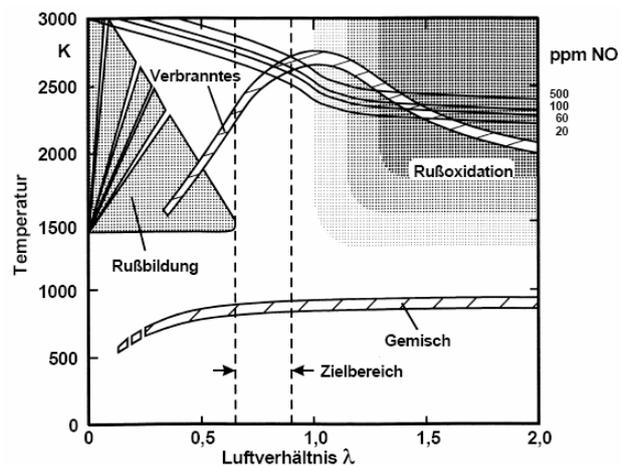


Abbildung 2.3 Rußbildung und Rußoxidation dieselmotorischer Verbrennung, [18]

2.1.2 Innermotorische Maßnahmen zur Emissionssenkung

Beim Dieselmotor ist durch den Betrieb mit Luftüberschuss eine Abgasnachbehandlung mittels 3-Wege-Katalysator und $\lambda=1$ -Regelung wie beim Ottomotor nicht möglich. Aus diesem Grund kommt derzeit nur ein Oxidationskatalysator zur Minimierung von Kohlenmonoxid- und Kohlenwasserstoff-Emissionen sowie vermehrt ein Partikelfilter zum Einsatz.

Die Einhaltung derzeitiger und zukünftiger Abgasemissionsstandards hinsichtlich HC und CO ist mit dem konventionellen Dieselmotorenverfahren mit Direkteinspritzung in Kombination mit Oxidationskatalysatoren möglich. Dagegen stellt die Reduktion der Stickoxid-Emissionen und der Partikel-Emissionen eine weitaus größere Herausforderung dar, weswegen hier der Fokus der Entwicklungsaktivitäten beim Dieselmotor liegt.

Generell wird zwischen innermotorischen Maßnahmen zur Rohemissionssenkung und dem Einsatz von Abgasnachbehandlungssystemen

unterschieden. Im Bereich der Abgasnachbehandlung wird zur Minimierung des Partikelaustritts der Dieselpartikelfilter weiterentwickelt. Zur Reduzierung der Stickoxid-Emissionen befinden sich der NO_x -Speicherkatalysator und die selektive katalytische Reduktion (SCR) in der Entwicklung. Der Einsatz dieser Konzepte beim derzeitigen Stand der Technik ist allerdings mit deutlichen Mehrkosten verbunden. Hierzu zählen ein erhöhter Kraftstoffverbrauch bei Regenerationsvorgängen für Partikelfilter und NO_x -Speicherkatalysator, zusätzliche Additive bei einigen Partikelfilter-Technologien, mitzuführende Reduktionsmittel, wie Harnstoff beim SCR und die Herstellungskosten der Komponenten in erster Linie für verwendete Edelmetalle. Weiterhin sind die Regenerationsvorgänge durch eine notwendige Anhebung der Abgastemperatur bei niedriger Motordrehzahl und -last nicht ohne weiteres darstellbar, so dass sich für Fahrzeuge, die ausschließlich im Stadtverkehr betrieben werden, hier weitere Herausforderungen ergeben. Der Schwerpunkt der Entwicklung des dieselmotorischen Brennverfahrens muss aus den genannten Gründen weiterhin auf der innermotorischen Rohemissionssenkung liegen, um Abgasnachbehandlungskonzepte möglichst vermeiden bzw. einfacher gestalten zu können.

Abgasrückführung

Die derzeit weitest verbreitete Methode zur Reduktion des Stickoxid-Ausstoßes zur Erfüllung der heute gültigen Schadstoffnorm Euro 4 bei Diesel-Pkw ist die äußere Hochdruck-Abgasrückführung. Dabei wird dem Abgastrakt vor der Turbine des Turboladers über ein Abgasrückführventil eine definierte Menge Abgas entnommen und der Ansaugluft hinter dem Verdichter des Turboladers zugeführt. Die Rückführung der Abgase führt über eine Senkung des Sauerstoffgehaltes der Zylinderladung zu einer Verringerung der Stickoxid-Emissionen. Die meist dreiatomigen Inertgase entziehen der Verbrennung Wärme aufgrund der höheren Wärmekapazität der Abgasbestandteile CO_2 und H_2O resultierend aus der Verbrennung. Die Folge sind abgesenkte Verbrennungsspitzen Temperaturen und verlangsamte Reaktionsgeschwindigkeiten der NO_x -Bildungsmechanismen, wodurch weniger Stickoxide entstehen. Nachteilig wirkt sich die Abgasrückführung auf die Partikel-Emissionen aus. Das mit steigender Rückführrate sinkende Luftverhältnis verursacht zunehmenden lokalen Sauerstoffmangel und somit erhöhte Rußbildung. Der

mit steigender AGR-Rate verlängerte Zündverzug bewirkt einen weiter in die Expansionsphase verlagerten Brennbeginn und somit eine unvollständigere Verbrennung mit dem Resultat erhöhter Kohlenwasserstoff-Emissionen. Infolge des entstehenden Luftmangels führt eine steigende Abgasrückführrate ebenfalls zu einem Anstieg der Kohlenmonoxid-Emissionen. Die externe Hochdruck-Abgasrückführung führt bei Dieselmotoren mit Turbo-Aufladung durch eine Absenkung des Abgasgegendrucks weiterhin zu einer Reduktion der Ladungswechselerarbeit, wodurch sich zunächst ein geringerer spezifischer Kraftstoffverbrauch einstellt. Bei weiter steigender AGR-Rate ergibt sich allerdings bei gleichem Einspritzbeginn durch die zunehmende Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes ein Wirkungsgradnachteil.

Durch die Zumischung des Abgases steigt die Einlasstemperatur im Saugrohr, wodurch die Zylinderfüllung verschlechtert wird und somit das Luftverhältnis weiter sinkt. Eine wirkungsvolle Maßnahme ist die Kühlung des rückgeführten Abgases. Zur Vermeidung eines starken Anstiegs von HC- und CO-Emissionen beim Kaltstart und in der Warmlaufphase des Motors sollte die Kühlung des zurückgeführten Abgases durch einen schaltbaren AGR-Kühler deaktivierbar sein.

Aus der Senkung der Stickoxid-Emissionen und dem gleichzeitigen Anstieg der Partikel-Emissionen ergibt sich ein NO_x -Partikel-Konflikt. Der beste Kompromiss durch die Abgasrückführung ist erreicht, wenn entsprechend der gesetzlichen Anforderungen für Partikel- und NO_x -Emissionen der gleiche Sicherheitsabstand zu den gültigen Grenzwerten besteht. Die europäische Abgasnorm Euro 4 schreibt einen NO_x -Grenzwert von 0,25 g/km und einen Partikel-Grenzwert von 0,025 g/km im europäischen Fahrzyklus MNEFZ vor. Entsprechend hat ein Motor, der ohne Abgasnachbehandlung für NO_x - und Partikel-Emissionen betrieben wird, stets den maximalen Sicherheitsabstand zu den beiden Grenzwerten, wenn sein Emissionsverhältnis $\text{Partikel}/\text{NO}_x = 1/10$ beträgt. Der zu erzielende Kompromiss wird durch eine diagonale 1/10-Auslegungsgerade im Partikel/ NO_x -Diagramm gekennzeichnet. Die optimale Reduzierung der Stickoxid-Emissionen ohne Überschreitung der Partikel-Grenzwerte erfordert eine genaue Zumessung der Abgasrückführrate für jeden Teillast-Betriebspunkt des Motors. Im transienten Motorbetrieb ist eine dynamische Zumessung der AGR nötig, was jedoch durch das in der AGR-Strecke und im Saugrohr befindliche Abgas erschwert wird. Hier gilt es,

das Volumen der AGR-Strecke so weit wie möglich zu reduzieren, was allerdings Verschlechterungen in der Verteilung der Abgasrückführrate auf die einzelnen Zylinder verursacht. Ebenso verschlechtert sich durch diese Maßnahme die Kühlung des rückgeführten Abgases. Besonders bei hohen AGR-Raten haben die AGR-Ungleichverteilungen unterschiedliche Verbrennungsstabilitäten der einzelnen Zylinder zur Folge, was wiederum kritisch für den Emissionsausstoß und das Verbrennungsgeräusch ist und somit vermieden werden sollte.

Ansätze zur innermotorischen Verbesserung der Stickoxid- und Partikel-Emissionen zielen vor allem in Richtung einer Verringerung der Partikel und damit einer Erhöhung der AGR-Verträglichkeit. Der Trade-off verschiebt sich so zu niedrigeren NO_x -Werten. Die Abgasrückführung mit Optimierungen hinsichtlich exakter AGR-Zumessung, AGR-Kühlung, AGR-Gleichverteilung und AGR-Dynamik im transienten Motorbetrieb bleibt auch weiterhin die zentrale Strategie zur Stickoxidminimierung bei dieselmotorischen Brennverfahren. Weiterhin führt die Optimierung unterschiedlicher Parameter mit Einfluss auf die Verbrennung zu Vorteilen im Emissionsverhalten. Die wichtigsten dieser Parameter werden im Folgenden kurz erläutert.

Einspritzsystem

Dem Einspritzsystem kommt bei der dieselmotorischen Verbrennung eine zentrale Bedeutung zu. Die direkte Einbringung des Kraftstoffs in den Brennraum und die Aufbereitung des Kraftstoff-Luft-Gemisches beeinflussen wesentlich den Verbrennungsablauf, dessen Wirkungsgrad sowie die Bildung der Schadstoffemissionen. Neben dem Einspritzdruck stellt die Einspritzdüse eines der wichtigsten Kriterien beim Einspritzsystem dar. Für ein Brennverfahren werden vor allem der Lochdurchmesser, der Höhenwinkel, der Strömungsbeiwert, die Verrundung der Düsenlocheintritte und -austritte sowie die Anzahl der Düsenlöcher an die Brennraumgeometrie und die Luftbewegung im Brennraum optimal angepasst.

Brennraumgeometrie

Die Geometrie des Brennraums trägt ebenfalls einen wesentlichen Anteil zur Optimierung des Brennverfahrens bei. Von besonderer Wichtigkeit zur Ausnutzung des maximalen Potenzials ist die Abstimmung von Einspritzsystem und Brennraumgeometrie aufeinander. Zu optimierende Parameter des Brennraums sind vor allem die Form der Kolbenmulde in Kombination mit dem durch die Einlasskanäle erzeugten Luftdrall und die Minimierung der Schadvolumina im Quetschspalt, im Feuersteg sowie im Zylinderkopf. Mit der Festlegung des Verdichtungsverhältnisses wird ein wesentlicher Einfluss auf das Motorverhalten bei Teillast und Volllast genommen. Der derzeitige Entwicklungstrend zeigt eine Senkung des Verdichtungsverhältnisses für moderne Pkw-Dieselmotoren. Zukünftige Konzepte weisen Verdichtungsverhältnisse von 17:1 und darunter auf. Durch eine Absenkung des Kompressionsenddrucks und der Kompressionsendtemperatur wird die Bildung von Stickoxiden verringert. Eine längere freie Einspritzstrahllänge aufgrund des größeren Muldendurchmessers verbessert die Gemischaufbereitung und verringert somit die Rußbildung. Ebenso verbessert sich im Volllastbetrieb die Luftausnutzung, was zusammen mit einem früheren Einspritzbeginn ohne Erhöhung des maximalen Spitzendrucks zu einer Steigerung der Leistungsabgabe des Dieselmotors führt. Nachteilig wirkt sich die Absenkung des Verdichtungsverhältnisses auf die Bildung von Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxiden aus, da durch geringeren Kompressionsenddruck und geringere Kompressionsendtemperatur die Reaktionen einfrieren und die Verbrennung somit unvollständig abläuft. Weitere Nachteile sind die Verschlechterung des Verbrennungswirkungsgrades, teilweise kompensierbar durch eine Anpassung des Einspritzbeginns, sowie die Verschlechterung des Kaltstartverhaltens besonders bei extrem niedrigen Außentemperaturen. Dem Nachteil im Kaltstartverhalten kann durch verbesserte Glühkerzen und Glühstrategien, eine optimierte Einspritzstrategie und eine angepasste Lage der Einspritzstrahlen zur Glühkerze entgegengewirkt werden.

Zylinderkopf

Neben dem eigentlichen Brennraum hat auch der Zylinderkopf einen wesentlichen Einfluss auf die Verbrennung. Bei den meisten Pkw-Dieselmotoren hat sich inzwischen die 4-Ventiltechnik mit zwei Einlass- und

zwei Auslassventilen je Zylinder durchgesetzt, die üblicherweise durch zwei obenliegende Nockenwellen betätigt werden. Vorteile ergeben sich gegenüber 2-Ventil-Konzepten hinsichtlich eines größeren Öffnungsquerschnittes und somit einer besseren Zylinderfüllung sowie variabel gestaltbarem Drall. Dabei wird einer der beiden Einlasskanäle als Füllkanal mit einem hohen Durchfluss und einer geringen Drallbildung ausgelegt, der zweite Einlasskanal wird als Drallkanal mit einer stärker ausgeprägten Erzeugung rotatorischer Luftbewegung und reduziertem Durchfluss ausgelegt. Diese Konzeption ermöglicht in niedrigen Lastpunkten, in denen der Dieselmotor durch die Qualitätsregelung ohnehin mit einem hohen Luftüberschuss betrieben wird, die Realisierung einer Drallsteuerung durch Abschaltung des Füllkanals. Die Folge ist eine Verbesserung der luftseitigen Gemischbildung mit reduzierender Wirkung auf die Rußbildung und somit verbesserter Abgasrückführverträglichkeit. Hierbei ist die Abstimmung von Einspritzsystem und Drallbildung zur Vermeidung von ineinanderwehenden Kraftstoffstrahlen von enormer Wichtigkeit. Ein weiterer Vorteil der 4-Ventiltechnik ist die senkrechte und zentrale Anordnung der Einspritzdüse, die eine Gleichstellung der maximalen Eindringtiefe der einzelnen Kraftstoffstrahlen ermöglicht.

Aufladung und Luftsystem

Entscheidenden Einfluss auf die Verbrennung hat weiterhin das Luftsystem des Dieselmotors. Die Auslegung des Abgasturboladers stellt hierbei einen Kompromiss aus dynamischem Ansprechverhalten beim Anfahren oder Beschleunigen aus niedriger Motordrehzahl und Last sowie maximal realisierbarem Ladedruck aufgrund des Erreichens der Stopfgrenze der Turbine im Nennleistungspunkt des Motors dar. Die Einführung der variablen Turbinengeometrie erbrachte hier einen wesentlichen Fortschritt. Zukünftig werden 2-stufige Aufladekonzepte bzw. Registeraufladung weiteres Potenzial bieten, bei denen ein kleiner Hochdruck-Turbolader für ein gutes dynamisches Ansprechverhalten durch steigende Ladedrücke bei niedriger Motordrehzahl und Last sorgt, während ein großer Niederdruck-Turbolader deutlich höhere Ladedrücke im oberen Drehzahlbereich des Motors ermöglicht. Diese Technologie unterbindet die dieseltypische Anfahrschwäche und verspricht weiter steigende spezifische Leistungen der Diesel-Pkw.

Das Luftsystem bietet bei der Ladeluftkühlung und dem Strömungsverhalten der luftführenden Bauteile Potenzial zur weiteren Optimierung. Wichtig ist die bereits erwähnte Gleichverteilung des rückgeführten Abgases besonders für Brennverfahren mit einer hohen Abgasrückführverträglichkeit.

Eine Technologie, die sich derzeit im Entwicklungsstadium befindet, ist die Niederdruck-Abgasrückführung. Im Gegensatz zur heute üblichen Hochdruck-Abgasrückführung wird hier das Abgas nicht vor der Turbine dem Abgasstrang entnommen und der verdichteten Luft im Saugrohr wieder zugeführt, sondern das Abgas wird hinter der Turbine und den Abgasnachbehandlungskomponenten entnommen und gereinigt sowie gekühlt der Luftstrecke vor dem Verdichter wieder zugeführt. Diese Methode führt aufgrund des höheren Abgasmassenstroms durch die Turbine zu einer Wirkungsgradverbesserung des Turboladers und durch die bessere Vermischung von Abgas und Luft zu einer annähernd optimalen AGR-Gleichverteilung bei gleichzeitig weiter abgesenkter Abgastemperatur. Der Nachteil ist das große abgasführende Volumen auf der Saugseite, was im transienten Motorbetrieb eine inakzeptable Genauigkeit der Zumessung zurückgeführten Abgases hervorruft. Die Niederdruck-AGR kann somit nur als Ergänzung zu einer schnell regelnden AGR-Technologie angesehen werden.

2.1.3 Homogene dieselmotorische Verbrennung

Die konventionelle Dieselerverbrennung läuft nach der vorgemischten Verbrennung der im Zündverzug eingebrachten Kraftstoffmenge als mischungskontrollierte Diffusionsverbrennung mit einem stark heterogenen Kraftstoff-Luft-Verhältnis ab. Dies begünstigt einerseits die Rußbildung in Zonen lokalen Sauerstoffmangels, andererseits läuft die Diffusionsverbrennung am Strahlrand größtenteils in nahe-stöchiometrischen Bereichen ab, was zu lokal sehr hohen Temperaturen in der Verbrennungszone führt und daher die Bildung von thermischem NO nach den Zeldovich-Mechanismen begünstigt. Im Gegensatz dazu liegt beim konventionell betriebenen Ottomotor ein homogenes Kraftstoff-Luft-Gemisch vor. Der Ablauf der Verbrennung erfolgt nach Fremdzündung durch eine fortschreitende Flammenfront mit lokal sehr hohen Temperaturen und daraus resultierender hoher NO-Bildung und nahezu ohne Partikelbildung.

Bei der HCCI Verbrennung (**H**omogeneous **C**harge **C**ompression **I**gnition – homogene Selbstzündung) wird dagegen ein homogenes Gemisch verdichtet, bis es sich selbst entzündet. Das Gemisch ist dabei im Idealfall völlig homogen, d. h. das lokale Luftverhältnis entspricht an jedem Ort im Brennraum dem globalen Luftverhältnis. Das Gemisch entzündet sich annähernd gleichzeitig an mehreren Stellen im Brennraum, [19, 20, 21]. Die Zündung erfolgt in Abhängigkeit von Druck und Temperatur und ist hauptsächlich durch die Reaktionskinetik kontrolliert. Die homogene Selbstzündung wurde bereits erfolgreich mit verschiedenen Otto- und Dieselmotorkraftstoffen realisiert, ebenso mit Methanol, Ethanol und Erdgas, [22]. Während beim Ottomotor eine Verbesserung des Wirkungsgrades in der Teillast im Vordergrund steht, bietet sich beim Dieselmotor durch die homogene Verbrennung die Möglichkeit, Stickoxid- und Partikel-Emissionen wirkungsvoll zu senken.

Die Selbstzündung vom homogenen Dieselmotorkraftstoff-Luft-Gemisch läuft in einem charakteristischen zweistufigen Reaktionsprozess ab. In der ersten Phase, der sogenannten *cool flame* oder kalten Verbrennung finden Niedertemperatur-Vorreaktionen statt, in der bis zu 15 % der gesamten chemischen Energie umgesetzt werden kann, [17, 23, 24, 25]. In der anschließenden zweiten Phase erfolgt die Hochtemperatur-Oxidation, der Hauptanteil der Energieumsetzung. Die Zeit vom Einspritzbeginn bis zum Beginn der Hochtemperatur-Oxidation wird als Zündverzugszeit bezeichnet. Sie wird bei steigenden Brennraumdrücken kürzer.

Der prinzipielle Unterschied der HCCI-Verbrennung zur konventionellen Diesel-Verbrennung besteht darin, dass bei konventioneller Verbrennung ein Großteil der spezifischen Kraftstoffwärme in einer Verbrennungszone freigesetzt wird, in der sich immer nur ein Teil des Gemisches befindet. Es gelangen stets neue Massenanteile des Gesamtgemisches durch Diffusion in diese Verbrennungszone. Bei der HCCI-Verbrennung verbrennt nahezu das gesamte Gemisch gleichzeitig. Die Kontrolle der lokalen Wärmefreisetzungsgeschwindigkeit erfolgt durch Luftüberschuss oder hohe Abgasrückführraten, um eine unkontrollierte oder zu heftig ablaufende Verbrennung zu vermeiden. Durch die bei HCCI gleichmäßig im Brennraum ablaufende Verbrennung ergibt sich im Gegensatz zur konventionellen dieselmotorischen Verbrennung eine nahezu gleichmäßige Temperatur im Brennraum. Diese ist einerseits durch

das lokal hohe Luftverhältnis bzw. die hohe Abgasrückführrate niedriger als in stöchiometrischen Zonen, da die überschüssigen Luft- bzw. Inertgasmengen mit aufgeheizt werden, andererseits wird die Wärme durch die Vielzahl der Verbrennungszonen besser an die gesamte Zylinderladung abgeführt. In der Verbrennungszone der konventionellen Diffusionsverbrennung hingegen wird die Wärme konzentriert in einem kleinen Volumen freigesetzt und heizt dieses stark auf.

Ziel der HCCI-Verbrennung beim Dieselmotor ist es, die auftretenden Verbrennungstemperaturen so gering zu halten, dass die Bildung von thermischem NO unterbunden wird. Durch die homogene Kraftstoffverteilung ohne lokalen Sauerstoffmangel wird ebenfalls die Rußbildung unterdrückt. Die geringen NO_x-Emissionen und die wegen der reduzierten Rußbildung geringeren Partikel-Emissionen machen die homogene Verbrennung für den Dieselmotor hinsichtlich zukünftiger Emissionsgrenzwerte interessant, [21, 26, 27, 28].

Wichtigste Voraussetzung der homogenen Verbrennung beim Dieselmotor ist die Homogenisierung der Zylinderladung vor dem Beginn der Verbrennung. Wegen der hohen Zündwilligkeit und der geringen Verdampfungsneigung des Dieselmotorkraftstoffs sowie des relativ hohen Verdichtungsverhältnisses der Dieselmotoren, was zu hohen Verdichtungsendrücken und -temperaturen und damit zu kurzen Zündverzügen führt, müssen Maßnahmen gefunden werden, um die notwendige Zeit zur Homogenisierung der Zylinderladung sicherzustellen. Es kann die Notwendigkeit einer zeitlichen Trennung von Kraftstoffeinspritzung und Verbrennung abgeleitet werden, realisiert durch möglichst kurze Einspritzdauern und entsprechend lange Zündverzüge. Einfluss auf die Einspritzdauer kann über Einspritzdruck und hydraulischen Düsendurchfluss genommen werden, der Zündverzug ist bestimmt durch luftseitige Parameter, wie AGR-Rate, Ladedruck, Saugrohrtemperatur und Ladungsbewegung sowie durch die Einspritzstrategie, das Verdichtungsverhältnis und die Eigenschaften des Kraftstoffs. Die geänderten Einspritzstrategien können mit einem flexiblen Einspritzsystem, wie dem Common-Rail System realisiert werden.

2.2 Ventilsteuerung moderner Pkw-Dieselmotoren

Der Begriff Ventiltrieb bezeichnet im Folgenden die Ladungswechselorgane eines 4-Takt Verbrennungsmotors und deren Betätigungseinrichtung.

Die Aufgaben des Ventiltriebs sind das Öffnen und Schließen der Ein- und Auslassöffnungen und die Freigabe genügend großer Strömungsquerschnitte zum richtigen Zeitpunkt, [18]. Die Betätigung der Ventile erfolgt üblicherweise durch eine oder mehrere Nockenwellen, die beim 4-Takt Motor mit halber Kurbelwellendrehzahl laufen.

Wie bereits in Unterkapitel 2.1.2 beschrieben, kommen heute in modernen Pkw-Dieselmotoren weitestgehend 4-Ventil-Konzepte zum Einsatz, wobei zwei Ventile als Einlass- und zwei Ventile als Auslassventil ausgelegt werden. Die Vorteile gegenüber 2-Ventil-Konzepten sind eine bessere Zylinderfüllung und die Möglichkeit der Drallsteuerung bei entsprechender Auslegung der Einlasskanäle sowie die senkrechte und zylindermittige Anordnung der Einspritzdüse.

Bei der Nockenwellenlage wird zwischen untenliegenden und obenliegenden Nockenwellen unterschieden. Untenliegende Nockenwellen sind unterhalb der Trennlinie Zylinderkopf/Motorblock angeordnet und betätigen die hängenden oder stehenden Gaswechselventile über Stößel, Stoßstange und Kipphebel. Die Nockenwellenposition oberhalb der Trennlinie Zylinderkopf/Motorblock wird in der Regel bei modernen schnelllaufenden Pkw-Dieselmotoren eingesetzt. Die Ventilbetätigung kann über Schwing- bzw. Schleppehebel, Kipphebel oder Stößel erfolgen. Vorteilhaft ist, dass durch den Wegfall von Stoßstange und Stößel die ungleichförmig bewegte Masse und die Elastizität des Ventiltriebs verringert werden. Zur Minimierung der Reibungsverluste werden die Hebel zunehmend mit Rollen ausgestattet. Der Ventilspielausgleich erfolgt heute fast durchweg hydraulisch.

Lage und Gestalt der Ventilhubkurven von Einlass- und Auslassventilen hängen bei konventionellen Ventiltrieben allein von der Geometrie der jeweiligen Nocken sowie der Gestalt und Position der Hebel ab. Somit sind sowohl die einzelnen Ventilhubkurven, als auch ihre Lage zueinander festgelegt. **Abbildung 2.4** zeigt beispielhaft die Ventilhubkurven eines konventionellen Ventiltriebs und die Kolbenbewegung beim 4V-Dieselmotor.

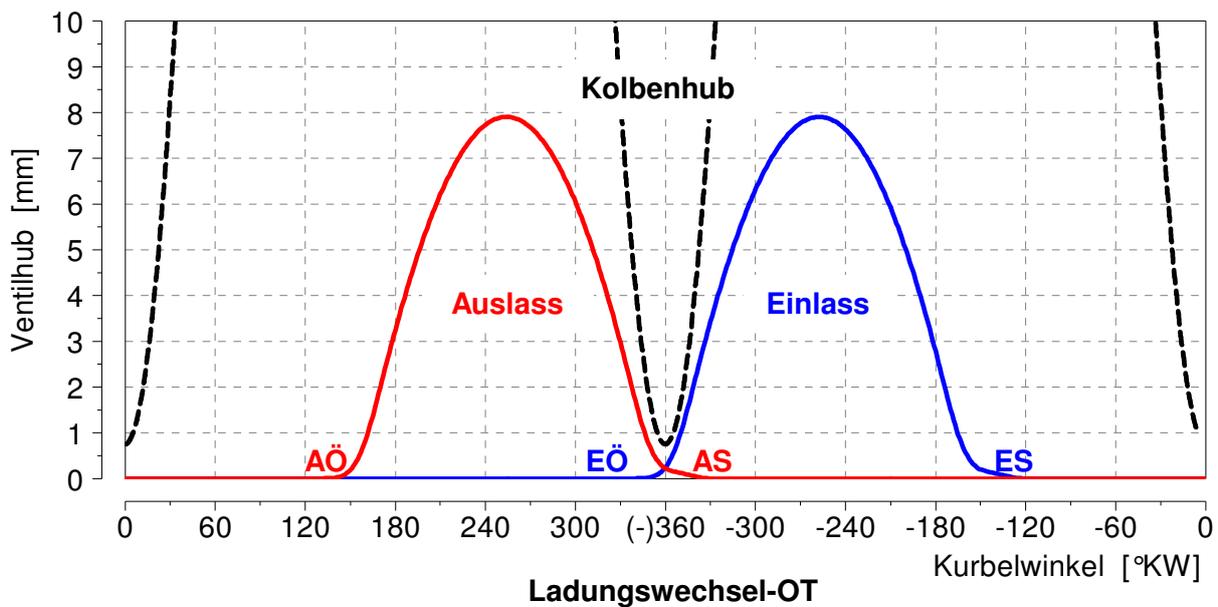


Abbildung 2.4 Konventionelle Ventilhubkurven beim 4V-Dieselmotor

Wichtige Kenngrößen der Ventilhubkurven sind der maximale Ventilhub und die Ventilöffnungs- und Ventilschließzeitpunkte sowie die daraus resultierende Ventilüberschneidungsphase, welche die im Zylinder verbleibende Restgasmasse maßgeblich beeinflusst. Zur Minimierung der Schadvolumina im Brennraum gilt es, das Spaltmaß, welches den Abstand des Kolbens zum Zylinderkopf im oberen Totpunkt des Motors bezeichnet, so gering wie möglich zu halten. Heutige Dieselmotoren verfügen bei Messung im kalten und statischen Zustand über ein Spaltmaß von 0,55 - 0,75 mm, dementsprechend gering fallen die durch das Spaltmaß begrenzten Ventilüberschneidungen aus, da es eine Kollision von Kolben und Gaswechselventilen im gesamten Drehzahlbereich des Motors zu verhindern gilt.

Fest definierte Ventilsteuerzeiten stellen stets nur einen Kompromiss hinsichtlich verschiedener Zielsetzungen dar. Die flexible Variation der Ventilsteuerzeiten von Verbrennungsmotoren waren, genauso wie das variable Verdichtungsverhältnis, ein alter Traum der Ingenieure. Die Idee der variablen Ventilsteuerung ist praktisch so alt wie der Motor selbst; Louis Renault hat bereits 1902 ein einfaches variables Ventiltriebssystem für einen Ottomotor entwickelt, [29].

Ladungswechselbetrachtungen, [10]

Zur Beurteilung des Ladungswechsels von 4-Takt Verbrennungsmotoren werden die durch den realen Ladungswechsel hervorgerufenen Wirkungsgradänderungen analysiert. Das Auffüllen und Entleeren des Zylinders ist mit einem Arbeitsaufwand zur Überwindung der in der Ansaug- und Abgasanlage auftretenden Strömungswiderstände verbunden. **Abbildung 2.5** veranschaulicht diese Ladungswechselverluste anhand des Druck-Volumen-Diagramms (pV-Diagramm):

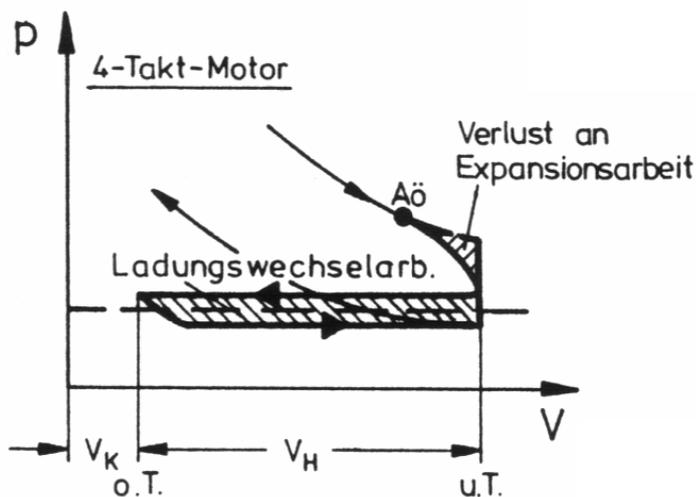


Abbildung 2.5 Ladungswechselverluste, [10]

Die Ladungswechselverluste setzen sich zusammen aus der eigentlichen Ansaug- und Ausschubarbeit und einem Verlust an Expansionsarbeit durch ein Öffnen der Auslassventile bereits kurz vor dem unteren Totpunkt zur Realisierung ausreichender Strömungsquerschnitte zu Beginn des Ausschlebens.

Das Arbeitsmedium besteht nicht nur aus reiner Frischladung sondern wegen der Unvollkommenheit des Spülvorgangs auch aus einem Abgasrest. Ebenso können kleine Teile Abgas aus dem Auslasstrakt zurück in den Zylinder sowie durch Ventilüberschneidung in den Einlasstrakt gelangen. Durch die Ventilüberschneidung kann entsprechend auch ein kleiner Teil der Frischladung während des Ladungswechsels in den Auslasstrakt geraten.

Beim 4-Takt Verbrennungsmotor erfolgt der Ladungswechsel durch den Ansaug- und Ausschubhub des Kolbens, wobei die Ein- und Auslassventile gesteuert durch die Nockenwelle geöffnet und durch Federkraft wieder geschlossen werden.

Da ein Ventil nicht schlagartig geöffnet und geschlossen werden kann, erfolgt der Schließzeitpunkt der Auslassventile erst kurz nach dem oberen Totpunkt, um gegen Ende des Ausschubvorganges noch einen ausreichenden

Abströmquerschnitt zur Verfügung zu haben. Entsprechend beginnt die Öffnung der Einlassventile bereits kurz vor dem oberen Totpunkt, so dass über einen geringen Kurbelwinkelbereich sowohl die Einlass- als auch die Auslassventile geöffnet sind. Diese Phase der sogenannten Ventilüberschneidung kann insbesondere bei aufgeladenen Dieselmotoren zu einer Restgasausspülung und gleichzeitig zur inneren Kühlung der thermisch hochbeanspruchten Motorbauelemente genutzt werden.

Von besonders großer Bedeutung ist die Wahl des EinlassschlieÙ-Zeitpunktes, der so festzulegen ist, dass bei hoher Motordrehzahl der bei Beginn des Kompressionshubs noch vorhandene kinetische Energiegehalt der Gasströmung zu einer weiteren Nachladung des Zylinders genutzt wird. Bei geringer Motordrehzahl führt allerdings ein später Einlassschluss zu einem Rückschub der Ladung, so dass bei der konventionellen Ventilsteuerung an dieser Stelle stets ein Kompromiss erforderlich ist.

3 Variable Ventilsteuerung beim Dieselmotor

3.1 Parameter für Variabilitäten in der Ventilsteuerung

Die zeitliche Lage und die Gestalt der Ventilhubkurven beeinflussen, wie in **Abbildung 3.1** schematisch dargestellt, die Zylinderfüllung, die im Zylinder herrschenden Strömungsverhältnisse und den Wirkungsgrad des Ladungswechsels sowie dessen Art (mit / ohne interne AGR). Diese Größen wirken sich wiederum auf Gemischbildung und Verbrennung und damit auf die Zielgrößen Kraftstoffverbrauch, Abgasemissionen, Verbrennungsgeräusch sowie Motorleistung und Drehmoment aus. Zusätzlich hat der Ladungswechselwirkungsgrad einen direkten Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch sowie die Zylinderfüllung auf die Motorleistung und das Drehmoment.

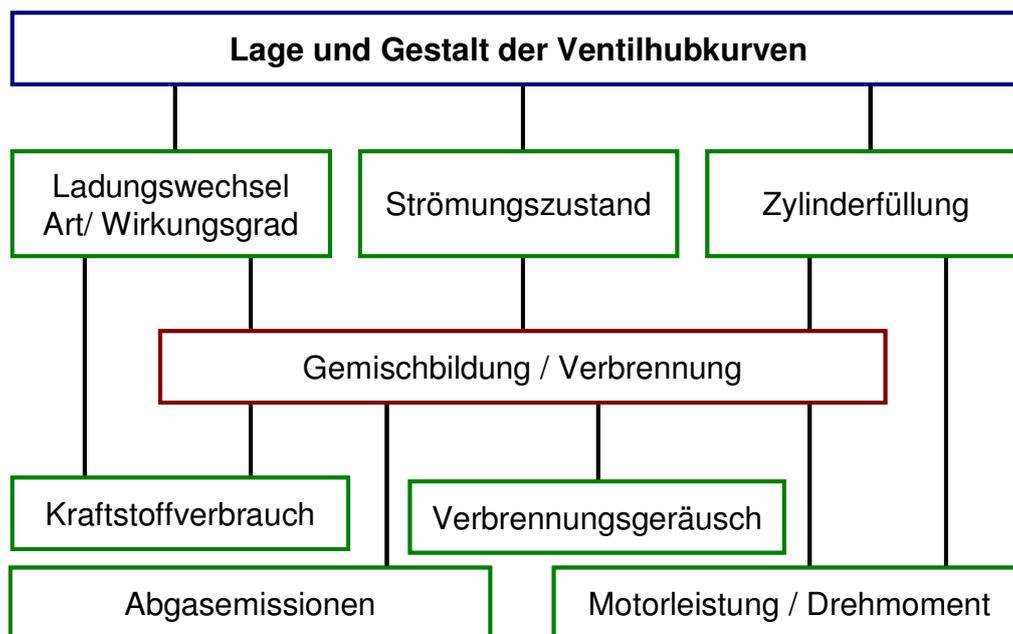


Abbildung 3.1 Schema der Wirkungen und Einflüsse des Ventiltriebs

Die Optima von Ladungswechsel, Strömungszustand und Zylinderfüllung hinsichtlich der oben genannten Zielgrößen sind betriebspunktabhängig. Sie sind mit den festgelegten Ventilhubkurven eines konventionellen Ventiltriebes jeweils nur in einem entsprechenden Auslegungspunkt optimal. Die Auslegung von Ventilhubkurven eines konventionellen Ventiltriebes kann aus diesem Grund nur ein Kompromiss sein.

Eine betriebspunktabhängige Anpassung der Ventilhubkurven und damit eine getrennte Optimierung oben genannter Größen in allen Betriebspunkten wird erst durch die Variabilität des Ventiltriebs möglich. Maximale Variabilität des Ventiltriebes vorausgesetzt sind die in **Abbildung 3.2** dargestellten Modifikationen und deren Überlagerungen an Ventilhubkurven denkbar.

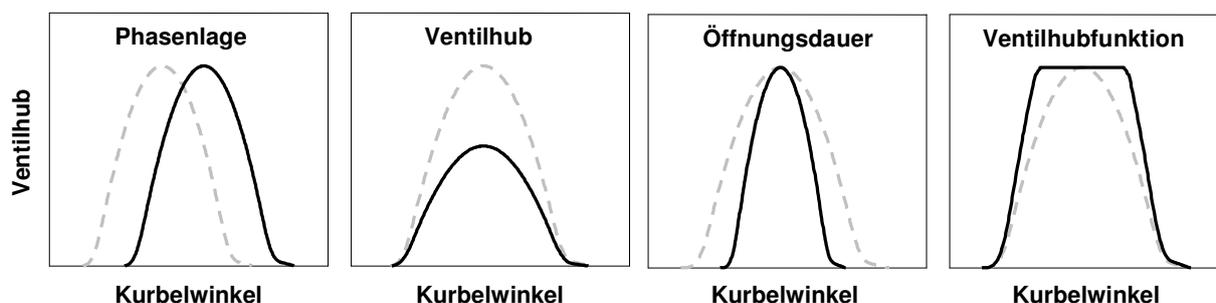


Abbildung 3.2 Arten der Variabilitäten des Ventiltriebs

Der Anpassung der Ventilhubkurven sind Grenzen durch den Motorbetrieb vorgegeben. So sollte beispielsweise eine Ventilaufsetzgeschwindigkeit von 0,8 m/s nicht überschritten werden, [30]. Außerdem müssen Kollisionen von Ventil und Kolben durch ein verspätetes Schließen der Auslassventile bzw. durch ein verfrühtes Öffnen der Einlassventile ausgeschlossen werden. Besonders gefährdet sind hier Dieselmotoren, die aufgrund hoher Verdichtungsverhältnisse nur geringe Spaltmaße aufweisen.

Die Möglichkeiten der Anpassung der Ventilhubkurven sind vom Grad der Variabilität des Ventiltriebs abhängig. Dieser wird durch die Art des eingesetzten Ventiltriebssystems bestimmt.

3.2 Einteilung variabler Ventiltriebssysteme

Die Einteilung der variablen Ventiltriebssysteme wird nach den folgenden Kriterien vorgenommen:

- Kontinuierliche/ Diskontinuierliche Verstellung
- Systembeeinflusste Parameter
- Funktionsprinzip des Systems
- Art der Ventilbetätigung

Kontinuierliche/ Diskontinuierliche Verstellung

Im Gegensatz zur kontinuierlichen Verstellung ermöglicht die diskontinuierliche Verstellung lediglich eine Anpassung der Parameter in diskreten Schritten, was die Variabilität des Systems einschränkt. Diskontinuierlich verstellende Systeme sind meist mechanischer Art und sind mit relativ geringem Aufwand realisierbar.

Systembeeinflusste Parameter

Die Differenzierung der Ventiltriebssysteme erfolgt nach den von ihnen beeinflussten Parametern der Ventilhubkurve. Unterschieden wird zwischen Phasenverstellung, Hubverstellung, Teilvariabilität und Vollvariabilität. Phasenverstellung und Hubverstellung ermöglichen dabei nur die Beeinflussung der jeweiligen Parameter, Teilvariabilität erlaubt hingegen die Beeinflussung mehrerer Parameter. Bei Vollvariabilität lassen sich alle in Abbildung 3.2 aufgezeigten Parameter verändern.

Funktionsprinzip des Systems

Realisierbar sind mechanische, hydraulische, elektrische, pneumatische oder kombinierte Ventiltriebssysteme. Den höchsten Grad an Variabilität bieten derzeit kombinierte Systeme mit elektro-mechanischer oder elektro-hydraulischer Ventilbetätigung. Diese Systeme stellen jedoch auch hohe Ansprüche an die Steuerungstechnik.

Art der Ventilbetätigung

Die Art der Ventilbetätigung wird unterschieden in Ventiltriebssysteme mit und ohne Nockenwelle. Nockenwellenlose Systeme bieten in der Regel einen höheren Grad an Variabilität. Die Betätigung der Ventile erfolgt dabei meist elektro-mechanisch oder elektro-hydraulisch. Die Ventilbetätigung mit Nockenwellen kann weiter unterteilt werden in Systeme mit konventionellen Nockenwellen, Nockenwellen mit Zusatznocken oder unsymmetrischen Nocken sowie Systeme mit Zusatznockenwelle.

3.3 Das variable Ventiltriebssystem *Lost Motion*

3.3.1 Aufbau und Funktionsweise

Aufbau des Systems

Im Rahmen dieser Arbeit wird das Potential einer variablen Ventilsteuerung für Pkw-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung hinsichtlich Emissionsreduzierung im Teillastbetrieb ermittelt. Als Versuchsträger steht dabei ein Einzylinder-Dieselmotor mit 4-Ventil Zylinderkopf und Common Rail Einspritzsystem zur Verfügung, dessen technische Beschreibung in Kapitel 4 folgt. Der Versuchsmotor verfügt über ein teilvariables Ventiltriebssystem nach dem *Lost Motion* Prinzip, das auf Patenten der Robert Bosch GmbH aus den achtziger Jahren basiert, [31].

Das Ventiltriebssystem ist ein an zwei obenliegende Nockenwellen gebundenes, hydraulisch betätigtes, kontinuierlich verstellbares, teilvariables System. **Abbildung 3.3** zeigt den hydraulischen Aufbau des *Lost Motion* Systems.

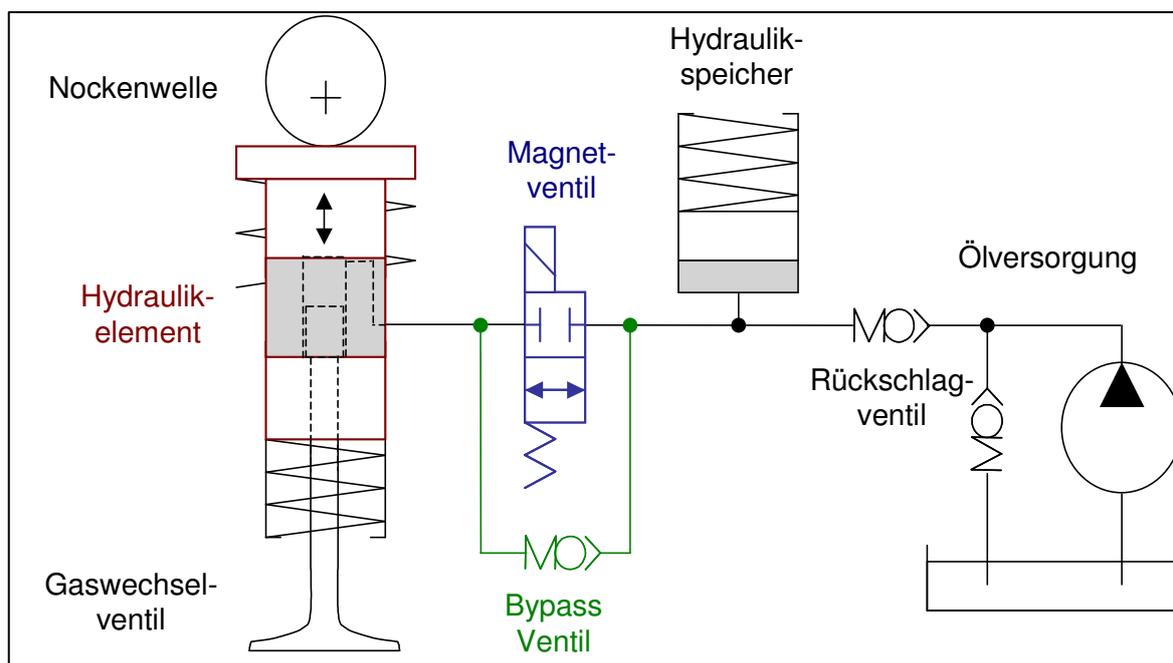


Abbildung 3.3 Hydraulischer Aufbau des VVT *Lost Motion* Systems

Kernstücke des *Lost Motion* Systems sind Hydraulikelemente, welche die Tassenstößel des konventionellen Ventiltriebs ersetzen. Die Hydraulikelemente bestehen aus einem äußeren Tassenstößel, der im Betrieb durch die Nockenwelle bewegt wird und einem inneren Kolben, der auf dem

Gaswechselventil aufliegt. Über Bohrungen in einer Ringnut am Stößel wird im Motorbetrieb ein Raum im Inneren des Stößels mit Öl befüllt, auf den der Kolben wirkt. Die Befüllung erfolgt mittels einer externen Ölpumpe, die über ein Bypass-Ventil Motoröl in das Hydraulikelement fördert. Für die Gewährleistung der Ölversorgung der Hydraulikelemente und zur Applikation von Magnetventilen kommt ein modifizierter Nockenwellenträger mit Ölbohrungen und erweiterten seitlichen Flanschen zum Einsatz. Je ein stromlos geschlossenes Magnetventil pro Hydraulikelement verhindert zunächst ein Ausströmen des in der Grundkreisphase in den Ölräum gepumpten Öls. Die Hydraulikelemente verhalten sich somit bei unbestromten Magnetventilen annähernd wie ein starres System und wirken wie konventionelle Tassenstößel. Die Variabilität des Systems wird erreicht, indem das Magnetventil zu bestimmten Zeitpunkten bestromt wird und öffnet. Hierdurch kann das Öl aus dem Hydraulikelement in einen Hydraulikspeicher entweichen. Kolben und Gaswechselventil werden durch die Ventildfeder nach oben bewegt und das Gaswechselventil schließt. Das am Versuchsträger applizierte variable Ventiltriebssystem ist in **Abbildung 3.4** in einer Zusammenbauzeichnung dargestellt.

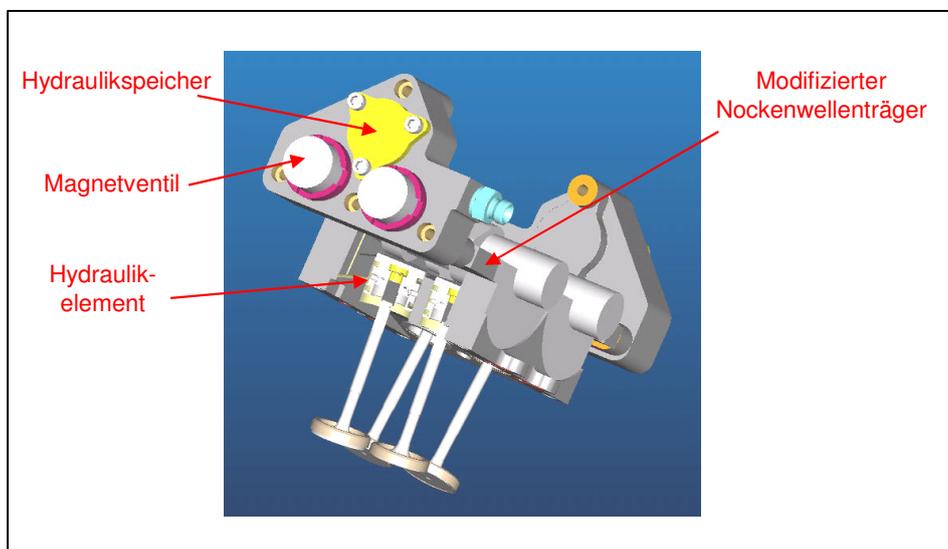


Abbildung 3.4 VVT *Lost Motion* System im Zusammenbau

Die Magnetventile des *Lost Motion* Systems sind einlass- und auslasseitig jeweils zusammen mit einem Hydraulikspeicher in einem Komponentenblock zusammengefasst und werden an die seitlichen Flansche des modifizierten Nockenwellenträgers montiert. Die Ansteuerung der Magnetventile erfolgt über zwei Bosch EDC16 Motorsteuergeräte. Die Bauhöhe des Zylinderkopfes ist

durch das variable Ventiltriebssystem nicht verändert, lediglich die seitlich angebrachten Komponentenblöcke erfordern einen geringen zusätzlichen Platzbedarf.

Funktionsweise des Systems

Durch geeignete Bestromung der Magnetventile werden verschiedene Modifikationen an den Ventilhubkurven möglich. Grundsätzlich ist zwischen den Betriebsarten *Frühes Ventilschließen* und *Spätes Ventilöffnen* zu unterscheiden. Diese Betriebsarten lassen sich für jedes der Einlass- und Auslassventile individuell darstellen. In **Abbildung 3.5** sind die realisierbaren Betriebsarten des beschriebenen variablen Ventiltriebssystems am Beispiel des Einlassventils gezeigt. Die untersuchten Ventilhubkurven wurden mit Hilfe einer Hydraulik-Simulation des *Lost Motion* Systems gewonnen.

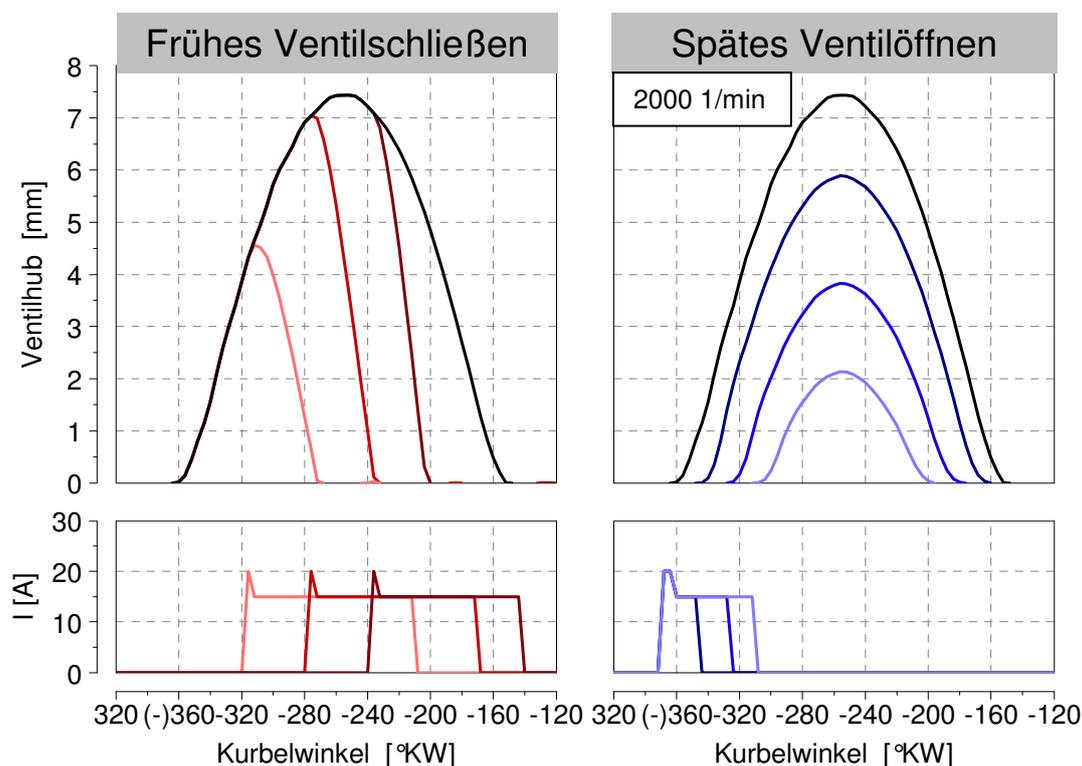


Abbildung 3.5 Realisierbare Ventilhubverläufe des VVT *Lost Motion* Systems am Beispiel des Einlassventils

Frühes Ventilschließen

Zunächst ist das entsprechende Magnetventil unbestromt, der Ölraum bleibt befüllt und das Gaswechselventil folgt der vom Nocken vorgegebenen konventionellen Hubkurve. Ab dem Zeitpunkt der Bestromung kann das Öl aus dem Hydraulikelement in den Speicher entweichen. Der Kolben wird durch die

Ventilfederkraft nach oben gedrückt und das Gaswechselventil schließt. Der Stößel des Hydraulikelementes folgt dabei weiterhin der geometrischen Nockenkurve. Die Ventilschließzeit ist damit abhängig vom Zeitpunkt der Bestromung. Bei einer Bestromung nach dem Maximum der Nockenkurve, entsprechend einem ablaufenden Nocken, ist die Ventilschließzeit kürzer, da die Aufwärtsbewegung des Systems Stößel-Ölraum-Kolben die Schließbewegung des Ventils unterstützt. Dieser Betriebsmodus wird durch den linken Diagrammteil der Abbildung 3.5 beispielhaft für eine Motordrehzahl von 2000 1/min verdeutlicht. Während das Gaswechselventil bei einem Bestromungsbeginn bei $-320 \text{ }^\circ\text{KW}$ mit noch auflaufendem Nocken mit etwa $0,14 \text{ mm}/^\circ\text{KW}$ schließt, wird bei einem Bestromungsbeginn bei $-240 \text{ }^\circ\text{KW}$ und entsprechend ablaufendem Nocken ein Wert von $0,27 \text{ mm}/^\circ\text{KW}$ erreicht, also nahezu eine Verdoppelung der Ventilschließgeschwindigkeit.

Die für das frühe Ventilschließen maßgebende Größe ist der Zeitpunkt des Bestromungsbeginns, definiert durch die Kurbelwellenlage im Bezug auf den oberen Totpunkt des Motors. Die Dauer der Bestromung ist so zu wählen, dass ein erneutes Ventilöffnen verhindert wird.

Spätes Ventilöffnen

In diesem Fall erfolgt die Bestromung des Magnetventils bereits kurz vor dem Beginn der konventionellen Hubkurve. So kommt es trotz auflaufendem Nocken zu keiner Öffnung des Ventils, da der Nocken lediglich das Öl aus dem Ölraum des Hydraulikelements in den Speicher ausschleibt. Sobald die Bestromung des Magnetventils endet, kann kein Öl mehr ausgeschoben werden. Im Inneren des Hydraulikelements steigt der Druck durch die Betätigungskraft des Nockens. Die aus dem Druck resultierende Kraft am Ventil führt schließlich zu dessen Öffnung. Die im Ölraum fehlende ausgeschobene Ölmenge verursacht dabei eine Verkürzung der Ventilöffnungsdauer und einen geringeren Ventilhub. Durch diesen Effekt wird der Ventiltrieb als *Lost Motion* System bezeichnet. Die Ventilhubkurve behält bei diesem Betriebsmodus, der im rechten Diagrammteil der Abbildung 3.5 verdeutlicht wird, die Symmetrie zum Maximalhub bei. Das Bestromungsende ist die maßgebende Größe für das späte Ventilöffnen, definiert durch die Kurbelwellenlage im Bezug auf den oberen Totpunkt des Motors. Der Beginn der Bestromung muss vor dem Auflaufen des Nockens positioniert werden.

Abbildung 3.6 zeigt für die Variante des späten Ventilöffnens mit einer Bestromung bis -300°KW die sich im Inneren des Hydraulikelements einstellenden Druckverhältnisse als Ergebnis der Hydrauliksimulation bei 2000 1/min Motordrehzahl. Im oberen Diagrammteil ist erneut die Ventilhubkurve des späten Ventilöffnens zu sehen, der untere Diagrammteil zeigt den Druck im Hydraulikelement mit Spitzenwerten von über 100 bar nach Schließen des Magnetventils.

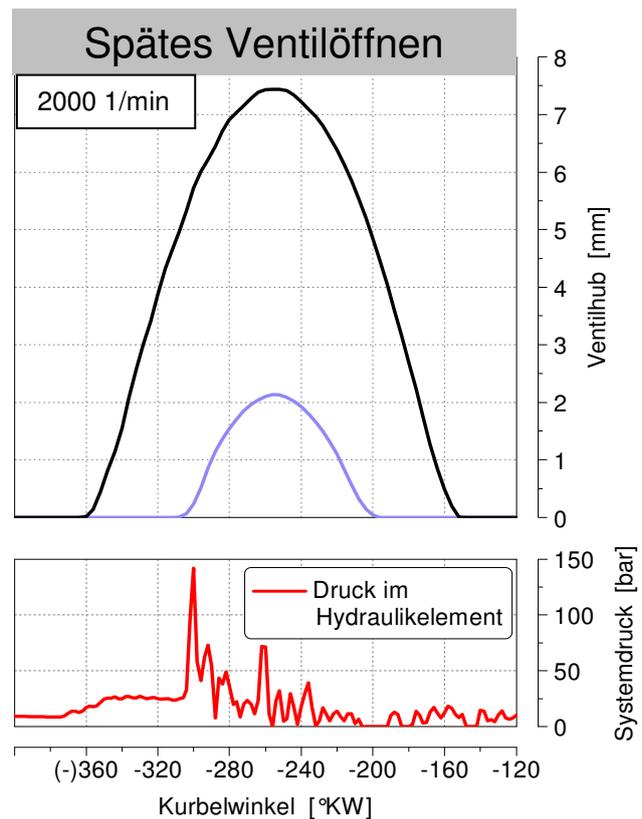


Abbildung 3.6 Druck im Hydraulikelement

3.3.2 Flexibilitätserweiterung des *Lost Motion* Systems

Aus den Ausführungen in Unterkapitel 3.3.1 können die charakteristischen Eigenschaften sowie die Grenzen des variablen Ventiltriebssystems nach dem *Lost Motion* Prinzip wie folgt abgeleitet werden:

- Leckage bzw. unvollständige Befüllung führen zu einem im Vergleich zum konventionellen Ventiltrieb geringeren maximalen Ventilhub.
- Ein spätes Ventilöffnen führt systembedingt zu einem frühen Ventilschließen bei gleichzeitig verringertem Ventilhub; ein von den beiden letztgenannten Parametern unabhängiges spätes Ventilöffnen kann nicht realisiert werden.
- Sowohl das frühe Ventilschließen als auch das späte Ventilöffnen sind an die Kurbelwinkellage des konventionellen Ventilhubes gebunden.
- Eine Phasenverstellung durch das *Lost Motion* System ist nicht möglich.

Kombination des *Lost Motion* Systems mit einer Phasenverstellung der Einlassnockenwelle

Die Flexibilität dieses Ventiltriebssystems wird für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit durch eine Phasenverstellung der Einlassnockenwelle

erweitert. **Abbildung 3.7** zeigt im oberen Teil so zusätzlich mögliche Betriebsmodi für reine variable Einlasssteuerung und im unteren Teil für variable Einlasssteuerung kombiniert mit variabler Auslasssteuerung.

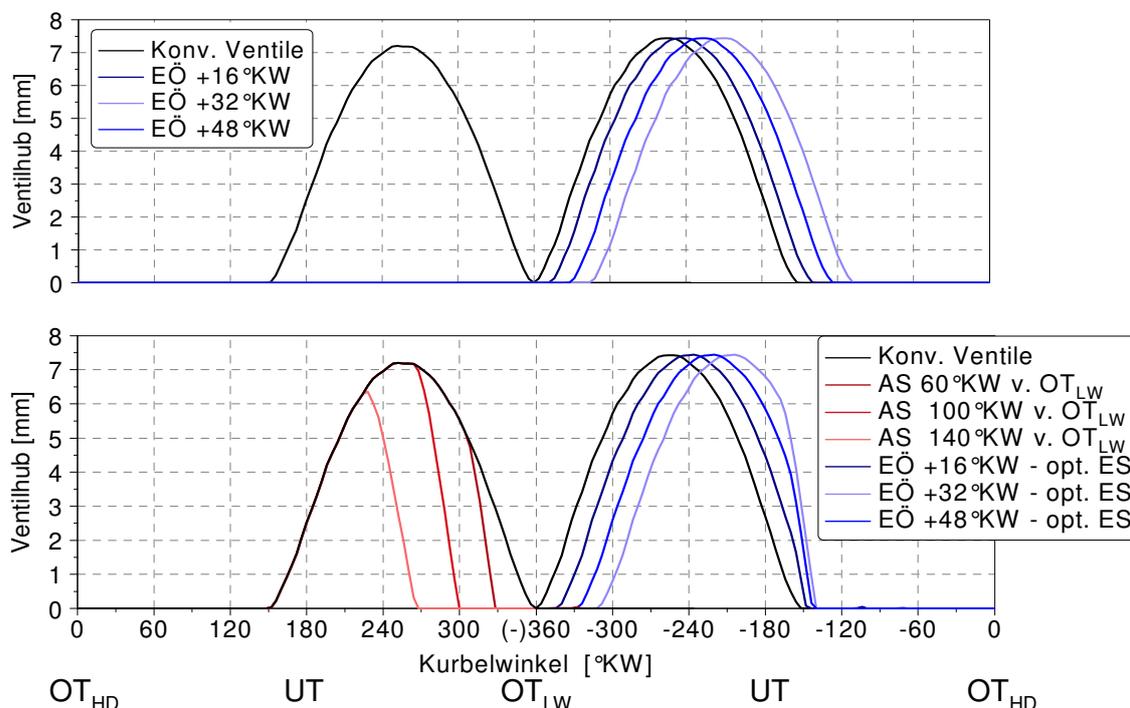


Abbildung 3.7 VVT *Lost Motion* und Phasenverstellung der Einlassnockenwelle

Durch eine definierte Phasenverschiebung der Einlassnockenwelle lässt sich ein verspätetes Ventilöffnen erzielen. Es unterscheidet sich vom späten Ventilöffnen mittels *Lost Motion* durch den vorhandenen maximalen Ventilhübe. Durch diesen Betrieb lassen sich die Vorteile des verspäteten Öffnens der Einlassventile kombinieren mit einer längeren Ventilöffnungsdauer im Vergleich zum späten Einlassventilöffnen durch das variable Ventiltriebssystem. Die Folge ist eine verbesserte Zylinderfüllung. Mit Hilfe des *Lost Motion* Systems können die Einlassventile betriebspunktabhängig zu einem optimalen Zeitpunkt geschlossen werden.

Kombination des *Lost Motion* Systems mit externer Abgasrückführung

Wie in den folgenden Potenzialabschätzungen und späteren Motorergebnissen beschrieben wird, kann mit Hilfe des variablen Ventiltriebssystems eine interne Abgasrückführung realisiert werden. Zur Untersuchung des Einflusses einer Kombination aus interner und gekühlter externer Abgasrückführung wird der Versuchsträger zusätzlich mit einer externen Abgasrückführung mit AGR-Kühler ausgestattet.

Nockenwellen mit Zusatznocken

Die Potenzialabschätzungen und Motorergebnisse zeigen ebenfalls, dass weitere Möglichkeiten zur Darstellung einer schnell regelnden Abgasrückführung die Vorlagerung von Abgas im Saugrohr bzw. das Rücksaugen von Abgas aus dem Auslasskanal sein können. Diese Arten der Abgasrückführung können mit Hilfe von Zusatznocken auf den Nockenwellen realisiert werden. Die Vorlagerung von Abgas im Saugrohr erfolgt durch ein zusätzliches Einlassventilöffnen während des Ausschiebetaktes, der Motor bekommt das Abgas im folgenden Ansaugtakt wieder in den Brennraum zurückgeführt. Das Rücksaugen von Abgas aus dem Auslasskanal erfolgt durch ein zusätzliches Auslassventilöffnen während des Ansaugtaktes, so dass der Motor neben der Frischluft aus dem Saugrohr auch Abgas aus dem Auslasskanal zurückgeführt bekommt. **Abbildung 3.8** verdeutlicht diese Arten der Abgasrückführung.

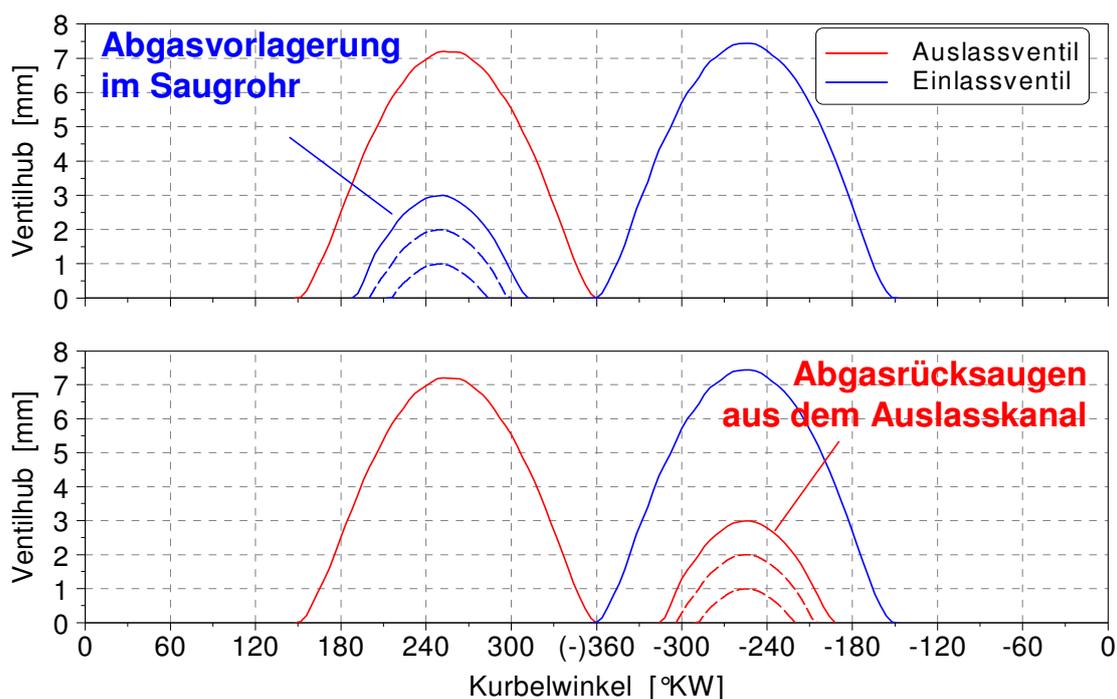


Abbildung 3.8 Abgasrückführung durch Zusatznocken

Das variable Ventiltriebssystem *Lost Motion* bietet die Möglichkeit der AGR-Zumessung über eine Anpassung des Zusatzventilhübes im Betriebsmodus *Spätes Ventilöffnen*. Im oberen Lastbereich im Motorkennfeld bleiben die Zusatznocken ohne Wirkung, diese Art der Abgasrückführung wird somit deaktiviert.

3.4 Potenzialabschätzung für dieselmotorische Brennverfahren

Die variable Ventilsteuerung ist beim Ottomotor vor allem als Technologie für eine drosselfreie Laststeuerung bekannt. Beim qualitätsgeregelten Dieselmotor ist dieser Aspekt nicht von Interesse. Dennoch bieten sich auch bei dieselmotorischen Brennverfahren viel versprechende Möglichkeiten für die Nutzung des variablen Ventiltriebs. **Abbildung 3.9** zeigt auf der linken Seite Ventilhubverläufe variabler Einlassventilsteuerung im Vergleich zur konventionellen Ventilsteuerung. Die im oberen Teil des Bildes gezeigten Ventilhubverläufe können allein durch das *Lost Motion* System dargestellt werden, die im unteren Bildteil gezeigten Verläufe durch das *Lost Motion* System in Kombination mit einem Phasensteller der Einlassnockenwelle. Rechts im Bild sind Ventilhubverläufe mit variabler Einlass- und Auslassventilsteuerung gezeigt, wiederum oben allein durch das *Lost Motion* System und unten durch das *Lost Motion* System in Kombination mit einem Phasensteller der Einlassnockenwelle realisiert.

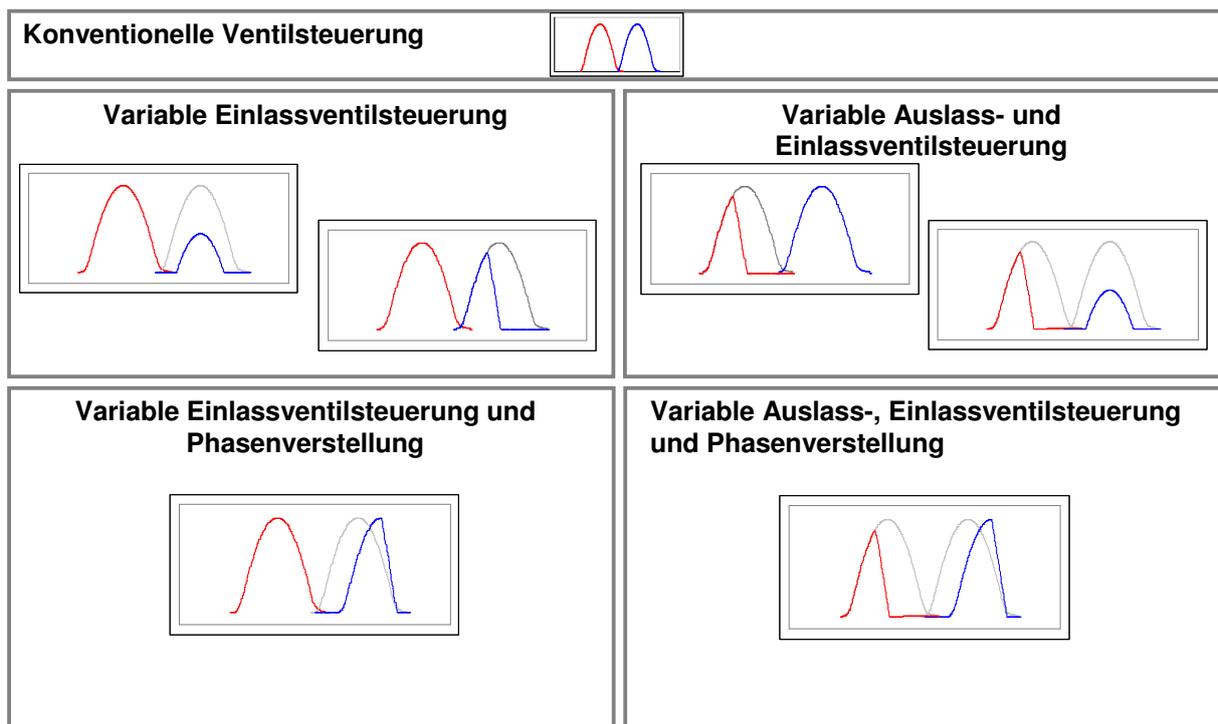


Abbildung 3.9 Realisierbare Ventilhubstrategien mit dem VVT *Lost Motion* System kombiniert mit Phasenverstellung der Einlassnockenwelle

3.4.1 Variable Einlassventilsteuerung

Die reinen Ventilsteuerungsstrategien auf der Einlassseite haben als Zielsetzung eine Beeinflussung und Optimierung der Ladungsbewegung und des Temperaturniveaus der Zylinderladung.

Vier Varianten der variablen Einlassventilsteuerung werden näher betrachtet und ihr Potenzial für den Dieselmotor untersucht. Die erste Variante ist ein frühes Einlassventilschließen, realisiert allein durch das *Lost Motion* System. Als zweite Variante wird das späte Einlassventilöffnen analysiert, was systembedingt mit einem reduzierten Ventilhub und einem frühen Einlassventilschließen verbunden ist. Die dritte Variante ist ein spätes Einlassventilöffnen kombiniert mit einem optimierten Einlassventilschließen und wird durch die Einführung eines Einlassnockenwellen-Phasenverstellers in Kombination mit dem *Lost Motion* System ermöglicht. Die **Abbildungen 3.10** bis **3.12** beschreiben qualitativ die sich ergebenden Effekte durch variable Einlassventilsteuerung anhand von Druck-Volumen-Diagrammen. Als vierte Variante wird die individuelle (Teil-)Abschaltung der Einlassventile untersucht.

Frühes Einlassventilschließen

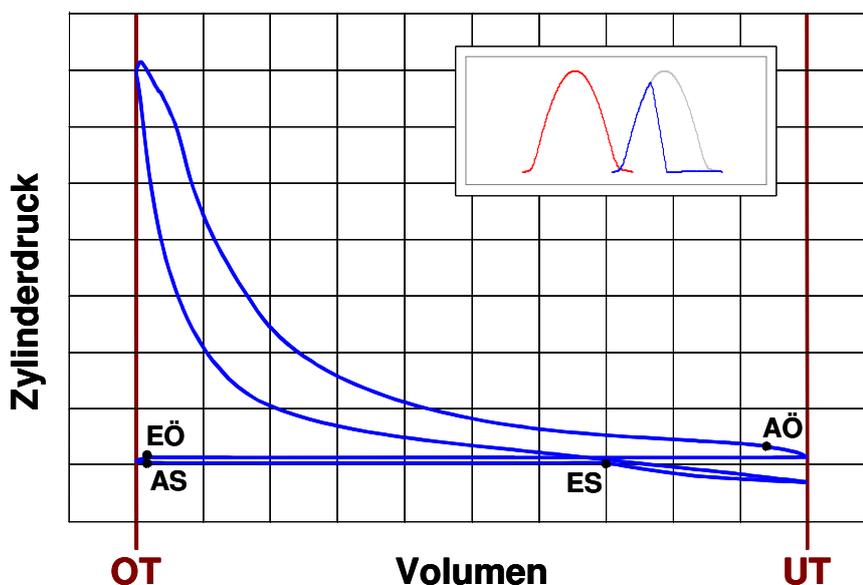


Abbildung 3.10 Effekt von frühem Einlassventilschließen als Prinzipskizze im Druck-Volumen-Diagramm

Aus dem frühen Einlassventilschließen vor Beendigung der Ansaugphase resultiert eine Expansion der angesaugten Zylinderladung während des restlichen Kolbenwegs bis zum unteren Totpunkt. Die Ladung wird hierdurch gekühlt und der Kompressionshub beginnt und endet auf einem niedrigeren Druck- und Temperaturniveau. Die Folge ist eine Absenkung der Prozesstemperatur der Verbrennung, was wiederum die Bildung von Stickoxid-Emissionen vermindert. Die erreichbare Zylinderfüllung nimmt ohne Maßnahmen wie beispielsweise Aufladung durch den reduzierten Ventilhub ab. Das Miller-Verfahren kombiniert das frühe Einlassventilschließen mit einer

Anpassung des Ladedrucks, so dass die Frischladungsdichte zu Verdichtungsbeginn im Zylinder konstant bleibt, das niedrigere Temperaturniveau jedoch zur Reduzierung der NO_x -Bildung genutzt werden kann, [32, 33].

Spätes Einlassventilöffnen

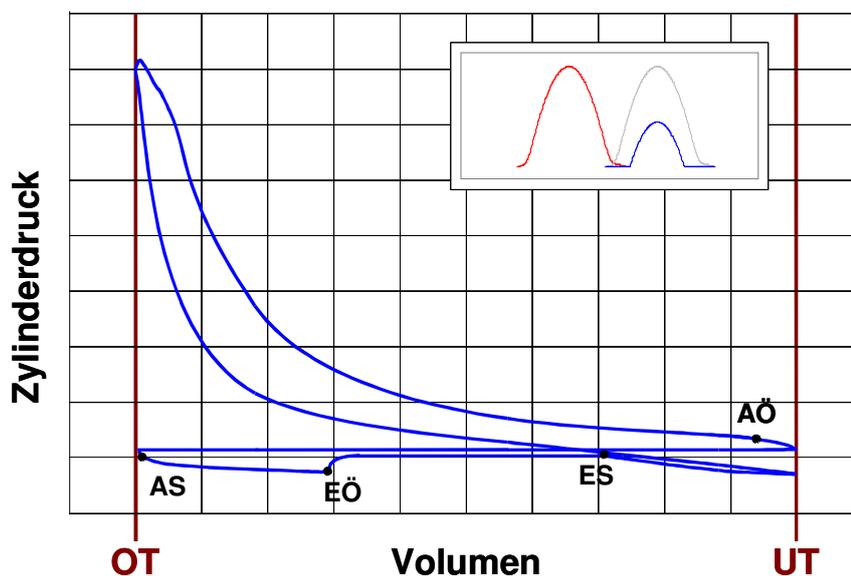


Abbildung 3.11 Effekt von spätem Einlassventilöffnen als Prinzipskizze im Druck-Volumen-Diagramm

Beim späten Einlassventilöffnen läuft der Kolben zu Beginn des Ansaugtaktes bei geschlossenen Einlassventilen abwärts und expandiert die Restgase im Zylinder, wodurch ein Unterdruck im Brennraum entsteht. Zum Zeitpunkt des Einlassventilöffnens strömt dann durch die Druckdifferenz zwischen Saugrohr und Brennraum die Ansaugluft mit einer höheren Strömungsgeschwindigkeit in den Zylinder. Durch diese Strategie kann die gesamte Ladungsbewegung, vor allem aber die Drallströmung im Brennraum vergrößert werden, was die luftseitige Gemischbildung verstärkt. Je nach Betriebspunkt und Luftbedarf des Motors kann mit dieser Strategie die luftseitige Gemischbildung deutlich verbessert und so das Emissionsverhalten positiv beeinflusst werden. Speziell für alternative Brennverfahren ist die Möglichkeit gegeben, die Ladungsbewegung im Brennraum anzupassen und zu optimieren. Auch beim späten Einlassventilöffnen nimmt die erreichbare Zylinderfüllung durch den reduzierten Ventilhub ab. Die Ladungswechselarbeit steigt bei dieser Methode. Beim *Lost Motion* Konzept kommt es beim späten Einlassventilöffnen ohne Nockenwellen-Phasenverstellung systembedingt zusätzlich zum bereits erläuterten frühen Einlassventilschließen.

Spätes Einlassventilöffnen in Kombination mit Einlassnockenwellen-Phasenverstellung

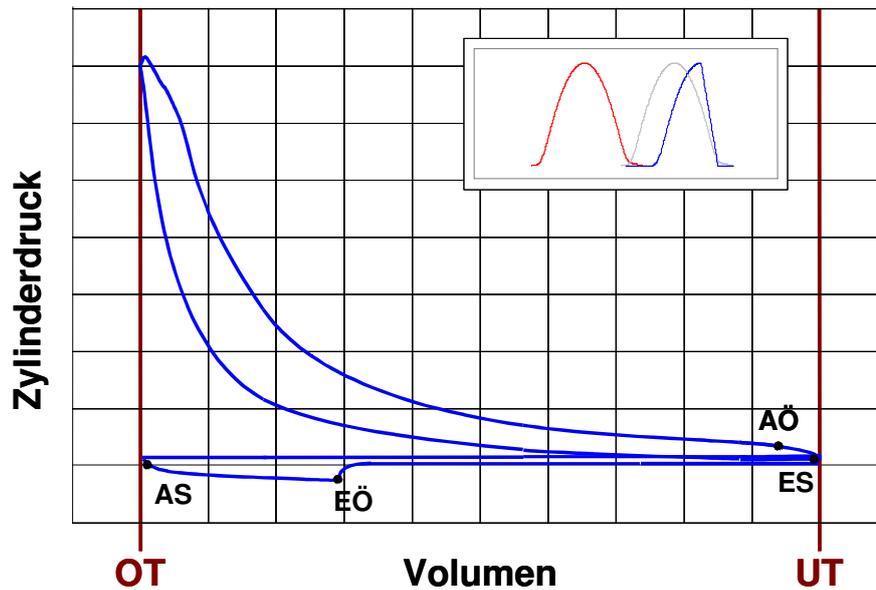


Abbildung 3.12 Effekt von spätem Einlassventilöffnen und Einlassnockenwellen-Phasenverstellung als Prinzipskizze im Druck-Volumen-Diagramm

Beim späten Einlassventilöffnen in Kombination mit der Einlassnockenwellen-Phasenverstellung wird ebenfalls durch die Unterdruckerzeugung bis zum Einlassventilöffnen eine höhere Ladungsbewegung im Brennraum erzeugt und somit die luftseitige Gemischbildung intensiviert. Durch den größeren Ventilhub und die Vermeidung des frühen Einlassventilschließens wird die reduzierte Zylinderfüllung vermieden; durch die höhere Einströmgeschwindigkeit kann sogar eine Füllungsverbesserung durch einen Nachladeeffekt entstehen.

Individuelle (Teil-)Abschaltung der Einlassventile

Die individuelle variable Ansteuerung der Einlassventile bietet eine weitere Möglichkeit zur Erzeugung von Ladungsbewegung. Die Durchströmung der als Drall- und Tangentialkanal ausgebildeten Einlasskanäle ist im Gegensatz zu den meisten heute eingesetzten Drallklappen variabel steuerbar.

3.4.2 Variable Auslassventilsteuerung

Entgegen der genannten Strategien auf der Einlassseite kann durch die variable Auslassventilsteuerung, rechts in Abbildung 3.9 dargestellt, eine Restgassteuerung realisiert werden.

Frühes Auslassventilschließen

Ein frühzeitiges Schließen der Auslassventile vor dem oberen Totpunkt des Motors sorgt für ein unvollständiges Ausschleiben des Abgases, wodurch das Restgas durch den Kolbenhub bis zum oberen Totpunkt des Ladungswechsels verdichtet wird. Diese Strategie wird auch *interne Abgasrückführung* genannt, die sich ergebenden Effekte im Druck-Volumen-Diagramm veranschaulicht **Abbildung 3.13**.

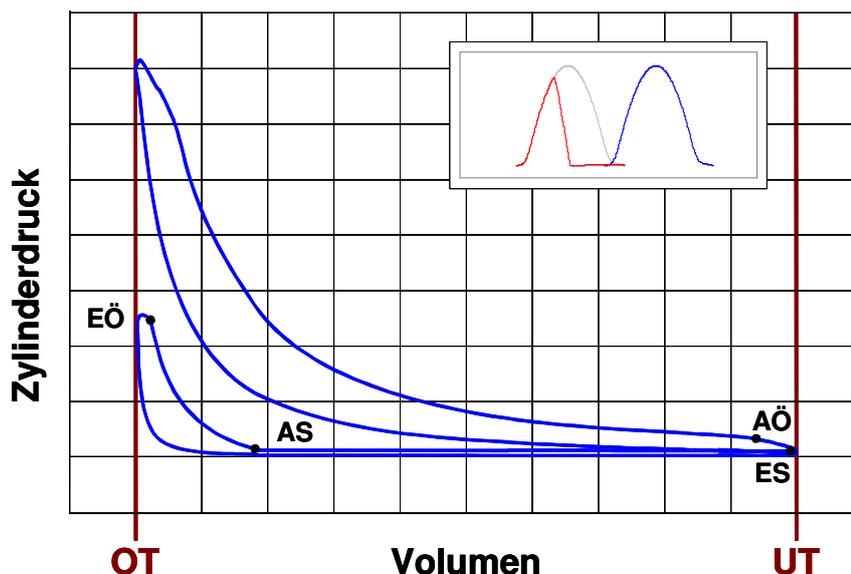


Abbildung 3.13 Effekt von frühem Auslassventilöffnen als Prinzipskizze im Druck-Volumen-Diagramm

Durch eine interne Abgasrückführung ist es möglich, die bei externer AGR vorhandene Anlagerung von Abgas im Saugrohr zu vermeiden. Bei Beschleunigungsvorgängen bliebe der kurzzeitige Luftmangel, der sich bei externer AGR durch das restliche Abgas im Saugrohr einstellt und somit der ungewollte Rußstoß des Motors aus. Ebenfalls wird die infolge dynamischer Vorgänge im Saugrohr vorhandene Ungleichverteilung der Abgasmenge einzelner Zylindern vermieden. Die interne Abgasrückführung verspricht somit besonders im transienten Motorbetrieb Vorteile, da die Abgasrückführrate dynamisch sehr schnell und genau zugemessen werden kann und so mit Hilfe der variablen Ventilsteuerung eine zyklus aufgelöste Regelung der Abgasrückführung möglich ist. Diese dynamischen Vorteile bei der AGR-Regelung könnten sich zu einem wichtigen Kriterium für zukünftige homogene Dieselmotorenkonzepte mit höchsten Abgasrückführraten entwickeln, da eine zyklus aufgelöste Verstellung der AGR-Rate bei Lastsprüngen zur Emissionsvermeidung nötig ist.

Durch eine gezielte Zumessung von interner Abgasrückführung zu der Zylinderladung ist wegen der heißen im Brennraum verbleibenden Restgase mit einer Erhöhung der Brennraumtemperatur und damit der Abgastemperatur zu rechnen. Ein gezieltes Abgastemperaturmanagement bietet Vorteile im Motorwarmlauf und im Aufheizverhalten der Abgasnachbehandlungskomponenten und vereinfacht so die Regenerationsstrategien von Partikelfiltern und NO_x-Speicherkatalysatoren.

Im Niedriglastbereich könnte durch eine Erhöhung der Brennraumtemperatur mittels interner AGR eine Erhöhung der Verbrennungsqualität erzielt werden, was wiederum eine Absenkung von HC- und CO-Emissionen bewirken würde.

Bei interner AGR mit Restgaskompression ergibt sich im Ladungswechsel ein Druckanstieg weit über den Ladedruck hinaus. Durch ein konventionelles Öffnen der Einlassventile stellt sich eine Expansion des komprimierten Restgases in das Saugrohr des Motors ein. Dementsprechend ergeben sich erhöhte Ladungswechselverluste, die zum Anstieg des spezifischen Kraftstoffverbrauchs führen. Die bei der Kompression des Restgases erreichte Gastemperatur führt zu einem erhöhten Wärmetransport über die Brennraumwände in das Kühlwasser. Diese bei der Rückentspannung nicht zurückgewonnenen zusätzlichen Wandwärmeverluste führen ebenfalls zu einem Anstieg des spezifischen Kraftstoffverbrauchs. Weiterhin wird die Drallgenerierung durch das im Brennraum verbleibende Restgas behindert.

Frühes Auslassventilschließen in Kombination mit spätem Einlassventilöffnen

Durch ein zusätzliches spätes Einlassventilöffnen kann der Effekt der Expansion der komprimierten Restgase in das Saugrohr des Motors zumindest teilweise verhindert werden. Infolge des sich abwärts bewegenden Kolbens expandiert das Restgas bis auf Ladedruckniveau, dann öffnen die Einlassventile. **Abbildung 3.14** verdeutlicht die Methode.

Das späte Einlassventilöffnen bedingt beim *Lost Motion* System wiederum ein frühes Einlassventilschließen. Da die Einlassventile bei Ladedruckniveau öffnen, ergibt sich hier keine erhöhte Strömungsgeschwindigkeit, so dass die Zylinderfüllung mit dieser Strategie deutlich beeinträchtigt wird.

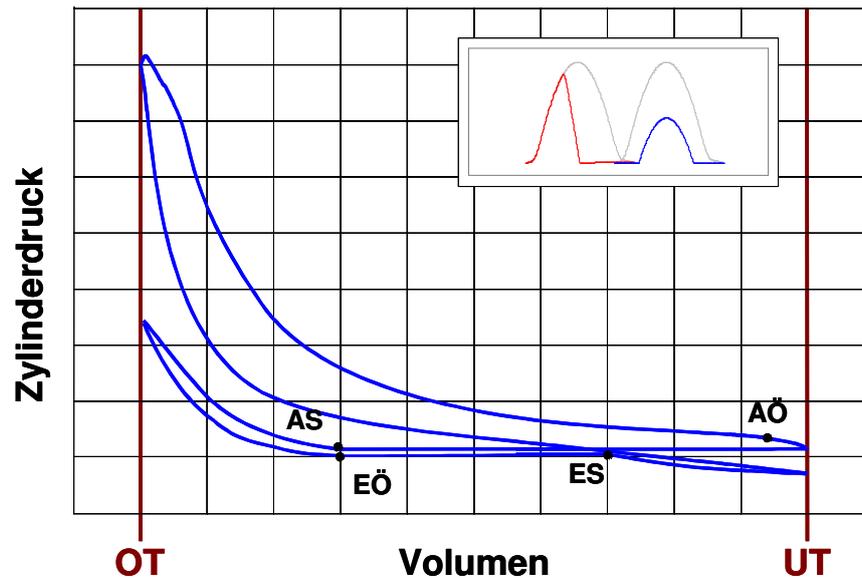


Abbildung 3.14 Effekt von frühem Auslassventilschließen kombiniert mit spätem Einlassventilöffnen als Prinzipskizze im Druck-Volumen-Diagramm

Frühes Auslassventilschließen in Kombination mit Einlassnockenwellen-Phasenverstellung

Durch eine definierte Phasenverstellung der Einlassnockenwelle in Richtung spät lässt sich ebenfalls ein verspätetes Ventilöffnen erzielen und das komprimierte Restgas kann im Brennraum wirkungsgradgünstig expandiert werden. Diese Methode unterscheidet sich durch den maximal möglichen Ventilhub vom späten Ventilöffnen mittels *Lost Motion*. Durch diesen Betrieb lassen sich die Vorteile des verspäteten Öffnens der Einlassventile mit einer längeren Ventilöffnungsdauer kombinieren im Vergleich zum späten Einlassventilöffnen durch das variable Ventiltriebssystem. Die Folge ist eine verbesserte Zylinderfüllung. Ein optimiertes Schließen der Einlassventile mit dem *Lost Motion* System verhindert ein ungewolltes Ausschleiben der Zylinderladung zu Beginn der Kompressionsphase. **Abbildung 3.15** zeigt qualitativ das Druck-Volumen-Diagramm für diese Methode.

Diese Strategie verspricht das größte Potenzial hinsichtlich der Nutzung von interner Abgasrückführung mittels Restgasverdichtung zur Verbesserung der AGR-Dynamik im transienten Motorbetrieb.

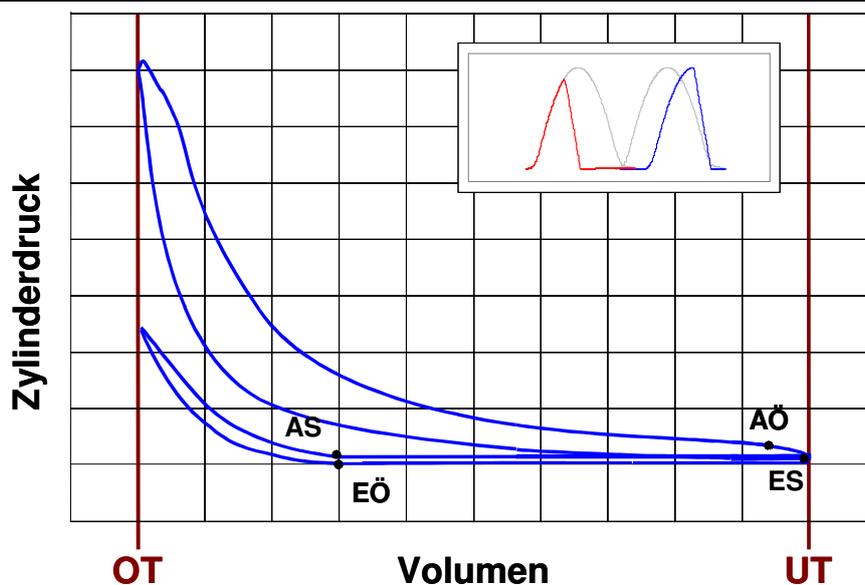


Abbildung 3.15 Effekt von frühem Auslassventilschließen und Einlassnockenwellen-Phasenverstellung als Prinzipskizze im Druck-Volumen-Diagramm

Abgasrückführung durch zusätzliches Einlassventilöffnen

Die Vorlagerung von Abgas im Saugrohr stellt ebenfalls eine Alternative zur dynamischen Abgasrückführregelung dar. Durch die Vorlagerung im Saugrohr kühlt sich das Abgas im Vergleich zur Restgasverdichtung etwas ab. Beim Rücksaugen in den Zylinder wird es mit einer Drallströmung beaufschlagt. Durch das gezielte Ventilöffnen über die Zusatznocken kann mit dieser Methode die AGR dynamisch sehr schnell und exakt zugemessen werden.

Abgasrückführung durch zusätzliches Auslassventilöffnen

Das Rücksaugen des Abgases aus dem Auslasskanal während der Ansaugphase ist eine weitere Möglichkeit, eine dynamisch schnell regelbare AGR zu realisieren. Das Abgas kühlt sich im heißen Auspuff weniger ab und wird nicht mit einer Drallströmung versehen. Der Frischluftstrom im Saugrohr wird bei dieser Methode nicht behindert. Im Vergleich zur Restgasverdichtung kann hier ohne Wirkungsgradeinbußen der volle Einlassventilhub freigegeben werden.

Das Potenzial der unterschiedlichen Ventilerhebungsstrategien wird im Rahmen der Motorversuche in Kapitel 6 ermittelt. Mit vollvariablen Ventiltriebssystemen wären weitere Potenziale für dieselmotorische Verfahren denkbar. Im Rahmen dieser Dissertation soll die Betrachtung auf die mit dem *Lost Motion* System und seinen beschriebenen Flexibilitätserweiterungen validierbaren Zielsetzungen beschränkt bleiben.

4 Beschreibung des Versuchsträgers

Für die Motorversuche im Rahmen dieser Arbeit steht ein Einzylinder-Forschungsmotor zur Verfügung, der im Motorenprüffeld der Robert Bosch GmbH Diesel Systems betrieben wird. Der Motor ist mit dem im vorangegangenen Kapitel beschriebenen teilvariablen Ventiltriebssystem nach dem *Lost Motion* Prinzip ausgerüstet.

Die Basis des Einzylindermotors ist ein serienmäßig im Markt befindlicher 4-Takt-Reihenvierzylinder-Dieselmotor mit Common Rail Einspritzsystem. Der Motor ist auf einem Einzylinder-Grundmodul aufgebaut, das die Kurbelwelle mit Schwungrad aufnimmt. Auf diesem Grundmodul ist eine Adapterplatte zur Aufnahme der Zylinderlaufbuchse montiert, die den kompletten Zylinderkopf des Vollmotors trägt. Im Versuchsbetrieb wird nur der erste Zylinder des Zylinderkopfes befeuert, jedoch kann durch den Einsatz des kompletten Zylinderkopfes eine geeignete, seriennahe Kühlwasser- und Ölführung gewährleistet werden.

Die technischen Daten des Versuchsträgers sind in **Tabelle 4.1** gegeben.

Tabelle 4.1 Technische Daten des Versuchsträgers (Teil 1)

Motordaten		
Zylinderzahl	1	[-]
Bauart	4-Takt Diesel	
Bohrung	88,0	[mm]
Hub	88,4	[mm]
Hub-Bohrungs-Verhältnis	1,004	[-]
Hubvolumen	537,7	[cm ³]
Effektives Verdichtungsverhältnis	17,5	[-]
Pleuellänge	149	[mm]
Maximaler Zylinderdruck	150	[bar]
Maximale Abgastemperatur	780	[°C]
Motorsteuerung	Bosch EDC16C2 - 4.51	

Tabelle 4.1 Technische Daten des Versuchsträgers (Teil 2)

Zylinderkopf und Ventiltrieb		
Zylinderkopf	4-Zylinder	
Ventiltrieb	<i>Lost Motion</i> , variabel	
Ventilanordnung	Twin-Anordnung	
Anzahl Einlassventile	2	[-]
Einlassventildurchmesser	28,7	[mm]
Max. Ventilhub Einlassventile	7,9	[mm]
Winkel der Einlassventilanordnung	9,2	[°]
Anzahl Auslassventile	2	[-]
Auslassventildurchmesser	26,2	[mm]
Max. Ventilhub Auslassventile	7,9	[mm]
Winkel der Auslassventilanordnung	10,0	[°]
Brennraumgeometrie		
Muldendurchmesser	50,0	[mm]
Muldentiefe	14,1	[mm]
Muldenvolumen	21,9	[cm ³]
Spaltmaß	0,75	[mm]
Einspritzsystem		
Typ	Common Rail	
Bezeichnung	Bosch CRS 2.1	
Maximaler Einspritzdruck	1600	[bar]
Einspritzdüse	Sitzlochdüse	
Düsenwinkel	154	[°]
Lochzahl	7	[-]
Lochdurchmesser	0,123	[mm]
Hydraulischer Durchfluss	360	[cm ³ /30s bei 100 bar]
ks-Faktor	1,5	[-]
Kuppenvorstand	3,2	[mm]
Kraftstoff-Hochdruckpumpe	Bosch CP 3.2	

Ventilanordnung

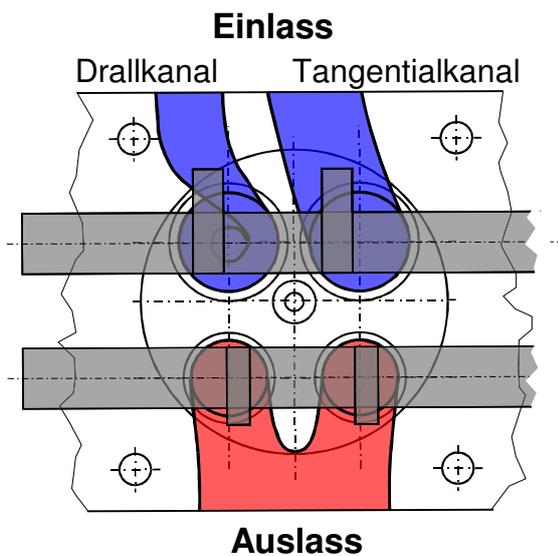


Abbildung 4.1 Twin-Anordnung von Einlass- und Auslasskanälen

Die Anordnung der Ventile sowie der Ein- und Auslasskanäle geht aus **Abbildung 4.1** hervor. Es handelt sich bei diesem Konzept um eine Twin-Anordnung, bei der eine der zwei oberliegenden Nockenwellen die Betätigung der beiden Einlassventile übernimmt, während die zweite Nockenwelle die Auslassventile betätigt. Einlassseitig ist ein Kanal zur Erzeugung von Ladungsbewegung als Drallkanal ausgebildet, der andere Kanal dient der Optimierung der Zylinderfüllung und ist als Tangentialkanal realisiert.

Brennraumgeometrie

Der Motor besitzt einen Kolben mit ω -Mulde, die in **Abbildung 4.2** gezeigt ist. Sie ist flach und weit ausgelegt und besitzt einen ausgeprägten Mittenkegel. Diese Art von Kolbenmulden wurde hinsichtlich niedrigster Schadstoffemissionen im Teillastbetrieb sowie bester Luftausnutzung für Volllast optimiert und findet derzeit Anwendung in Euro 4 Pkw-Dieselmotoren.

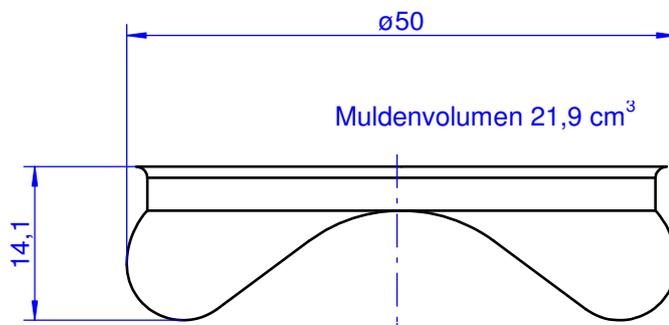


Abbildung 4.2 Kolbenmulde des Motors

Einspritzsystem

Am Versuchsträger kommt ein Bosch Common Rail Einspritzsystem der 2. Generation zum Einsatz. Das System verfügt über eine Kraftstoff-Hochdruckpumpe CP 3.2, ein Kraftstoffrail und Magnetventil-Injektoren. In das Rail sind ein Drucksensor und ein Druckregelventil integriert. Die Pumpe, das Rail und die Injektoren werden über Kraftstoffleitungen miteinander verbunden. Das Kraftstoffrail wird über die Radialkolben-Hochdruckpumpe mit Kraftstoff gespeist. Der frei einstellbare Raildruck von bis zu 1600 bar steht damit ständig an den hubgesteuerten Injektoren an. Die Trennung von Druckerzeugung und Einspritzung führt zu einer großen Flexibilität des Systems hinsichtlich Anzahl und Positionierung von Mehrfacheinspritzungen.

Nebenaggregate und Messtechnik

Der Versuchsmotor besitzt keine eigenen Nebenaggregate. Diese sind entweder zusätzlich am mobilen Motorgestell montiert (z.B. Ölpumpe und Wasserpumpe) oder werden erst im Motorprüfstand bereitgestellt (z.B. pneumatische Unterdruckversorgung und Spannungsversorgung).

Die in Druck und Temperatur vorkonditionierte Ladeluft wird über einen externen Lader am Prüfstand bereitgestellt und dem Motor über eine Ansaugleitung mit Beruhigungsbehälter zugeführt. Im Abgastrakt ist eine Abgasklappe montiert, die zur Einstellung des gewünschten Abgasgegendrucks dient. Direkt nach Austritt des Abgases aus dem Zylinderkopf befindet sich die Entnahmestelle für die Abgasrückführung. Die Abgasrückführrate kann über ein Unterdruckventil eingestellt werden.

Für die Ölversorgung des Motors kommt eine am Motorgestell angebrachte elektrische Ölpumpe zum Einsatz. Eine zweite Ölpumpe gewährleistet die Ölversorgung des *Lost Motion Systems*. Die Konditionierung des Öls erfolgt über einen vom Kühlwasser durchströmten Wärmetauscher. Das konditionierte Kühlwasser wird am Prüfstand bereitgestellt.

Der Versuchsträger besitzt eine Niederdruckindizierung im Saugrohr und im Abgastrakt. Ein wassergekühlter Kistler-Druckquarz erfasst den Zylinderdruck. Der Zylinderdruckquarz ist in einer Hülse durch den Wasserraum geführt und befindet sich neben dem Injektor senkrecht im Zylinderkopf.

5 Strömungsverhalten und Ladungsbewegung im Versuchsträger

Als Drallströmung wird eine um die Zylinderachse rotierende Einströmung in den Zylinder bezeichnet, deren Ausbildung von der Geometrie des Einlasstraktes abhängt. Aus der während der Einlassphase erzeugten Drallströmung resultiert die im Brennraum herrschende Ladungsbewegung im Bereich des oberen Totpunktes, die entscheidenden Einfluss auf die folgende Gemischbildung und Verbrennung hat.

5.1 Analyse der Zylinderkopfströmung

Drallzahl

Die Messung der Zylinderkopfströmung des Versuchsträgers erfolgt in einem stationären Strömungsprüfstand.

Abbildung 5.1 zeigt die Drall-Messeinrichtung als Schnittzeichnung.

Das Prinzip des verwendeten Flügelradanemometers ist, dass ein im Messzylinder mittig reibungsarm gelagerter Flügel, dessen Flügelflächen parallel zur Zylinderachse angebracht sind und damit nur auf tangentielle Geschwindigkeitskomponenten reagieren, mit der gleichen Frequenz rotiert wie die durch den Messzylinder strömende Luft, [34].

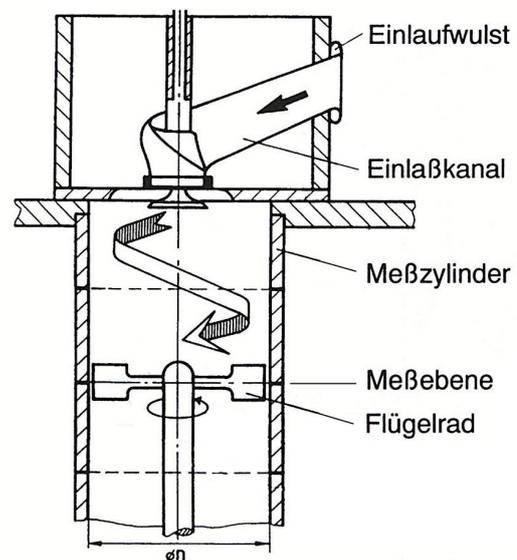


Abbildung 5.1 Strömungsmessung nach *Thien*

Der zu vermessende Zylinderkopf wird über dem Messzylinder montiert und bei stationär eingestellten Ventilhuben mit konstant über dem Einlassorgan eingestelltem Druckverhältnis durchströmt. Der Durchmesser des Messzylinders bzw. die Geometrie des Flügelrades nach *Thien* werden dabei entsprechend der Bohrung des Motors angepasst. Die Drehzahl des Flügelrades entspricht der Drehzahl des Luftstroms und kann als Maß für den Drall angenommen werden. Sie geht in die für die Strömung charakteristische Drallzahl c_u/c_a ein, die das Verhältnis aus Umfangsgeschwindigkeit und Axialgeschwindigkeit der Strömung darstellt. Die Berechnung der Geschwindigkeiten ist in den Gleichungen 5.1 und 5.2 erläutert.

$$c_u = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot r_{FLR} \quad (\text{Gleichung 5.1})$$

mit: c_u Umfangsgeschwindigkeit [m/s]
 n Flügelraddrehzahl [1/s]
 r_{FLR} Radius Flügelrad [m]

$$c_a = \frac{\dot{m}_{tats}}{\rho_{Zyl} \cdot A_{Zyl}} \quad (\text{Gleichung 5.2})$$

mit: c_a Axialgeschwindigkeit im Messzylinder [m/s]
 \dot{m}_{tats} tatsächlicher Luftmassenstrom [kg/s]
 ρ_{Zyl} Dichte der Luft im Messzylinder [kg/m³]
 A_{Zyl} Querschnittsfläche Messzylinder [m²]

Der tatsächliche Luftmassenstrom \dot{m}_{tats} errechnet sich dabei über die ideale Gasgleichung mit Hilfe einer gemessenen Temperatur und eines an einer Luftpumpe bestimmten tatsächlichen Volumenstroms. Das Messverfahren mit Flügelrad bzw. die oben gezeigte Art der Berechnung der Drallzahl c_u/c_a setzt eine Drallströmung als Festkörperrotation voraus.

Durchflusszahl

Neben der Drallzahl c_u/c_a stellt die Durchflusszahl α_k eine zweite wichtige Größe für die Charakterisierung einer Einströmung über die Ventile dar. Die Durchflusszahl α_k lässt eine Aussage über die Durchlässigkeit von Ladungswechselorganen zu, indem sie den oben erläuterten tatsächlich durchgesetzten Luftmassenstrom \dot{m}_{tats} auf einen theoretisch möglichen Luftmassenstrom bezieht. Der theoretische Luftmassenstrom \dot{m}_{theor} berechnet sich dabei nach Gleichung 5.3.

$$\dot{m}_{theor} = A_{Zyl} \cdot c_S \cdot \rho_S \quad (\text{Gleichung 5.3})$$

mit: \dot{m}_{theor} theoretischer Luftmassenstrom [kg/s]
 c_S Strömungsgeschwindigkeit bei isentroper Durchströmung [m/s]
 ρ_S Luftdichte im Zylinder bei isentroper Durchströmung [kg/m³]

Damit ergibt sich die Durchflusszahl α_k nach Gleichung 5.4.

$$\alpha_K = \frac{\dot{m}_{tats}}{\dot{m}_{theor}} = \frac{\dot{m}_{tats}}{A_{Zyl} \cdot c_S \cdot \rho_S} \quad (\text{Gleichung 5.4})$$

mit: α_K Durchflusszahl [-]

Unter der Annahme isentroper Durchströmung der Ladungswechselorgane lassen sich die Strömungsgeschwindigkeit c_S und die Luftdichte ρ_S dabei nach Gleichung 5.5 und Gleichung 5.6 berechnen.

$$c_S = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa \cdot R_L \cdot T}{\kappa - 1} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{nach}}{p_{vor}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (\text{Gleichung 5.5})$$

mit: R_L Spezielle Gaskonstante für Luft [J/kg/K]

T Temperatur [K]

κ Isentropenexponent [-]

p_{vor} Druck vor Ventil [Pa]

p_{nach} Druck nach Ventil [Pa]

$$\rho_S = \frac{p_{vor}}{R_L \cdot T} \cdot \left(\frac{p_{nach}}{p_{vor}} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (\text{Gleichung 5.6})$$

Der Druck vor dem Ventil p_{vor} entspricht in obigen Gleichungen dem Umgebungsdruck. Nach dem Ventil ist der im Messzylinder herrschende Druck p_{nach} durch den Verdichter des Prüfstands vorgegeben. Bei der Vermessung wird eine konstante Druckdifferenz von 50 mbar zwischen dem Messzylinder und der Umgebung eingestellt.

Standardanalyse der Drall- und Durchflusszahl

Nachfolgend sind die Ergebnisse der Vermessung des Zylinderkopfs gezeigt. In den **Abbildungen 5.2** und **5.3** ist zunächst das Ergebnis einer Standardmessung dargestellt. Es erfolgt eine Auftragung der nach dem erläuterten Prinzip bestimmten Werte für Drall- und Durchflusszahlen jeweils über dem Ventilhub. Es wird dabei unterschieden zwischen einer parallelen Betätigung beider Ventile (Abbildung 5.2) und einer Ausblendung von jeweils einem der beiden Einlasskanäle mittels Ventilabschaltung (Abbildung 5.3).

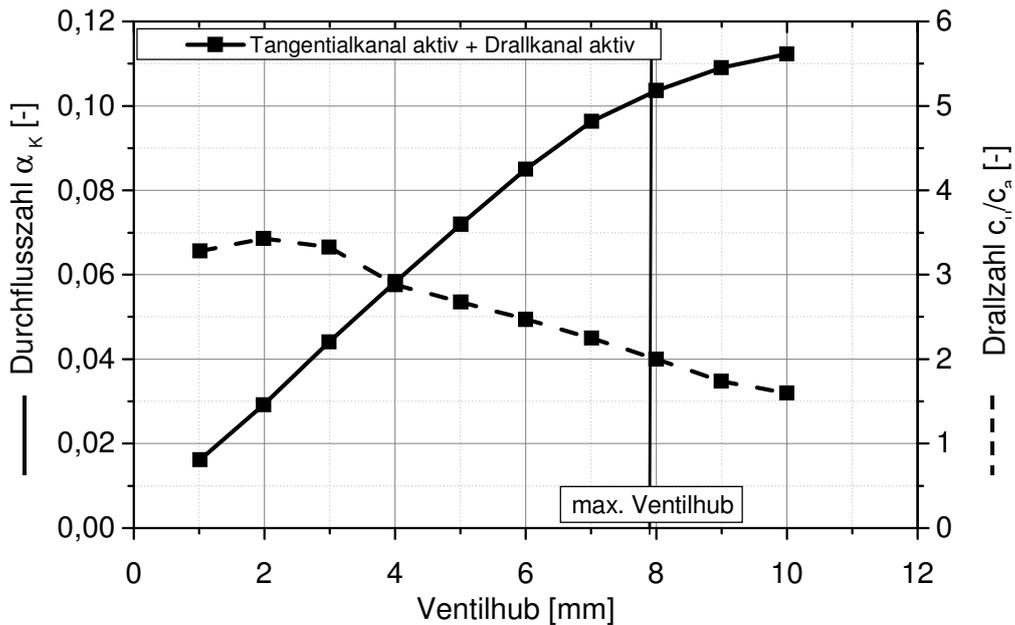


Abbildung 5.2 Drall- und Durchflusszahlverlauf des Zylinderkopfes bei paralleler Betätigung beider Einlassventile

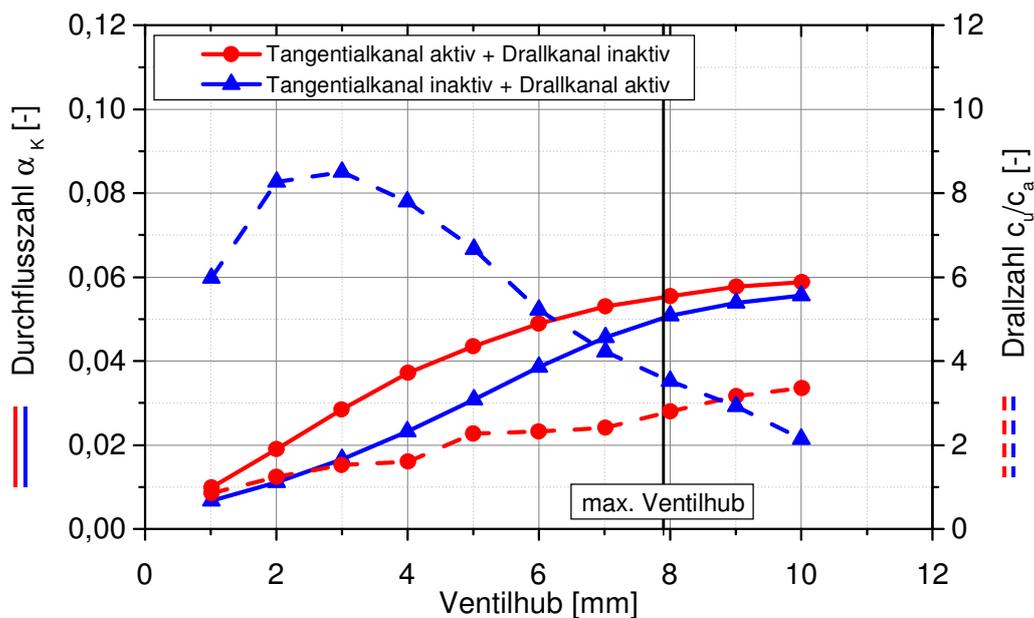


Abbildung 5.3 Drall- und Durchflusszahlverlauf des Zylinderkopfes bei Abschaltung jeweils eines Einlassventils

Abbildung 5.3 ist zu entnehmen, dass sich die beiden Einlasskanäle sowohl im Drall- als auch im Durchflussverhalten deutlich unterscheiden. Ein Kanal, im Folgenden als Tangentialkanal bezeichnet, bietet hohe Durchflusszahlen bei einem geringen Drallniveau und dient somit hauptsächlich zur Zylinderfüllung. Der zweite Einlasskanal, im Folgenden als Drallkanal bezeichnet, hat ein niedrigeres Durchflusniveau, zeigt jedoch deutlich höhere Drallzahlen. Auffällig ist hier das ausgeprägte Drallniveau bei geringen Ventilhuben, das durch eine Fase am Ventilsitz erreicht wird.

Vermessung des Drall- und Durchflusskennfeldes

Der variable Ventiltrieb des Versuchsträgers bietet nicht nur die Möglichkeit, Ventile abzuschalten, sondern lässt auch die Einstellung der Einlassventilhöhe unabhängig voneinander zu. Diesem Sachverhalt wird bei der Zylinderkopfvermessung Rechnung getragen, indem eine Matrix der verschiedenen Ventilhubkombinationen vermessen wird. Die **Abbildung 5.4** zeigt die Ergebnisse dieser Messung. Der Einfluss der Fase am Ventil Sitz zur Erhöhung des Dralls wird in dem Diagramm wiedergegeben. Erwartungsgemäß sinkt mit zunehmendem Einfluss des Tangentialkanals das Drallniveau. Der Durchfluss steigt bis zum Maximalhub beider Ventile stetig an. Das höhere Durchflussniveau des Tangentialkanals zeigt sich in einer Verschiebung der Symmetrie des Kennfeldes.

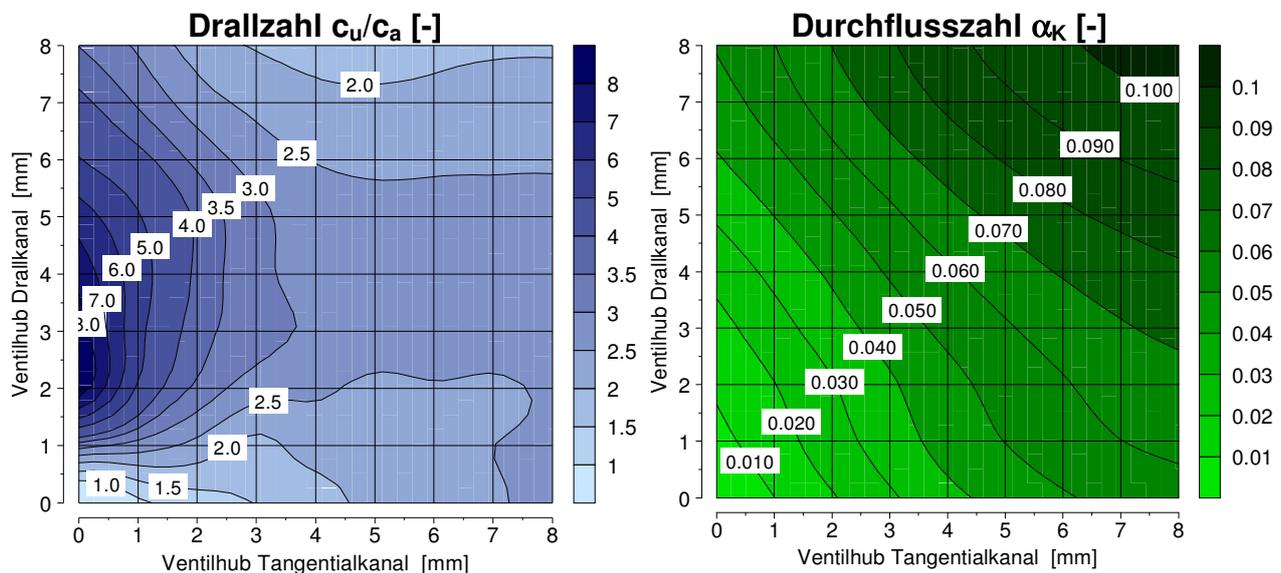


Abbildung 5.4 Drallzahlkennfeld (links) und Durchflusszahlkennfeld (rechts)

5.2 Einfluss spätem Einlassventilöffnens auf Muldendrall und Luftaufwand

Nach Beenden der Ansaugphase wird der auf die geometrischen Daten eines bestimmten Motors bezogene Drallverlauf bei Kompression vom unteren bis zum oberen Totpunkt als Motordrall bezeichnet. Für die Ladungsbewegung im Bereich des oberen Totpunktes, die für die Gemischbildung relevant ist, wird der Begriff Muldendrall verwendet, da hier die Geometrie der Kolbenmulde von entscheidender Bedeutung ist. Als Basis für die Berechnung des Muldendralls dient das Drallkennfeld der Zylinderkopfvermessung. Aus diesem Kennfeld kann für jeden Zeitpunkt des Ladungswechsels, entsprechend einer

bestimmten Stellung der Einlassventile, der jeweilige Wert der Drallzahl ermittelt werden. Die Aufsummierung des Dralls während der Ansaugphase ergibt den Motordrall im unteren Totpunkt. Ausgehend von diesem Wert kann über die Drallerhaltung unter Vernachlässigung von Verlusten der Motordrall bei Kompression vom unteren bis zum oberen Totpunkt errechnet werden, [35]. Die Berechnung des Motordralls im unteren Totpunkt kann für Dieselmotoren vereinfacht erfolgen, indem für die Definition der Drallzahl statt der axialen Strömungsgeschwindigkeit in guter Annäherung die mittlere Kolbengeschwindigkeit herangezogen wird. Auf die mittlere Kolbengeschwindigkeit wird die Umfangsgeschwindigkeit der Strömung bezogen.

Bestimmung des Motordralls im unteren Totpunkt

Mit Hilfe des variablen Ventiltriebssystems lässt sich bei spätem Einlassventilöffnen durch die Abwärtsbewegung des Kolbens bei noch geschlossenen Ventilen ein Unterdruck im Brennraum erzeugen. Diese Druckdifferenz führt zu einer erhöhten Einströmgeschwindigkeit im Vergleich zur Kolbengeschwindigkeit. Zur Berücksichtigung dieses Aspekts erfolgt die Berechnung des Motordralls im unteren Totpunkt nicht nach der oben beschriebenen Vereinfachung sondern nach dem in **Abbildung 5.5** gezeigten Berechnungsmodell.

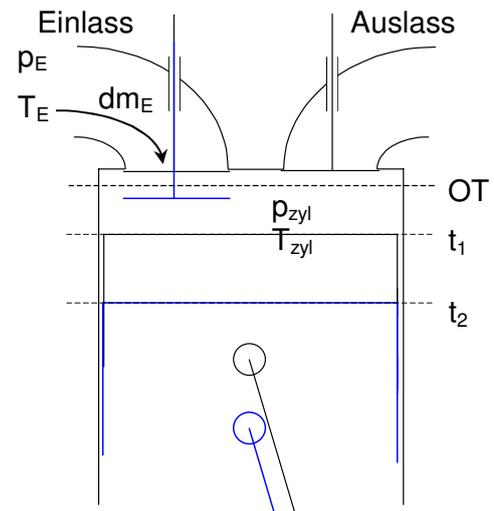


Abbildung 5.5 Berechnungsmodell Motordrall

Die Einströmung in den Brennraum wird als isentrop vorausgesetzt. Der Zylinderdruck p_{zyl1} zum Zeitpunkt t_1 (Zeitpunkt, wenn Einlassventil öffnet) wird mit der Annahme einer isentropen Expansion berechnet (Gleichung 5.7).

$$p_{zyl1} = p_E \cdot \left[\frac{V_K}{V_1} \right]^k \quad (\text{Gleichung 5.7})$$

mit: p_{zyl1} Zylinderdruck zum Zeitpunkt t_1 [bar]
 p_E Saugrohrdruck [bar]
 V_K Kompressionsvolumen [m^3]
 V_1 Zylindervolumen zum Zeitpunkt t_1 [m^3]

Entsprechend der Gleichung 5.4 ergibt sich der momentane Massenstrom $\dot{m}_{tats,1}$ für den Zeitpunkt t_1 nach Gleichung 5.8.

$$\dot{m}_{tats,1} = \frac{p_E}{R_L \cdot T_E} \cdot \left(\frac{p_{zyl1}}{p_E} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa \cdot R \cdot T_E}{\kappa - 1}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{zyl1}}{p_E} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \cdot \alpha_K \quad (\text{Gleichung 5.8})$$

mit: $\dot{m}_{tats,1}$ Momentaner Massenstrom zum Zeitpunkt t_1 (wenn EV öffnet)
 T_E Saugrohrtemperatur [K]
 D Zylinderdurchmesser [m]

Bei ausreichend kleiner Schrittweite kann in guter Annäherung die Umfangsgeschwindigkeit der Zylinderladung c_U durch Aufsummierung nach Gleichung 5.9 ermittelt werden, [18]:

$$c_U = \frac{\sum_i^{i+1} \dot{m}_i \cdot \Delta t \cdot \left(\frac{c_u}{c_a} \right)_i \cdot (c_a)_i}{\sum_i^{i+1} \dot{m}_i \cdot \Delta t} \quad (\text{Gleichung 5.9})$$

mit: \dot{m}_i Momentaner Massenstrom für den Zeitpunkt t_i [kg/s]
 $\left(\frac{c_u}{c_a} \right)_i$ Drallzahl aus Zylinderkopfvermessung in Abhängigkeit vom Ventilhub zum Zeitpunkt t_i [-]
 $(c_a)_i$ axiale Geschwindigkeit zum Zeitpunkt t_i [m/s]

Für die weitere Berechnung und zur Gewährleistung der Vergleichbarkeit mit anderen Motoren wird die Umfangsgeschwindigkeit der Zylinderladung auf die motorspezifische mittlere Kolbengeschwindigkeit bezogen.

$$\frac{c_u}{c_m} = \frac{c_u}{2 \cdot n \cdot s} \quad (\text{Gleichung 5.10})$$

mit: n Motordrehzahl [1/s]
 s Kolbenhub [m]
 c_m Mittlere Kolbengeschwindigkeit [m/s]

Aus diesen Gleichungen ergibt sich für jede Ventilhubstrategie der Verlauf der Drallströmung bis zum unteren Totpunkt des Motors. Beispielhaft zeigt **Abbildung 5.6** den Verlauf des Dralls c_u/c_m für konventionelle Einlassventilsteuerung und den mit

$$\left(\frac{c_u}{c_m} \right)_{UT}$$

gekennzeichneten Motordrall im unteren Totpunkt.

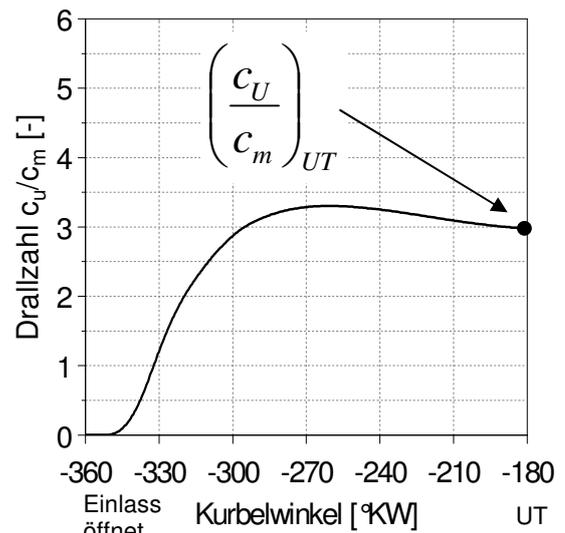


Abbildung 5.6 Verlauf der Drallströmung für konv. Ventilsteuerung

Bestimmung des Muldendralls im oberen Totpunkt

Bei der Bestimmung des Motordrallverlaufs während der Kompressionsphase und der darauf basierenden Ermittlung des Muldendralls im oberen Totpunkt des Motors dient der zuvor bestimmte c_u/c_m -Wert im unteren Totpunkt als Eingangsgröße. Während der Kompressionsphase wird die Zylinderladung mit ihrer Drallströmung aus dem Zylinder unter Änderung des Strömungsradius in die Brennraummulde verdichtet. Zur Berücksichtigung dieses Aspekts werden die Umfangsgeschwindigkeit der Ladung und die mittlere Kolbengeschwindigkeit in die entsprechenden Winkelgeschwindigkeiten umgerechnet. Anschließend kann unter Vernachlässigung von Verlusten über die Impulserhaltung und das sich ändernde Trägheitsmoment der Zylinderladung aus dem Motordrall der Muldendrall im oberen Totpunkt errechnet werden, [35].

Abbildung 5.7 zeigt beispielhaft den Verlauf des Motordralls für konventionelle Ventilsteuerung.

mit:

ω_{Ladung} = Winkelgeschwindigkeit der Zylinderladung [1/s]

ω_{Motor} = Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle [1/s]

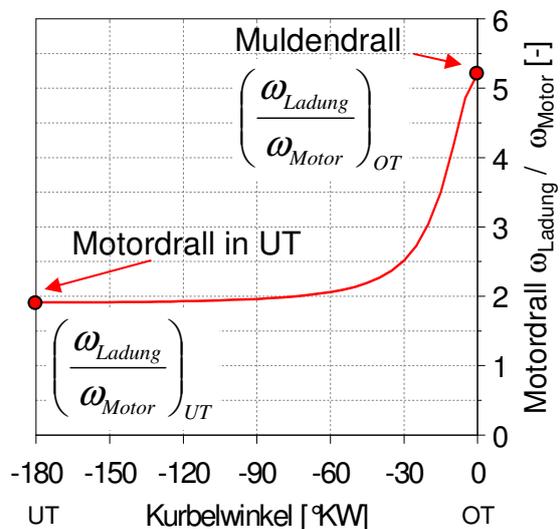


Abbildung 5.7 Verlauf des Motordralls für konv. Ventilsteuerung

In **Abbildung 5.8** sind Drallverläufe bei unterschiedlichen Einlassventil-Steuerzeiten dargestellt. Die Prozentangaben für Drall- und Tangentialkanal bezeichnen jeweils den Ventilhub bezogen auf den maximalen konventionellen Hub. Für die Ventilhubvarianten zeigt sich bis ca. 60 °KW vor OT kaum eine Erhöhung des Motordralls, erst danach steigt er deutlich an. Dies ist im bereits erwähnten Einfluss der Kolbenmulde begründet, deren Anteil am gesamten Zylindervolumen erst gegen Ende der Kompression relevant wird. Dann wird

die drallbehaftete Strömung in die Kolbenmulde gezwungen, in der sich der Drall aufgrund des im Vergleich zur Zylinderbohrung geringeren Muldendurchmessers erhöht.

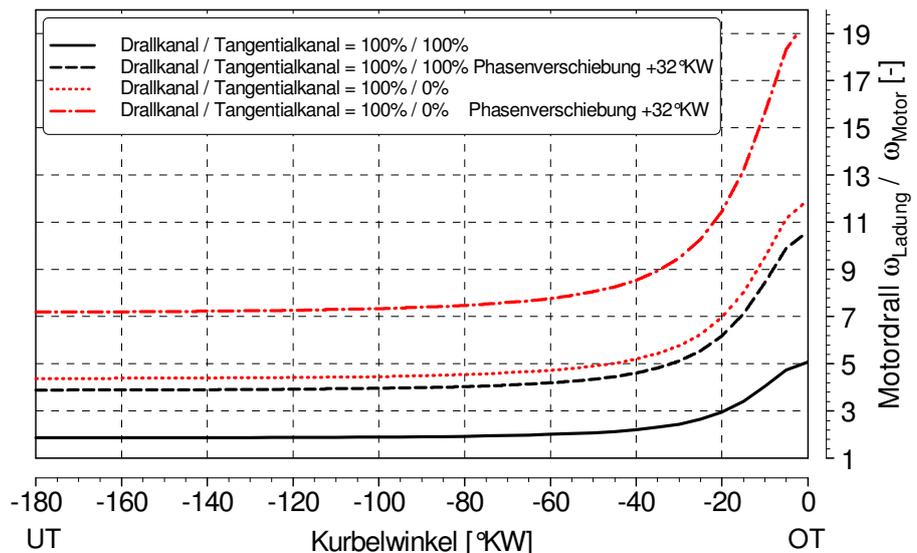


Abbildung 5.8 Ausgewählte Beispiele des Motordrallverlaufs

Ausgehend vom Muldendrall bei paralleler Betätigung beider Ventile mit vollem Ventilhub (100 % / 100 %) lässt sich durch Abschalten des Tangentialkanals (100 % / 0 %) eine Drallsteigerung erzielen. In diesem Fall gelangt keine drallarme Luft über den Tangentialkanal in den Zylinder. Gleichzeitig reduziert sich bei der Abschaltung des Tangentialkanals aber auch der Luftaufwand λ_A , der definiert ist als die gesamte zugeführte Frischladung je Arbeitsspiel bezogen auf die theoretisch mögliche Frischladung je Arbeitsspiel unter Berücksichtigung des Saugrohrzustandes. Die Kombination einer Phasenverschiebung der Einlassventil-Steuerzeit nach spät mit paralleler Betätigung beider Ventile mit vollem Ventilhub (100 % / 100 % Phasenverschiebung +32 °KW) erhöht den Muldendrall nahezu auf das Niveau der Tangentialkanalabschaltung (100 % / 0 %). Die zusätzliche Abschaltung des Tangentialkanals (100 % / 0 % Phasenverschiebung +32 °KW) ermöglicht eine weitere signifikante Steigerung des Muldendralls. Aus **Abbildung 5.9** geht der motorspezifische Zusammenhang von Muldendrall und Luftaufwand bei verschiedenen Einlassventilbetätigungen bzw. Steuerzeiten hervor, da sowohl

die Reduzierung der Einlassventilhöhe als auch die Phasenverschiebung der Einlassnockenwelle signifikanten Einfluss auf die Zylinderfüllung haben.

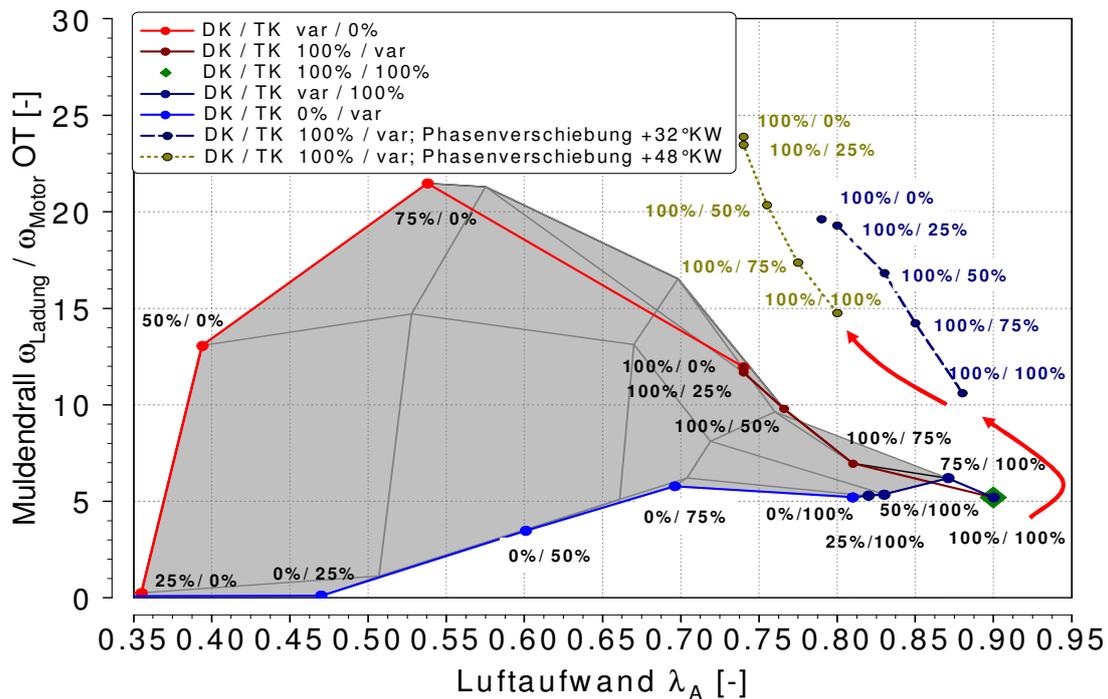


Abbildung 5.9 Kennfeld des erzielbaren Muldendralls über dem Luftaufwand

Durch die zunehmende Einlassventilabschaltung im Tangentialkanal stellt sich eine deutliche Erhöhung des Muldendralls ein. Der maximale Muldenrall wird bei einer zusätzlichen Verringerung des Einlassventilhubs im Drallkanal erzielt, begründet durch den beschriebenen Effekt des ausgeprägten Drallniveaus und erreicht durch eine Fase am Ventilsitz. Durch die Auftragung des Muldendralls über dem jeweils erzielbaren Luftaufwand wird deutlich, dass die hohen Drallwerte aufgrund der dazu benötigten geringen Ventilhöhe bei sehr niedrigen Werten des Luftaufwandes liegen. Eine ausreichende Zylinderfüllung kann hier nur noch in Niedriglastbereichen gewährleistet werden, da bei höheren Lasten die Reduzierung der Zylinderfüllung aufgrund örtlichen Sauerstoffmangels zu einem Anstieg der Rußemissionen führen wird. Im Bereich hoher Werte des Luftaufwandes, vor allem relevant für höherlastige Betriebspunkte, kann durch Ventilabschaltung kaum eine Drallsteigerung erreicht werden; gleiches gilt für eine Absenkung des Muldendralls. Ein vielversprechender Ansatz zur Erhöhung der Ladungsbewegung mit geringeren Einbußen in der Zylinderfüllung ist die Phasenverschiebung der Einlassnockenwelle nach spät, da die Einströmgeschwindigkeit hier ebenfalls signifikant erhöht wird, das Einlassventil aber deutlich länger geöffnet bleiben kann. Diese Strategie ist somit besonders für höhere Teillast-Betriebspunkte interessant.

6 Optimierung des dieselmotorischen Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

6.1 Betriebspunktdefinition und Messprogramm

Die Potenzialermittlung der variablen Ventilsteuerung für das dieselmotorische Brennverfahren erfolgt an dem in Kapitel 4 beschriebenen Einzylinder-Forschungsmotor, ausgestattet mit dem in Kapitel 3 beschriebenen variablen Ventiltriebssystem nach dem *Lost Motion* Prinzip. Untersucht wird das Potenzial in verschiedenen für den europäischen Fahrzyklus relevanten Teillastbetriebspunkten. **Abbildung 6.1** veranschaulicht die Betriebspunkte im Kennfeld eines Vollmotors. Zusätzlich ist das Lastkollektiv eines 1500 kg Mittelklasse-Pkw mit einem 2,2l Vierzylinder Dieselmotor im europäischen Fahrzyklus dargestellt. **Tabelle 6.1** enthält Informationen über die festgelegten Randbedingungen in den am Einzylindermotor zu untersuchenden Betriebspunkten.

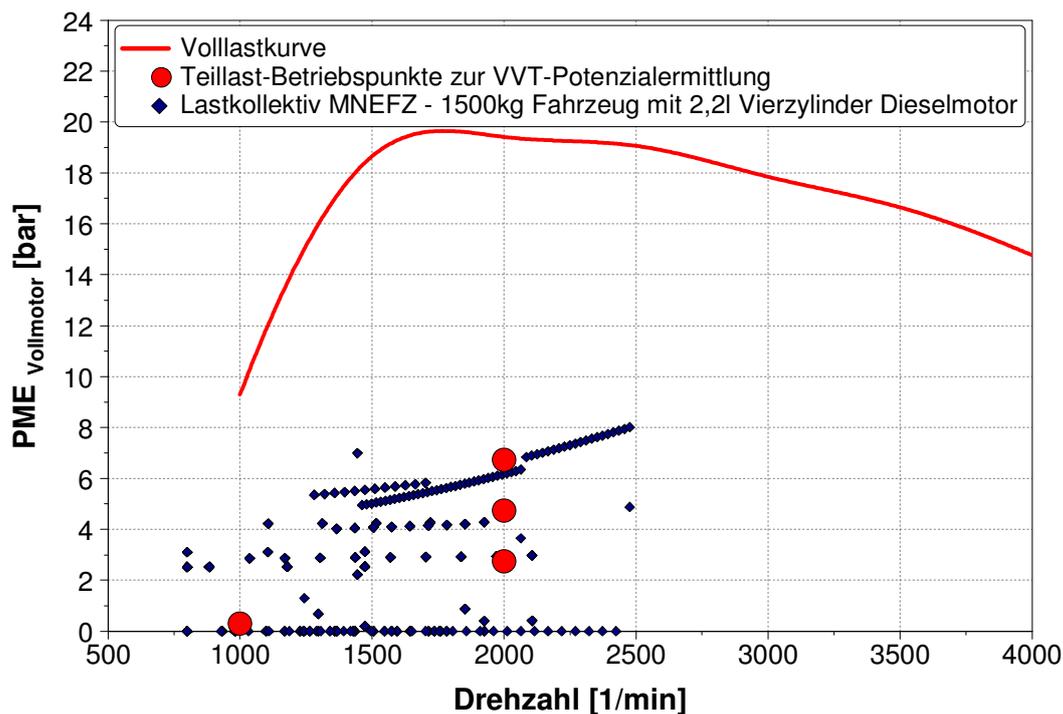


Abbildung 6.1 Teillastbetriebspunkte zur VVT-Potenzialermittlung

Tabelle 6.1 Untersuchte Betriebspunkte im Rahmen der Potenzialermittlung

Betriebspunkt			1000/1,3	2000/4	2000/6	2000/8
Drehzahl	n	[1/min]	1000	2000	2000	2000
Indizierter Mitteldruck	p_{mi}	[bar]	1,3	4	6	8
Ansteuerbeginn Haupteinspritzung	AB_HE	[°KW vOT]	5	6	4	2
Abs. Ladedruck	p_2	[mbar]	1020	1150	1300	1450
Abs. Abgasgegendruck	p_3	[mbar]	1100	1230	1390	1550
Raildruck	CRP	[bar]	300	600	700	800

Im Folgenden soll auf den Lastpunkt mit 2000 1/min und 4 bar indiziertem Mitteldruck ausführlich eingegangen werden. Die Ergebnisse der anderen Teillastpunkte werden jeweils in Diagrammform zusammengefasst. Der Niedriglastpunkt bei 1000 1/min und 1,3 bar indiziertem Mitteldruck ist nur bei der Betrachtung des VVT-Potenzials hinsichtlich HC- und CO-Emissionsabsenkung bei Niedriglast relevant. Die Motorergebnisse der Strategien mit variabler Ventilsteuerung werden jeweils mit einer Basismessung mit konventioneller Ventilsteuerung verglichen. Aufgrund des Umfangs der Untersuchungen werden im Rahmen dieser Arbeit jeweils nur die Bestvarianten der einzelnen variablen Ventilsteuerungsstrategien diskutiert.

Zunächst findet eine Untersuchung des Potenzials der variablen Einlassventilsteuerung zur Beeinflussung der Ladungsbewegung und des Temperaturniveaus der Zylinderladung statt. Anschließend wird die Möglichkeit einer internen Abgasrückführung durch Restgasverdichtung, Vorlagerung im Saugrohr oder Rücksaugen aus dem Auslasskanal beurteilt. Weiterhin wird die Absenkung der HC- und CO-Emissionen in einem leerlaufnahen Betriebspunkt untersucht und abschließend das Potenzial hinsichtlich homogener dieselmotorischer Verbrennung bewertet.

Bei den folgenden Motorergebnissen der Einzylinderversuche ist stets die indizierte Motorlast angegeben, da die Reibung des Einzylindermotors nicht der Reibung eines vergleichbaren Vollmotors entspricht und somit effektive Größen des Einzylindermotors von realistischen Vollmotorwerten abweichen. Der Kraftstoffverbrauch ist als indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch in der Einheit [g/kWh] angegeben. Die Angabe der Schadstoffemissionswerte erfolgt in der Einheit [g_{Emissionen} / kg_{Kraftstoff}]. Die vom Gesetzgeber limitierten Emissionswerte der Abgasnorm Euro 4 für Fahrzeuge in [g/km] sind für die Motorprüfstandsversuche für ein Fahrzeug der Masse 1500 kg mit einem durchschnittlichen Kraftstoffverbrauch von 6,1 l / 100 km im Testzyklus unter der Annahme einer mittleren Kraftstoffdichte von 0,825 kg/m³ in die Einheit [g_{Emissionen} / kg_{Kraftstoff}] umgerechnet worden. Zur Analyse des Geräuschverhaltens wird mit Hilfe des Indiziersystems AVL Indimaster das Verbrennungsgeräusch in [dB(A)] aus dem Zylinderdruck berechnet.

Die im Folgenden diskutierten Messergebnisse stellen jeweils Variationen der Abgasrückführrate in den beschriebenen stationären Betriebspunkten des

Einzylindermotors dar. Alle Messreihen beginnen mit dem ersten Messpunkt ohne Abgasrückführung und enden bei Überschreitung des Ruß/NO_x-Emissionsverhältnisses von 1/10 entsprechend der Euro 4 Schadstoffnorm.

Die Abgasrückführrate ist nach [13] folgendermaßen definiert:

$$\text{AGR-Rate [\%]} = \frac{\text{Abgasmasse im Zylinder}}{\text{Gesamte Zylinderladung}} = \frac{\text{Abgasmasse im Zylinder}}{\text{Frischladung} + \text{Abgasmasse im Zylinder}}$$
$$\text{Ext. AGR-Rate [\%]} = \frac{\text{Ext. rückgeführte Abgasmasse}}{\text{Gesamte einströmende Ladung}} = \frac{\text{Ext. rückgeführte Abgasmasse}}{\text{Frischladung} + \text{Spülmasse} + \text{Ext. rückgeführte Abgasmasse}}$$

Berechnung der Abgasrückführrate, [2]

Die Berechnung der externen AGR-Rate für die diskutierten Messpunkte erfolgt mit einem speziellen Berechnungsprogramm auf Basis eines adiabaten Mischungsvorgangs des rückgeführten Abgasmassenstroms mit dem angesaugten Frischluftmassenstrom. Unter Annahme von konstanter volumetrischer Zylinderfüllung (Berechnung durch Messpunkt ohne AGR), isentroper Zustandsänderungen idealer Gase, konstanter spezifischer Wärmekapazität der Gaszusammensetzungen auch während der Enthalpieänderung sowie einer konstanten speziellen Gaskonstante wird durch das Programm der rückgeführte Abgasmassenstrom iterativ berechnet bis eine Übereinstimmung der berechneten Mischungstemperatur im Saugrohr mit der tatsächlich gemessenen Temperatur vorliegt. Eine experimentelle Überprüfung dieser Berechnungsmethode durch Messungen an einem Versuchsmotor mit CO₂-Entnahme im Saugrohr ergab maximale Abweichungen von 1,5 % zwischen berechneter und gemessener AGR-Rate, was eine ausreichend hohe Genauigkeit für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit darstellt.

Für die Ventilhubstrategien mit interner Abgasrückführung erfolgt die Bestimmung der internen Abgasrückführrate ebenfalls unter Annahme einer konstanten volumetrischen Zylinderfüllung. Durch die Messung des reduzierten Frischluftmassenstroms gegenüber der Messung ohne AGR ergibt sich der Anteil des internen Restgases im Zylinder. Bei den Kombinationen externer und interner Abgasrückführung wird zunächst die rein externe Abgasrückführung entsprechend oben genannter Vorgehensweise bestimmt und bei anschließender Erhöhung um die interne Abgasrückführung berücksichtigt und konstant gehalten.

6.2 Variable Einlasssteuerung

6.2.1 Frühes Einlassventilschließen

Wie in Unterkapitel 3.4 bereits erläutert, hat die Strategie des frühen Einlassventilschließens eine Beeinflussung des Temperaturniveaus der Zylinderladung zur Folge. Das frühe Schließen der Einlassventile vor dem unteren Totpunkt führt zu einer Expansion der Zylinderladung und somit zu einer Absenkung der Ladungstemperatur im unteren Totpunkt des Motors. Die Kompression der Ladung beginnt im Gegensatz zur konventionellen Ventilsteuerung auf einem niedrigeren Temperaturniveau. Das Resultat ist eine Absenkung der Prozesstemperatur, was wiederum die Bildung von Stickoxid-Emissionen vermindert.

Im Rahmen der Motorversuche wurde für die drei Teillastbetriebspunkte bei 2000 1/min eine Variation des Einlassventilschließ-Zeitpunktes untersucht. Anhand des optimierten Einlassschließ-Zeitpunktes im Betriebspunkt mit 2000 1/min und einem indizierten Mitteldruck von $p_{mi} = 4$ bar sollen die Auswirkungen näher erläutert werden. Die Bestromung der Magnetventile des VVT-Systems erfolgte in diesem Fall bei -240 °KW für $6000 \mu s$, der daraus resultierende Ventilhubverlauf verglichen mit konventioneller Ventilsteuerung geht aus **Abbildung 6.2** hervor.

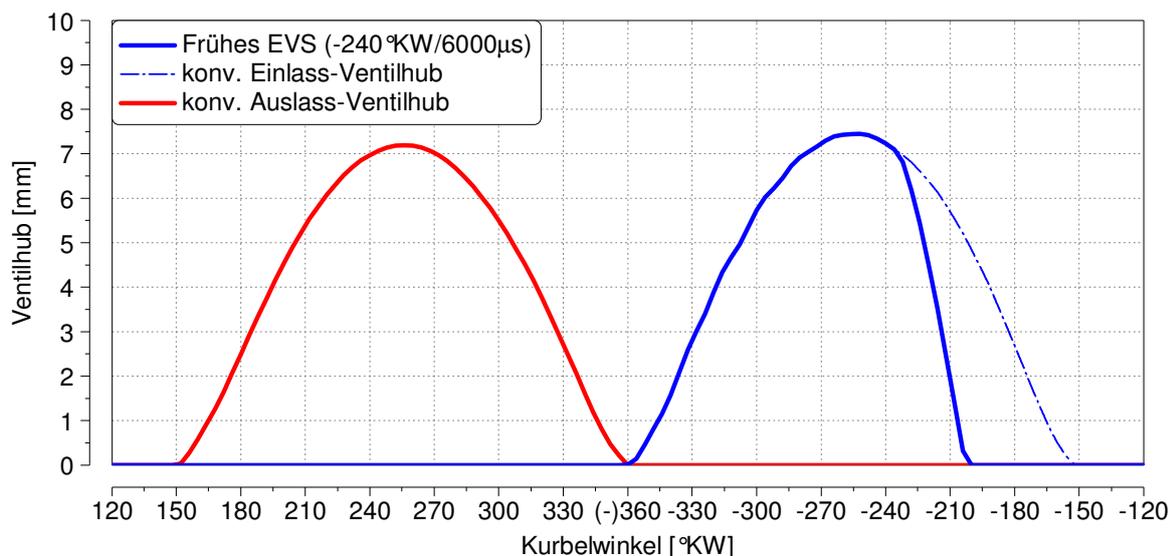


Abbildung 6.2 Ventilhub Frühes Einlassventilschließen

Abbildung 6.3 zeigt die wichtigsten Messergebnisse des Einzylinder-Versuchsmotors in diesem Teillastpunkt zur Beurteilung des frühen Einlassschließens im Vergleich zur konventionellen Ventilsteuerung. Der

Einspritzdruck beträgt 600 bar im Kraftstoffrail (CRP), der absolute Ladedruck wurde auf 1150 mbar und der absolute Abgasgegendruck auf 1230 mbar eingestellt (p_2/p_3). Der Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung des Magnetventil-Injektors beträgt 6 °KW vOT (AB_HE). Die genannten Parameter wurden für die Untersuchung der konventionellen Ventilsteuerung und des Frühen Einlassventilschließens konstant gehalten.

Gezeigt sind in den Diagrammen die Rußemissionen (Ruß), die Kohlenwasserstoff-Emissionen (HC), der indizierte spezifische Kraftstoffverbrauch (bi) und das aus dem Zylinderdrucksignal berechnete Verbrennungsgeräusch (Verbrennungsgeräusch), jeweils dargestellt über den Stickoxid-Emissionen (NO_x).

Jede der gezeigten Kurven ist eine Variation der externen Abgasrückführung als wirksame Maßnahme zur Reduktion der Stickoxidbildung. Die Begründung liegt in einem steigenden Inertgasanteil und damit in einer Reduzierung des Sauerstoffgehalts der Zylinderladung bei Erhöhung der Abgasrückführtrate mit der Folge einer Absenkung der Verbrennungsspitzentemperaturen. Gleichzeitig entsteht durch die Steigerung der Abgasrückführung lokaler Sauerstoffmangel im Brennraum, was einen Anstieg der Rußemissionen bewirkt und somit die maximale Abgasrückführtrate begrenzt. Je weniger Ruß im Brennraum entsteht, desto besser ist die AGR-Verträglichkeit des Brennverfahrens und entsprechend effektiver können die NO_x -Emissionen durch eine höhere AGR-Rate gesenkt werden. Weiterhin sind in dem Ruß/ NO_x -Diagramm die Emissionslimits für die europäische Schadstoffnorm Euro 4 umgerechnet in [g/kg] für ein Fahrzeug zuvor beschriebener Art eingezeichnet. Die Erhöhung der Abgasrückführung erfolgt nun, bis der beste Kompromiss der Partikel- und NO_x -Emissionen hinsichtlich der europäischen Gesetzesanforderung Euro 4 erreicht ist. Dieser Kompromiss ist durch die Diagonale im Diagramm gekennzeichnet. Das Verhältnis der Emissionen beträgt dabei entsprechend der europäischen Gesetzgebung Partikel/ $\text{NO}_x = 1/10$. Im unteren Diagrammteil sind der Zylinderdruckverlauf sowie das Bestromungssignal des Injektors und das Leitungsdrucksignal in der Kraftstoffhochdruckleitung direkt vor dem Injektoranschluss dargestellt.

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

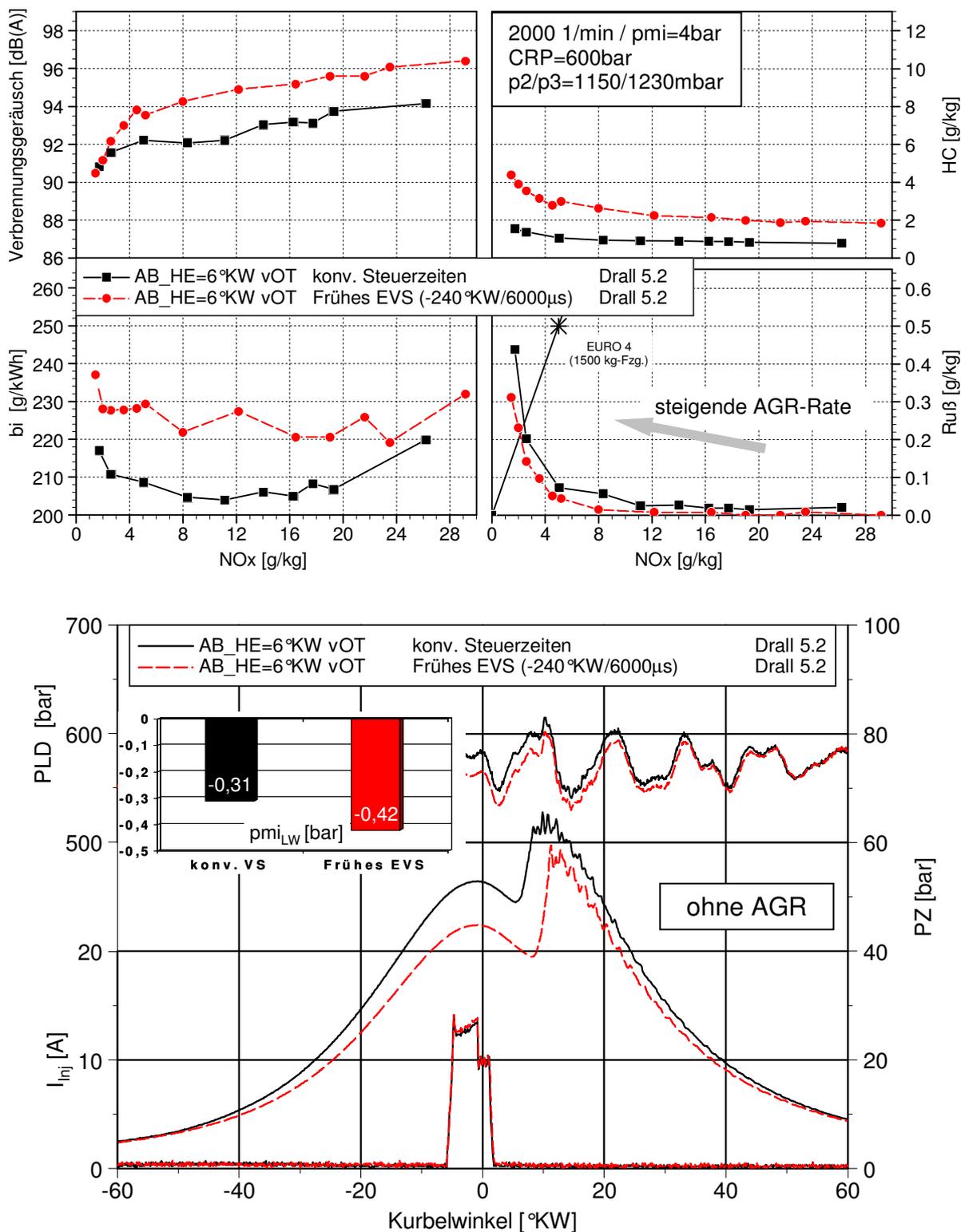


Abbildung 6.3 Emissionen Frühes Einlassventilschließen (oben) und Zylinderdruckverlauf ohne AGR (unten)

Die Ergebnisse zeigen, dass entgegen der Erwartungen das frühe Schließen der Einlassventile ohne Abgasrückführung zu einer Erhöhung der Stickoxid-Emissionen von 26,5 g/kg auf 29,5 g/kg führt. Wird keine Anpassung des

Ladedruckniveaus vorgenommen, um die gleiche Luftmasse wie bei konventioneller Ventilsteuerung in den Brennraum zu bringen, führt das frühe Einlassventilschließen zu einer reduzierten Zylinderfüllung und somit zu schlechteren Zündbedingungen im Brennraum, da Kompressionsenddruck und Kompressionsendtemperatur deutlich niedriger sind. Die Folge ist ein verlängerter Zündverzug und somit ein gesteigerter Anteil vorgemischter Verbrennung. Die Anpassung des Ladedrucks für konstante Zylinderladung ist als Miller-Cycle bekannt, [32, 33]. Auf diese Maßnahme wird im Rahmen dieser Versuche verzichtet, um ausschließlich den Einfluss der variablen Ventilsteuerung zu untersuchen. Eine deutliche Steigerung des Ladedrucks in niedrigen Lastpunkten ist mit heutigen Aufladekonzepten nicht realisierbar, würde aber auch das Emissionsverhalten der konventionellen Ventilsteuerung positiv beeinflussen.

Die lokalen Verbrennungsspitzentemperaturen bei frühem Einlassventilschließen liegen aufgrund des höheren vorgemischten Anteils und der reduzierten Zylinderladung höher, was zu vermehrter Stickoxidbildung führt, die durch eine Anpassung der Abgasrückführung reduziert werden muss. Gleichzeitig bringt der verlängerte Zündverzug eine geringere Diffusionsverbrennung und somit eine verminderte Rußbildung, was sich wiederum positiv auf die AGR-Verträglichkeit auswirkt. Ein weiterer Effekt des längeren Zündverzugs ist die Erhöhung des Verbrennungsgeräusches beim frühen Einlassventilschließen durch den erhöhten vorgemischten Verbrennungsanteil und steileren Druckanstieg bei Brennbeginn. Die höheren HC-Emissionen ebenso wie die nicht gezeigten höheren CO-Emissionen sind begründet durch einen späteren Brennbeginn und eine längere Brenndauer. Diese Effekte führen zu schlechteren Brennbedingungen und zu unvollkommenerer Verbrennung. Der Kraftstoffverbrauch liegt aufgrund höherer Ladungswechselperluste und eines späteren Umsatzschwerpunktes mit der Folge eines Verbrennungswirkungsgraddefizits etwa 8 % höher als die Basis mit konventioneller Ventilsteuerung. Der 2,2 °KW längere Zündverzug und steilere Brennverlauf bei Brennbeginn geht aus **Abbildung 6.4** hervor. Der Umsatzschwerpunkt AE 50 liegt 1 °KW später als bei konventioneller Ventilsteuerung.

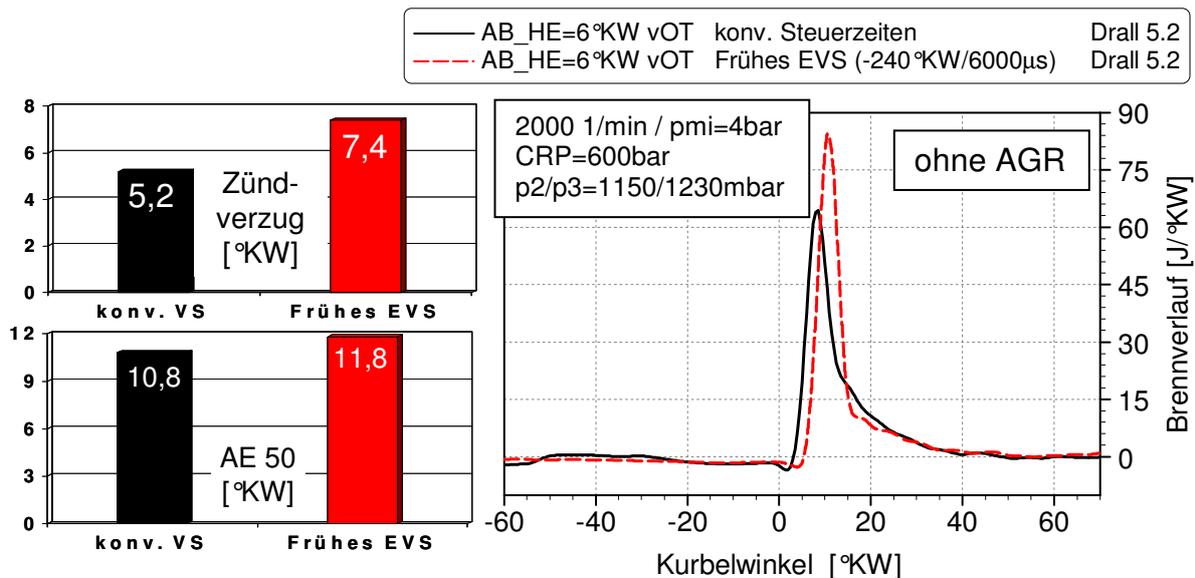


Abbildung 6.4 Brennverlauf Frühes Einlassventilschließen

Die Erhöhung der Abgasrückführung zur Senkung der Stickoxid-Emissionen bis zum Erreichen der Auslegungsgeraden im Ruß/NO_x-Diagramm bringt einen Vorteil von 13 % Ruß/NO_x-Emissionen gegenüber der konventionellen Ventilsteuerung mit sich. Dieser Effekt ist in verbesserter AGR-Verträglichkeit durch die reduzierte Rußbildung bei längerem Zündverzug begründet. Die entsprechend höhere applizierte AGR-Rate führt zu weiter vermindertem Sauerstoffpartialdruck im Brennraum und somit zu reduzierter Stickoxidbildung.

Die Analyse des Verbrennungsgeräusches zeigt bei höheren AGR-Raten im Bereich der Auslegungsgeraden ein vergleichbares Verbrennungsgeräusch für beide Varianten, da die Reaktionen im Brennraum und damit der Druckanstieg durch die gesteigerte Abgasrückführung kontrolliert sind und die Variante mit frühem Einlassventilschließen eine höhere Abgasrückführrate verträgt.

Mit Hilfe einer dreidimensionalen Strömungssimulation mit dem CFD-Programm *Fluent* wird der Einfluss des frühen Einlassventilschließens auf den Druck und die Temperatur im Zylinder analysiert.

Abbildung 6.5 zeigt den gemittelten Zylinderdruck der Simulationsrechnung als Absolutdruck über dem Kurbelwinkel während der Ansaugphase als Vergleich zwischen frühem Einlassventilschließen und konventioneller Ventilsteuerung.

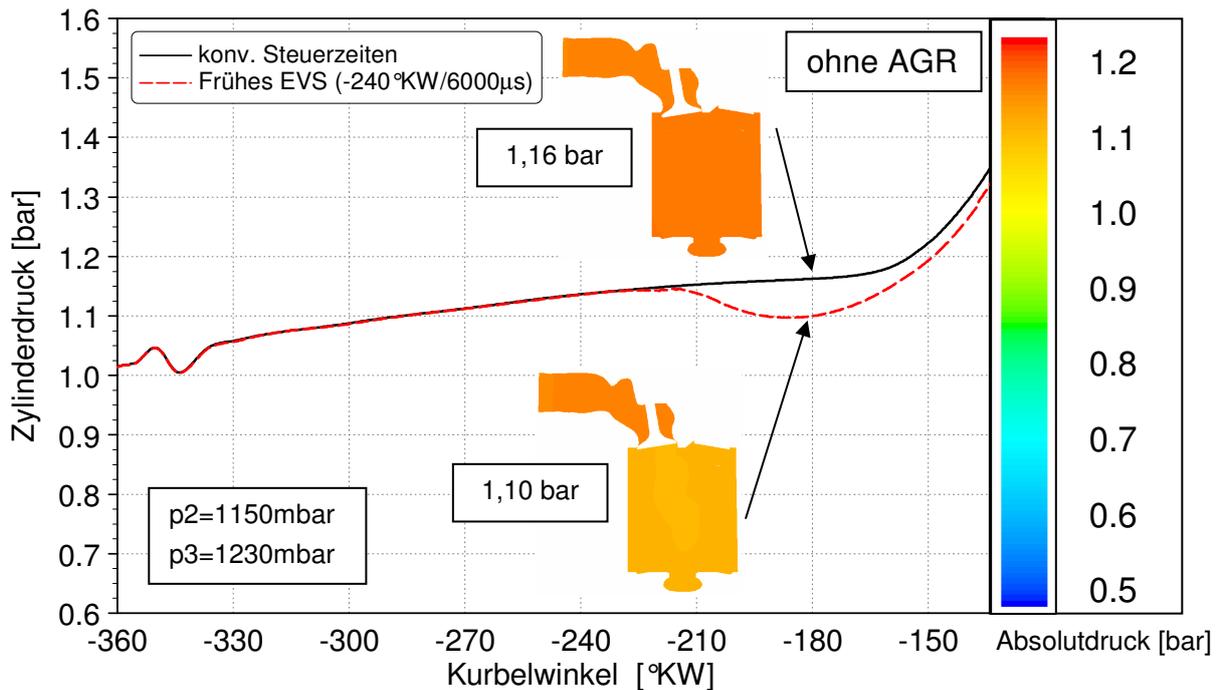


Abbildung 6.5 Zylinderdruckverlauf während der Einlassphase Frühes EVS

Der erwartete Effekt des frühen Ventilschließens wird wiedergegeben. Die Magnetventile des VVT-Systems werden bei -240 °KW bestromt, ab etwa -230 °KW beginnen die Einlassventile zu schließen, bis sie bei -205 °KW vollständig geschlossen sind (vergleiche Ventilhubkurven in Abbildung 6.2). Ab etwa -210 °KW fällt der Zylinderdruck beim frühen Einlassventilschließen sichtbar ab, bis im unteren Totpunkt der mittlere Zylinderdruck etwa 60 mbar niedriger ist als der Zylinderdruck bei konventioneller Ventilsteuerung.

Den Effekt des früheren Einlassventilschließens auf die Zylindertemperatur während der Ansaugphase zeigt **Abbildung 6.6**.

Entsprechend dem abfallenden Zylinderdruck ab dem Zeitpunkt des Einlassventilschließens liegt auch der Verlauf der Zylindertemperatur auf einem niedrigeren Niveau. Die *Fluent*-Simulationen zeigen bei der beschriebenen Variante eine etwa 5 K niedrigere Zylindertemperatur im unteren Totpunkt, verglichen mit konventioneller Ventilsteuerung.

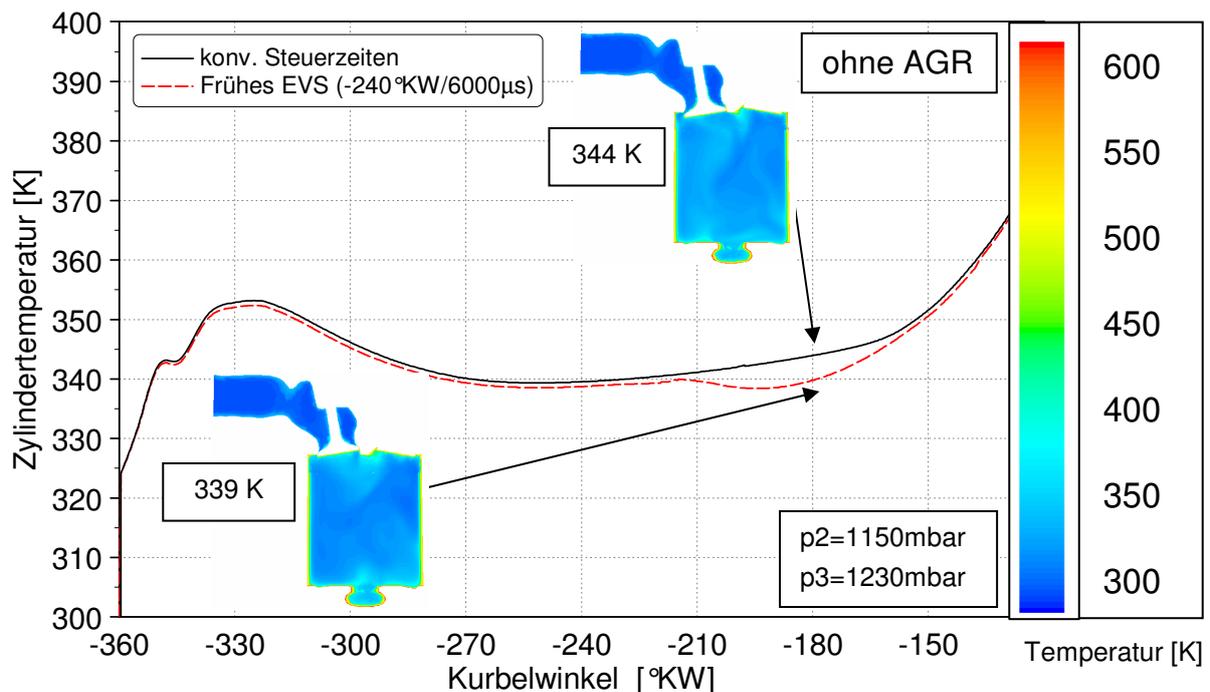


Abbildung 6.6 Zylindertemperatur während der Einlassphase Frühes EVS

Der gezeigte Einfluss des frühen Einlassventilschließens auf den Zylinderdruck und die Zylindertemperatur erklärt die Messergebnisse am Motor. Die Hauptursache des niedrigeren Ruß-/NO_x-Emissionsniveaus ist in der Verringerung der Zylinderladung durch die kürzere Einlassventil-Öffnungsdauer begründet, was schlechtere Zündbedingungen im oberen Totpunkt hervorruft und somit den Zündverzug verlängert mit der Folge geringerer Rußbildung. Der höheren NO_x-Bildung kann durch die verbesserte AGR-Verträglichkeit mit gesteigerter AGR-Rate entgegengewirkt werden. Der positive Effekt des niedrigeren Temperaturniveaus der Zylinderladung auf die NO_x-Bildung spielt ohne Anpassung des Aufladegrades eine untergeordnete Rolle, weshalb diese Variante variabler Ventilsteuerung für die konventionelle dieselmotorische Verbrennung als nicht zielführend angesehen wird.

Abschließend zeigt **Abbildung 6.7** das Potenzial des frühen Einlassventilschließens ergänzend zum Betriebspunkt 2000 1/min / pmi = 4 bar in den Punkten 2000 1/min / pmi = 6 bar und 2000 1/min / pmi = 8 bar. Mit steigender Last nimmt der Luftüberschuss der Verbrennung ohne Abgasrückführung ab, wodurch der positive Effekt von Ventilhubstrategien, die gleichzeitig eine Reduzierung der Zylinderfüllung zur Folge haben, abnimmt. Beim frühen Einlassventilschließen beträgt der Ruß/NO_x-Vorteil auf der 1/10-Auslegungsgeraden im mittleren Lastpunkt noch 11 %, im oberen Lastpunkt nur noch 2 % gegenüber konventioneller Ventilsteuerung.

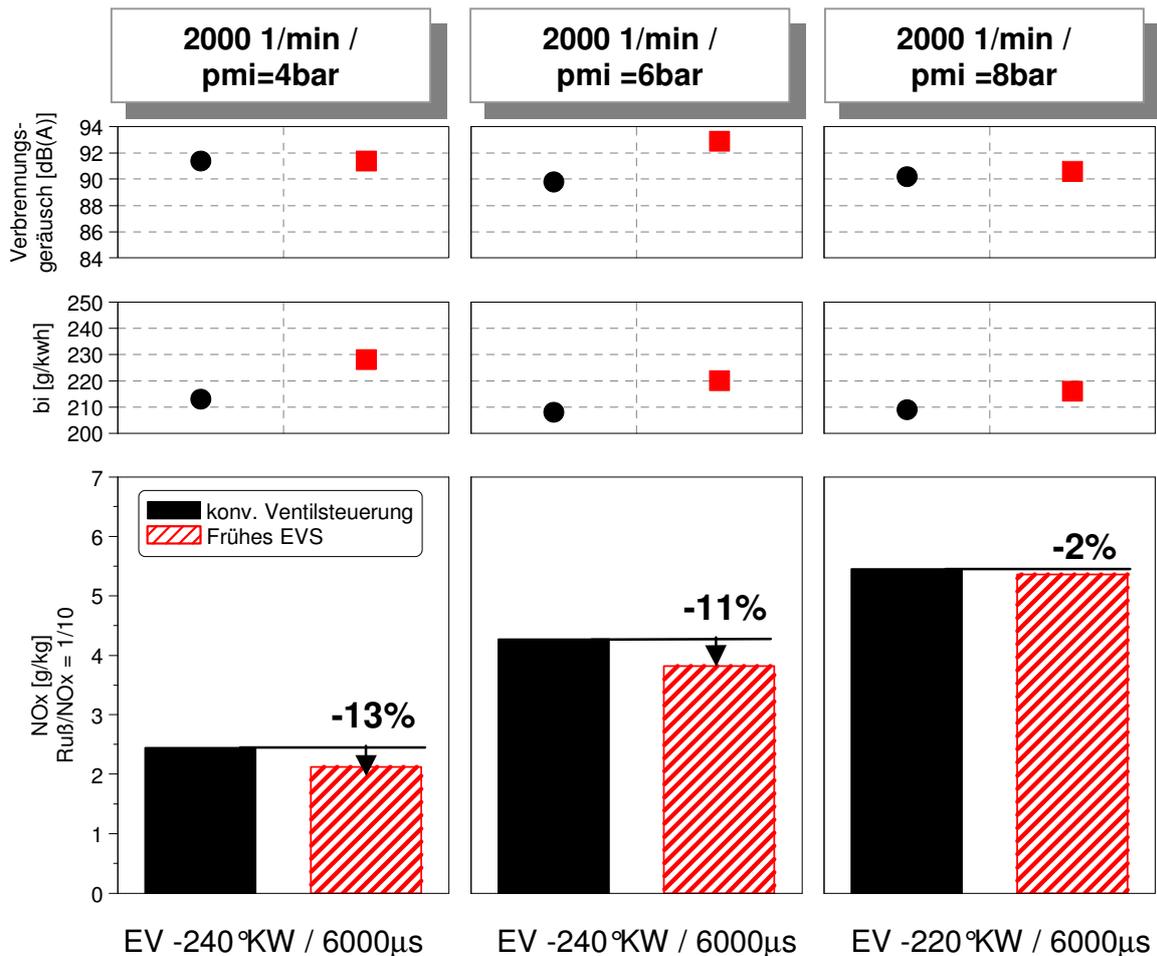


Abbildung 6.7 Einfluss frühes Einlassventilschließen im Lastschnitt bei 2000 1/min

6.2.2 Spätes Einlassventilöffnen

Eine Erhöhung der Ladungsbewegung im Brennraum mit der Folge verbesserter luftseitiger Gemischbildung gilt als Zielsetzung des späten Einlassventilöffnens. Zu Beginn des Ansaugtaktes bleibt das Einlassventil geschlossen und es entsteht ein Unterdruck im Brennraum durch die Abwärtsbewegung des Kolbens. Bei Ventilöffnen strömt dann durch die Druckdifferenz zwischen Brennraum und Saugrohr die Ansaugluft bzw. das Luft-Abgas-Gemisch mit einer höheren Strömungsgeschwindigkeit in den Zylinder, wodurch die Ladungsbewegung im Gegensatz zur konventionellen Ventilsteuerung intensiviert wird. Je nach Betriebspunkt und Luftbedarf des Motors kann mit dieser Strategie die luftseitige Gemischbildung verbessert und so das Emissionsverhalten positiv beeinflusst werden.

Für diese Ventilhubstrategie wurde wiederum in den drei Teillast-Betriebspunkten bei 2000 1/min eine Variation des Einlassventilöffnen-Zeitpunktes untersucht. Anhand des optimierten Einlassöffnen-Zeitpunktes im Betriebspunkt mit 2000 1/min und einem indizierten Mitteldruck von $p_{mi} = 4$ bar sollen die Auswirkungen näher erläutert werden. Die Bestromung der Magnetventile des VVT-Systems erfolgte in diesem Fall bei 350 °KW mit einer Bestromungsdauer von 3000 μ s, der daraus resultierende Ventilhubverlauf verglichen mit konventioneller Ventilsteuerung geht aus **Abbildung 6.8** hervor.

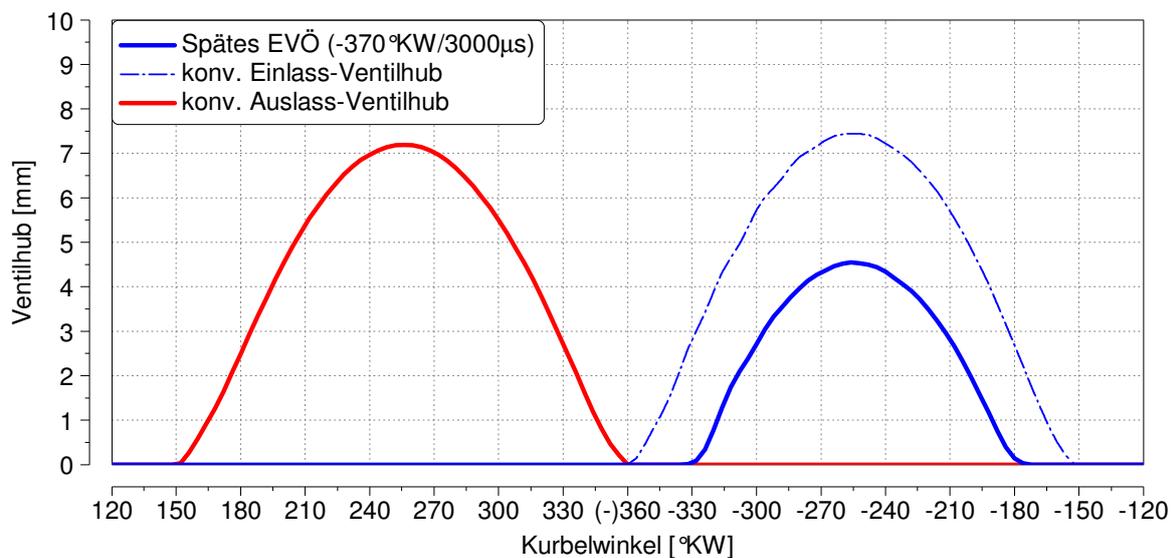


Abbildung 6.8 Ventilhub Spätes Einlassventilöffnen

Abbildung 6.9 zeigt die wichtigsten Messergebnisse des Einzylinder-Versuchsmotors in diesem Teillastpunkt mit AGR-Variation zur Beurteilung des späten Einlassöffnens verglichen mit konventioneller Ventilsteuerung. Der Raildruck beträgt auch hier 600 bar, der absolute Ladedruck wurde auf 1150 mbar und der absolute Abgasgegendruck auf 1230 mbar eingestellt. Der Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung beträgt 6 °KW vOT. Die genannten Parameter wurden für die Untersuchung der konventionellen Ventilsteuerung und des späten Einlassventilöffnens konstant gehalten.

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

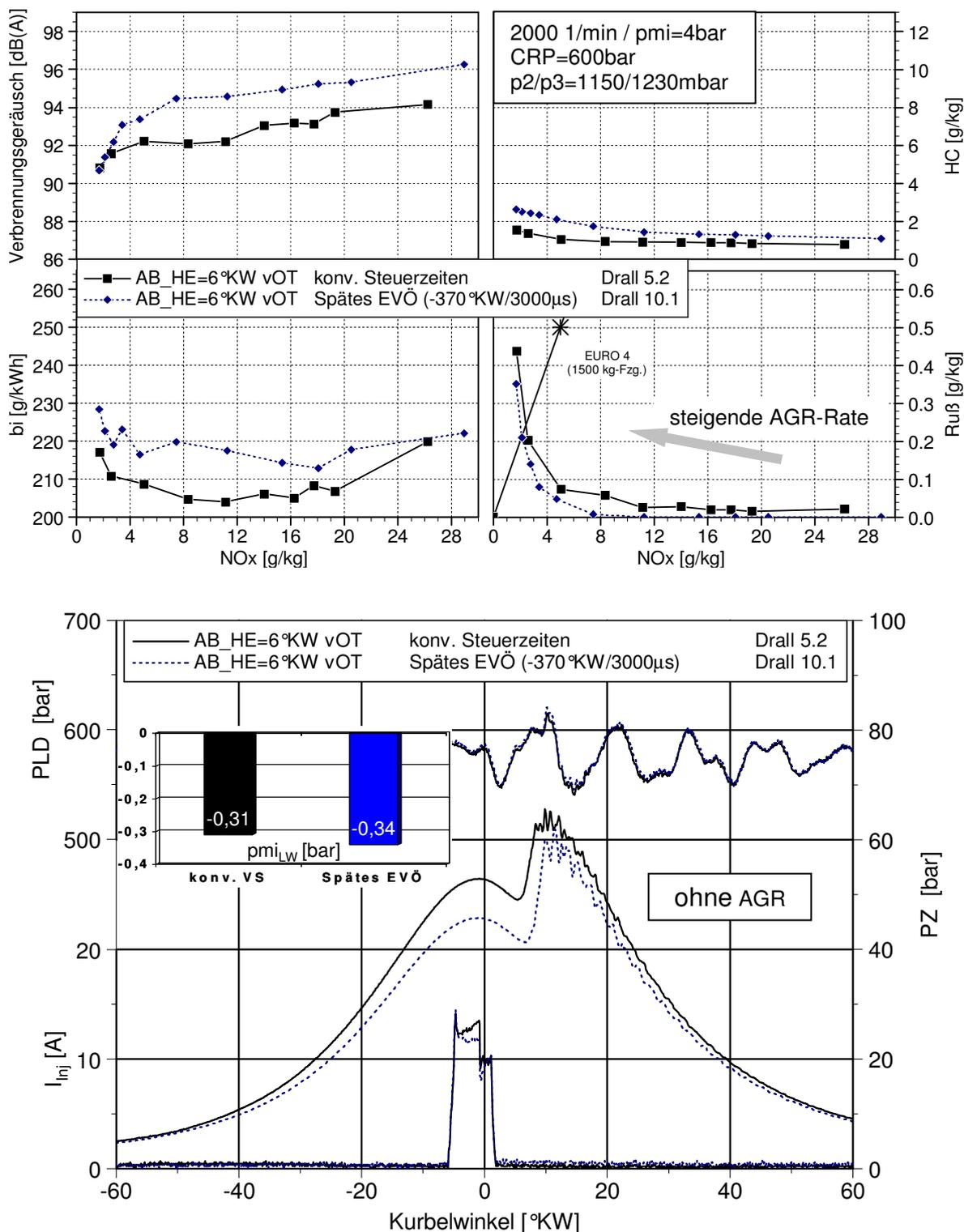


Abbildung 6.9 Emissionen Spätes Einlassventilöffnen (oben) und Zylinderdruckverlauf ohne AGR (unten)

Der Messpunkt ohne Abgasrückführung lässt erkennen, dass auch bei dieser Ventilhubstrategie die NO_x -Bildung ohne AGR zunächst intensiviert wird. Die Stickoxid-Emissionen betragen bei dem späten Einlassventilöffnen 29 g/kg gegenüber 26,5 g/kg bei konventioneller Ventilsteuerung. Die Begründung liegt

auch in diesem Fall in einer deutlich reduzierten Zylinderfüllung aufgrund der verkürzten Ventilöffnungsdauer, da prinzipbedingt beim *Lost Motion* System das späte Ventilöffnen kombiniert ist mit einem geringeren maximalen Ventilhub und einem frühen Ventilschließen. Daraus resultieren schlechtere Zündbedingungen im Brennraum im oberen Totpunkt, da Kompressionsenddruck und Kompressionsendtemperatur deutlich niedriger sind. Trotz intensivierter Ladungsbewegung mit nahezu verdoppelter Drallzahl der Zylinderladung aufgrund der höheren Einströmgeschwindigkeit, die zündverzugsverkürzend wirkt, ist die Folge ein verlängerter Zündverzug und somit ein gesteigerter Anteil vorgemischter Verbrennung.

Die lokalen Spitzentemperaturen der Verbrennung bei spätem Einlassventilöffnen sind wegen des höheren vorgemischten Anteils, der reduzierten Zylinderladung und besserer Kraftstoffaufbereitung durch erhöhte Ladungsbewegung höher, was vermehrte Stickoxidbildung hervorruft, die es durch eine Anpassung der Abgasrückführung zu reduzieren gilt. Gleichzeitig führt der verlängerte Zündverzug zu geringerer Diffusionsverbrennung und somit zu verminderter Rußbildung. Ebenso hat die bessere Gemischbildung durch höhere Ladungsbewegung eine verminderte Rußbildung zur Folge; beide Effekte wirken sich wiederum positiv auf die AGR-Verträglichkeit aus. Ein weiterer Effekt des längeren Zündverzugs ist die Erhöhung des Verbrennungsgeräusches beim späten Einlassventilöffnen aufgrund der größeren aufbereiteten Kraftstoffmenge während des Zündverzugs, was zu einem heftigeren Brennbeginn mit steilerem Druckanstieg führt. Die HC-Emissionen liegen beim späten Einlassventilöffnen auf einem leicht erhöhten Niveau, da die Verbrennung bei konstantem Einspritzbeginn weiter in die Expansionsphase verlagert wird und somit zunehmend unvollkommener abläuft. Dieser Effekt ist beim späten Einlassventilöffnen allerdings weniger ausgeprägt als beim vorher diskutierten frühen Einlassventilschließen, da die verbesserte luftseitige Gemischbildung einer vollständigeren Verbrennung des Kraftstoffs förderlich ist. Der Kraftstoffverbrauch liegt bedingt durch höhere Ladungswechselverluste etwa 4 % höher als bei konventioneller Ventilsteuerung. Der 1 °KW längere Zündverzug und der steilere Brennverlauf bei Brennbeginn gehen aus **Abbildung 6.10** hervor. Der Umsatzschwerpunkt liegt 0,1 °KW später als bei konventioneller Ventilsteuerung.

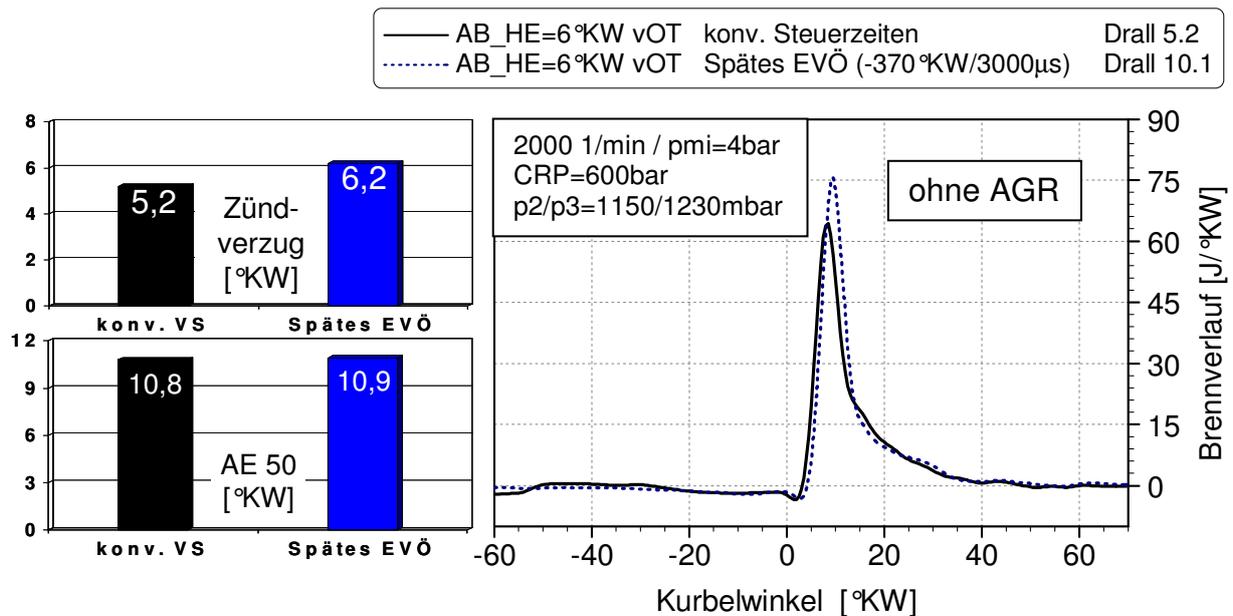


Abbildung 6.10 Brennvorgang Spätes Einlassventilöffnen

Die Erhöhung der Abgasrückführung zur Senkung der Stickoxid-Emissionen bis zum Erreichen der Auslegungsgeraden im Ruß/NO_x-Diagramm bewirkt einen Vorteil von 13 % Ruß/NO_x-Emissionen gegenüber der konventionellen Ventilsteuerung. Wie bei dem frühen Einlassventilschließen ist auch hier der Effekt in verbesserter AGR-Verträglichkeit durch die reduzierte Rußbildung bei längerem Zündverzögerung und zusätzlich höherer Ladungsbewegung begründet. Die höhere applizierte AGR-Rate führt zu weiter vermindertem Sauerstoffpartialdruck im Brennraum und damit zu reduzierter Stickoxidbildung.

Die Analyse des Verbrennungsgeräusches zeigt bei höheren AGR-Raten im Bereich der Auslegungsgeraden ein vergleichbares Verbrennungsgeräusch für beide Varianten, da die Reaktionen im Brennraum und damit der Druckanstieg durch die gesteigerte Abgasrückführung kontrolliert ist und die Variante mit spätem Einlassventilöffnen eine höhere Abgasrückführtrate verträgt.

Mit Hilfe einer dreidimensionalen Strömungssimulation mit dem CFD-Programm *Fluent* wird der Einfluss des späten Einlassventilöffnens auf den Druck und die Ladungsbewegung im Zylinder analysiert. Die Ladungsbewegung wird durch eine vektorielle Aufsummierung der Geschwindigkeitskomponenten in x-, y- und z-Richtung erfasst. **Abbildung 6.11** zeigt den gemittelten Zylinderdruck der Simulationsrechnung als Absolutdruck über dem Kurbelwinkel während der Ansaugphase als Vergleich zwischen spätem Einlassventilöffnen und konventioneller Ventilsteuerung.

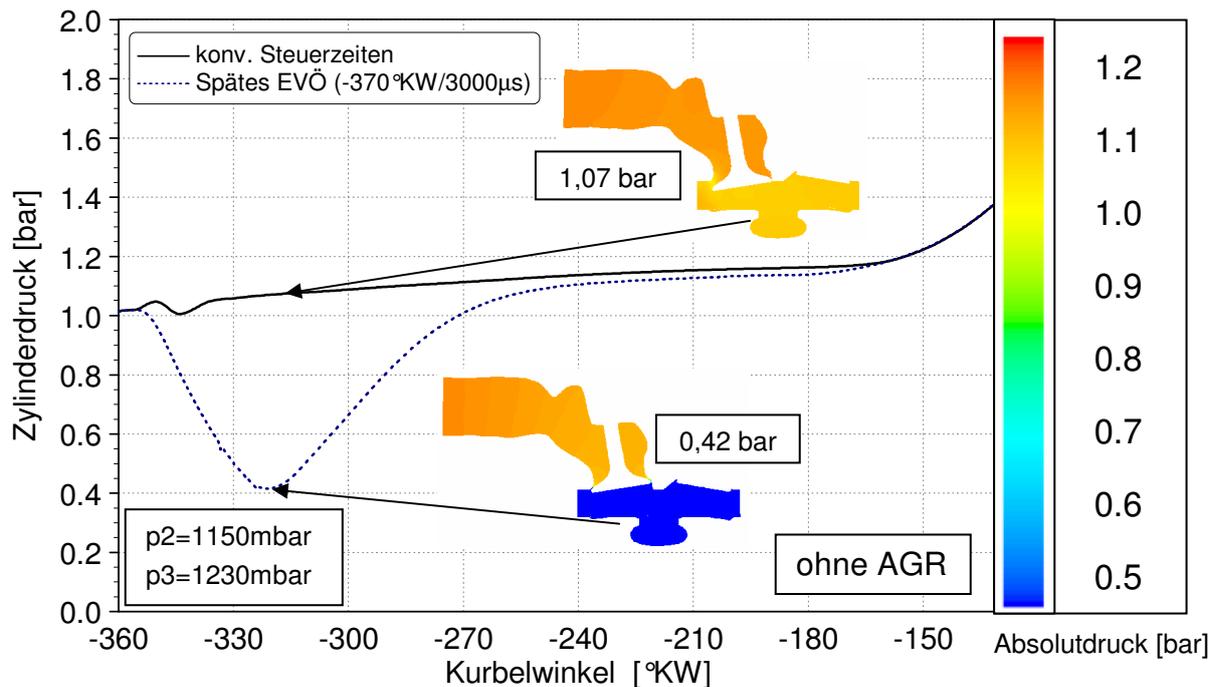


Abbildung 6.11 Zylinderdruckverlauf während der Einlassphase Spätes EVÖ

Die Betrachtung des Zylinderdrucks während der Einlassphase weist den erwarteten Effekt des späten Einlassventilöffnens auf. Die Magnetventile des VVT-Systems werden bereits kurz vor Auflaufen des Einlassnockens bei 350°KW bestromt, so dass lediglich das Öl aus dem Hydraulikelement ausgeschoben wird, sich aber kein Hub des Einlassventils einstellt. Der nach unten laufende Kolben erzeugt somit bei geschlossenen Einlassventilen einen relativen Unterdruck im Brennraum. Die Magnetventile werden für eine Zeitdauer von $3000\ \mu\text{s}$ bestromt, was bei einer Motordrehzahl von $2000\ \text{1/min}$ einer Dauer von 36°KW entspricht und womit das Bestromungsende bei -334°KW liegt. Nach Bestromungsende beginnen die Einlassventile durch das noch in den Hydraulikelementen befindliche Öl zu öffnen (vergleiche Ventilhubkurven in Abbildung 6.8). Bei etwa -320°KW ist das Druckminimum erreicht. Der Unterschied zur konventionellen Ventilsteuerung beträgt an dieser Stelle $0,65\ \text{bar}$. Ab diesem Zeitpunkt strömt die Zylinderladung bei der Variante mit spätem Einlassventilöffnen schneller in den Brennraum ein und der Druckunterschied reduziert sich wieder, bis im unteren Totpunkt ein Druckunterschied von $24\ \text{mbar}$ vorliegt.

Den Einfluss des späten Einlassventilöffnens auf die Ladungsbewegung im Brennraum, beschrieben durch die vektorielle Summengeschwindigkeit zeigt **Abbildung 6.12**.

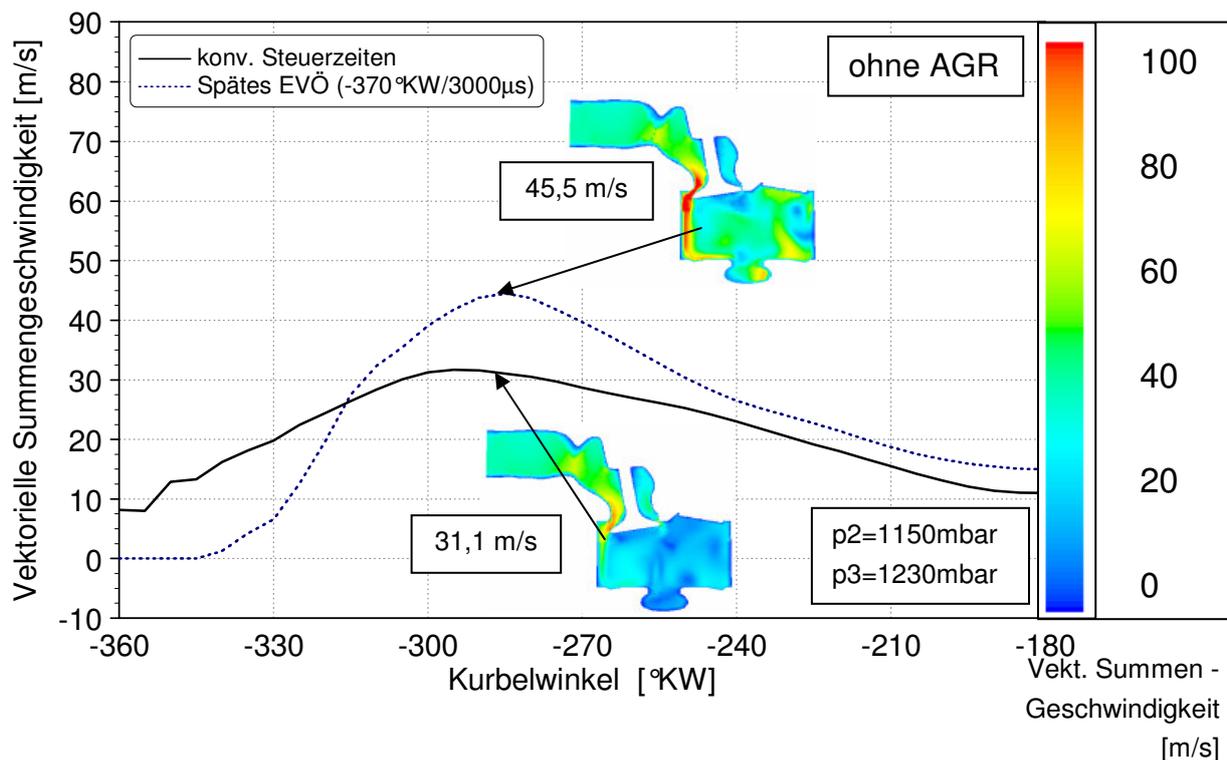


Abbildung 6.12 Vektorielle Summengeschwindigkeit während der Einlassphase Spätes EVÖ

Im Vergleich zur konventionellen Ventilsteuerung liegt beim späten Einlassventilöffnen zu Beginn der Expansion durch die verhinderte Einströmung keine Ladungsbewegung im Brennraum vor. Ab dem Zeitpunkt des Öffnens der Einlassventile steigt die Einströmgeschwindigkeit erwartungsgemäß durch den erzeugten Unterdruck im Brennraum deutlich an. Den Maximalwert erreicht die vektorielle Summengeschwindigkeit etwa bei -285°KW , wo ihr Wert mit $45,5\text{ m/s}$ um 46% über dem Niveau der konventionellen Ventilsteuerung liegt. Entsprechend des sich annähernden Zylinderdrucks, siehe Abbildung 6.11, nähern sich auch die Einströmgeschwindigkeiten und damit die erzeugte Ladungsbewegung im Bereich um den unteren Totpunkt an. Der Motordrall, der als rotatorische Geschwindigkeitskomponente maßgeblich für die Gemischbildung verantwortlich ist, bleibt infolge der Impulserhaltung allerdings bestehen, wird somit bis UT aufsummiert und ergibt am Ende der Kompressionsphase dann den Muldendrall (vergleiche hierzu Unterkapitel 5.2).

Der gezeigte Einfluss des späten Einlassventilöffnens auf den Zylinderdruck und die Ladungsbewegung erklärt die Messergebnisse am Motor. Die Hauptursachen des niedrigeren Ruß-/NO_x-Emissionsniveaus sind in der

Verringerung der Zylinderladung durch die kürzere Einlassventil-Öffnungsdauer und in der verbesserten Gemischbildung durch eine höhere Ladungsbewegung begründet. Beide Effekte führen zu reduzierter Rußbildung und damit zu verbesserter Abgasrückführverträglichkeit. Der höheren NO_x -Bildung kann durch die verbesserte AGR-Verträglichkeit mit gesteigerter AGR-Rate entgegengewirkt werden.

Abschließend veranschaulicht **Abbildung 6.13** das Potenzial des späten Einlassventilöffnens ergänzend zum Betriebspunkt 2000 1/min / pmi = 4 bar in den Punkten 2000 1/min / pmi = 6 bar und 2000 1/min / pmi = 8 bar.

Auch für diese Strategie gilt die Aussage, dass durch den sinkenden Luftüberschuss mit steigender Last der positive Effekt variabler Ventilhubstrategien wegen gleichzeitiger Reduzierung der Zylinderfüllung abnimmt.

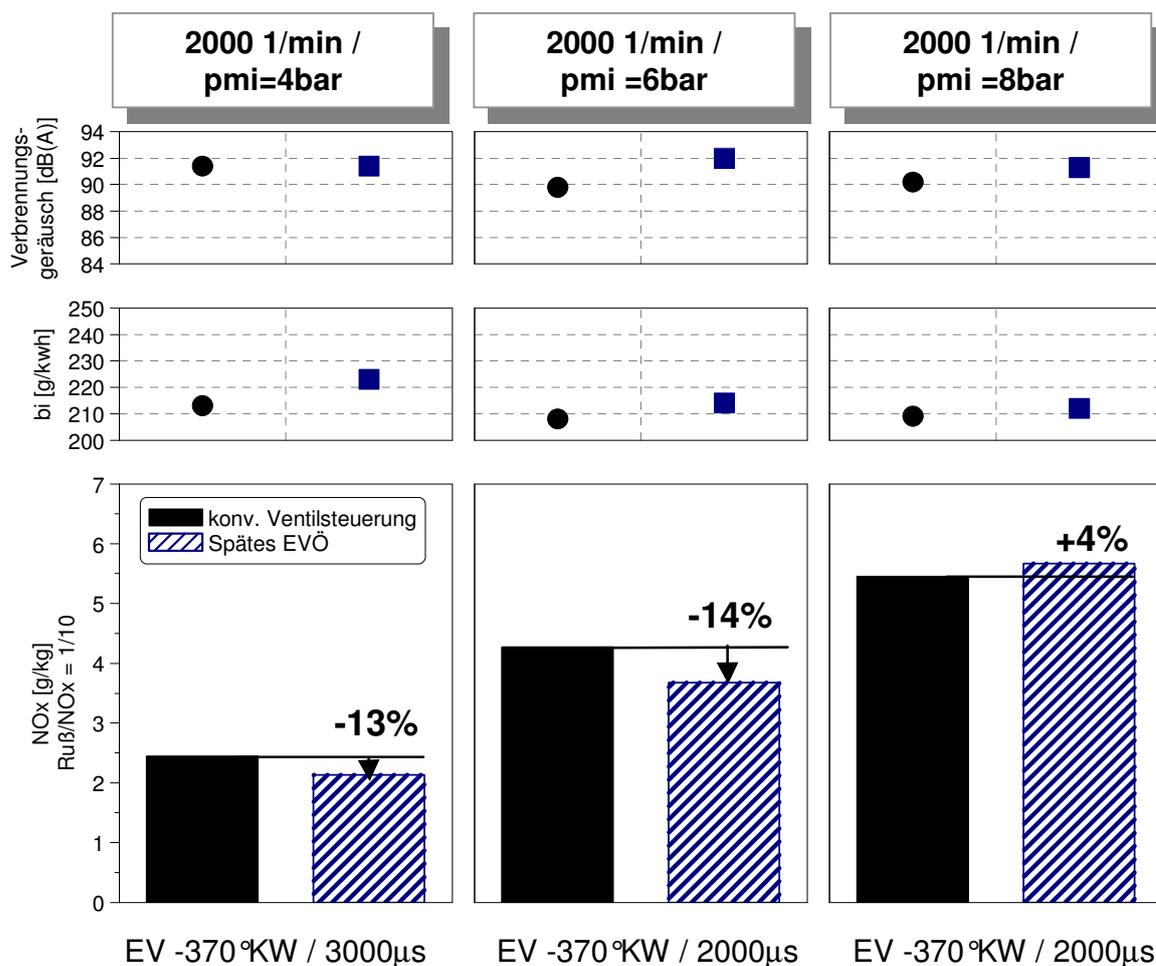


Abbildung 6.13 Einfluss spätes Einlassventilöffnen im Lastschnitt bei 2000 1/min

Beim späten Einlassventilöffnen beträgt der Ruß/NO_x-Vorteil auf der 1/10-Auslegungsgeraden im mittleren Lastpunkt noch 14 %, im oberen Lastpunkt wurde bereits ein Nachteil von 4 % gegenüber konventioneller Ventilsteuerung verzeichnet. Der positive Effekt der höheren Ladungsbewegung auf die Rußbildung bei dieser Ventilhubstrategie ist deutlich zu erkennen, was sie für das dieselmotorische Brennverfahren interessant macht. Die geringer werdende Zylinderfüllung hat bei steigenden Lasten jedoch immer mehr Einfluss, wodurch das Potenzial eingeschränkt wird. Die steigenden Ladungswechselverluste stellen einen weiteren negativen Aspekt dar. Zielführend besonders auch für höhere Motorlast wäre ein spätes Einlassventilöffnen ohne Einbußen in der Zylinderfüllung und mit reduzierten Ladungswechselverlusten, wodurch der positive Einfluss der höheren Ladungsbewegung erhalten bliebe.

6.2.3 Nockenwellenverstellung und variable Einlasssteuerung

Die zuvor beschriebenen positiven Effekte eines späten Einlassventilöffnens sollen bei dieser Strategie beibehalten werden, jedoch erfolgt das späte Öffnen der Einlassventile durch eine Phasenverstellung der Einlassnockenwelle nach spät. Durch den Öffnungszeitpunkt stellt sich auch in diesem Fall ein Unterdruck beim Öffnen der Einlassventile und somit die erzeugte Ladungsbewegung ein. Gegenüber dem späten Einlassventilöffnen mittels *Lost Motion* System kann nun der gesamte Ventilhub genutzt werden und mit der Funktion *Frühes Einlassventilschließen* der Einlassvorgang zum optimierten Zeitpunkt beendet werden.

Die Zielsetzung ist eine Erhöhung der Ladungsbewegung im Brennraum mit der Folge verbesserter luftseitiger Gemischbildung bei gleichzeitiger Beibehaltung der Zylinderfüllung.

Realisiert wird die Phasenverstellung für die Motorversuche am Einzylindermotor durch eine Verdrehung der Einlassnockenwelle gegenüber der Auslassnockenwelle, ein Phasenversteller ist nicht vorhanden, wäre für einen eventuellen Serieneinsatz aber durchaus denkbar. Für diese Ventilhubstrategie wurde wiederum in den drei Teillast-Betriebspunkten bei 2000 1/min eine Variation des Einlassventilöffnen-Zeitpunktes, diesmal durch

drei unterschiedliche Phasenverschiebungen der Einlassnockenwelle, untersucht. Anhand des optimierten Zeitpunktes im Betriebspunkt mit 2000 1/min und einem indizierten Mitteldruck von $p_{mi} = 4$ bar sollen die Auswirkungen näher erläutert werden. Die untersuchten Phasenverschiebungen sind eine um 16 °KW, 32 °KW und 48 °KW spätere Einlassventil-Steuerzeit. Für jede Variante wurde zusätzlich der Einlassschließzeitpunkt optimiert, um ein Ausschleiben der Zylinderladung nach dem unteren Totpunkt zu vermeiden.

Der optimierte Ventilhubverlauf für den Betriebspunkt 2000 1/min und $p_{mi} = 4$ bar mit einer Nockenwellen-Phasenverschiebung um 16 °KW verglichen mit konventioneller Ventilsteuerung geht aus **Abbildung 6.14** hervor.

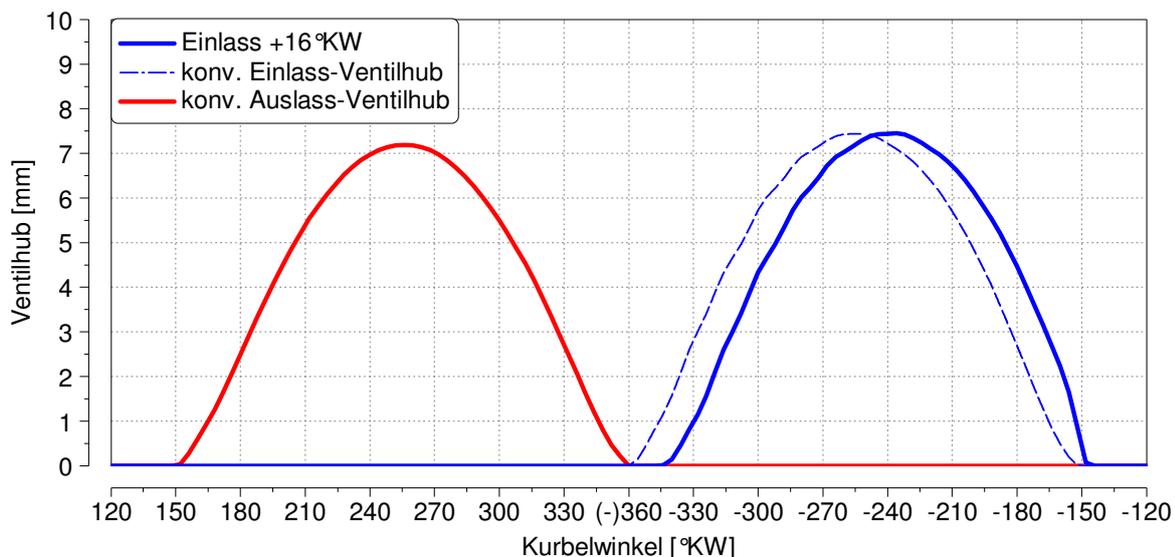


Abbildung 6.14 Ventilhub Phasenverstellung ENW +16°KW

Abbildung 6.15 zeigt die wichtigsten Messergebnisse des Einzylinder-Versuchsmotors in diesem Teillastpunkt mit AGR-Variation zur Beurteilung des späten Einlassöffnens durch Einlassnockenwellen-Phasenverschiebung im Vergleich zu konventioneller Ventilsteuerung. Der Raildruck beträgt wiederum 600 bar, der absolute Ladedruck wurde auf 1150 mbar und der absolute Abgasgegendruck auf 1230 mbar eingestellt. Der Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung beträgt 6 °KW vOT. Die genannten Parameter wurden für die Untersuchung der konventionellen Ventilsteuerung und der Einlassnockenwellen-Phasenverschiebung konstant gehalten.

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

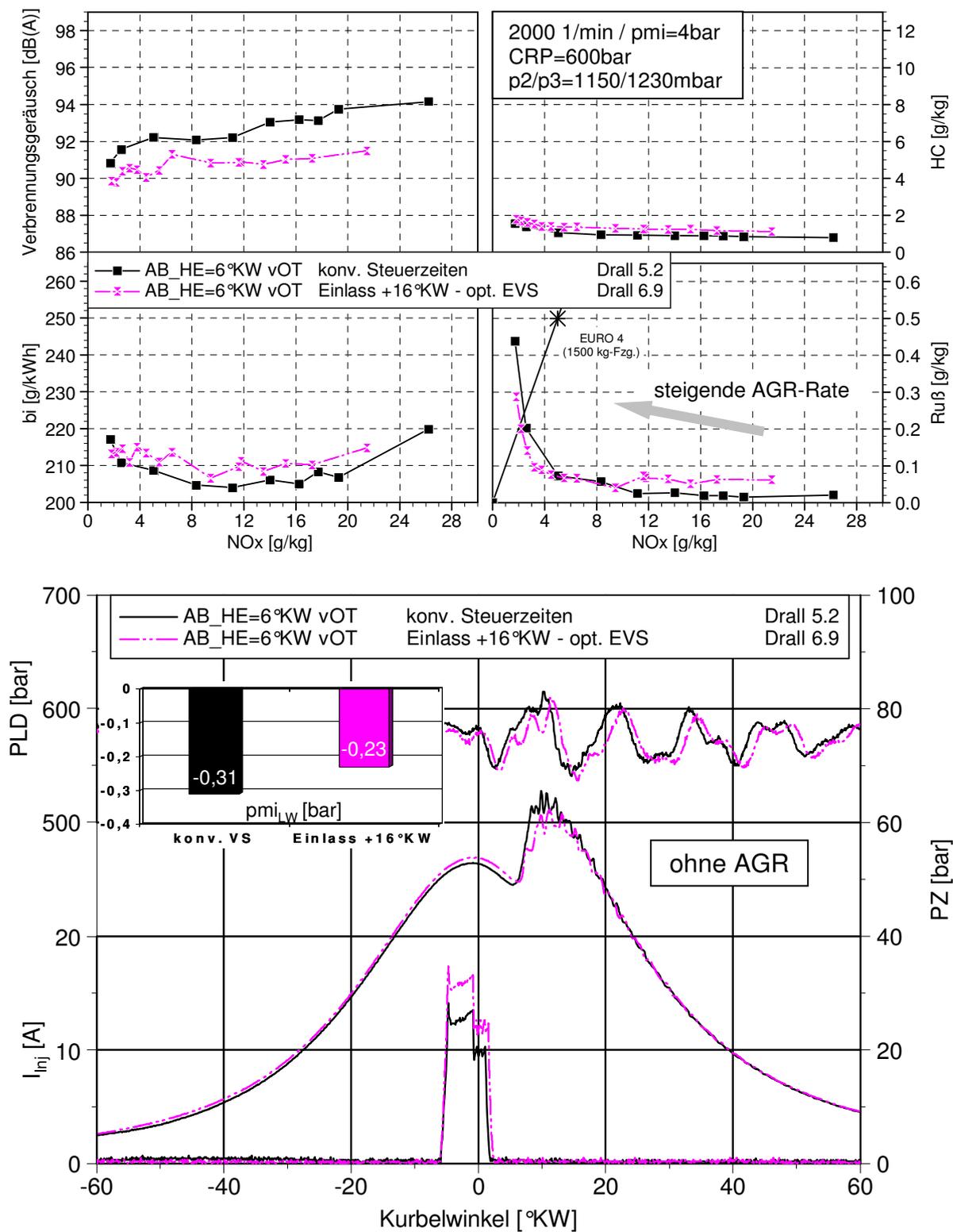


Abbildung 6.15 Emissionen Phasenverstellung ENW +16°KW (oben) und Zylinderdruckverlauf ohne AGR (unten)

Der Vergleich der AGR-Variationen zeigt, dass die applizierte Einlassventilsteuerung mit einer um 16 °KW nach spät verschobenen Ventilsteuerzeit und optimiertem Schließzeitpunkt zu einer Absenkung der

NO_x-Emissionen führt. Die Stickoxid-Emissionen betragen 21,5 g/kg gegenüber 26,5 g/kg bei konventioneller Ventilsteuerung. Der Grund liegt in einer reduzierten Zündverzugszeit durch erhöhte Ladungsbewegung wegen des späten Einlassventilöffnens. Dieser Effekt führt zu weniger eingebrachter Kraftstoffmasse bis zum Brennbeginn und einem anschließend niedrigeren Verbrennungstemperaturniveau. Die Zylinderfüllung ist vergleichbar zur konventionellen Ventilsteuerung, folglich sind auch Kompressionsenddruck und Kompressionsendtemperatur vergleichbar.

Wie bereits bei den vorher betrachteten Ventilhubvarianten beschrieben, führt der kürzere Zündverzug mit reduziertem vorgemischtem Verbrennungsanteil weiterhin zu einem höheren Anteil an Diffusionsverbrennung und entsprechend zu einem Anstieg der Rußbildung sowie zu einer Absenkung des Verbrennungsgeräusches. Die HC-Emissionen liegen bei dieser Ventilhubvariante auf einem vergleichbar niedrigen Niveau wie bei konventioneller Ventilsteuerung. Der Kraftstoffverbrauch ist aufgrund etwas reduzierter Ladungswechselverluste geringfügig niedriger als bei der konventionellen Ventilsteuerung. Der Brennverlauf in **Abbildung 6.16** zeigt einen 0,6 °KW kürzeren Zündverzug mit danach etwas sanfter ablaufender diffusiver Verbrennung und einem etwa 2 °KW späteren Verbrennungsschwerpunkt. Beide Varianten haben ein vergleichbares Brennende.

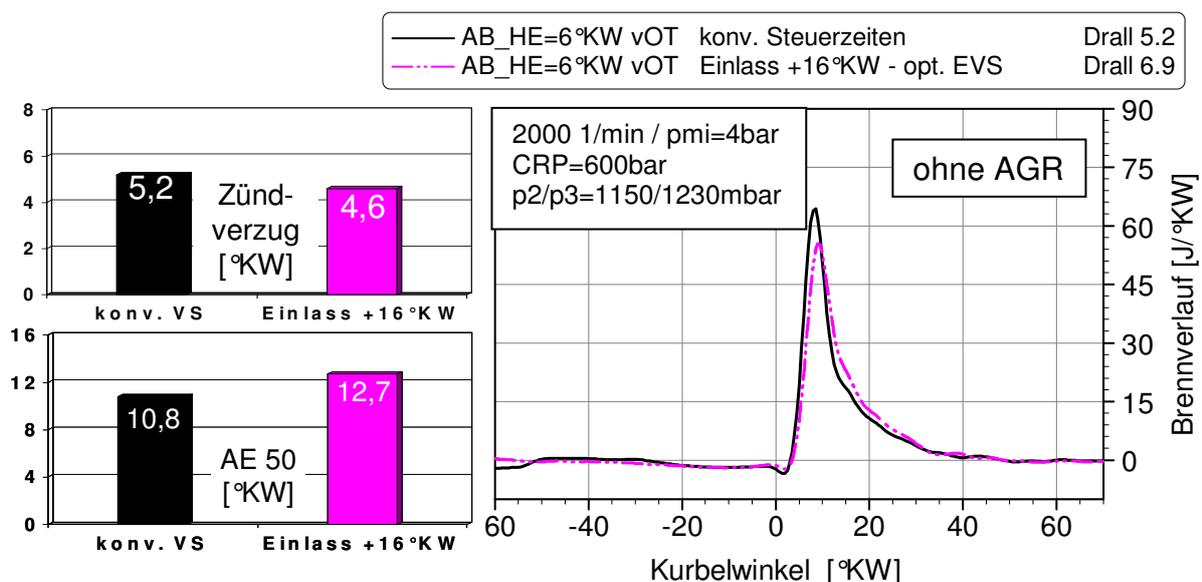


Abbildung 6.16 Brennverlauf Phasenverstellung ENW +16°KW

Die Erhöhung der Abgasrückführung zur Senkung der Stickoxid-Emissionen bis zum Erreichen der Auslegungsgeraden im Ruß/NO_x-Diagramm weist einen Vorteil von 12 % Ruß/NO_x-Emissionen gegenüber der konventionellen Ventilsteuerung auf. Dieser Effekt ist in verminderter NO_x-Bildung ohne AGR kombiniert mit verbesserter AGR-Verträglichkeit durch erhöhte Ladungsbewegung bei spätem Einlassventilöffnen begründet. Bei etwa gleicher applizierter AGR-Rate wird durch die geringere NO_x-Bildung ein niedrigeres Emissionsniveau erzielt als bei konventioneller Ventilsteuerung.

Die Analyse des Verbrennungsgeräusches zeigt ein niedrigeres Verbrennungsgeräusch bei der Variante mit Phasenverschiebung durch den kürzeren Zündverzug über die gesamte AGR-Variation. Dieser Effekt reduziert die Notwendigkeit einer zündverzugsverkürzenden Voreinspritzung. Die nachteilige Wirkung der Voreinspritzung auf das Emissionsverhalten der Verbrennung kann somit zusätzlich abgeschwächt werden.

Die Ergebnisse der dreidimensionalen Strömungssimulation mit *Fluent* beschreiben auch bei dieser betrachteten Ventilhubvariante den Einfluss auf den Zylinderdruck und die Ladungsbewegung im Zylinder näher.

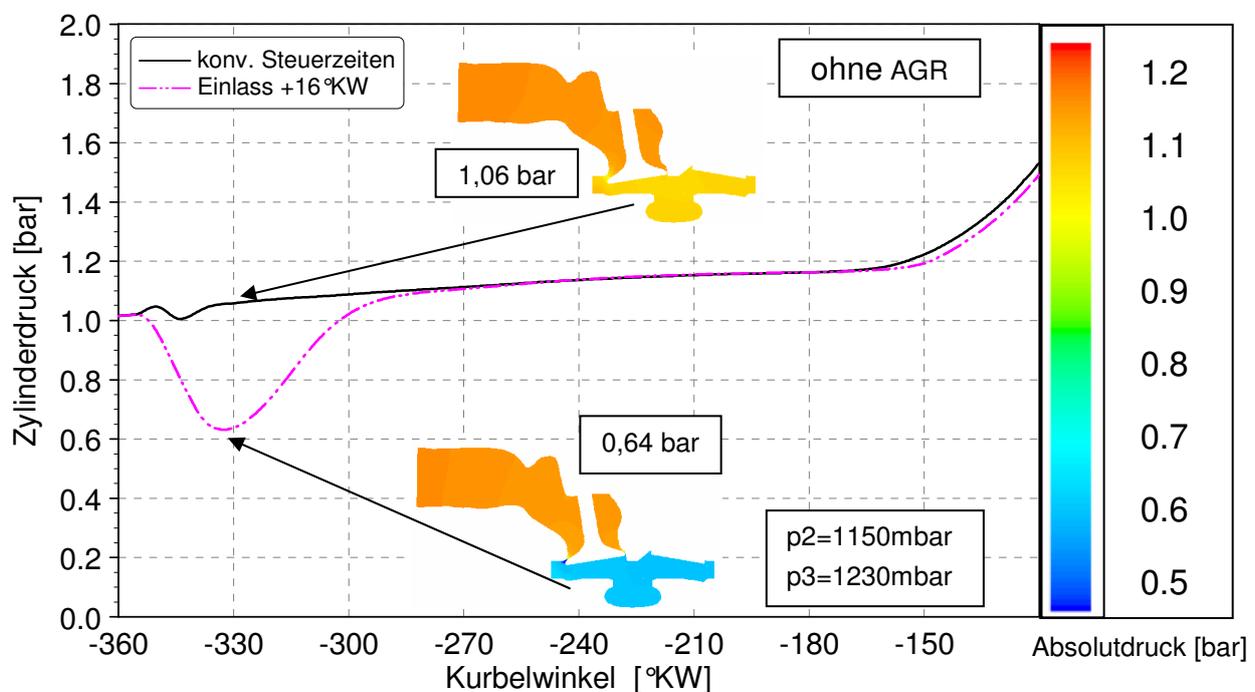


Abbildung 6.17 Zylinderdruckverlauf während der Einlassphase
Phasenverstellung ENW +16°KW

Abbildung 6.17 stellt den gemittelten Zylinderdruck der Simulationsrechnung der um 16 °KW nach spät verschobenen Einlassventil-Steuerzeit als Absolutdruck über dem Kurbelwinkel während der Ansaugphase als Vergleich zur konventionellen Ventilsteuerung dar.

Der Vergleich des Zylinderdrucks während der Einlassphase zeigt auch in diesem Fall den erwarteten Effekt des späten Einlassventilöffnens durch die Phasenverschiebung. Das Öffnen der Einlassventile ist entsprechend der 16 °KW Phasenverschiebung auf einen Kurbelwinkel von -344 °KW verschoben. Dort beginnen die Einlassventile mit konventioneller Hubfunktion zu öffnen (vergleiche Ventilhubkurven in Abbildung 6.14). Bei etwa -335 °KW ist das Druckminimum erreicht. Der Unterschied zur konventionellen Ventilsteuerung beträgt an dieser Stelle 0,42 bar. Ab diesem Zeitpunkt strömt die Zylinderladung bei der Variante mit Phasenverschiebung sichtbar schneller in den Brennraum ein und der Druckunterschied reduziert sich, bis bei -270 °KW der Zylinderdruck auf vergleichbarem Niveau zur konventionellen Ventilsteuerung liegt und sich keine Nachteile in der Zylinderfüllung mehr ergeben.

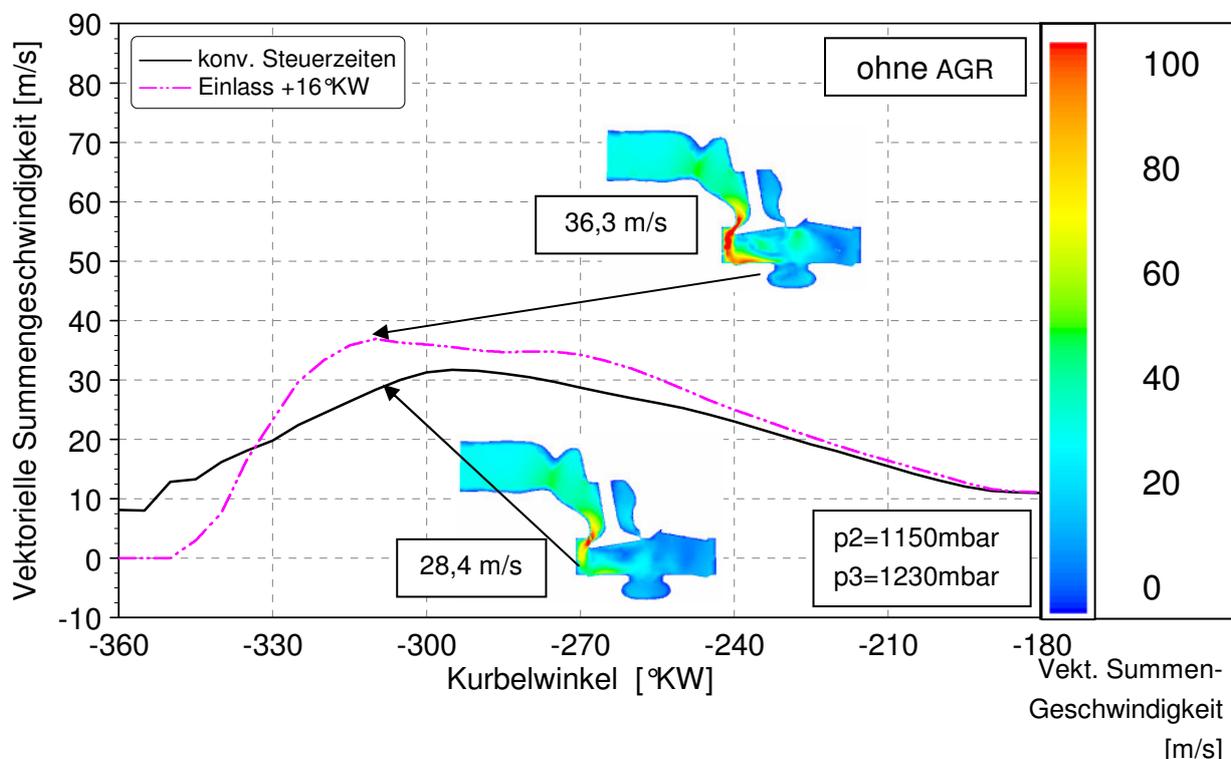


Abbildung 6.18 Vektorielle Summengeschwindigkeit während der Einlassphase Phasenverstellung ENW +16°KW

Den Einfluss des späten Einlassventilöffnens auf die Ladungsbewegung im Brennraum, beschrieben durch die vektorielle Summengeschwindigkeit, ist in **Abbildung 6.18** erkennbar.

Im Vergleich zur konventionellen Ventilsteuerung liegt bei der Variante mit Einlassnockenwellen-Phasenverschiebung zu Beginn der Expansion durch die verhinderte Einströmung keine Ladungsbewegung im Brennraum vor. Ab dem Zeitpunkt des Öffnens der Einlassventile steigt die Einströmgeschwindigkeit erwartungsgemäß durch den erzeugten Unterdruck im Brennraum deutlich an. Den Maximalwert erreicht die vektorielle Summengeschwindigkeit etwa bei -310°KW , wo ihr Wert mit $36,3\text{ m/s}$ um 28% über dem Niveau der konventionellen Ventilsteuerung liegt. Entsprechend des sich annähernden Zylinderdrucks, siehe **Abbildung 6.16**, nähern sich auch die Einströmgeschwindigkeiten und damit die erzeugte Ladungsbewegung im Bereich um den unteren Totpunkt an. Der Motordrall bleibt infolge der Impulserhaltung wiederum unverändert.

Der gezeigte Einfluss der nach spät verschobenen Einlassventil-Steuerzeit auf den Zylinderdruck und die Ladungsbewegung begründet die diskutierten Motoregebnisse. Die Hauptursache des niedrigeren Ruß-/NO_x-Emissionsniveaus liegt in der Optimierung der Ladungsbewegung, die bei gleichem Kompressionsenddruck und gleicher Kompressionsendtemperatur zündverzugsverkürzend wirkt und der Gemischbildung förderlich ist. Die Stickoxidbildung wird minimiert, wodurch eine geringere AGR-Rate notwendig ist. Im Auslegungspunkt wird ohne Nachteile im Kraftstoffverbrauch und in den HC- und CO-Emissionen eine beachtliche Absenkung des Ruß/NO_x-Kompromisses erzielt. Der reduzierte Anteil vorgemischter Verbrennung führt weiterhin zu einer Absenkung des Verbrennungsgeräusches um etwa 2 dB(A) .

Abschließend verdeutlicht **Abbildung 6.19** das Potenzial der Einlassnockenwellen-Phasenverschiebung ergänzend zum Betriebspunkt $2000\text{ 1/min / pmi} = 4\text{ bar}$ in den Punkten $2000\text{ 1/min / pmi} = 6\text{ bar}$ und $2000\text{ 1/min / pmi} = 8\text{ bar}$.

Die Ergebnisse bestätigen die Aussage, dass die Optimierung der Ladungsbewegung ohne Reduzierung der Zylinderfüllung durch die

Nockenwellenverstellung besonders in höheren Teillast-Betriebspunkten zu Vorteilen im Emissionsverhalten führt, da mit höherer Motorlast der Luftbedarf steigt und Einbußen im Luftaufwand den positiven Effekten intensiverer Gemischbildung entgegenwirken.

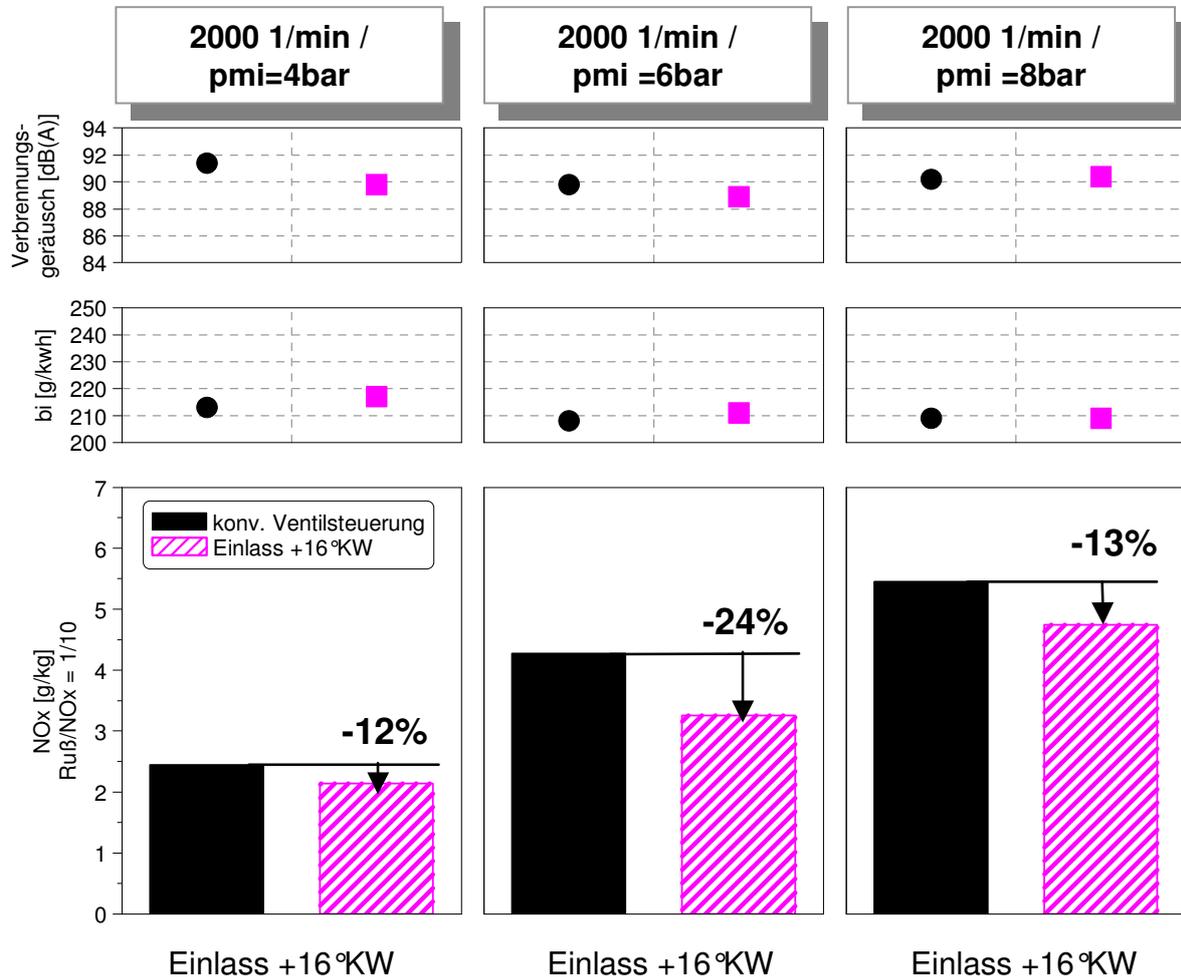


Abbildung 6.19 Einfluss der Einlassnockenwellen-Phasenverschiebung im Lastschnitt bei 2000 1/min

Die Einlassnockenwellen-Phasenverstellung kombiniert mit optimierten Einlassventilschließ-Zeitpunkten führt auf der 1/10-Auslegungsgeraden im mittleren Lastpunkt zu einem Ruß/NO_x-Vorteil von 24 %, im oberen Lastpunkt zu einem Vorteil von 13 % gegenüber konventioneller Ventilsteuerung.

Die beschriebene positive Wirkung der höheren Ladungsbewegung bei dieser Ventilhubstrategie macht sie für dieselmotorische Brennverfahren sehr interessant, besonders weil der Vorteil sowohl bezüglich Schadstoffemissionen als auch bezüglich Verbrennungsgeräusch bis in höhere Teillastgebiete erhalten bleibt und keine Nachteile im Kraftstoffverbrauch sowie im Ausstoß unverbrannter Kraftstoffbestandteile zu verzeichnen sind.

6.2.4 Individuelle Einlassventilabschaltung

Alle bisher untersuchten Ventilhubstrategien variabler Einlassventilsteuerung nutzen dieselbe Ansteuerung beider Einlassventile. Das *Lost Motion* System bietet weiterhin die Möglichkeit, die beiden Einlassventile individuell zu betätigen und somit unterschiedliche Ventilhubverläufe des Einlassventils im Drallkanal und des Einlassventils im Tangentialkanal zu realisieren.

Bei heutigen Pkw-Dieselmotoren wird zur Beeinflussung der Ladungsbewegung eine sogenannte Einlasskanalabschaltung angewendet. Dies ist eine meist im Füllkanal des Zylinderkopfes angebrachte Klappe, die den Kanal teilweise oder vollständig verschließen kann. Der Brennraum bekommt bei vollständiger Füllkanalschließung seine Zylinderladung nur noch über den Drallkanal, entsprechend erhöht sich die Ladungsbewegung bei gleichzeitig verringerter Zylinderfüllung. Diese Methode bewirkt bei niedrigen Lasten, bei denen der Motor ohnehin genügend Sauerstoffüberschuss zur Verfügung hat, eine Reduktion von Rußbildung, Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid durch verbesserte luftseitige Gemischbildung. Nachteilig wirkt sich diese Maßnahme durch steigende Ladungswechselarbeit auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch aus. In den meisten heute in Serie befindlichen Systemen ist aufgrund des Applikationsaufwandes und der Bauteilkosten im Rahmen der Einlasskanalabschaltung nur ein vollständiges Öffnen oder Schließen des Füllkanals darstellbar.

Diese Maßnahme zur Erhöhung der Ladungsbewegung kann durch individuelle Ventilansteuerung mit dem *Lost Motion* System realisiert werden. Durch Nichtöffnen des Einlassventils im Drallkanal besteht die Möglichkeit, bei Bedarf weiterhin eine Absenkung der Ladungsbewegung hervorzurufen. Das variable Ventiltriebssystem gewährleistet eine sehr genaue und dynamisch schnelle Steuerung der Ladungsbewegung. Je nach Betriebspunkt und Luftbedarf des Motors kann mit dieser Strategie die luftseitige Gemischbildung optimiert und so das Emissionsverhalten positiv beeinflusst werden.

Auch für diese Ventilhubstrategie wurde wiederum in den drei Teillast-Betriebspunkten bei 2000 1/min eine Variation der Einlassventilansteuerung untersucht. Anhand des optimierten Zeitpunktes im Betriebspunkt mit 2000 1/min und einem indizierten Mitteldruck von $p_{mi} = 4$ bar sollen die

Auswirkungen näher erläutert werden. In diesem niedrigen Lastpunkt wurden bei vollständiger Deaktivierung des Einlassventils im Tangentialkanal und konventioneller Betätigung des Einlassventils im Drallkanal die besten Ergebnisse erzielt, die Ventilhubverläufe sind in **Abbildung 6.20** gezeigt. Wie später erläutert wird, ist mit steigender Last eine zunehmende Öffnung des Einlassventils im Tangentialkanal sinnvoll, um entsprechend des höheren Luftbedarfs die Zylinderfüllung zu erhöhen.

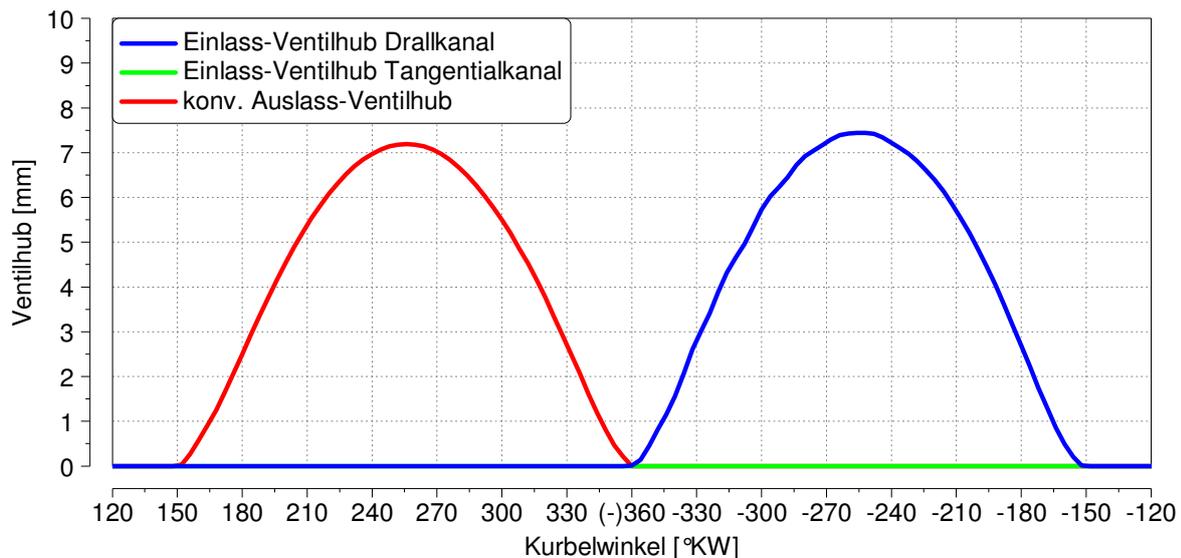


Abbildung 6.20 Ventilhub Individuelle Einlassventilabschaltung

Abbildung 6.21 beschreibt die wichtigsten Messergebnisse des Einzylinder-Versuchsmotors in diesem Teillastpunkt mit AGR-Variation zur Beurteilung der individuellen Einlassventilabschaltung im Vergleich zu konventioneller Ventilsteuerung. Der Raildruck beträgt wiederum 600 bar, der absolute Ladedruck 1150 mbar und der absolute Abgasgegendruck 1230 mbar. Der Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung befindet sich bei 6 °KW vOT. Die genannten Parameter wurden für die Untersuchung der konventionellen Ventilsteuerung und der individuellen Einlassventilabschaltung konstant gehalten.

Diese Ventilsteuerungsstrategie führt zu deutlich erhöhter Ladungsbewegung und verringerter Zylinderfüllung durch die Einbringung der Ansaugluft ausschließlich über den Drallkanal. Die Drallzahl der Zylinderfüllung ist bei der individuellen Einlassventilabschaltung mehr als Faktor zwei höher als bei konventioneller Ventilsteuerung.

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

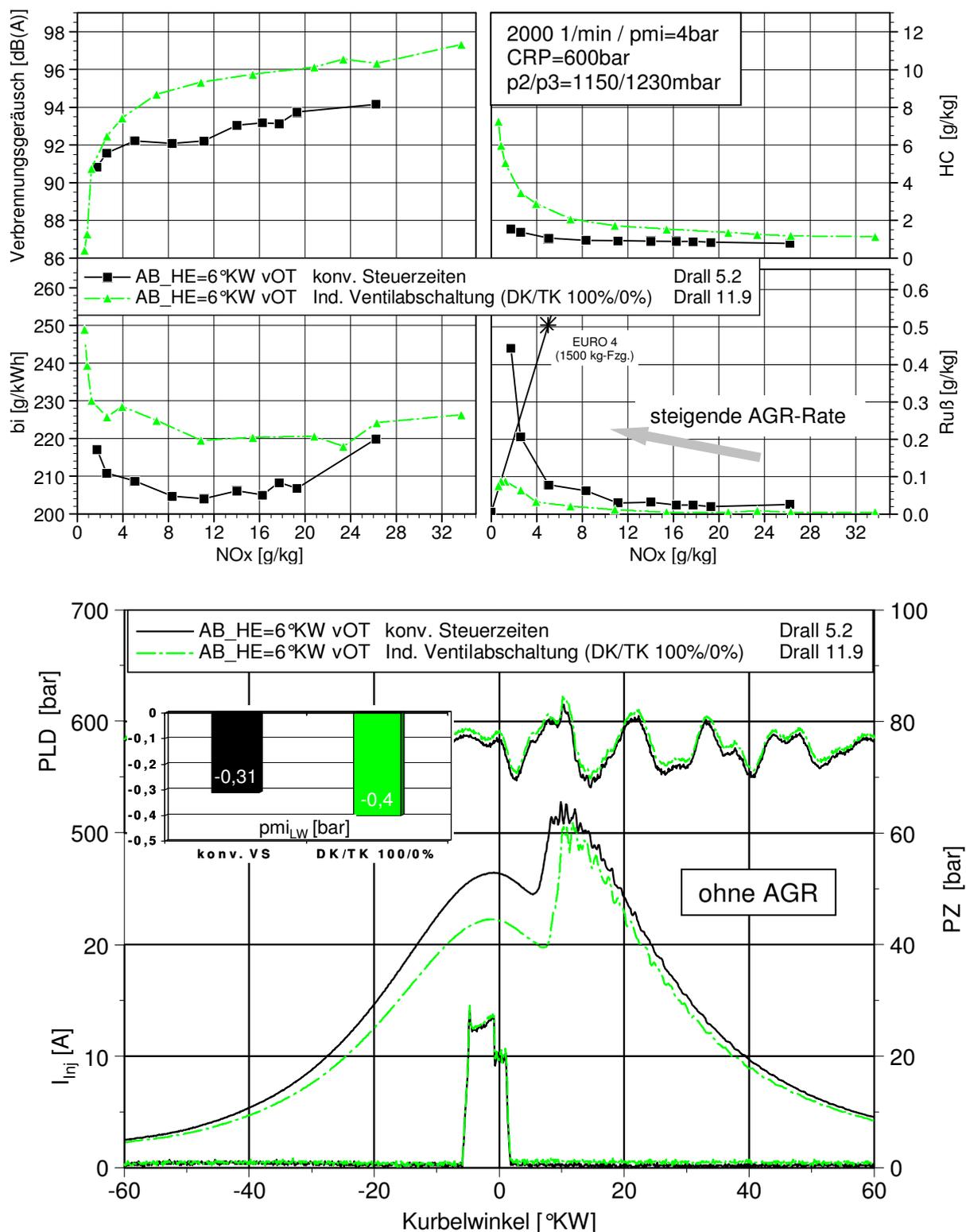


Abbildung 6.21 Emissionen Individuelle Einlassventilabschaltung (oben) und Zylinderdruckverlauf ohne AGR (unten)

Der Messpunkt ohne Abgasrückführung zeigt eine nahezu rußfreie Verbrennung mit erhöhten NO_x-Emissionen verglichen mit konventioneller Ventilsteuerung. Der NO_x-Ausstoß ist mit 33,8 g/kg bei der Variante mit

individueller Einlassventilabschaltung 28 % höher als bei konventioneller Ventilbetätigung. Der Zündverzug ist trotz intensiverer Ladungsbewegung aufgrund des etwa 8 bar niedrigeren Kompressionsenddrucks und daraus resultierender schlechterer Zündbedingungen verlängert. Die lokalen Spitzentemperaturen der Verbrennung bei der Einlassventilabschaltung im Tangentialkanal sind wegen des höheren vorgemischten Anteils, der reduzierten Zylinderladung und besserer Kraftstoffaufbereitung durch erhöhte Ladungsbewegung höher, was die vermehrte Stickoxidbildung erklärt. Gleichzeitig verursacht der verlängerte Zündverzug eine geringere Diffusionsverbrennung und deshalb eine verminderte Rußbildung. Ebenso führt die bessere Gemischbildung aufgrund höherer Ladungsbewegung zu verminderter Rußbildung; beide Wirkungen verändern wiederum positiv die AGR-Verträglichkeit.

Durch den vermehrten vorgemischten Verbrennungsanteil steigt das Verbrennungsgeräusch um etwa 3 dB(A) an. Der Kraftstoffverbrauch steigt aufgrund erhöhter Ladungswechselverluste und eines verspäteten Verbrennungsschwerpunktes ebenfalls an. Die HC-Emissionen liegen auf einem vergleichbar niedrigen Niveau, da einerseits die höhere Ladungsbewegung zu einer vollständigeren Verbrennung führt, andererseits die Verbrennung bei konstantem Einspritzbeginn weiter in die Expansionsphase verlagert wird und somit zunehmend unvollkommener abläuft.

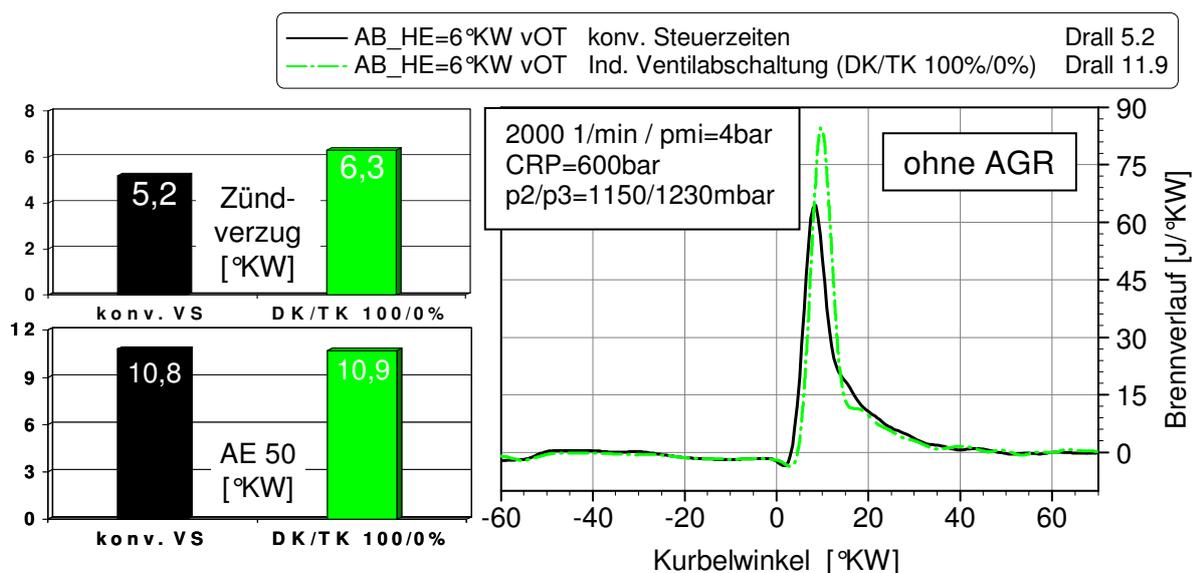


Abbildung 6.22 Brennvorgang Individuelle Einlassventilabschaltung

Der 1,1 °KW längere Zündverzug und steilere Brennverlauf bei Brennbeginn geht aus **Abbildung 6.22** hervor. Der Umsatzschwerpunkt liegt 0,1 °KW später als bei konventioneller Ventilsteuerung.

Die Abgasrückführrate zur Senkung der Stickoxid-Emissionen kann bei der Variante mit Ventilabschaltung wegen sehr guter AGR-Verträglichkeit deutlich weiter gesteigert werden als bei konventioneller Ventilsteuerung. Die daraus resultierende Wirkung ist ein gesteigerter Homogenisierungsgrad der Zylinderladung. Der Zündverzug wird durch den relativ niedrigen Kompressionsenddruck, kombiniert mit der hohen applizierten AGR-Rate, derart verlängert, dass die Kraftstoffeinspritzung und die Verbrennung zeitlich nahezu vollständig voneinander getrennt werden. Die Folge guter Homogenisierung der Zylinderladung mit dem eingespritzten Kraftstoff ist eine Vermeidung lokal niedriger Luftverhältnisse und somit eine rußarm ablaufende Verbrennung. Durch den hohen Inertgasanteil im Brennraum sind die Stickoxid-Emissionen ebenfalls auf niedrigem Niveau. Das Emissionsniveau bei Erreichen der Auslegungsgeraden im Ruß/NO_x-Diagramm ist um 48 % reduziert.

Das Verbrennungsgeräusch im Auslegungspunkt wird bei der individuellen Einlassventilabschaltung durch die hohe applizierte Abgasrückführrate kontrolliert und liegt etwa 1 dB(A) unter dem Niveau der konventionellen Ventilsteuerung. Die Umsatzgeschwindigkeit sinkt und das Geräusch nimmt durch den flacheren Druckgradienten ab. Nachteilig für den dynamischen Motorbetrieb mit Toleranzen in der AGR-Zumessung ist allerdings der steile Verbrennungsgeräuschgradient über der AGR-Rate. Die Spätverschiebung des Verbrennungsschwerpunktes wirkt sich negativ auf den Wirkungsgrad des Prozesses aus, wodurch sich der indizierte spezifische Kraftstoffverbrauch um etwa 8 % erhöht. Ebenfalls kann ein deutlicher Anstieg der unvollständig verbrannten Kraftstoffbestandteile verzeichnet werden, der in gleicher Weise auf die weit in die Expansionsphase verlagerte und folglich unvollständig ablaufende Verbrennung zurückgeführt wird. Dieser Effekt bringt eine zusätzliche Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs mit sich. Durch die Ausnutzung der Möglichkeiten des variablen Ventiltriebs kann eine teilweise Öffnung des Einlassventils im Tangentialkanal realisiert werden, um einen Kompromiss aus Emissionsvorteil und Verbrauchsachteil zu erzielen.

Mit steigender Motorlast erhöht sich die einzuspritzende Kraftstoffmasse, gleichzeitig verbessern sich die Zündbedingungen im Brennraum durch steigenden Ladedruck. Die Homogenisierungseffekte wie im erläuterten Betriebspunkt 2000 1/min / pmi = 4 bar sind daher weniger ausgeprägt, womit die Emissionsvorteile in den untersuchten Betriebspunkten höherer Last 2000 1/min / pmi = 6 bar und 2000 1/min / pmi = 8 bar erheblich reduziert sind.

Abbildung 6.23 zeigt die Ergebnisse.

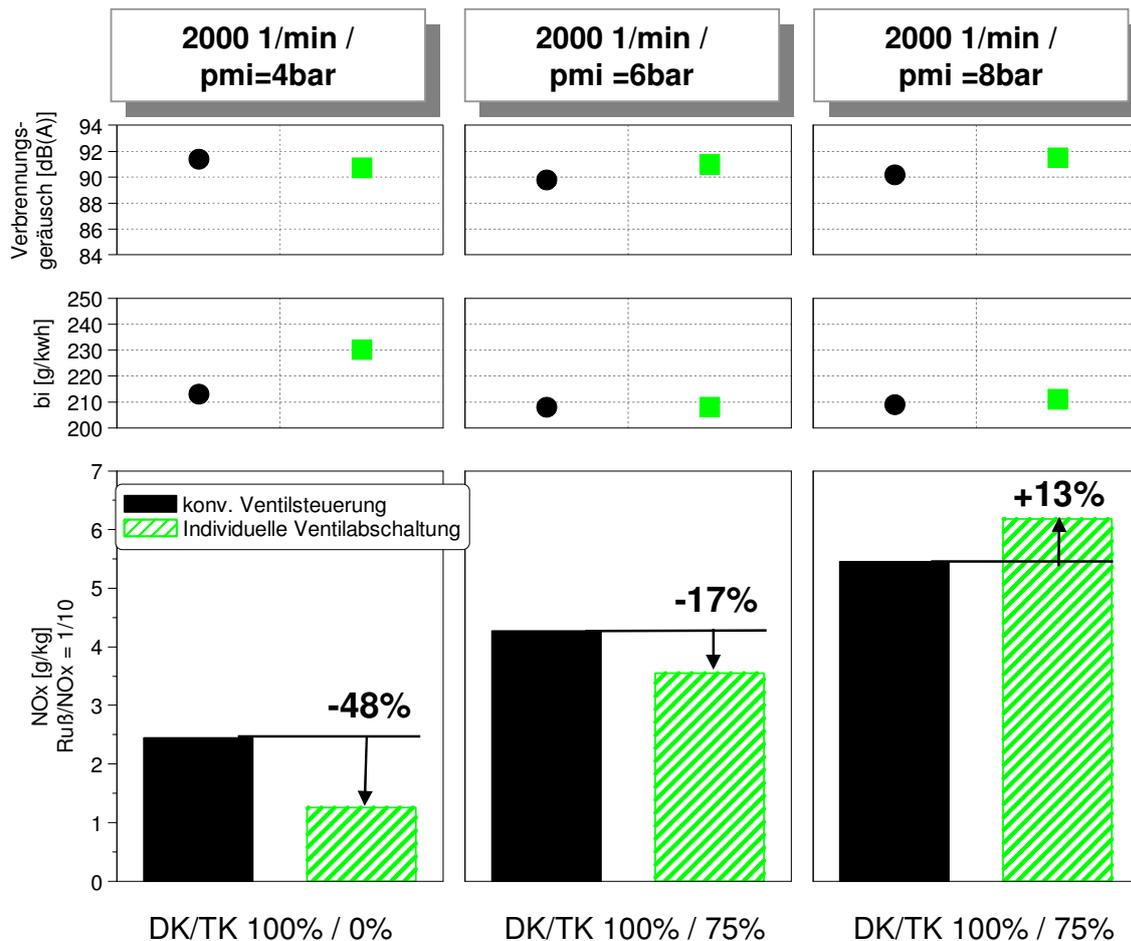


Abbildung 6.23 Einfluss der individuellen Einlassventilabschaltung im Lastschnitt bei 2000 1/min

Es wird wiederum deutlich, dass der Bedarf des Motors an Frischluft bei steigender Last zunimmt. Eine Reduktion der Luftmasse durch variable Ventilsteuerung bewirkt bei steigender Last geringer werdende Emissionsvorteile, bis hin zu nicht vernachlässigbaren Nachteilen bei hohen Lasten. Im untersuchten mittleren Lastpunkt wurden 17 % Ruß/NO_x-Emissionsabsenkung gegenüber konventioneller Ventilsteuerung erzielt, im oberen Lastpunkt stiegen die Emissionen um 13 % an.

6.3 Variable Auslasssteuerung

6.3.1 Interne Abgasrückführung durch variable Auslasssteuerung

Im Unterschied zu den zuvor genannten Strategien der variablen Einlassventilsteuerung mit der Zielsetzung einer Beeinflussung und Optimierung der Ladungsbewegung und des Temperaturniveaus der Zylinderladung kann durch die variable Auslassventilsteuerung eine Restgassteuerung realisiert werden. Ein frühzeitiges Schließen der Auslassventile vor dem oberen Totpunkt des Motors sorgt für ein unvollständiges Ausschleusen des Abgases, wodurch das Restgas im oberen Totpunkt des Ladungswechsels verdichtet wird. Diese Strategie wird auch *interne Abgasrückführung* genannt. Die interne Abgasrückführung verspricht besonders im dynamischen Motorbetrieb Vorteile, da die Abgasrückführrate dynamisch sehr schnell und genau zugemessen werden kann und so mit Hilfe der variablen Ventilsteuerung eine zyklus aufgelöste Regelung der Abgasrückführung möglich ist. Kurzzeitiger Sauerstoffmangel bei dynamischer Lastpunktverschiebung durch die Abgasmenge in der herkömmlichen externen AGR-Strecke und Ungleichverteilungen der Abgasmenge in den Zylindern durch dynamische Vorgänge im Saugrohr werden mit der internen Abgasrückführung vermieden, [5]. Weiterhin wird bei transients Lastanforderung durch das Wegschalten der relativ heißen internen AGR ein Enthalpiestoß auf die Turbine gegeben, was das dynamische Turbolader-Ansprechverhalten während der ersten Verbrennungszyklen nach der AGR-Deaktivierung ebenfalls positiv beeinflusst. Die Rate der internen AGR wird durch den Zeitpunkt des Auslassventil-Schließens bestimmt und kann dynamisch zyklus aufgelöst und zylinderindividuell sehr genau eingestellt werden. Da diese Möglichkeit eine bestmögliche Einregelung der AGR-Rate bietet und Verbesserungen im Ansprechverhalten des Motors im dynamischen Motorbetrieb erwarten lässt, könnte sie insbesondere für zukünftige homogene oder teilhomogene Diesel-Brennverfahren interessant sein. Bei diesen Verfahren ist eine exakte Zumessung des rückgeführten Abgases für jeden Zylinder wichtig, da geringste Veränderungen der AGR-Rate signifikante Änderungen des Emissions- und Geräuschverhaltens bewirken. Bei den notwendigen Betriebsartenwechseln ist es zudem erforderlich, die AGR-Rate schnellstmöglich anzupassen, [5].

Im Rahmen der Motorversuche wurden wiederum die drei Teillast-Betriebspunkte bei 2000 1/min untersucht. Die Variation der internen Abgasrückführung wurde durch Frühverschiebung des Auslassventil-Schließens erreicht. Die Effekte sollen anhand des Betriebspunktes 2000 1/min und $p_{mi} = 4$ bar näher erläutert werden. **Abbildung 6.24** zeigt die wichtigsten Messergebnisse des Einzylinder-Versuchsmotors in diesem Teillastpunkt zur Beurteilung der internen Abgasrückführung im Vergleich zu herkömmlicher externer Abgasrückführung. Der Einspritzdruck beträgt 600 bar im Kraftstoffrail, der absolute Ladedruck wurde auf 1150 mbar und der absolute Abgasgedruck auf 1230 mbar eingestellt. Der Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung des Magnetventil-Injektors beträgt 6 °KW vOT. Die genannten Parameter wurden für die Untersuchung der externen und internen Abgasrückführung konstant gehalten.

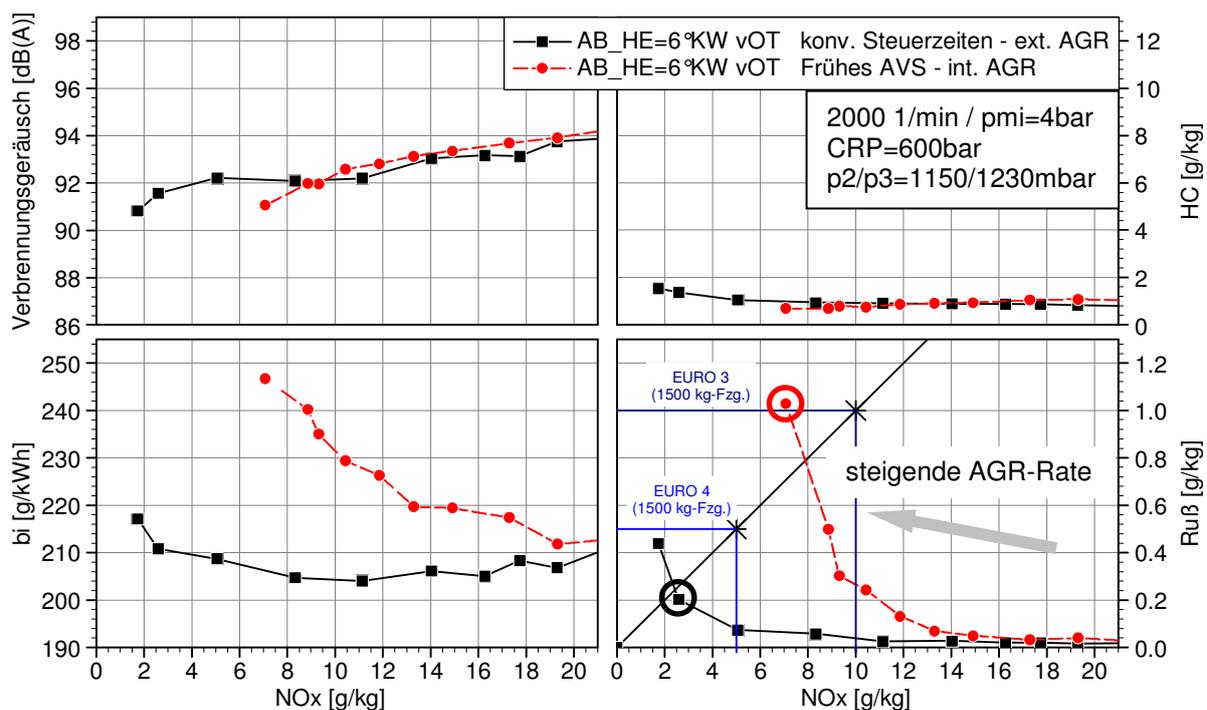


Abbildung 6.24 Emissionsvergleich externe und interne AGR-Variation

Die Ergebnisse verdeutlichen, dass durch die interne Abgasrückführung mittels Restgasverdichtung ein deutlich erhöhter spezifischer Kraftstoffverbrauch und erhöhte Ruß/ NO_x -Emissionen zu verzeichnen sind. Zur näheren Analyse der Effekte zeigt **Abbildung 6.25** die Variation der externen AGR im Vergleich zur internen AGR über der Luftmasse. **Abbildung 6.26** zeigt den Einfluss auf die Ein- und Auslasstemperatur und den Ladungswechsel.

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

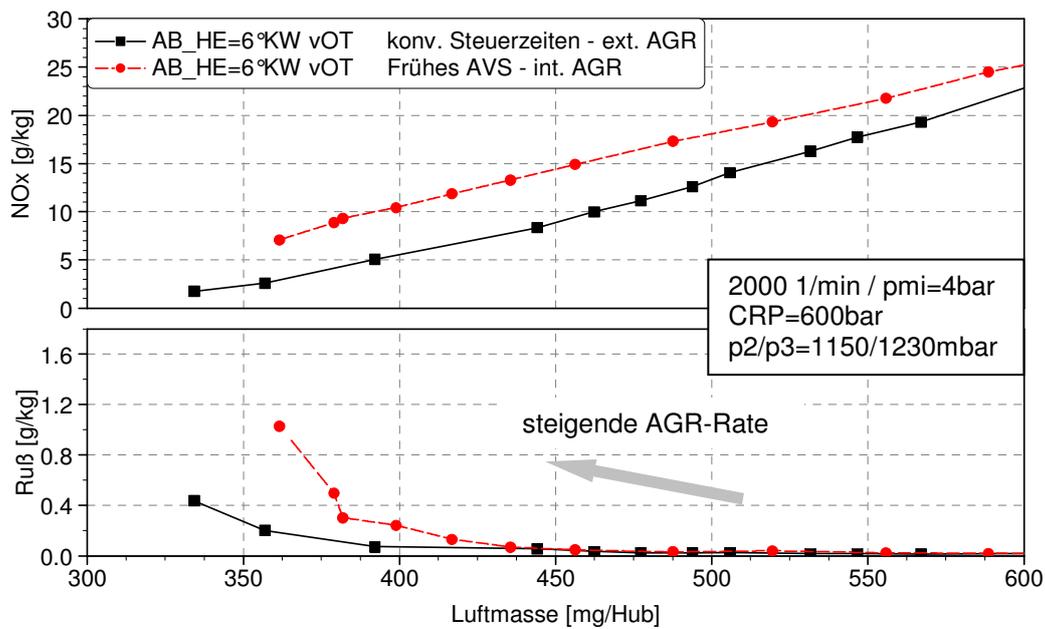


Abbildung 6.25 Emissionsbildung in Abhängigkeit der Luftmasse bei externer und interner AGR

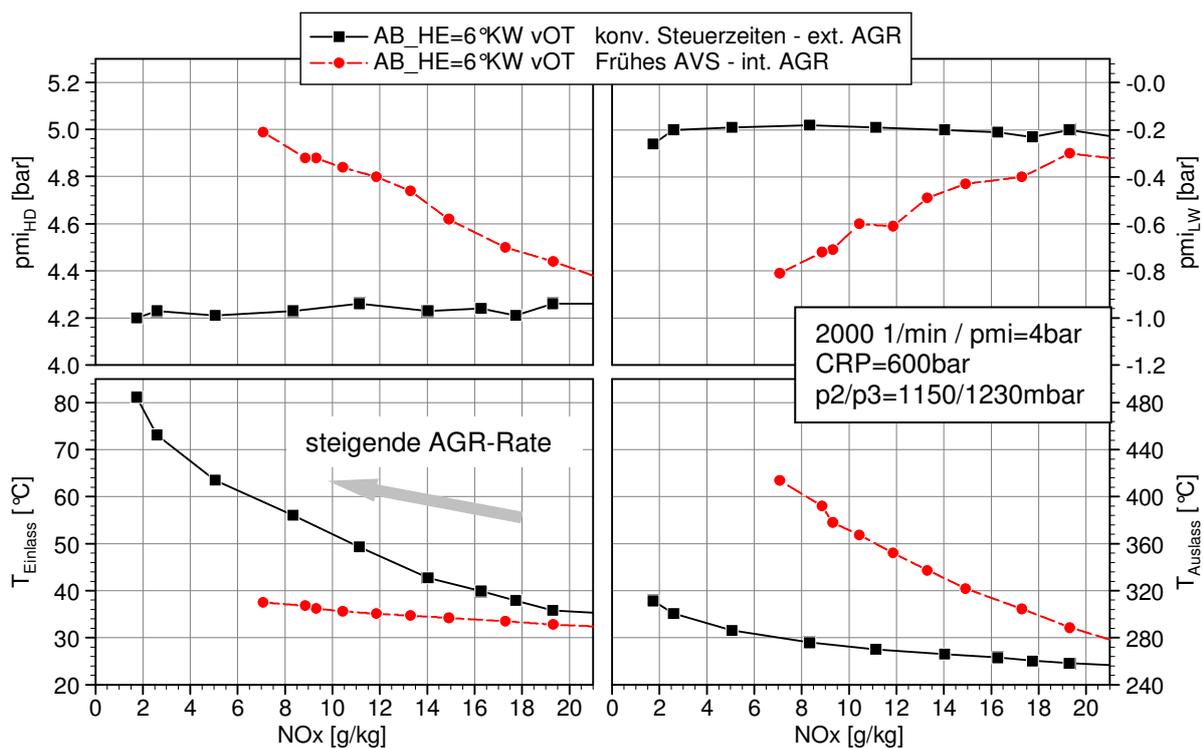


Abbildung 6.26 Einfluss externe und interne AGR auf Ladungswechsel sowie Einlass- und Auslasstemperatur

Die Reduktion der Luftmasse wird durch eine steigende Abgasrückführrate erzielt. **Abbildung 6.27** zeigt die Ventilhübe der Variante mit interner Abgasrückführung des Messpunktes, welcher der Ruß/NO_x-Auslegungsgeraden am nächsten ist, d.h. den besten Kompromiss hinsichtlich Ruß- und NO_x-Emissionen für die europäische Gesetzgebung darstellt. In

Abbildung 6.28 werden die Zylinderdruckverläufe und Brennfunktionen der externen und internen AGR jeweils nahe der Auslegungsgeraden miteinander verglichen. Die beiden Messpunkte mit externer und interner AGR sind in Abbildung 6.24 markiert.

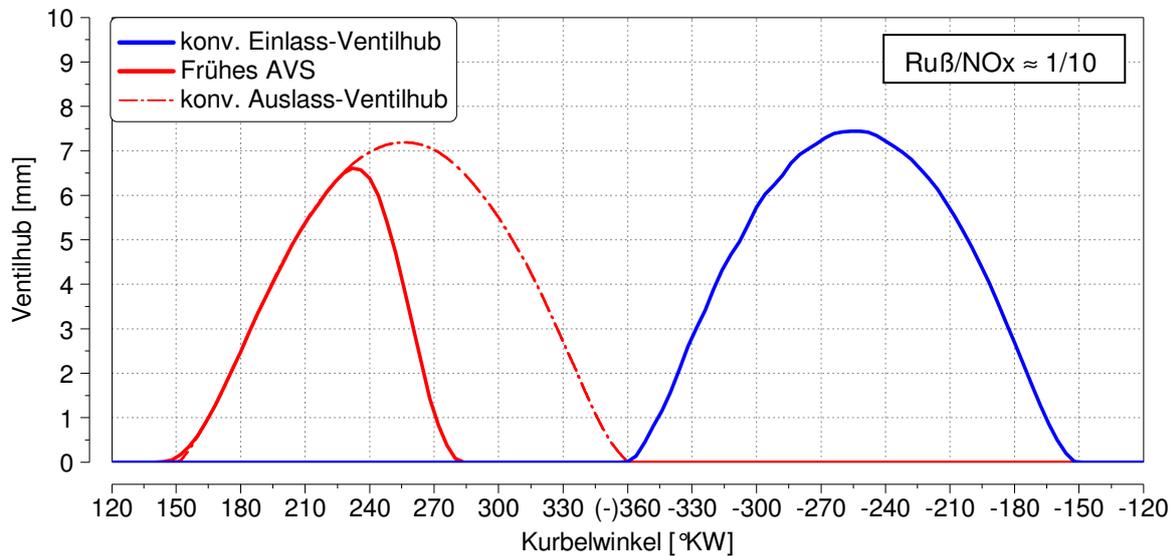


Abbildung 6.27 Ventilhub Frühes Auslassventilschließen für interne AGR

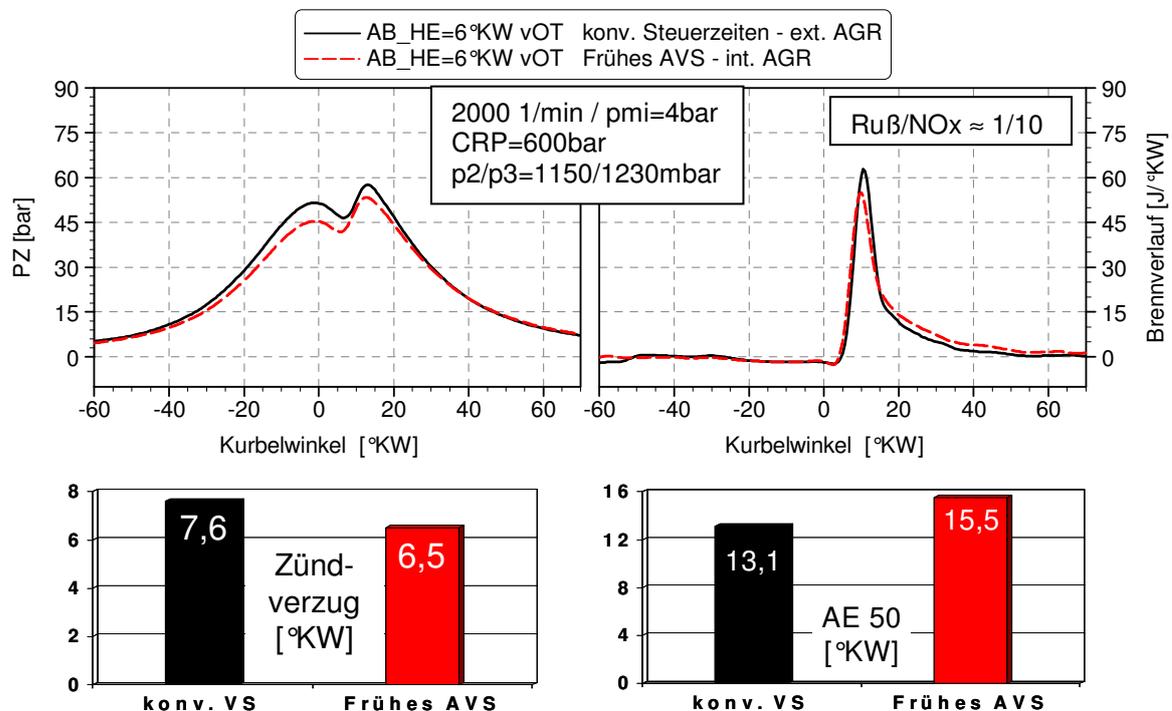


Abbildung 6.28 Vergleich Zylinderdruckverlauf und Brennverlauf externe und interne AGR

Eine signifikante Erhöhung der Rußbildung bei steigender interner AGR-Rate liegt hauptsächlich in drei Ursachen begründet. Einerseits wird durch das

heiße im Zylinder verbleibende Restgas der Zündverzug um mehr als 1 °KW verkürzt. Dieser Effekt reduziert den Anteil vorgemischter Verbrennung und erhöht den Anteil der Diffusionsverbrennung mit negativer Wirkung auf die Rußbildung. Andererseits wird der Motor durch das heiße Restgas im Zylinder thermisch gedrosselt, d.h. die während der Ansaugphase eingebrachte Frischluftmasse ist geringer als im Fall externer AGR. Dieser Effekt reduziert den lokal vorhandenen Sauerstoffgehalt und führt ebenfalls zu einer Erhöhung der Rußemissionen. Der dritte Grund für das schlechtere Emissionsniveau ist die geringere Ladungsbewegung durch den im Brennraum verbleibenden Restgasanteil, der nicht wie das extern über die Einlasskanäle zurückgeführte Abgas mit einer Drallbewegung behaftet ist. Die luftseitige Gemischbildung wird somit verschlechtert. Zusätzlich zur Erhöhung der Rußbildung wird durch das heiße Restgas, kombiniert mit verminderter Zylinderfüllung, die Prozesstemperatur der Verbrennung erhöht und die NO_x-Bildung somit unterstützt. Je höher die interne AGR-Rate ist (sinkende Luftmasse in Abbildung 6.25), desto deutlicher zeigt sich die erhöhte NO_x-Bildung gegenüber der externen AGR. Aus dem Anstieg der Ladungstemperatur resultiert eine erhöhte Abgastemperatur. Dies lässt sich beim Abgastemperaturmanagement für Abgasnachbehandlungskonzepte beispielsweise für die Ausdehnung von Regenerationsvorgängen von Dieselpartikelfiltern auf niedrige Lastbereiche im Motorkennfeld nutzen. Hierzu sei auf Unterkapitel 6.5 verwiesen.

Der stark ansteigende Kraftstoffverbrauch resultiert aus dem im Ladungswechsel komprimierten Restgas durch frühes Auslassventil-Schließen, das durch das konventionelle Einlassventil-Öffnen im Bereich des oberen Totpunktes nicht wieder vollständig im Brennraum expandiert wird, sondern in das Saugrohr entweicht. Weiterhin steigen die Wandwärmeverluste an, begründet durch die Restgaskompression. Die Kompressionsarbeit wird nicht wieder vollständig zurückgewonnen und der Kraftstoffverbrauch erhöht sich merklich. Verdeutlicht wird dieser Effekt anhand der Zylinderdruckverläufe im Druck-Volumen-Diagramm, gezeigt in **Abbildung 6.29**. Nach zunächst verkürztem Zündverzug erfolgt ein langsames Durchbrennen bei interner AGR, wodurch der Verbrennungsschwerpunkt 2,4 °KW später liegt als bei externer AGR. Folglich entsteht ein Verbrennungswirkungsgradnachteil, woraus ein weiter erhöhter Kraftstoffverbrauch resultiert.

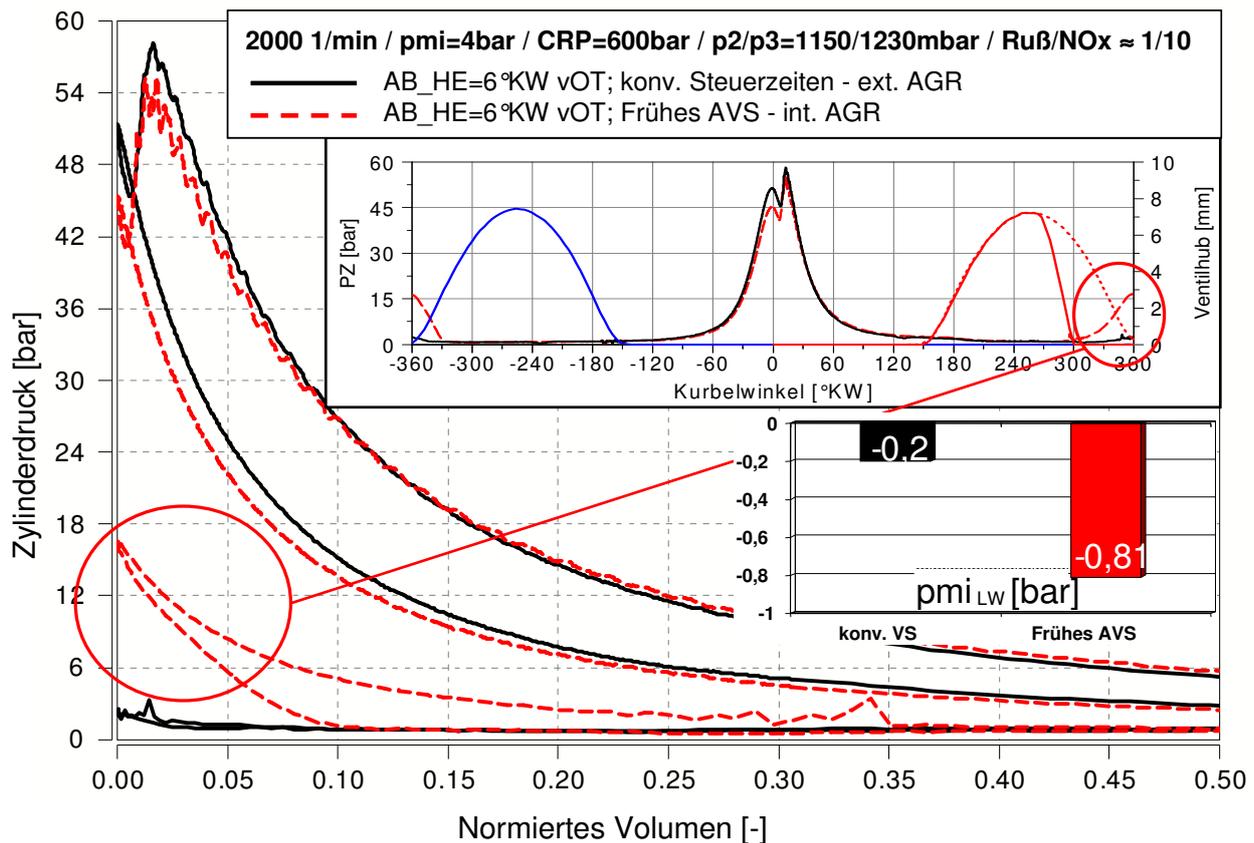


Abbildung 6.29 Vergleich Indiziertes pV-Diagramm externe und interne AGR

Das frühzeitige Schließen der Auslassventile während des Ausschiebetaktes vor Erreichen des oberen Totpunktes begründet ein unvollständiges Ausschieben der Abgasmenge. Die Aufwärtsbewegung des Kolbens komprimiert das im Brennraum verbleibende Abgas bis zum Erreichen des oberen Totpunktes des Motors und expandiert es anschließend wieder. Deutlich zu erkennen ist, dass die Zylinderdruckkurve der internen AGR im Ladungswechsel bei Annäherung an den oberen Totpunkt im Vergleich zur externen AGR stark ansteigt. Das Restgas wird in diesem Messpunkt auf etwa 16 bar komprimiert. Zu Beginn der Expansionsphase sinkt der Zylinderdruck relativ schnell ab, was im konventionellen Öffnen der Einlassventile seine Begründung findet. Die Ladungswechselperluste, gekennzeichnet durch die von der Ladungswechselschleife umschlossene Fläche im pV-Diagramm, sind mit einem indizierten Mitteldruck des Ladungswechsels von $\text{pmi}_{\text{LW}} = -0,81$ bar im Vergleich zu $\text{pmi}_{\text{LW}} = -0,2$ bar bei konventioneller externer AGR deutlich erhöht. Dies verursacht den Anstieg des Kraftstoffverbrauchs bei dieser Strategie.

Im Folgenden wird versucht, die beschriebenen Nachteile der internen Abgasrückführung hinsichtlich Abgasemissionen durch eine Anpassung der Parameter Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung, Raildruck und Ladedruck zu mindern. Eine Erhöhung des Einspritzdrucks verbessert die Gemischbildung und führt so zu einer Verringerung der Rußbildung. Eine Spätverschiebung der Einspritzung bewirkt eine Verlängerung des Zündverzugs und verringert so den Anteil der Diffusionsverbrennung. Durch eine Anhebung des Ladedrucks wird der Sauerstoffanteil im Brennraum erhöht, wodurch örtlicher Luftmangel verringert und so eine Reduzierung der Rußbildung erzielt wird. **Abbildung 6.30** beschreibt den Einfluss einer Raildrucksteigerung von 600 bar auf 800 bar bei interner Abgasrückführung und konventionellem Einlassöffnen.

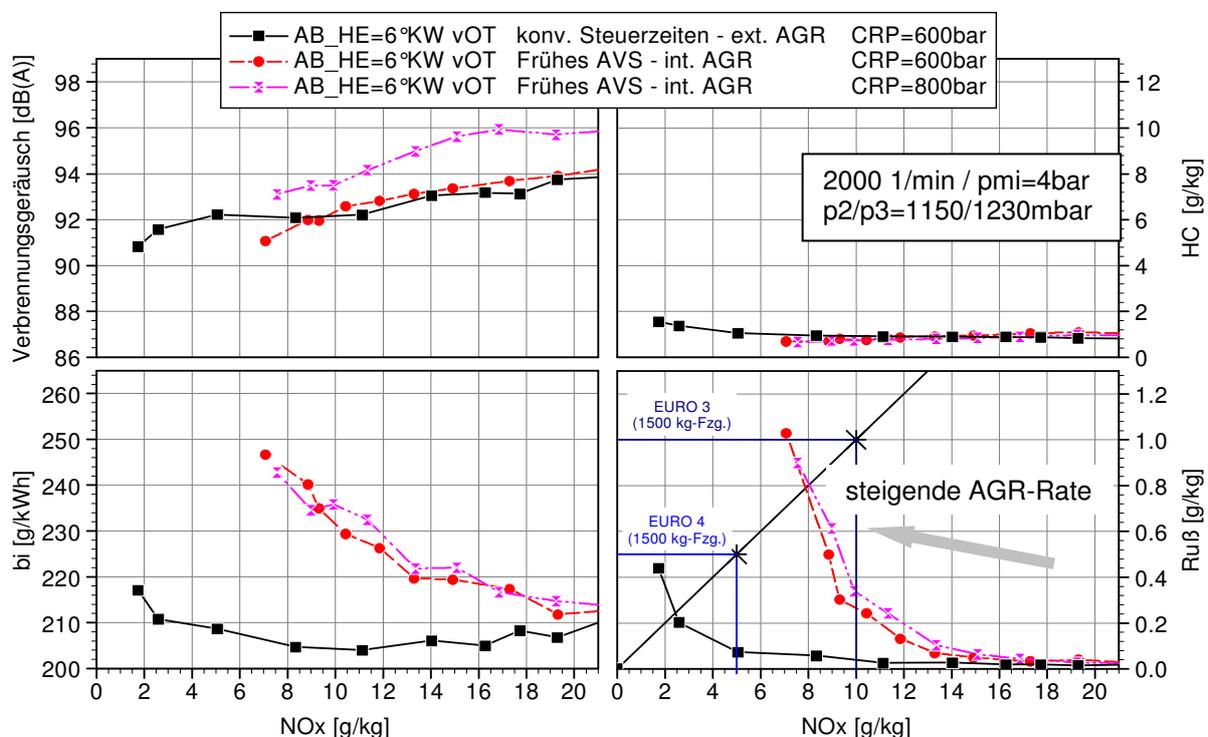


Abbildung 6.30 Einfluss einer Raildrucksteigerung bei interner AGR

Eine Raildruckerhöhung ermöglicht keine Verbesserung hinsichtlich der Abgasemissionen. Aufgrund der besseren Gemischaufbereitung ist ein steilerer Druckgradient bei Verbrennungsbeginn zu verzeichnen, wodurch das Verbrennungsgeräusch erhöht wird. Durch eine Spätverschiebung der Haupteinspritzung sind deutliche Emissionsvorteile zu verzeichnen, da so der Zündverzug verlängert werden kann, was einen erhöhten Anteil an rußarmer vorgemischter Verbrennung zur Folge hat. Den Einfluss einer Spätverschiebung des Ansteuerbeginns der Haupteinspritzung um 2 °KW zeigt **Abbildung 6.31**.

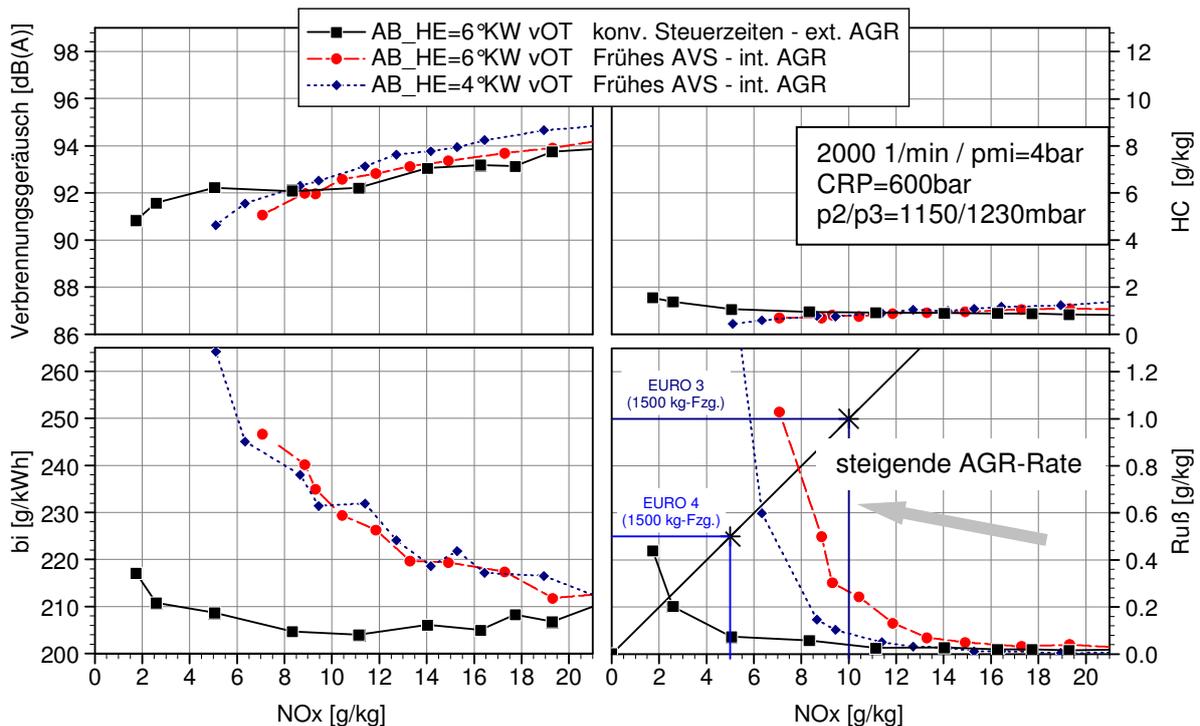


Abbildung 6.31 Einfluss einer Spätverschiebung der Haupteinspritzung bei interner AGR

Bei leicht erhöhtem Verbrennungsgeräusch gegenüber der Variante mit interner AGR und einem Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung bei 6 °KW vOT kann das Ruß/NO_x-Emissionsniveau um 20 % gesenkt werden.

Eine weitere Reduzierung der Abgasemissionen ist, wie **Abbildung 6.32** zu entnehmen, durch eine Ladedruckerhöhung und damit durch eine Absenkung der Rußbildung und eine Verbesserung der Rußoxidation aufgrund von erhöhtem Luftüberschuss möglich. Diese Verbesserung der Zylinderfüllung führt zwar über die Erhöhung des Kompressionsenddrucks wieder zu einer Verkürzung des Zündverzugs, was jedoch durch eine weitere Spätverschiebung der Haupteinspritzung kompensiert werden kann. Durch die Erhöhung des Ladedrucks um 200 mbar und die weitere Spätverschiebung des Ansteuerbeginns der Haupteinspritzung um 1 °KW ergeben sich 28 % niedrigere Ruß/NO_x-Emissionen verglichen mit der internen AGR ohne die beschriebene Parameteroptimierung. Bei dem höheren Ladedruckniveau steigen die Ladungswechselperluste weiter, so dass alle bisher gezeigten Varianten inakzeptabel für Dieselmotoren sind. Der Ursache drastisch ansteigender Ladungswechselperluste muss durch eine Anpassung der Einlassventil-Steuerzeit mit Hilfe der variablen Ventilsteuerung entgegen gewirkt werden.

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

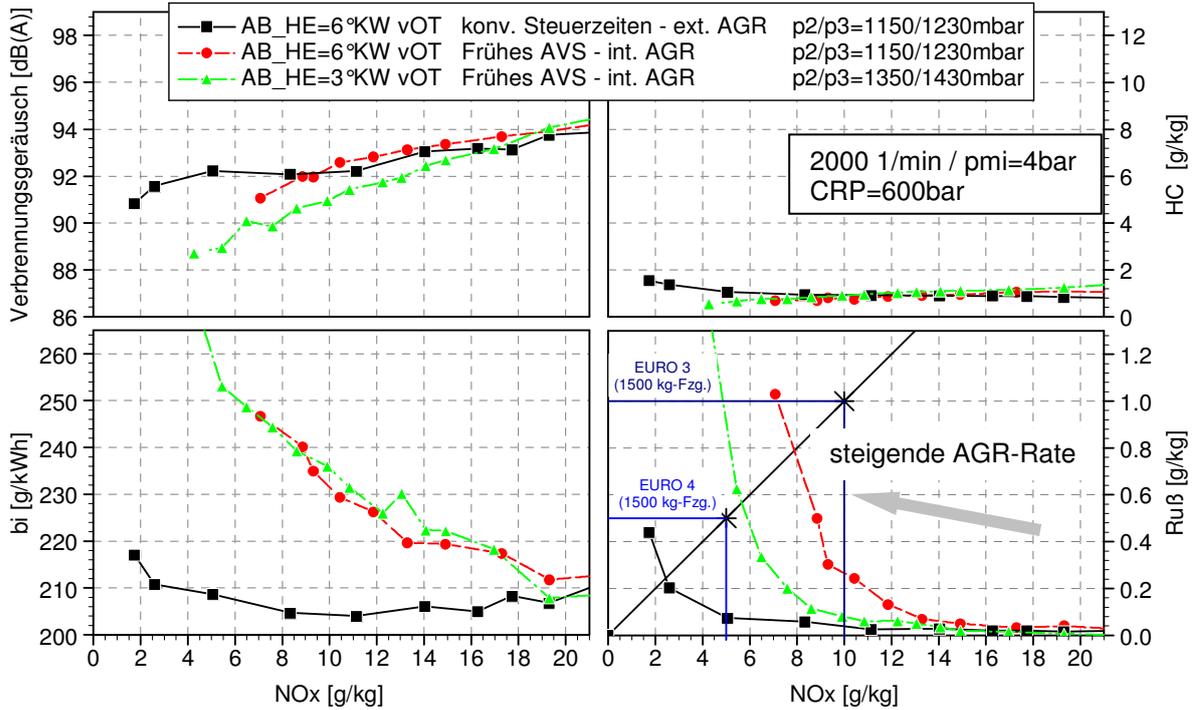


Abbildung 6.32 Einfluss einer Anhebung des Ladedrucks und Spätverschiebung der Haupteinspritzung bei interner AGR

Die **Abbildungen 6.33, 6.34** und **6.35** beinhalten die zusammenfassenden Ergebnisse der Darstellung interner Abgasrückführung mit frühem Auslassventilschließen und Optimierung der beschriebenen Parameter Einspritzdruck, Einspritzbeginn und Ladedruck in den Betriebspunkten 2000 1/min und pmi = 4 bar, 6 bar und 8 bar.

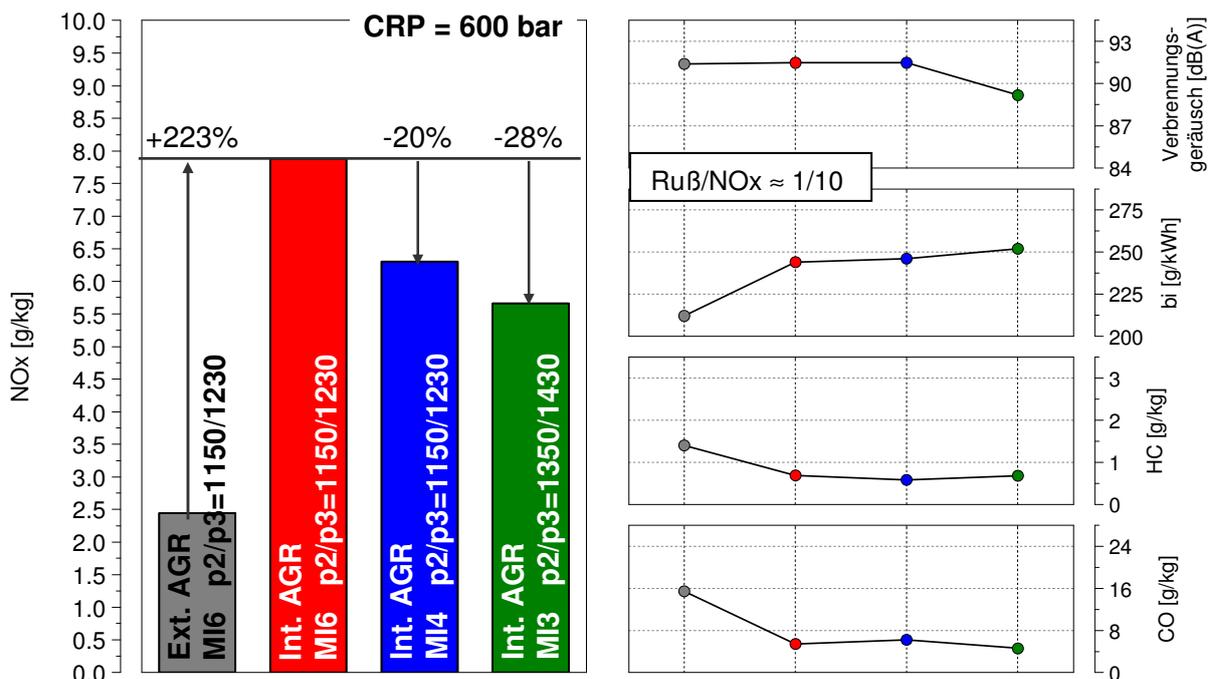


Abbildung 6.33 Einfluss der Parameteroptimierung bei interner AGR durch Frühes AVS im Lastpunkt 2000 1/min und pmi=4 bar

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

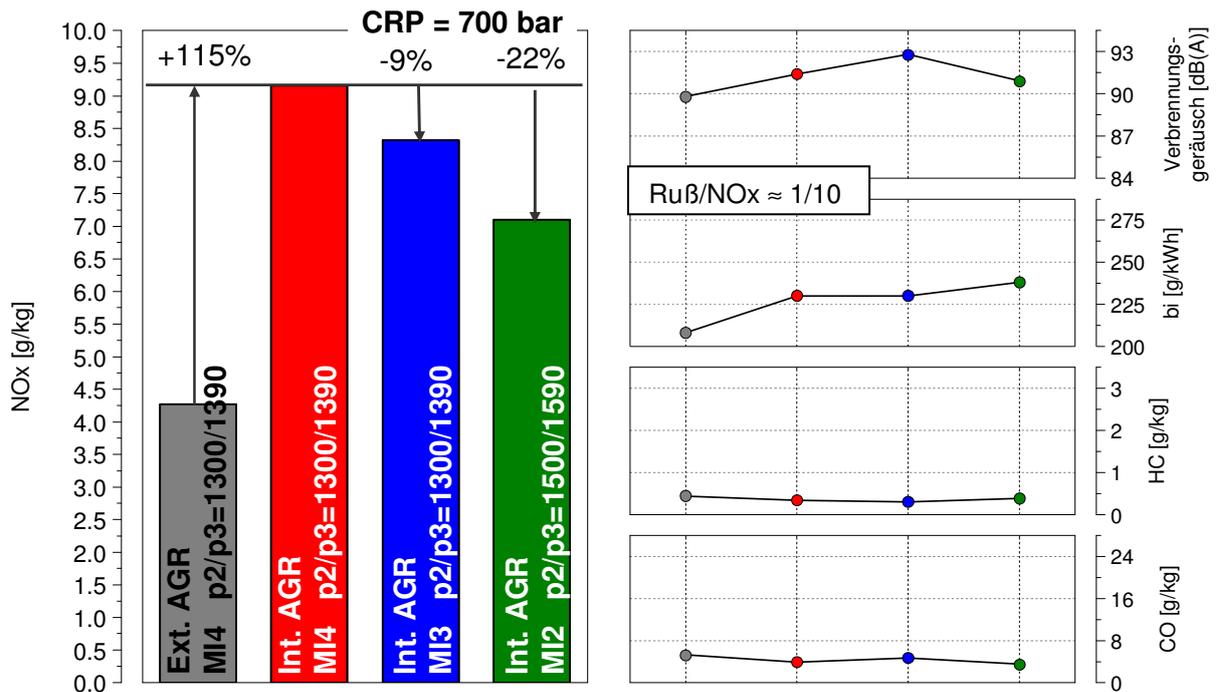


Abbildung 6.34 Einfluss der Parameteroptimierung bei interner AGR durch Frühes AVS im Lastpunkt 2000 1/min und pmi=6 bar

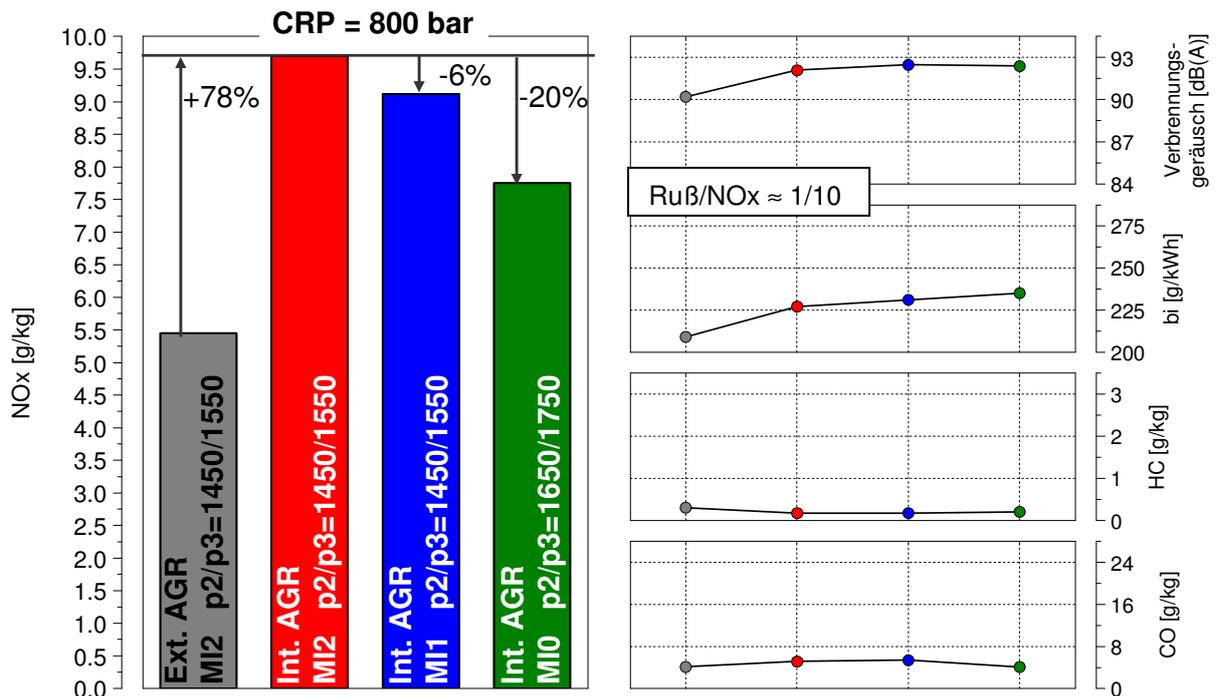


Abbildung 6.35 Einfluss der Parameteroptimierung bei interner AGR durch Frühes AVS im Lastpunkt 2000 1/min und pmi=8 bar

Bei steigender Last erhöht sich das Absolutniveau der Emissionen, tendenziell sind jedoch die gleichen Einflüsse der Optimierungsmaßnahmen zu erkennen wie im detailliert beschriebenen Betriebspunkt 2000 1/min / pmi = 4 bar.

In weiteren Motorversuchen werden nun Strategien entwickelt, um den ungünstigen Effekten der internen AGR im Hinblick auf Kraftstoffverbrauch und Emissionen entgegenzuwirken.

6.3.2 Interne Abgasrückführung in Kombination mit variabler Einlasssteuerung

Eine Anpassung der Einlassventil-Steuerzeit in Richtung spätes Einlassventilöffnen ermöglicht die Sicherstellung einer vollständigen Expansion des im Ladungswechsel komprimierten Restgases vor dem Öffnen der Einlassventile, so dass die teilweise Expansion des Restgases in das Saugrohr vermieden wird. Die Ladungswechselarbeit soll mit dieser Methode verringert und der Kraftstoffverbrauchsachteil reduziert werden.

Abbildung 6.36 zeigt den optimierten Ventilhubverlauf im Betriebspunkt 2000 1/min und $p_{mi} = 4$ bar. Ein noch späterer Öffnungszeitpunkt der Einlassventile erweist sich als nicht zielführend, da der systembedingte reduzierte maximale Ventilhub mit frühem Ventilschließen die Zylinderfüllung negativ beeinflusst. Daher kann mit dem späten Einlassventilöffnen mit Hilfe des *Lost Motion Systems* hier nur ein betriebspunktabhängiger Kompromiss hinsichtlich Verbesserung des Ladungswechselwirkungsgrades und Einbußen in der Zylinderfüllung erreicht werden.

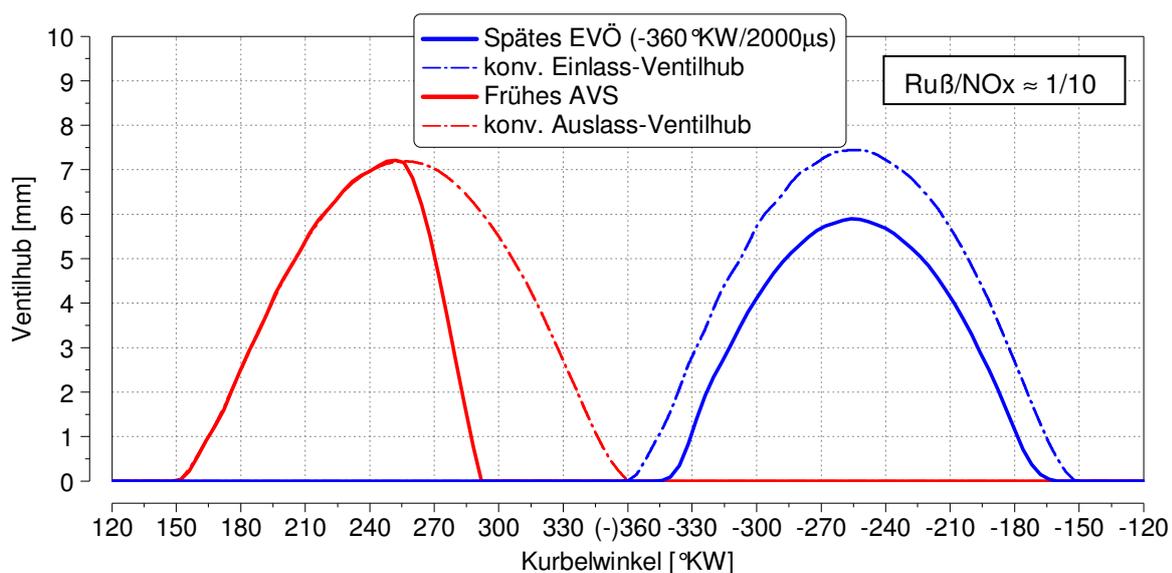


Abbildung 6.36 Ventilhub Frühes Auslassventilschließen für interne AGR kombiniert mit spätem Einlassventilöffnen

Mit dem oben beschriebenen späten Einlassventilöffnen, bei dem die Magnetventile des *Lost Motion* Systems ab -360°KW für $2000\ \mu\text{s}$ so bestromt werden, dass durch den auflaufenden Nocken das Öl aus den Hydraulikelementen gefördert wird, wurde wiederum durch Variation des AuslassschlieB-Zeitpunktes eine Variation der internen AGR erzielt. Die **Abbildungen 6.37** und **6.38** zeigen die Emissionsergebnisse, den Ladungswechsel sowie Ein- und Auslasstemperatur im Vergleich zur herkömmlichen externen AGR und der im vorherigen Unterkapitel beschriebenen internen AGR durch frühes Auslassventilschließen mit konventioneller Einlassventilsteuerung. **Abbildung 6.39** zeigt den Zylinderdruckverlauf und die Brennfunktionen für die externe AGR und die interne AGR mit variabler Einlasssteuerung, welche der 1/10-Auslegungsgeraden am nächsten sind. Die analysierten Messpunkte sind in **Abbildung 6.37** markiert.

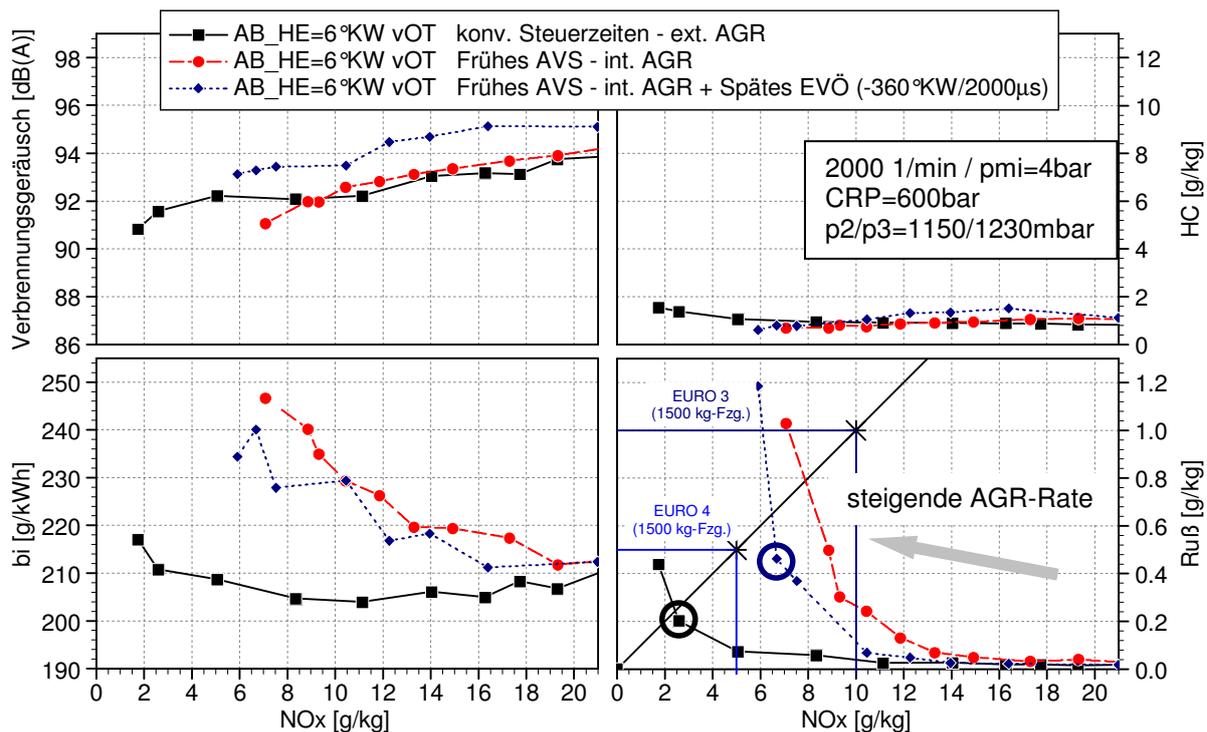


Abbildung 6.37 Emissionsvergleich externe AGR, interne AGR und interne AGR mit spätem EVÖ

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

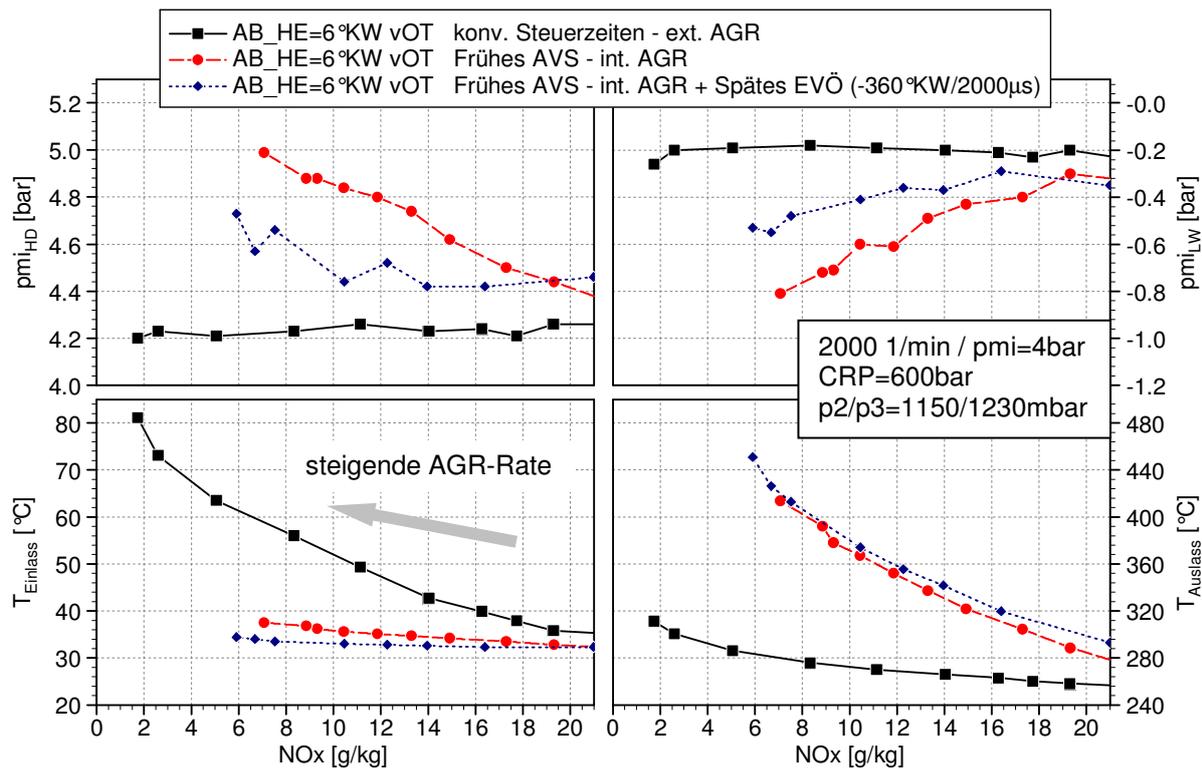


Abbildung 6.38 Einfluss externe AGR, interne AGR und interne AGR mit spätem EVÖ auf Ladungswechsel sowie Einlass- und Auslasstemperatur

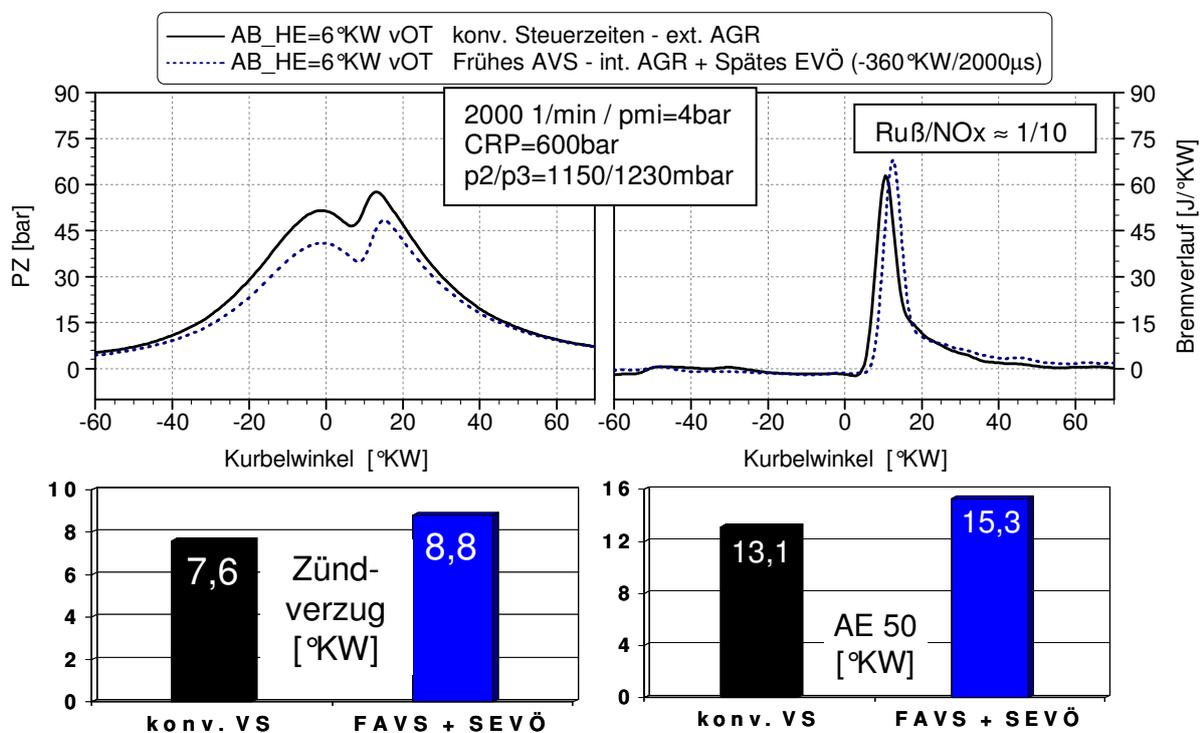


Abbildung 6.39 Vergleich Zylinderdruckverlauf und Brennverlauf externe und interne AGR mit spätem EVÖ

Verglichen mit der internen AGR-Variante mit konventioneller Einlasssteuerung kann durch die Kombination mit spätem Einlassventilöffnen eine Senkung des Ruß/NO_x-Emissionsniveaus um etwa 18 % erzielt werden, was in einer Reduzierung der Zylinderfüllung und darauf beruhenden Verlängerung des Zündverzugs um 1,2 °KW begründet ist. Der vorgemischte Verbrennungsanteil erhöht sich, die Rußbildung wird verringert. Gleichzeitig steigt das Verbrennungsgeräusch um etwa 2 dB(A) an. Die HC-Emissionen liegen auf einem vergleichbar niedrigen Niveau.

Zur Analyse der Effekte auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch zeigt **Abbildung 6.40** den Vergleich von externer AGR, interner AGR mit konventioneller Einlassventilsteuerung und interner AGR mit spätem Einlassventilöffnen im Druck-Volumen-Diagramm. Wiederum sind die Messpunkte in der Nähe der Auslegungsgeraden dargestellt.

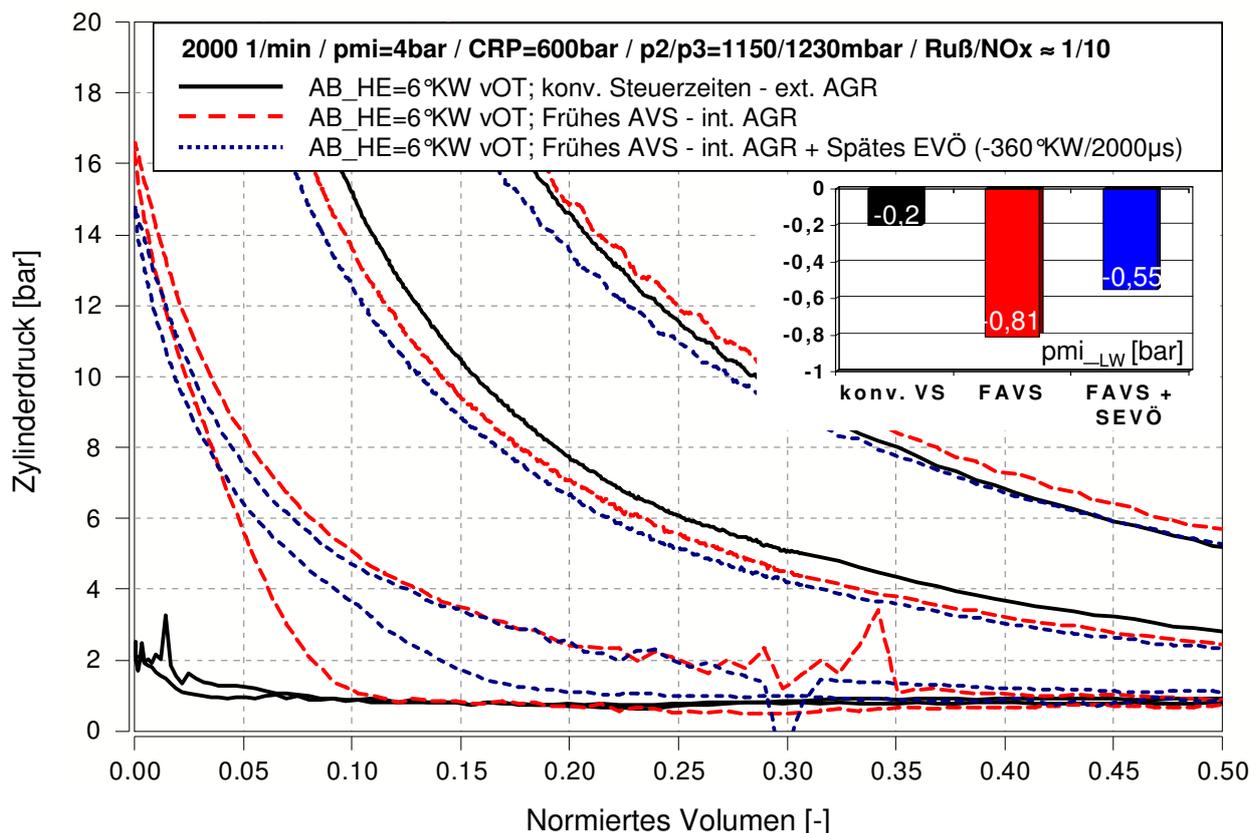


Abbildung 6.40 Vergleich Indiziertes pV-Diagramm externe AGR, interne AGR und interne AGR mit spätem EVÖ

Es ist deutlich zu erkennen, dass durch das späte Einlassventilöffnen die Ladungsexpansion in das Saugrohr verringert werden kann. Die zur Restgaskompression benötigte Arbeit kann so teilweise zurückgewonnen

werden, was sich in einem im Vergleich zur reinen internen AGR um ca. 45 % geringeren indizierten Mitteldruck des Ladungswechsels zeigt. Die daraus resultierende Kraftstoffverbrauchsverbesserung wird allerdings durch den 2,2 °KW verspäteten Verbrennungsschwerpunkt aufgrund der reduzierten Zylinderfüllung teilweise wieder kompensiert. Somit stellt sich nur eine geringfügige Verbrauchsverbesserung durch die Applikation der variablen Einlasssteuerung ein. Diese Strategie variabler Einlasssteuerung stellt weder hinsichtlich Emissionsverhalten noch hinsichtlich spezifischem Kraftstoffverbrauch akzeptable Werte für den Dieselmotor dar.

In **Abbildung 6.41** wird das Verbesserungspotenzial der Parameteroptimierungen für den Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung und den Ladedruck diskutiert.

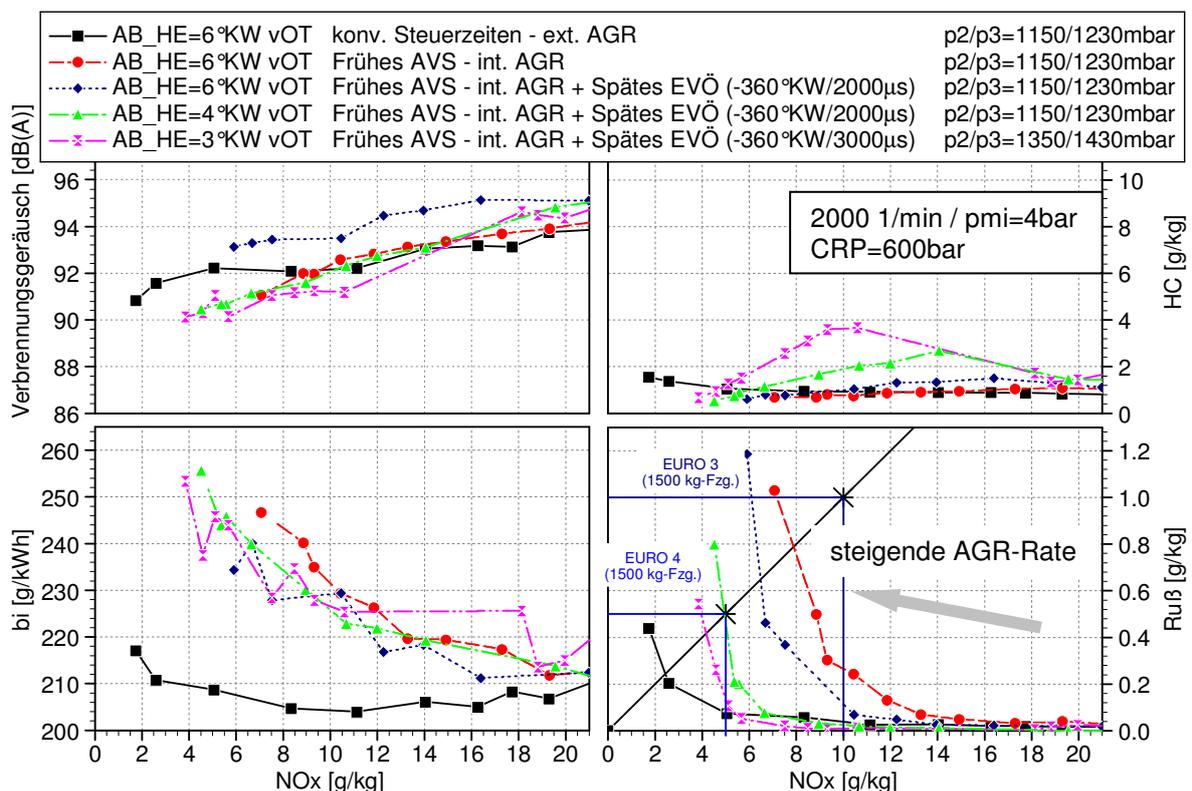


Abbildung 6.41 Einfluss einer Anhebung des Ladedrucks und Spätverschiebung der Haupteinspritzung bei interner AGR mit spätem EVÖ

Durch Optimierungsmaßnahmen können weitere Verbesserungen hinsichtlich der Ruß/ NO_x -Emissionen erzielt werden, wobei allerdings die HC-Emissionen wegen zunehmend unvollständiger Verbrennung ansteigen. Analoge Effekte wie bei der Optimierung der reinen internen AGR hinsichtlich Zündverzugsverlängerung durch späteren Einspritzbeginn und Reduzierung

örtlichen Luftmangels durch Erhöhung des Ladedrucks kommen zum Tragen. Insgesamt kann das ursprüngliche Emissionsniveau interner AGR durch die diskutierten Maßnahmen bereits halbiert werden, es ist jedoch immer noch um 70 % höher als die Basis mit herkömmlicher externer Abgasrückführung.

Abbildung 6.42 gibt einen Überblick über die mittels Kombination aus interner AGR und variabler Einlassventilsteuerung erzielten Ergebnisse im Vergleich zur konventionellen externen AGR und zur optimierten reinen internen AGR.

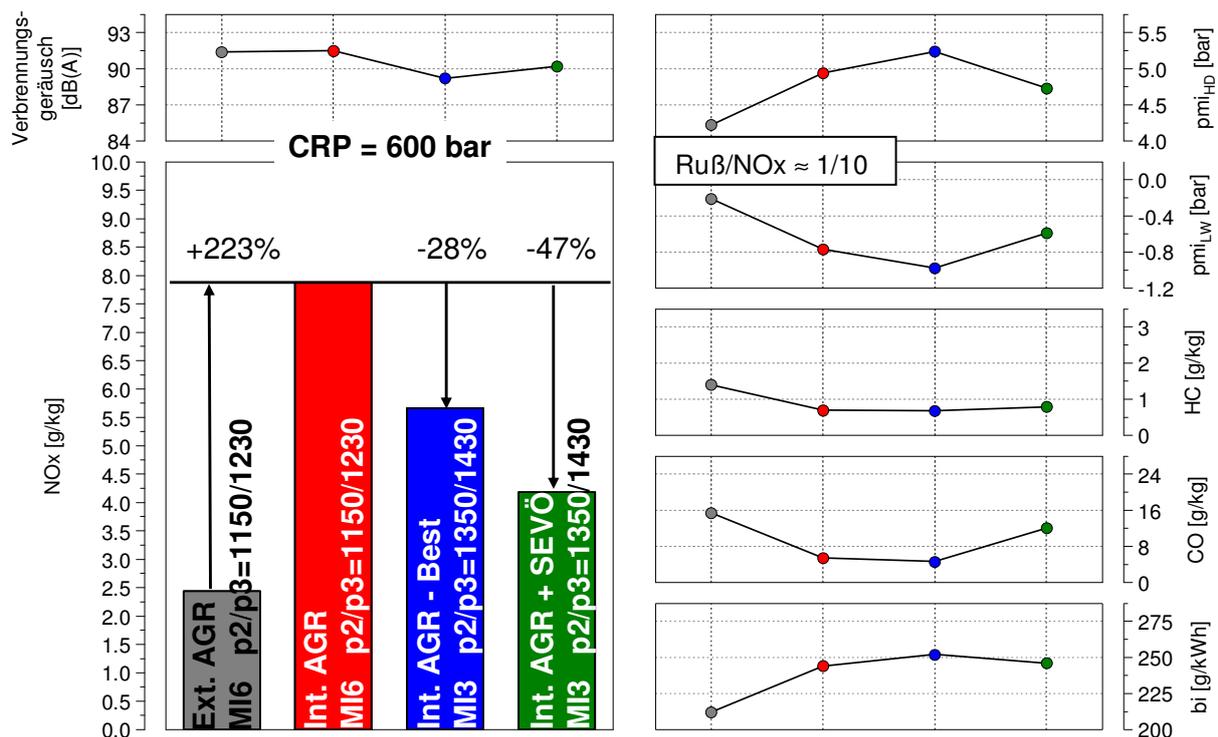


Abbildung 6.42 Einfluss der Parameteroptimierung bei interner AGR mit spätem EVÖ im Lastpunkt 2000 1/min und pmi=4 bar

Durch das späte Öffnen der Einlassventile können Emissionsvorteile gegenüber der reinen internen AGR erzielt werden. Hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs sind trotz eines deutlich verbesserten Ladungswechselwirkungsgrads keine signifikanten Verbesserungen möglich, da die reduzierte Zylinderladung die Verbrennung verschleppt. Durch eine Erhöhung der Zylinderladung sind hier jedoch Vorteile zu erwarten. Als zielführend wird eine Maßnahme angesehen, die die vollständige Expansion des komprimierten Restgases wirkungsgradgünstig im Zylinder realisiert, dann jedoch genügend große Einlassquerschnitte freigibt, um eine ausreichende Zylinderfüllung zu gewährleisten. Diese Maßnahme ist eine Einlassnockenwellen-

Phasenverschiebung nach spät, bis genau zu dem Zeitpunkt, an dem das komprimierte Restgas auf Ladedruckniveau expandiert ist. Dieser Ansatz wird im folgenden Unterkapitel diskutiert.

Aus den **Abbildungen 6.43** und **6.44** wird deutlich, dass bei den Betriebspunkten höherer Last 2000 1/min / pmi = 6 bar und 2000 1/min / pmi = 8 bar die variable Einlassventilsteuerung hinsichtlich der Abgasemissionen aufgrund der Reduktion der Luftmenge zunächst nicht zielführend ist. Dennoch zeigt sich auch hier der für den Ladungswechsel relevante Effekt bei spätem Einlassventilöffnen. Insgesamt sind auch in diesen Betriebspunkten Verbesserungen durch eine Anpassung der Phasenlage zu erwarten.

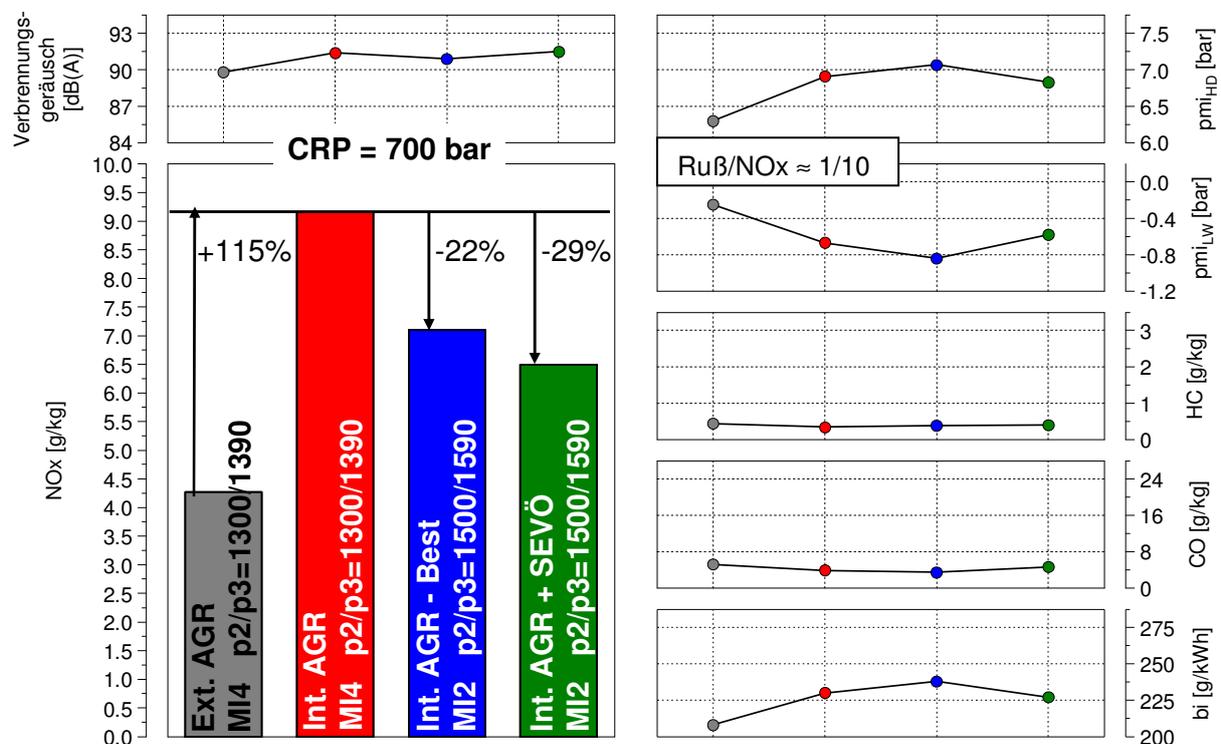


Abbildung 6.43 Einfluss der Parameteroptimierung bei interner AGR mit spätem EVÖ im Lastpunkt 2000 1/min und pmi=6 bar

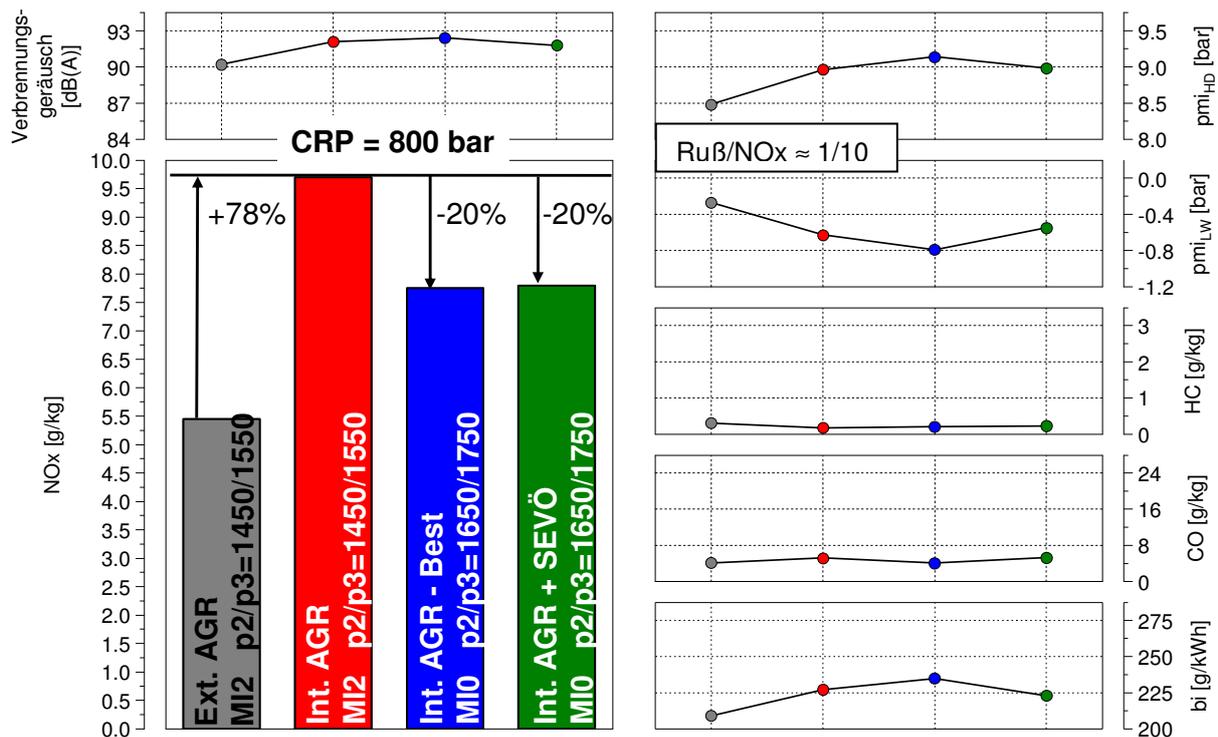


Abbildung 6.44 Einfluss der Parameteroptimierung bei interner AGR mit spätem EVÖ im Lastpunkt 2000 1/min und pmi=8 bar

6.3.3 Interne Abgasrückführung in Kombination mit Nockenwellenverstellung und variabler Einlasssteuerung

Die Einlassventile des Motors sollten idealerweise genau zu dem Zeitpunkt öffnen, zu dem der Druck des im oberen Totpunkt des Ladungswechsels komprimierten Restgases im Zylinder das Druckniveau des Saugrohrs erreicht hat. Dadurch wird ein Rückströmen des komprimierten Restgases in die Einlasskanäle des Motors vermieden, die Kompressionsarbeit größtenteils zurückgewonnen und die Öffnungszeit der Einlassventile gleichzeitig maximiert. Die Anforderung an die Einlassnockenwellen-Phasenverstellung ist eine dynamische Positionierung des Einlassventilöffnens passend zur jeweilig applizierten internen Abgasrückführtrate.

Im Rahmen der Motorversuche wurden drei verschiedene Einlassnockenwellen-Phasenverschiebungen mit interner Abgasrückführung kombiniert. Für die intern applizierbaren Abgasrückführraten zur Erreichung der 1/10-Ruß/NO_x-Auslegungsgeraden erwies sich bei allen drei untersuchten Betriebspunkten die um 48 °KW nach spät verschobene Einlassventil-Steuerzeit als die beste Variante. Anhand dieser Spätverstellung sollen im Folgenden die Effekte näher erläutert werden.

Abbildung 6.45 zeigt den Ventilhubverlauf im Betriebspunkt 2000 1/min und $p_{mi} = 4$ bar.

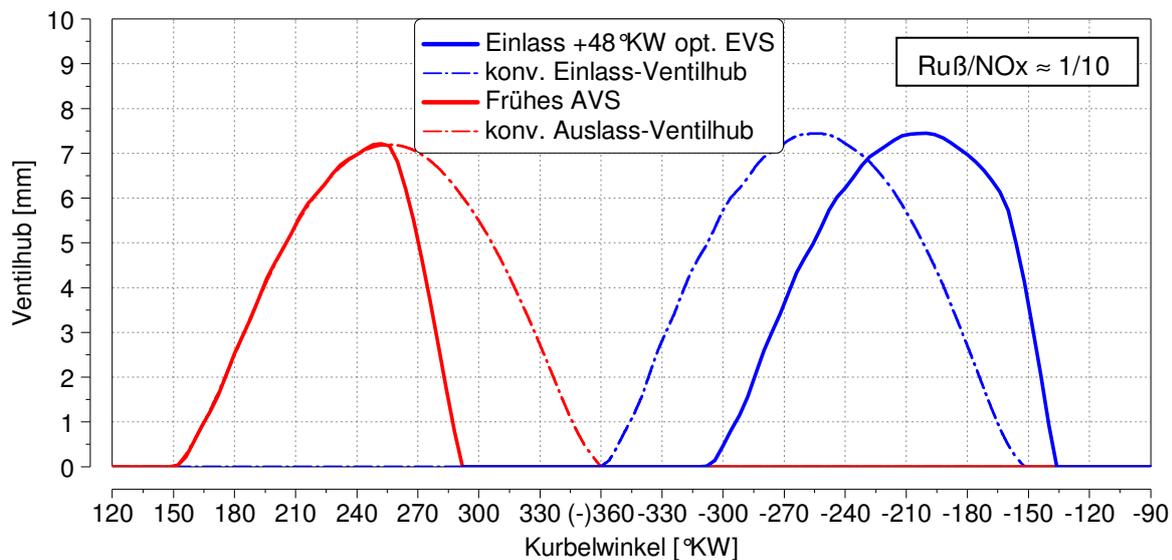


Abbildung 6.45 Ventilhub Frühes Auslassventilschließen für interne AGR kombiniert mit 48°KW ENW-Phasenverschiebung und optimiertes EVS

Bei dem oben vorgestellten späten Einlassventilöffnen durch Einlassnockenwellen-Phasenverschiebung werden über das *Lost Motion* System die Auslassventile bestromt, um ein frühzeitiges Schließen mit der Folge interner Abgasrückführung zu erzielen. Durch eine Optimierung des EinlassschlieB-Zeitpunktes mit Hilfe des *Lost Motion* Systems kann ein schädliches Ausschleiben der Zylinderladung deutlich nach dem unteren Totpunkt vermieden werden. In diesem Fall werden die Einlassventile bei -160 °KW für $8000 \mu s$ bestromt.

Die **Abbildungen 6.46** und **6.47** erläutern die Emissionsergebnisse, den Ladungswechsel sowie Ein- und Auslasstemperatur im Vergleich zur herkömmlichen externen AGR und der internen AGR durch frühes Auslassventilschließen mit konventioneller Einlassventilsteuerung.

Abbildung 6.48 zeigt den Zylinderdruckverlauf und die Brennfunktionen für externe AGR und interne AGR mit Einlassnockenwellen-Phasenverschiebung, die der 1/10-Auslegungsgeraden am nächsten sind. Die analysierten Messpunkte sind in **Abbildung 6.46** markiert.

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

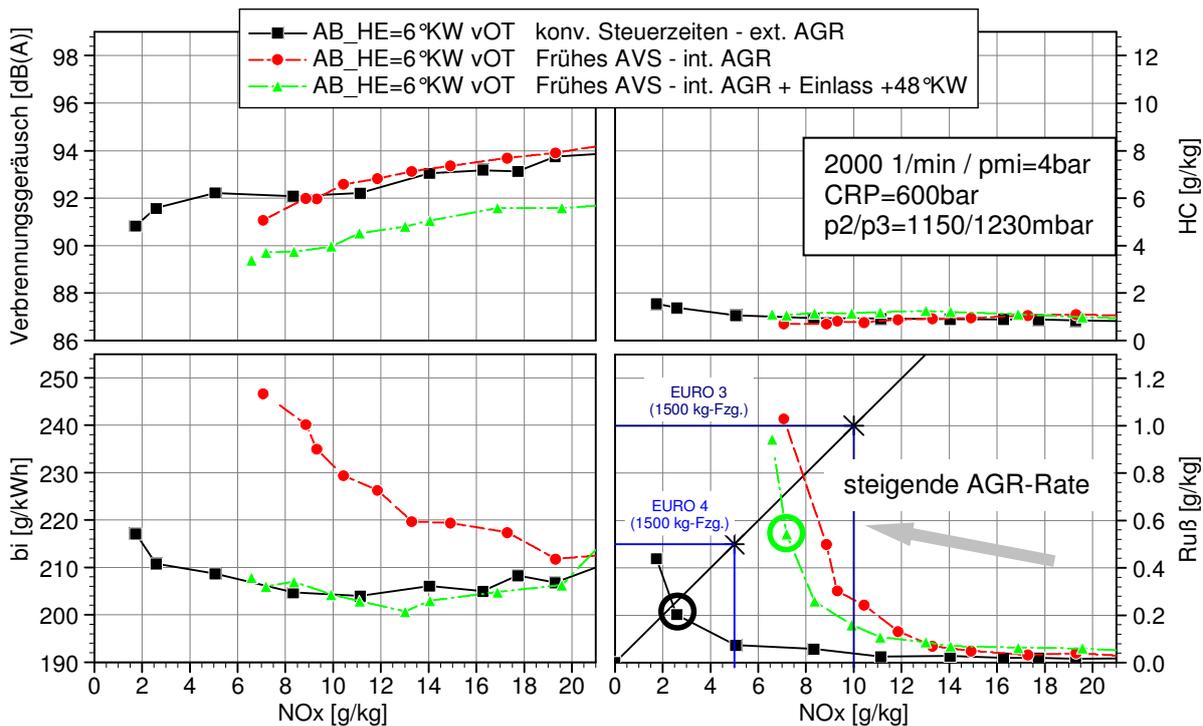


Abbildung 6.46 Emissionsvergleich externe AGR, interne AGR und interne AGR mit 48°KW ENW-Phasenverschiebung

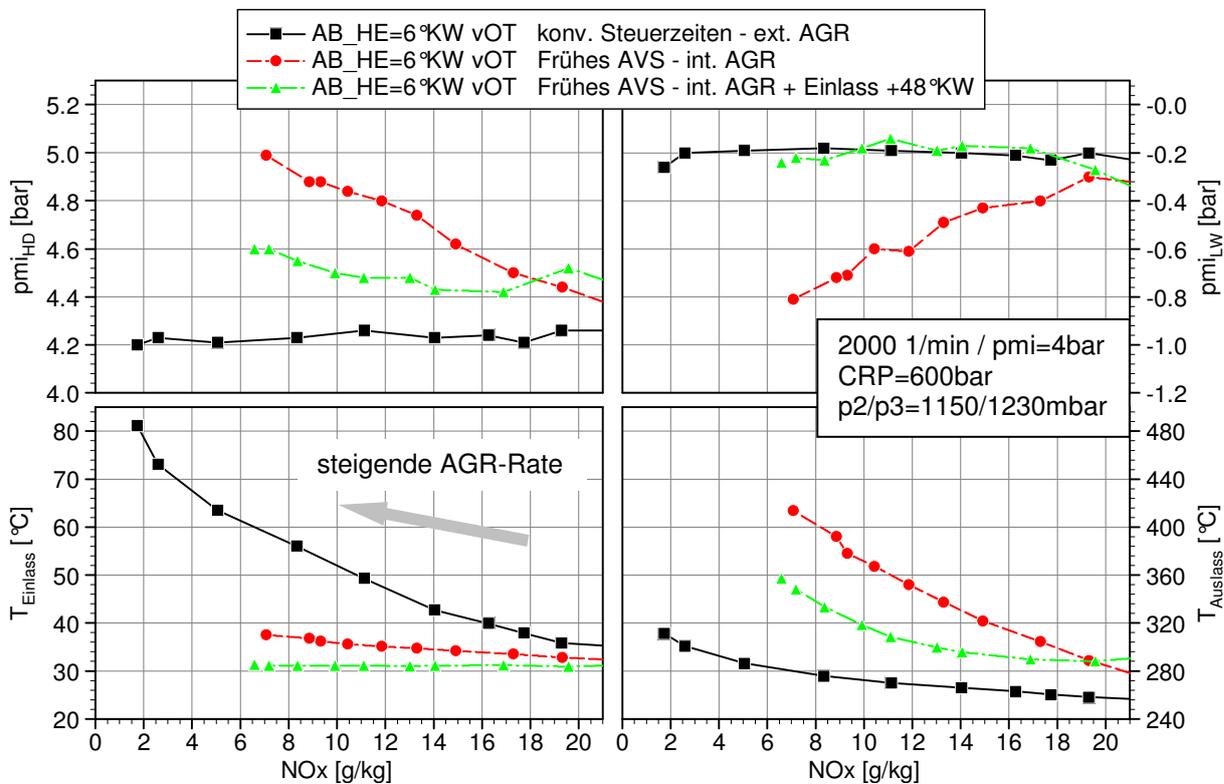


Abbildung 6.47 Einfluss externe AGR, interne AGR und interne AGR mit 48°KW ENW-Phasenverschiebung auf Ladungswechsel sowie Einlass- und Auslasstemperatur

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

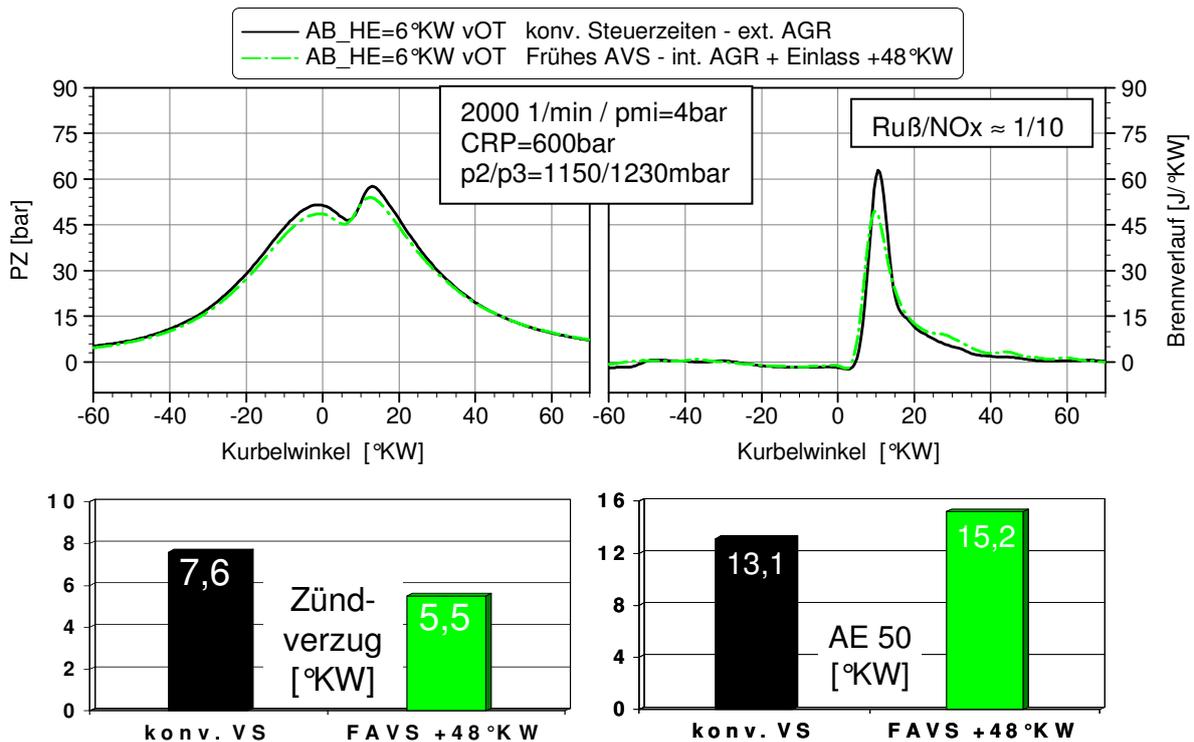


Abbildung 6.48 Vergleich Zylinderdruckverlauf und Brennverlauf externe und interne AGR mit 48 °KW ENW-Phasenverschiebung

Im Vergleich zur internen AGR mit konventioneller Einlasssteuerung kann durch die Spätverschiebung der Einlassventil-Steuerzeit um 48 °KW das Ruß/NO_x-Emissionsniveau um 12 % gesenkt werden. Der Grund ist eine deutliche Verbesserung der Zylinderfüllung, wodurch sich der Sauerstoffgehalt der Zylinderladung und somit das lokale Luftverhältnis erhöht mit positiver Auswirkung auf die Rußbildung. Die gegenüber interner AGR mit konventioneller Einlasssteuerung geringere Abgastemperatur bestätigt dies. Die Kombination aus heißem Restgas und guter Zylinderfüllung verursacht einen deutlich verkürzten Zündverzugsverzug, der gegenüber externer Abgasrückführung um 2,1 °KW reduziert ist. Die Folge ist ein verminderter vorgemischter Verbrennungsanteil, ein um etwa 2 dB(A) niedrigeres Verbrennungsgeräusch und ein erhöhter Anteil diffusiver Verbrennung, wodurch die Rußbildung allerdings wieder intensiviert wird. Die HC-Emissionen liegen auf einem vergleichbar niedrigen Niveau.

Der Brennverlauf gibt den verkürzten Zündverzugsverzug und den reduzierten Umsatz bei Brennbeginn wieder, weist aber gleichzeitig ein langsames Durchbrennen und einen 2,1 °KW späteren Umsatzschwerpunkt der Verbrennung auf. Der Grund liegt in einem durch thermische Drosselung

immer noch etwas reduzierten Sauerstoffgehalt und in der reduzierten Ladungsbewegung durch den im Brennraum verbleibenden Restgasanteil, der die Drallausbildung der Gesamtladung hindert.

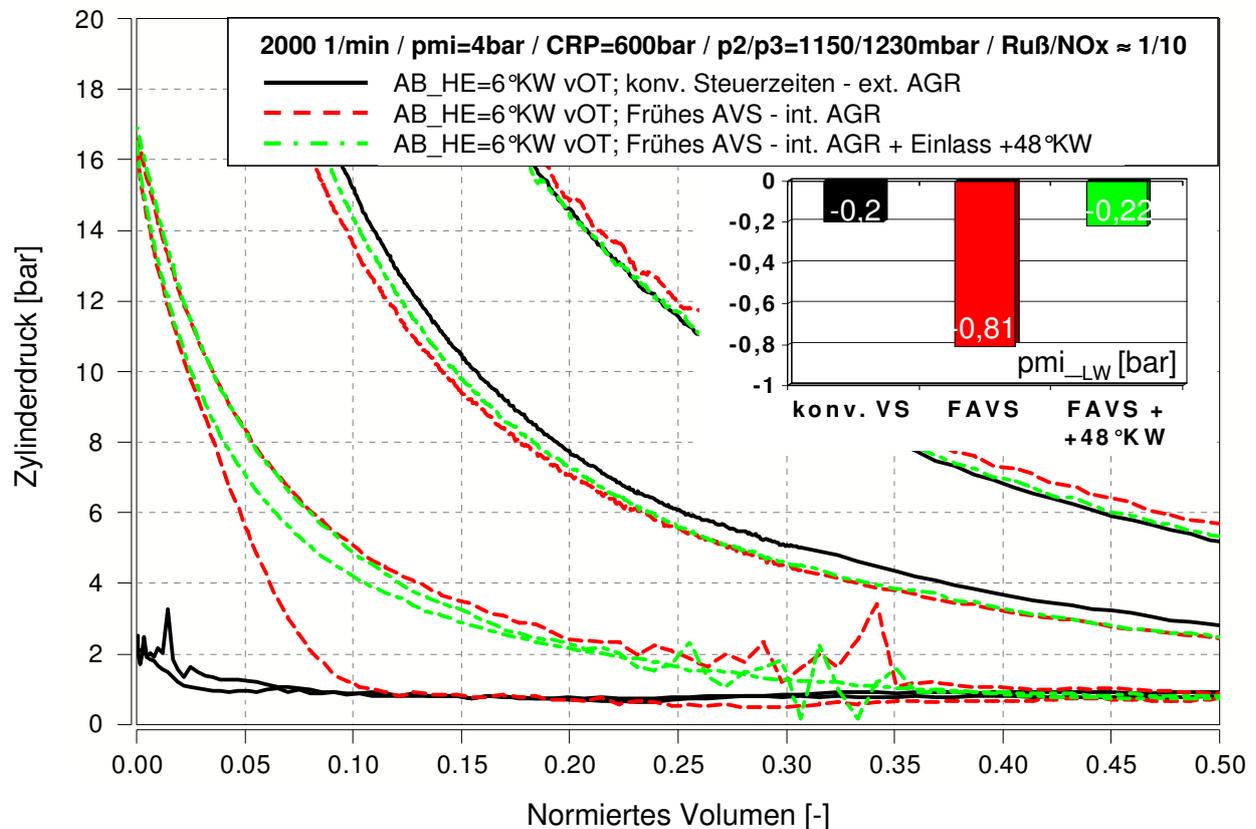


Abbildung 6.49 Vergleich Indiziertes pV-Diagramm externe AGR, interne AGR und int. AGR mit 48°KW ENW-Phasenverschiebung

Besonders positiv sind die Auswirkungen der Einlassnockenwellen-Phasenverschiebung auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch, der auf vergleichbarem Niveau konventioneller externer Abgasrückführung liegt. Mit der eingeführten Maßnahme kann daher die interne Abgasrückführung ohne Nachteile im indizierten spezifischen Kraftstoffverbrauch dargestellt werden.

Abbildung 6.49 erklärt die sich ergebenden Effekte durch die Einlassnockenwellen-Phasenverschiebung im Druck-Volumen-Diagramm, **Abbildung 6.50** verdeutlicht die Vermeidung der Rückexpansion des Restgases in das Saugrohr des Motors.

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

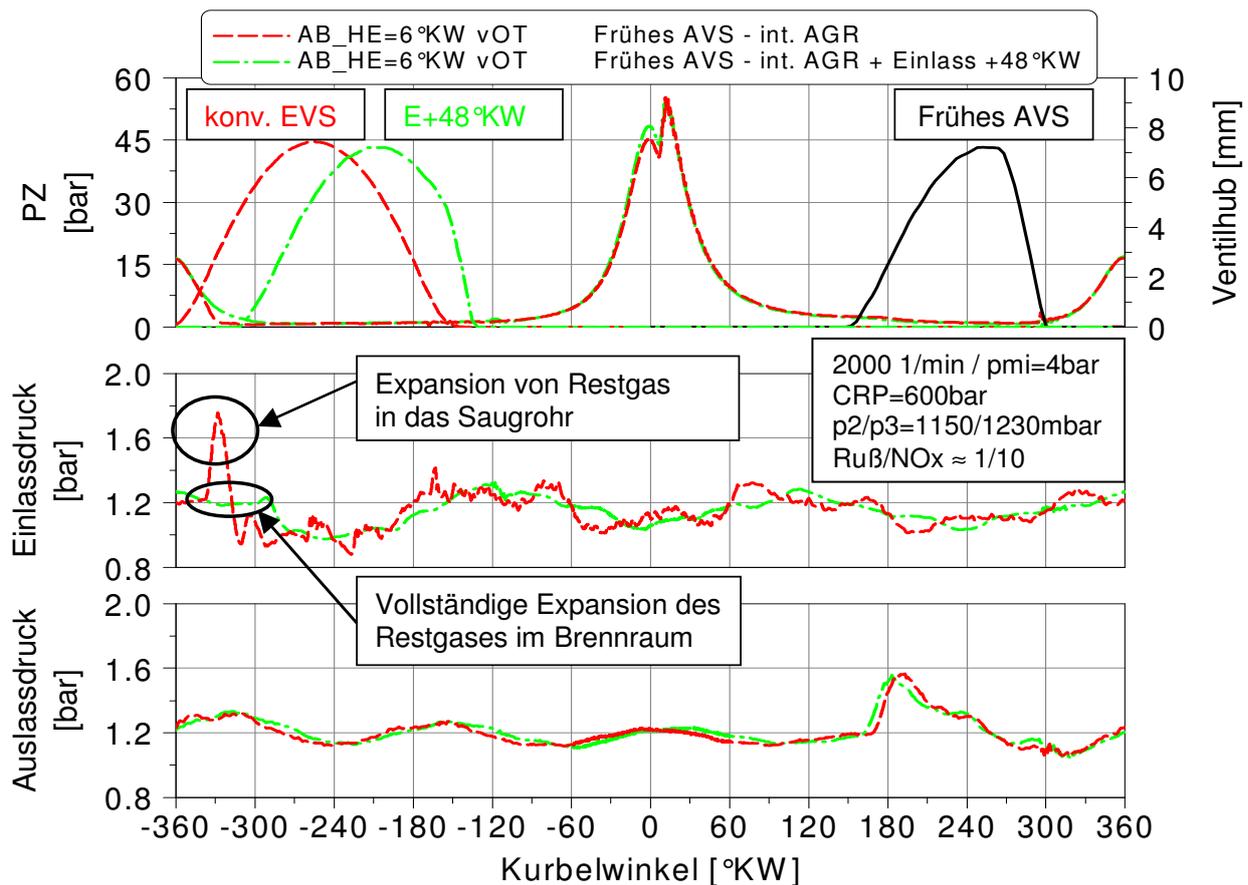


Abbildung 6.50 Vergleich Niederdruck-Indizierung bei ext. AGR, int. AGR und int. AGR mit 48°KW ENW-Phasenverschiebung

Im Gegensatz zum konventionellen Einlassventilöffnen bewirkt die Phasenverschiebung der Einlassventil-Steuerzeit um 48 °KW eine Expansion des komprimierten Restgases im Zylinder, die Ladungswechselfläche ist deutlich reduziert und die zur Restgaskompression benötigte Arbeit kann so größtenteils zurückgewonnen werden. Dies zeigt sich in einem nahezu vergleichbaren indizierten Mitteldruck des Ladungswechsels zur konventionellen externen Abgasrückführung. Lediglich etwas erhöhte Wandwärmeverluste durch die Erwärmung des Restgases während der Kompression sind in Kauf zu nehmen.

Abbildung 6.50 zeigt den Vergleich des Saugrohrdrucks bei interner Abgasrückführung mit konventioneller Einlasssteuerung verglichen mit interner Abgasrückführung und Einlassnockenwellen-Phasenverschiebung. Nach frühzeitigem Auslassventilschließen (schwarze Kurve) steigt bei beiden Varianten der Zylinderdruck durch unvollständige Abgasauschiebung an, das Restgas wird bis zum Erreichen des oberen Totpunktes komprimiert. Bei konventionellem Einlassventilöffnen (rote Kurve) fällt der Zylinderdruck relativ

schnell ab, gleichzeitig ist ein kurzzeitiger Anstieg des Saugrohrdrucks zu erkennen. Ein Teil des komprimierten Restgases entweicht in das Saugrohr und wird nicht wieder wirkungsgradgünstig im Brennraum expandiert. Im Fall der Kombination von Restgasverdichtung und einer um 48 °KW verspäteten Einlassventil-Steuerzeit (grüne Kurve) wird die Expansion des Restgases in das Saugrohr des Motors vermieden.

Aus Gründen des immer noch inakzeptablen Emissionsniveaus wird in **Abbildung 6.51** das Verbesserungspotenzial der Parameteroptimierungen für den Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung und den Ladedruck gezeigt.

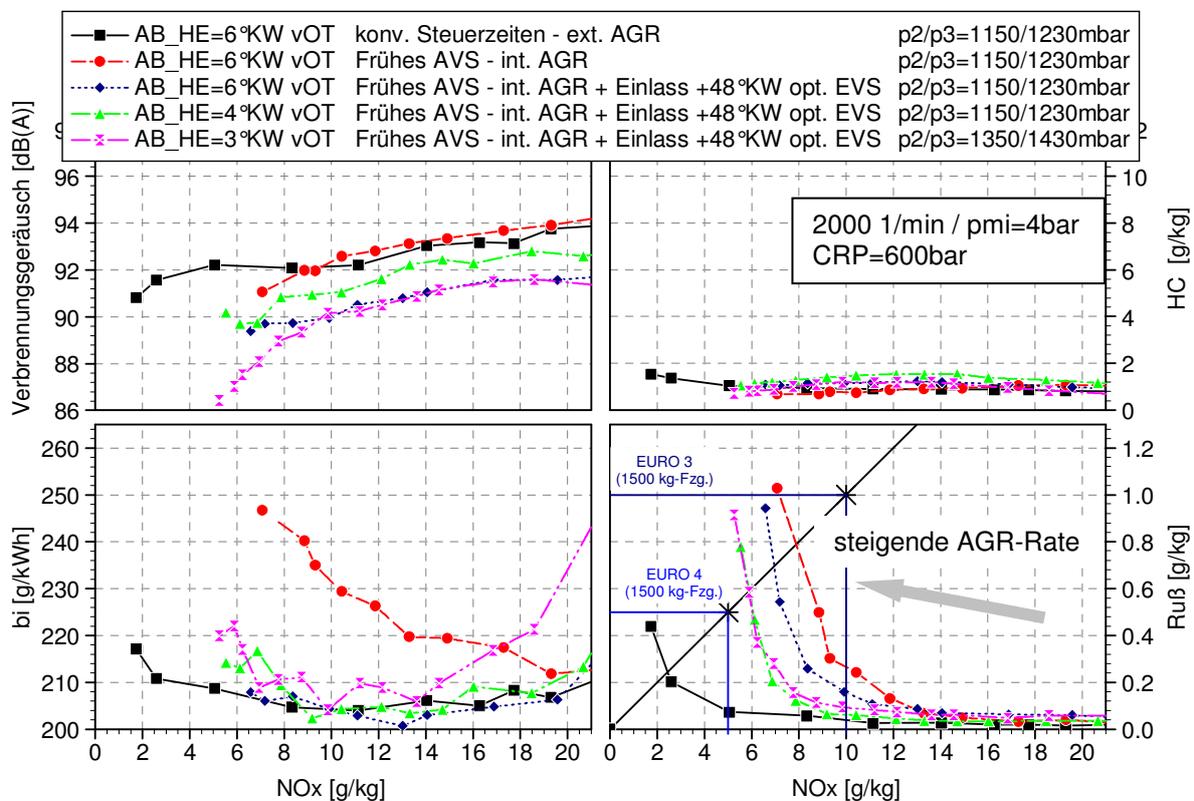


Abbildung 6.51 Einfluss einer Anhebung des Ladedrucks und Spätverschiebung der Haupteinspritzung bei interner AGR mit 48°KW ENW-Phasenverschiebung

Durch Optimierungsmaßnahmen können bei der internen AGR mit Einlassnockenwellen-Phasenverschiebung weitere Verbesserungen hinsichtlich der Ruß/NO_x-Emissionen erzielt werden. Die Spätverschiebung der Haupteinspritzung sorgt auch hier durch geringeren diffusiven Verbrennungsanteil für verringerte Rußbildung und somit für einen 15% niedrigeren Ruß/NO_x Trade-off. Dabei steigen jedoch das Verbrennungsgeräusch durch den höheren

vorgemischten Anteil und der Kraftstoffverbrauch durch den späteren Verbrennungsschwerpunkt leicht an. Die Anhebung des Ladedrucks ist hinsichtlich Ruß/NO_x-Emissionen nicht zielführend, da zwar einerseits der Sauerstoffpartialdruck ansteigt und somit lokaler Luftmangel minimiert wird, andererseits aber der Zündverzug verkürzt und somit der diffusive Verbrennungsanteil erhöht ist. Die verbesserten Zündbedingungen führen zur Reduzierung des Verbrennungsgeräusches.

In Kombination zur internen Abgasrückführung mit Einlassnockenwellen-Phasenverschiebung kann zur Erhöhung der Ladungsbewegung das Einlassventil im Tangentialkanal nur teilweise geöffnet werden oder vollständig geschlossen bleiben. Die Ventilhubverläufe dieser Strategie sind in **Abbildung 6.52** dargestellt, das Potenzial wird in **Abbildung 6.53** gezeigt.

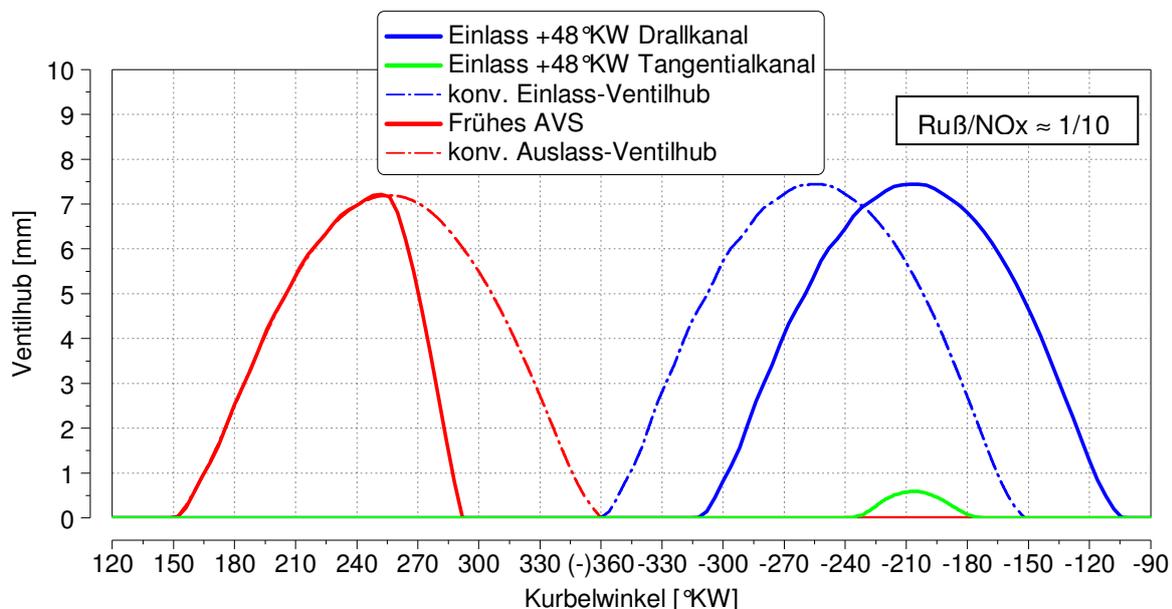


Abbildung 6.52 Ventilhub Frühes Auslassventilschließen für interne AGR kombiniert mit 48°KW ENW-Phasenverschiebung und Teilöffnung des EV im Tangentialkanal

Erwartungsgemäß steigt durch die erhöhte Ladungswechselarbeit der Kraftstoffverbrauch bei dieser Strategie, das Ruß/NO_x-Emissionsniveau kann im Betriebspunkt 2000 1/min und pmi = 4 bar jedoch positiv beeinflusst werden. Die nicht vollständige Öffnung des Einlassventils im Tangentialkanal senkt den Luftaufwand und erhöht den Drall der Zylinderladung. Der daraus resultierende geringere Kompressionsenddruck führt zu einem erhöhten Anteil der rußarmen Premixed-Verbrennung. Die Reduktion der Rußemissionen

erzielt zusammen mit der intensiveren luftseitigen Gemischbildung eine verbesserte AGR-Verträglichkeit und somit einen niedrigeren Ruß/NO_x Trade-off.

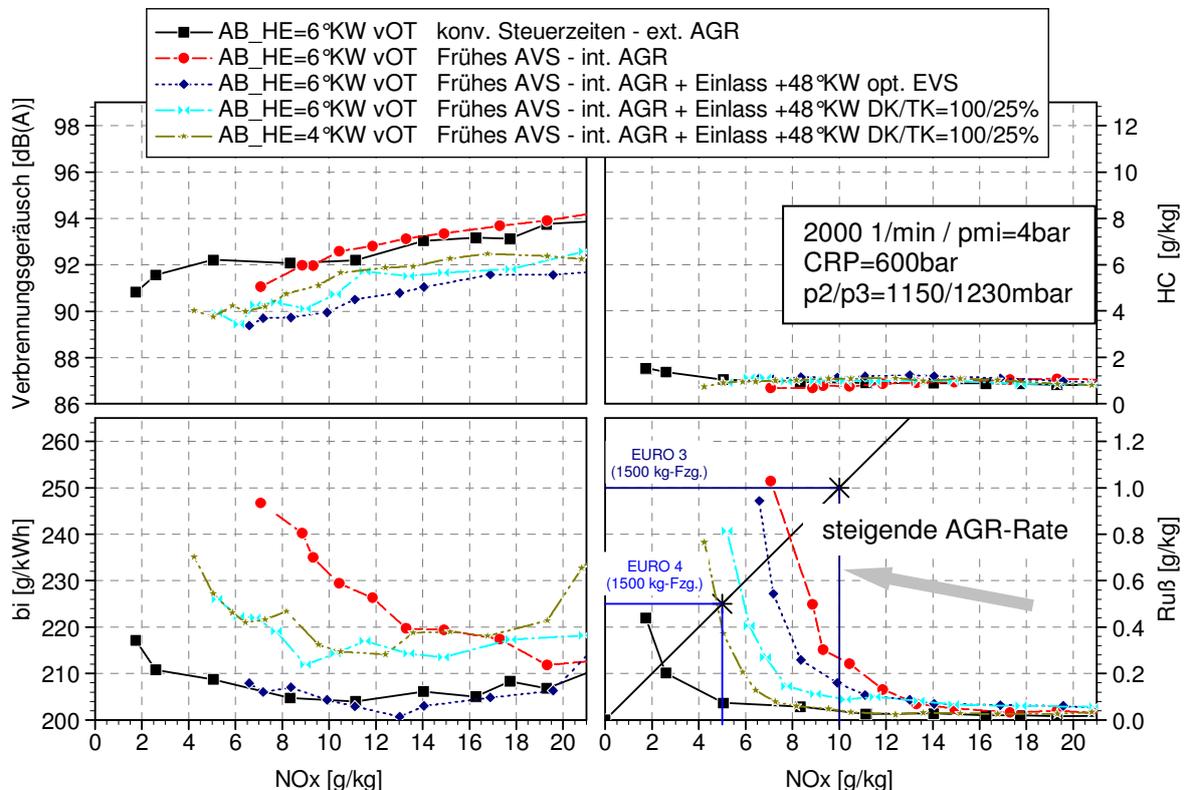


Abbildung 6.53 Einfluss einer Spätverschiebung der Haupteinspritzung und Teilabschaltung des EV im Tangentialkanal bei interner AGR mit 48°KW ENW-Phasenverschiebung

Das Verbrennungsgeräusch steigt durch den längeren Zündverzug und somit erhöhte, in den Brennraum eingebrachte Kraftstoffmasse bis zum Brennbeginn sowie durch die bessere Gemischbildung und folglich heftiger ablaufende Verbrennung an.

Abbildung 6.54 gibt einen Überblick über die mittels Kombination aus interner AGR und Einlassnockenwellen-Phasenverschiebung erzielten Ergebnisse im Vergleich zur optimierten reinen internen AGR und zeigt weiterhin das zusätzliche Potenzial der diskutierten Optimierungsschritte hinsichtlich Einspritzbeginn, Ladedruck und Tangentialkanalabschaltung für den Betriebspunkt 2000 1/min und pmi = 4 bar.

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

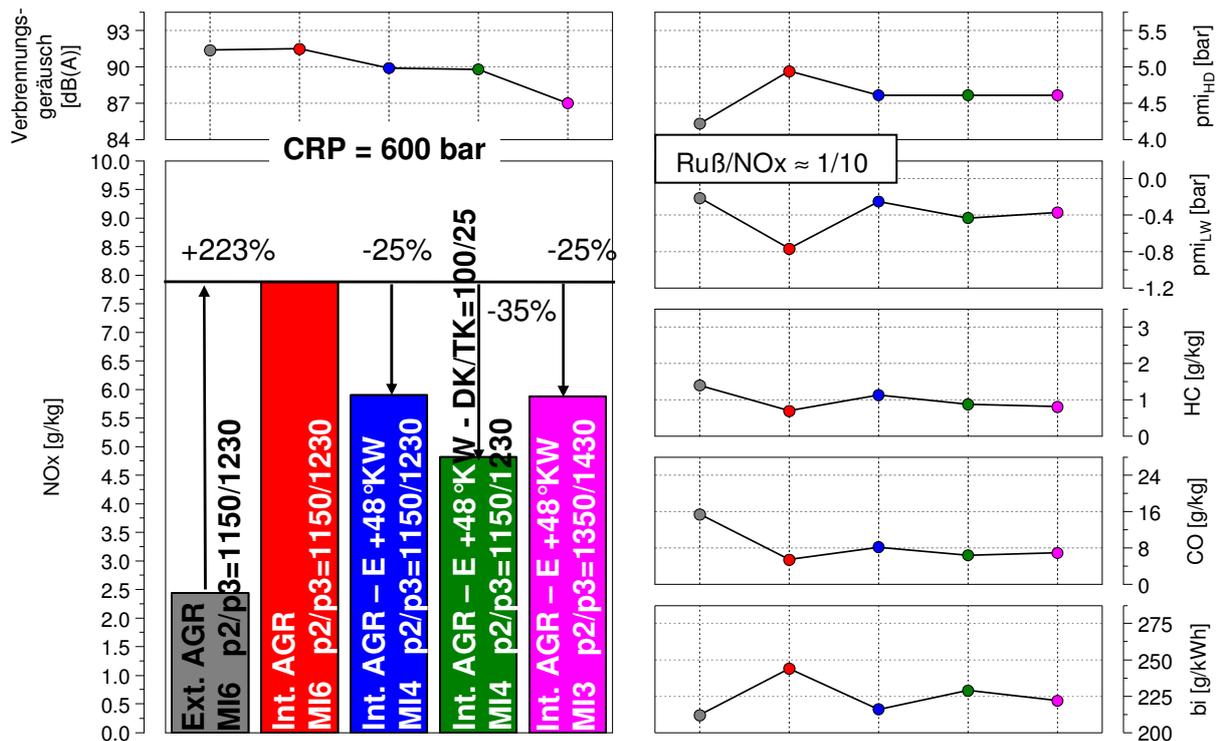


Abbildung 6.54 Einfluss der Parameteroptimierung bei interner AGR mit 48°KW ENW-Phasenverschiebung im Lastpunkt 2000 1/min und pmi=4 bar

Durch Spätverschiebung der Einlassventil-Steuerzeit kann der Kraftstoffverbrauch auf fast konventionelles Niveau gesenkt werden, die Emissionen sind jedoch immer noch deutlich höher als bei externer Abgasrückführung. In diesem niedrigen Lastpunkt bringt eine Teilabschaltung des Tangentialkanals und dadurch erzielbare Erhöhung der Ladungsbewegung im Brennraum weitere Vorteile, die jedoch wieder geringfügig zu Lasten des spezifischen Kraftstoffverbrauchs gehen. Das stationäre Ruß/NO_x-Emissionsniveau ist im Bestpunkt etwa doppelt so hoch wie bei externer Abgasrückführung und somit inakzeptabel für den Dieselmotor.

Aus den **Abbildungen 6.55** und **6.56** geht hervor, dass bei den höheren Lastpunkten 2000 1/min / pmi = 6 bar und 2000 1/min / pmi = 8 bar die Spätverschiebung der Einlassnockenwelle zu ähnlichen Vorteilen führt, wie im ausführlich diskutierten Betriebspunkt 2000 1/min und pmi = 4 bar.

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

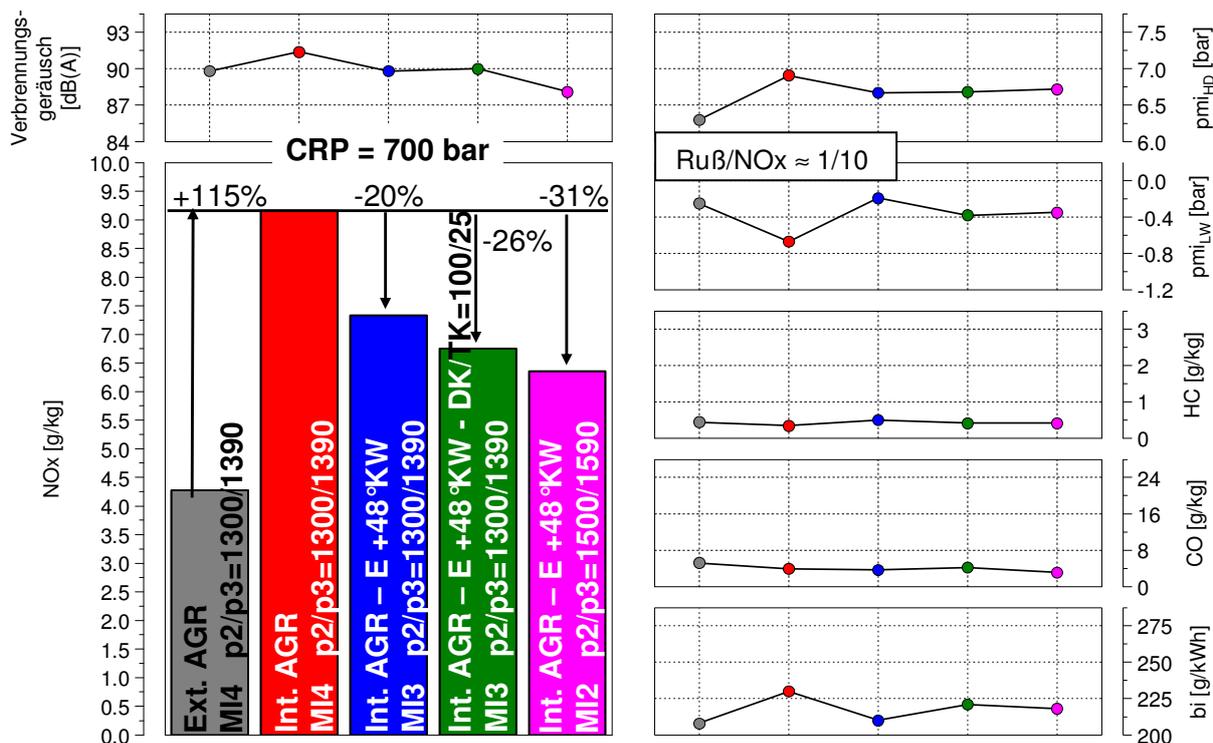


Abbildung 6.55 Einfluss der Parameteroptimierung bei interner AGR mit 48°KW ENW-Phasenverschiebung im Lastpunkt 2000 1/min und pmi=6 bar

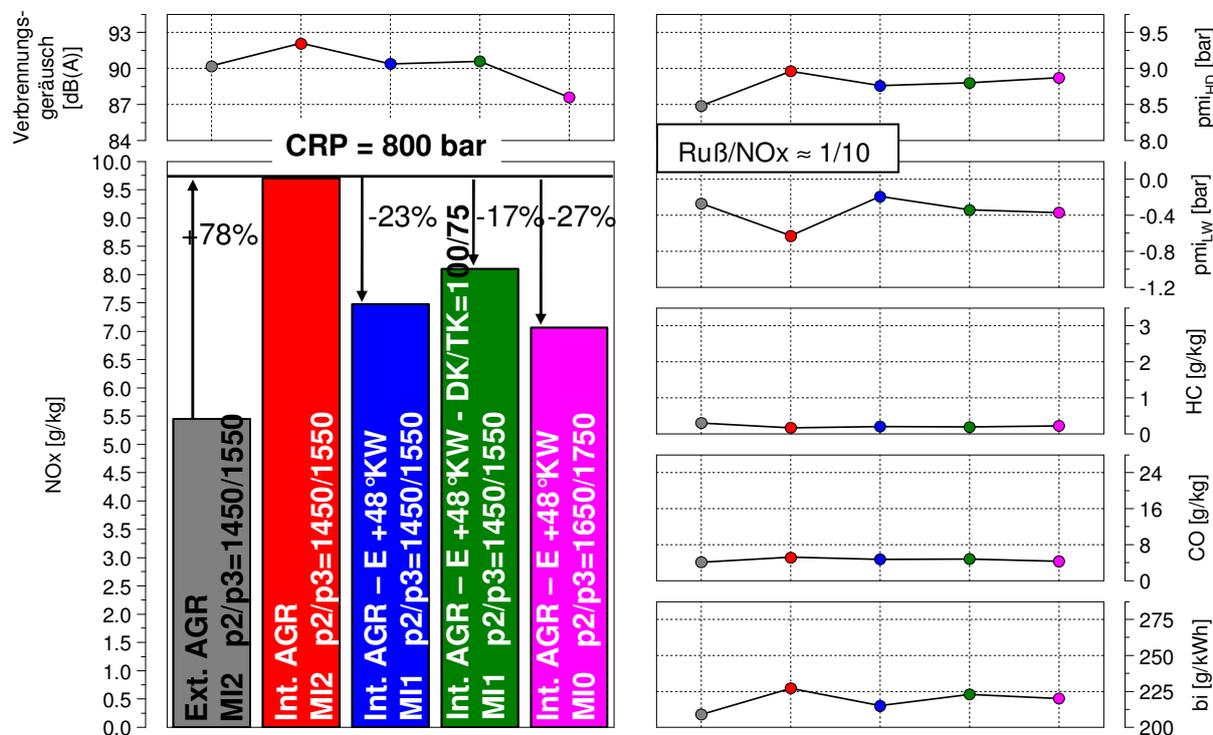


Abbildung 6.56 Einfluss der Parameteroptimierung bei interner AGR mit 48°KW ENW-Phasenverschiebung im Lastpunkt 2000 1/min und pmi=8 bar

Der spezifische indizierte Kraftstoffverbrauch lässt sich auch in diesen Punkten auf annähernd konventionelles Niveau reduzieren, da die Ladungswechselverluste durch die vollständige Expansion des komprimierten Restgases im Zylinder minimiert werden. Das Ruß/NO_x-Emissionsniveau ist aber auch in den höheren Lastpunkten inakzeptabel hoch, so dass ein Betreiben des Motors rein mit interner Abgasrückführung als nicht zielführend angesehen wird. Mögliche Verbesserungen sind das Vorlagern von Abgas im Saugrohr durch Öffnen der Einlassventile während des Ausschiebetaktes oder das Rücksaugen von Abgas aus dem Auslasskanal durch Öffnen der Auslassventile während des Ansaugtaktes. Diese Themen werden im folgenden Unterkapitel beleuchtet. Eine weitere Optimierungsmaßnahme hinsichtlich der stationären Emissionen ist eine Kombination aus interner AGR zur Verbesserung der AGR-Dynamik mit einem gewissen Anteil gekühlter externer AGR zur Minimierung des stationären Emissionsnachteils. Diese Strategie ist Inhalt des Unterkapitels 6.6.

6.4 Interne Abgasrückführung durch zusätzliches Ventilöffnen

Entgegen der bisher behandelten Strategien schnell und exakt einregelbarer interner Abgasrückführung durch Restgasverdichtung können mit Hilfe des *Lost Motion Systems* zwei weitere Alternativen zur Realisierung schneller AGR dargestellt werden. Durch Öffnen der Einlassventile während des Ausschiebetaktes wird die Möglichkeit geschaffen, eine Vorlagerung von Abgas im Saugrohr zu realisieren, wobei die Ladung im Saugrohr im Gegensatz zur Restgasverdichtung etwas abkühlen kann und zusätzlich beim Wiederansaugen durch die Einlasskanäle mit einer Drallströmung beaufschlagt wird. Durch Öffnen der Auslassventile während des Ansaugtaktes wird das Rücksaugen von Abgas aus dem Auslasskanal in den Brennraum erzielt. Beide Varianten benötigen bei Einsatz des *Lost Motion Systems* Zusatznocken auf der Nockenwelle. Die Variation der AGR-Rate wird durch unterschiedlichen Ventilhub durch diese Zusatznocken gewährleistet, außerhalb des AGR-Bereichs im Motorkennfeld bleiben die Zusatznocken ohne Wirkung.

6.4.1 Vorlagerung von Abgas im Saugrohr

Zur Darstellung der Abgasvorlagerung im Saugrohr wird die Nockengeometrie des Versuchsträgers durch einen Zusatznocken ergänzt, der ein Öffnen während des Ausschiebetaktes ermöglicht.

Die Positionierung der Zusatznocken auf der Einlassnockenwelle erfolgt im ersten Schritt so, dass sein maximaler Ventilhub mit der Position des maximalen Ventilhubes des Auslassnockens übereinstimmt. Der in Öffnungsdauer und maximalem Ventilhub wesentlich kleinere Zusatznocken könnte statt dieser Positionierung auch auf den Beginn des Ausschietaktes gelegt werden, woraus durch höheren Zylinderdruck bei Ventilöffnen eine größere Abgasmenge in das Saugrohr geschoben würde und das Abgas durch die längere Verweildauer im Saugrohr mehr Zeit zum Abkühlen hätte. Das frühe Öffnen aller Gaswechselventile würde allerdings durch schnellen Abbau des Zylinderdrucks einen Wirkungsgradnachteil mit sich bringen mit der Folge eines Anstiegs des spezifischen Kraftstoffverbrauchs. Alternativ könnte die Zusatzventil-Steuerzeit auf das Ende des Ausschietaktes gelegt werden, woraus aber die Notwendigkeit sehr großer Zusatznocken und eine kurze Abkühlzeit des Abgases im Saugrohr abgeleitet werden kann. Diese Phasenlage kann bei Verwendung konventioneller Nockenwellen zur Ventilbetätigung aus fertigungstechnischen Gründen nicht realisiert werden. Unter Einbeziehung dieser Effekte und aus der abgeschätzten notwendigen Abgasrückführrate für den Motorbetrieb mit Zusatznocken definierten Ventilerhebung wird der Zusatznocken auf der Einlassnockenwelle folgendermaßen festgelegt:

Der maximale Ventilhub beträgt 3 mm mit einer Lage des maximalen Ventilhubes bei 250 °KW und einer Öffnungsdauer von 100 °KW bezogen auf 1 mm Ventilhub. Die Nockenauslegung erfolgt als ruckfreier Nocken. Die maximalen Geschwindigkeiten, Beschleunigungen und Aufsetzgeschwindigkeiten dürfen die bei einer Motordrehzahl von 2000 1/min am Originalnocken auftretenden Werte nicht überschreiten. Zur Fertigung der Nockenwelle werden die Nocken einer Seriennockenwelle abgeschliffen und neues Material im Aufspritzverfahren aufgetragen. Anschließend erfolgt das Schleifen der Nockengeometrie mit Zusatznocken.

Abbildung 6.57 verdeutlicht den sich ergebenden Ventilhubverlauf für Einlass- und Auslassventil bei maximal möglichem Ventilhub durch den Zusatznocken der Einlassnockenwelle zur Vorlagerung von Abgas im Saugrohr.

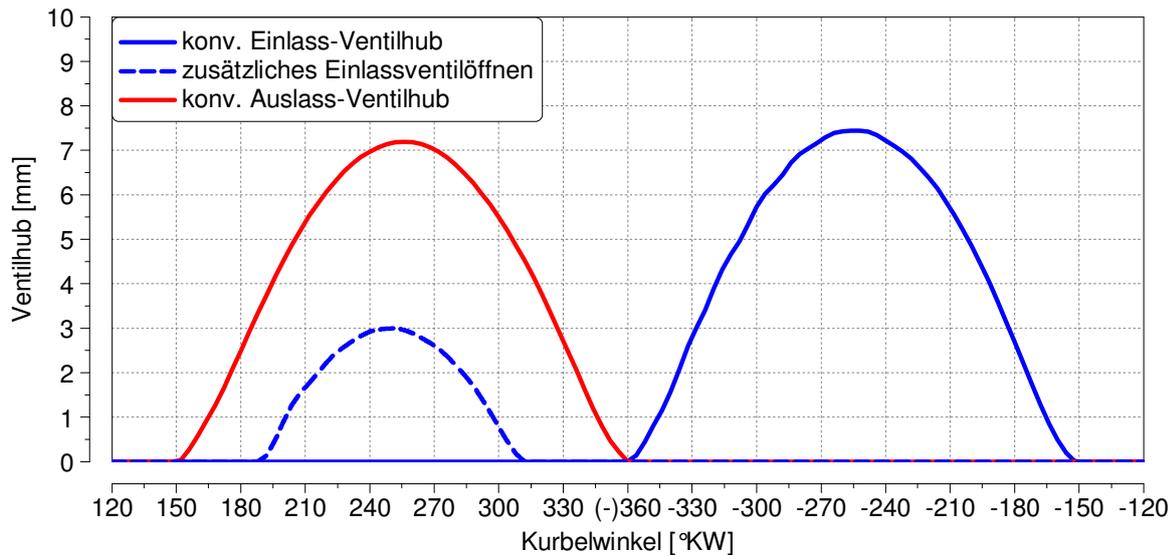


Abbildung 6.57 Ventilhubverlauf konventionelles Auslassventil und Einlassventil mit Zusatznocken

Da es sich bei dem Versuchsträger um einen Einzylindermotor handelt, ist es ausreichend, die Nockenform nur auf die Nocken aufzutragen die für die Steuerung der Ventile des ersten Zylinders notwendig sind.

Abbildung 6.58 zeigt die modifizierte Einlassnockenwelle mit Zusatznocken.

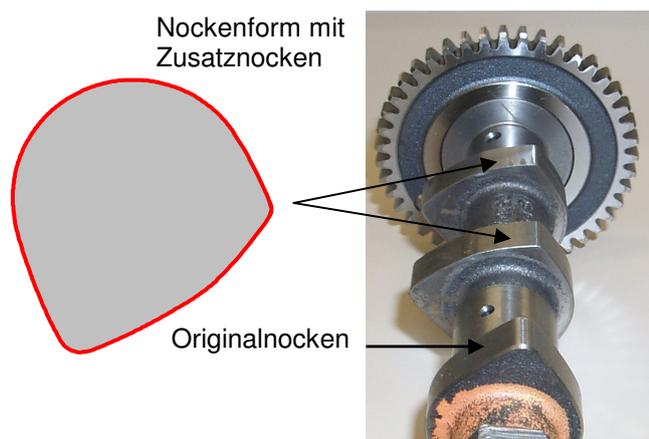


Abbildung 6.58 Einlassnockenwelle mit Zusatznocken

Zur Beurteilung der über Vorlagerung von Abgas im Saugrohr erzielten Abgasrückführung erfolgt wiederum eine Untersuchung der Betriebspunkte 2000 1/min und $p_{mi} = 4 \text{ bar} / 6 \text{ bar} / 8 \text{ bar}$. Eine Variation der AGR-Rate wird über eine kontinuierliche Vergrößerung des Zusatzventilhubes realisiert. Die maximale Abgasrückführrate ist bei vollständiger Öffnung des Ventils durch den Zusatznocken erreicht. Die Ergebnisse des niedrigen Lastpunktes werden ausführlich beschrieben und die beiden höheren Lastpunkte werden zusammenfassend gezeigt.

Abbildung 6.59 erklärt den Einfluss der Abgasvorlagerung im Saugrohr auf das Emissionsverhalten im Vergleich zu konventioneller externer Abgasrückführung und zu interner Abgasrückführung durch Restgasverdichtung.

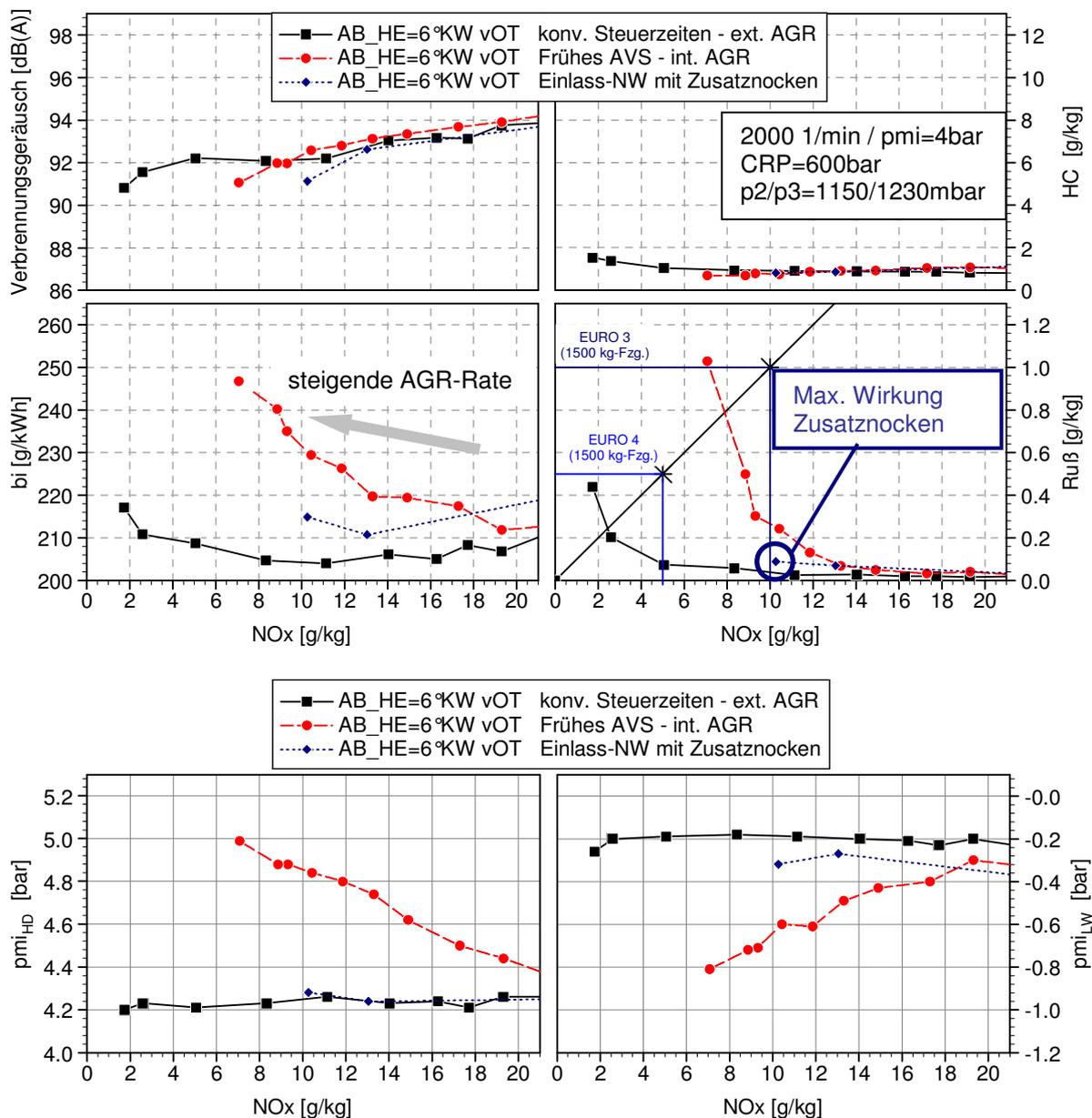


Abbildung 6.59 Einfluss externe AGR, interne AGR und Vorlagerung von Abgas im Saugrohr

Im Vergleich zur internen AGR mit Restgasverdichtung zeichnet sich sowohl im Ruß- und NO_x-Emissionsverhalten als auch im spezifischen Kraftstoffverbrauch ein Potenzial der Abgasvorlagerung im Saugrohr ab. Die Ladungswechselverluste sind etwa 0,15 bar höher als bei konventioneller externer AGR, worin der 4 % höhere Kraftstoffverbrauch begründet liegt. Auch

im Verbrennungsgeräusch ist tendenziell eine Absenkung erkennbar. Der letzte Punkt der AGR-Variation durch Abgasvorlagerung im Saugrohr erreicht die 1/10-Auslegungsgerade nicht, da der Zusatznocken das Einlassventil maximal öffnet, die Abgasrückführrate jedoch zur NO_x-Senkung nicht ausreichend ist.

Zur Darstellung genügend großer AGR-Raten wird der Zusatznocken entsprechend **Abbildung 6.60** an den Beginn der Auslassventilerhebung gelegt.

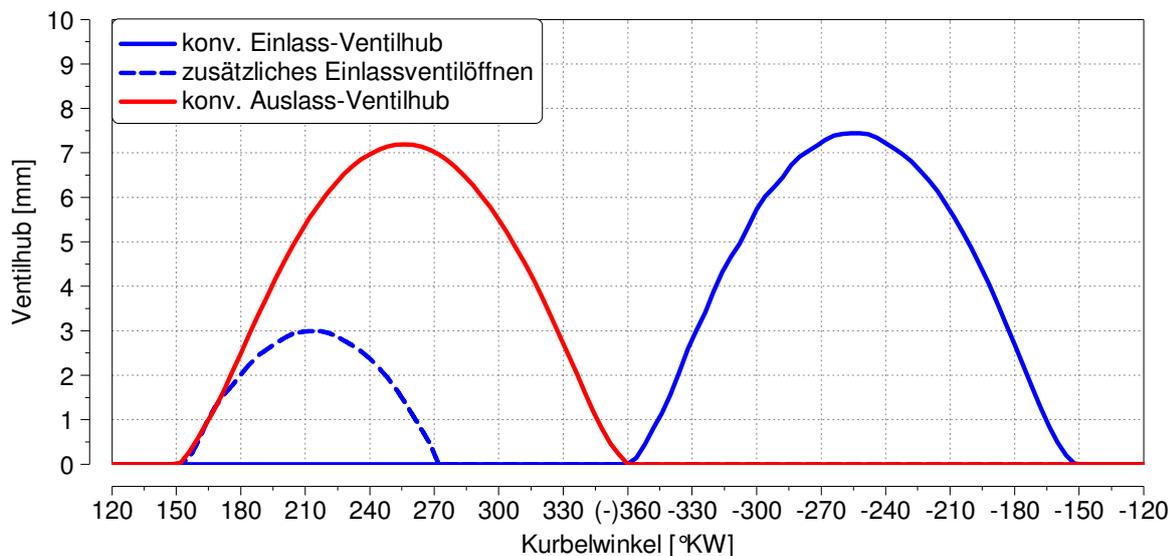


Abbildung 6.60 Ventilhubverlauf konventionelles Auslassventil und Einlassventil mit Zusatznocken Version 2

Abbildung 6.61 zeigt die sich ergebenden Effekte auf das Emissionsverhalten und den Ladungswechsel des Versuchsmotors mit der zweiten Zusatznocken-Variante.

Der 3 mm große Zusatznocken auf der Einlassnockenwelle zu Beginn des Auslassventilhubs ist ausreichend zur Darstellung der nötigen Abgasrückführrate. Wie sich in Abbildung 6.59 bereits abzeichnete, ist das NO_x-Emissionsniveau mit 5,4 g/kg im Trade-off Punkt deutlich niedriger als das Emissionsniveau bei Restgasverdichtung, ist aber aufgrund höherer AGR-Temperatur noch immer um mehr als Faktor zwei höher als die Basis mit konventioneller Ventilsteuerung und externer Abgasrückführung. Die Verbesserung gegenüber der Restgasverdichtung ist in der Abkühlung des Abgases im Saugrohr sowie in der Erzeugung von Ladungsbewegung beim Rücksaugen durch die Einlasskanäle begründet.

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

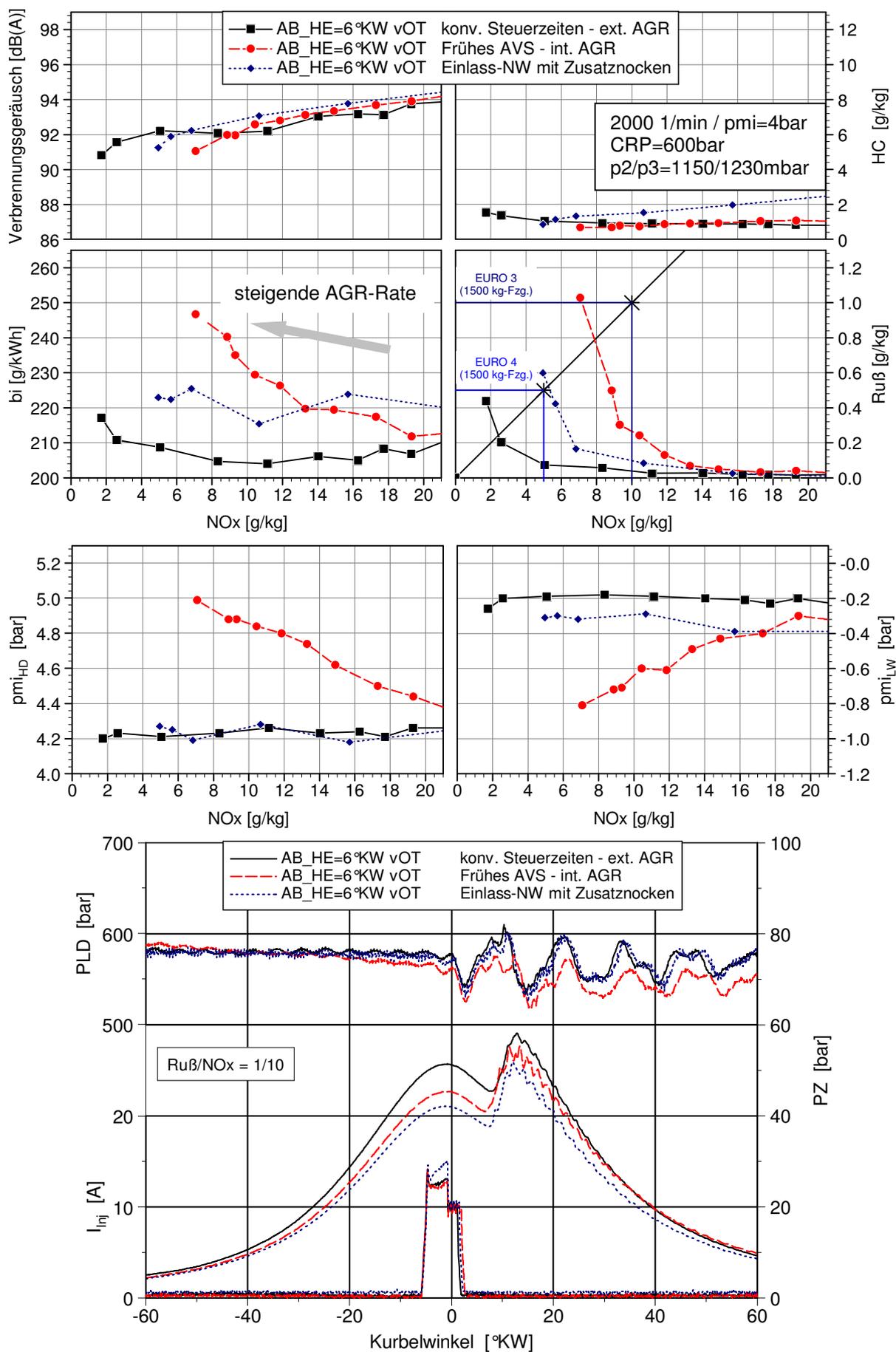


Abbildung 6.61 Einfluss externe AGR, interne AGR und Vorlagerung von Abgas im Saugrohr – Einlassnockenwelle Version 2

Die Zylinderfüllung wird durch eine Behinderung der Einströmung von Frischluft durch das während des Ausschubens mit entgegengesetzter Strömungsrichtung in das Saugrohr geschobene Abgas negativ beeinflusst. Daraus resultiert wiederum ein längerer Zündverzug mit positiver Wirkung auf die Rußbildung und negativer Wirkung auf das Verbrennungsgeräusch. Der indizierte spezifische Kraftstoffverbrauch liegt etwa 5 % über der Basis mit externer AGR, begründet durch die etwas höhere Ladungswechselarbeit.

6.4.2 Rücksaugen von Abgas aus dem Auslasskanal

Alternativ zur Vorlagerung von Abgas im Saugrohr kann eine dynamisch sehr schnell einstellbare Abgasrückführung erzielt werden, indem das Auslassventil während der Einlassphase kontrolliert geöffnet wird und eine bestimmte Abgasmenge in den Brennraum zurückgeschoben wird. Diese Variante wurde mit einer Auslassnockenwelle mit Zusatznocken untersucht; den Ventilhubverlauf zeigt **Abbildung 6.62**.

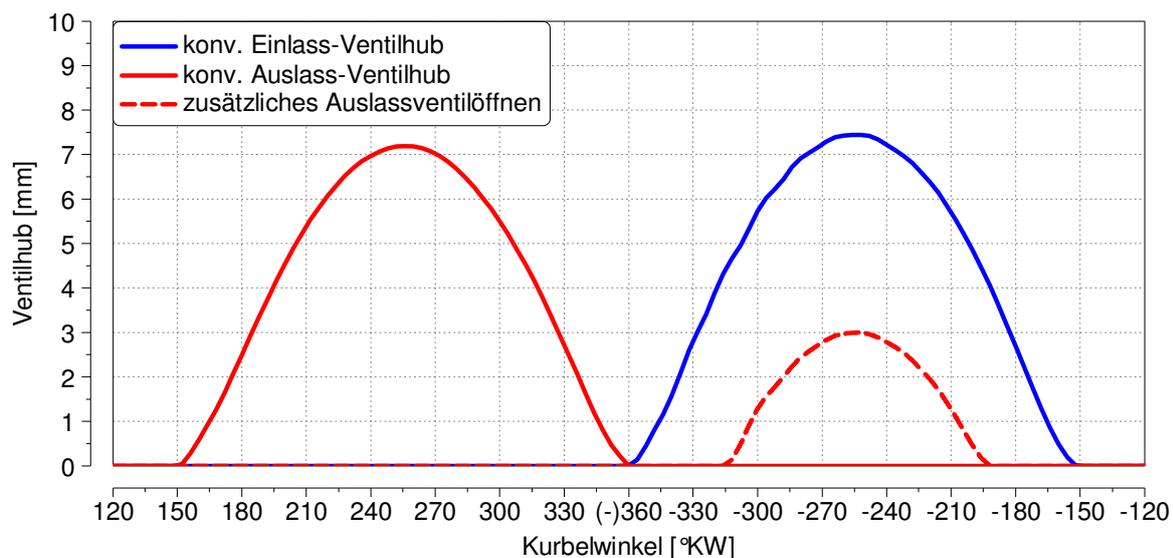


Abbildung 6.62 Ventilhubverlauf Auslassventil mit Zusatznocken und konventionelles Einlassventil

Abbildung 6.63 gibt Aufschluss über die Ergebnisse des Rücksaugens von Abgas aus dem Auslasskanal verglichen mit konventioneller externer AGR und interner AGR durch Restgasverdichtung bei 2000 1/min und $p_{mi} = 4$ bar.

In Gegenüberstellung zur internen AGR durch Restgaskompression kann bei Anwendung interner AGR durch Rücksaugen von Abgas aus dem Auslasskanal die Füllung deutlich verbessert werden.

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

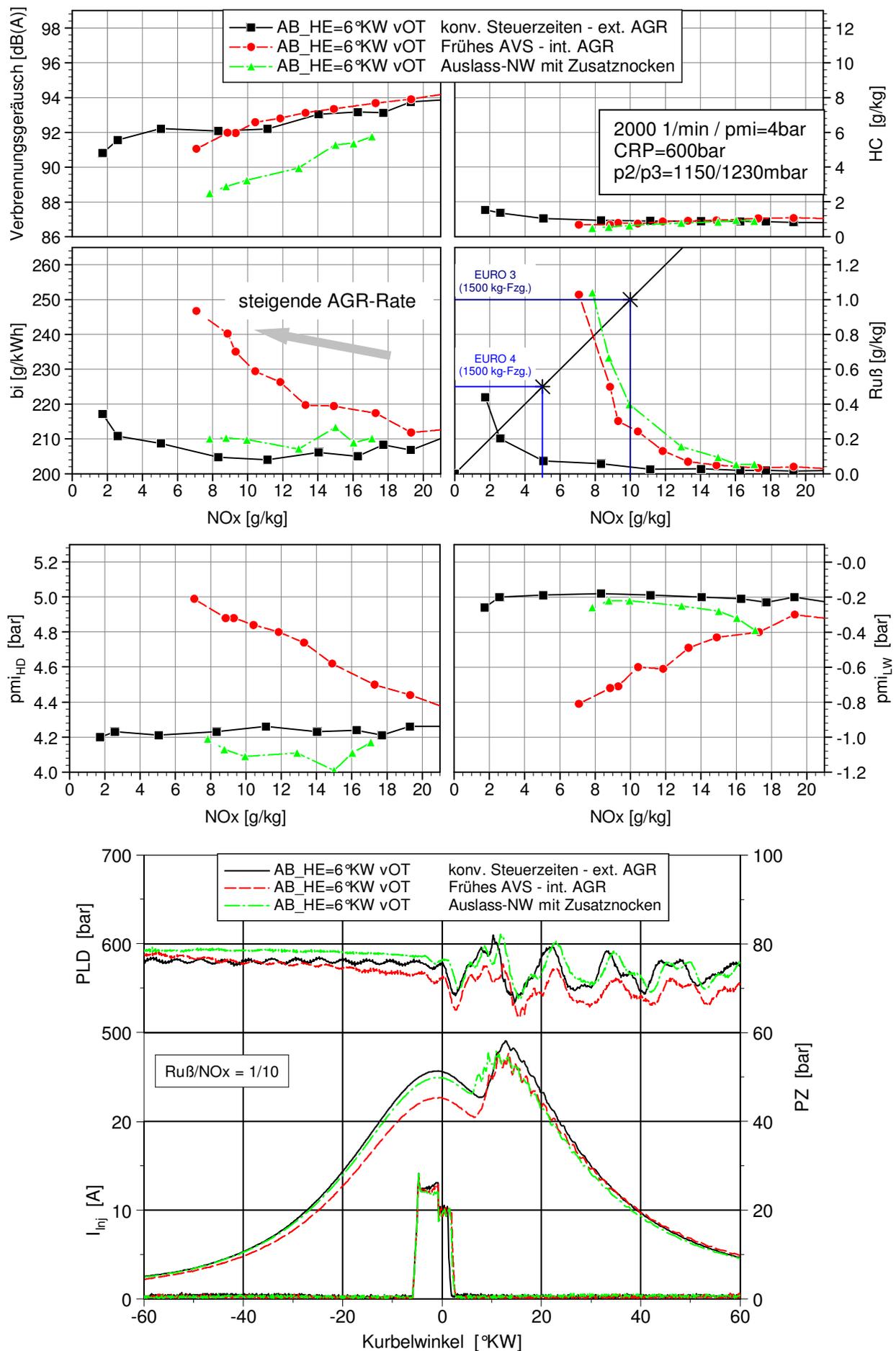


Abbildung 6.63 Einfluss externe AGR, interne AGR und Rücksaugen von Abgas aus dem Auslasskanal

Die Auslassventile müssen zur Darstellung der internen AGR nicht früher geschlossen werden, was ein vollständiges Ausschleichen der Abgase im Ladungswechsel zur Folge hat. Außerdem werden die Erwärmung der Luft und die Behinderung der Strömung im Saugrohr durch eine Expansion von Restgas in das Saugrohr oder eine Vorlagerung von Abgas im Saugrohr vermieden, wodurch die einströmende Luftmasse erhöht wird. Der durch eine verbesserte Füllung gesteigerte Kompressionsenddruck bewirkt in Verbindung mit der hohen Temperatur der aus dem Abgassystem rückströmenden Abgase einen deutlich kürzeren Zündverzug, welcher sich positiv auf das Verbrennungsgeräusch auswirkt. Die Ladungswechselverluste werden durch die Vermeidung einer Restgaskompression merklich abgesenkt, was sich in einem Kraftstoffverbrauch niederschlägt, der annähernd auf dem Niveau der externen AGR liegt.

Die verbesserte Füllung und die geringere in den Brennraum eingespritzte Brennstoffmasse erhöhen das bei niedriger Last bereits hohe Luftverhältnis zusätzlich, woraus eine Minderung der Rußemissionen zu erwarten wäre. Das Rücksaugen des Abgases durch die Auslasskanäle während der Einlassphase behindert allerdings die Ausbildung einer Drallströmung der in den Brennraum einströmenden Luftmasse. Die sich daraus ergebende schlechtere Gemischaufbereitung senkt das lokale Luftverhältnis, wodurch die Rußemissionen wiederum ansteigen. Der verkürzte Zündverzug erhöht den Anteil der Diffusionsverbrennung und bewirkt ebenfalls eine Steigerung der Rußemissionen, was zu einer Abnahme der AGR-Verträglichkeit führt. Insgesamt zeigt sich eine Verschlechterung des Ruß/NO_x-Emissionsniveaus um weitere 6 % im Vergleich zur internen AGR durch Restgasverdichtung.

Abbildung 6.64, 6.65 und 6.66 stellen zusammenfassend das Potenzial der Abgasvorlagerung im Saugrohr und des Rücksaugens von Abgas aus dem Auslasskanal in den drei untersuchten Lastpunkten dar.

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

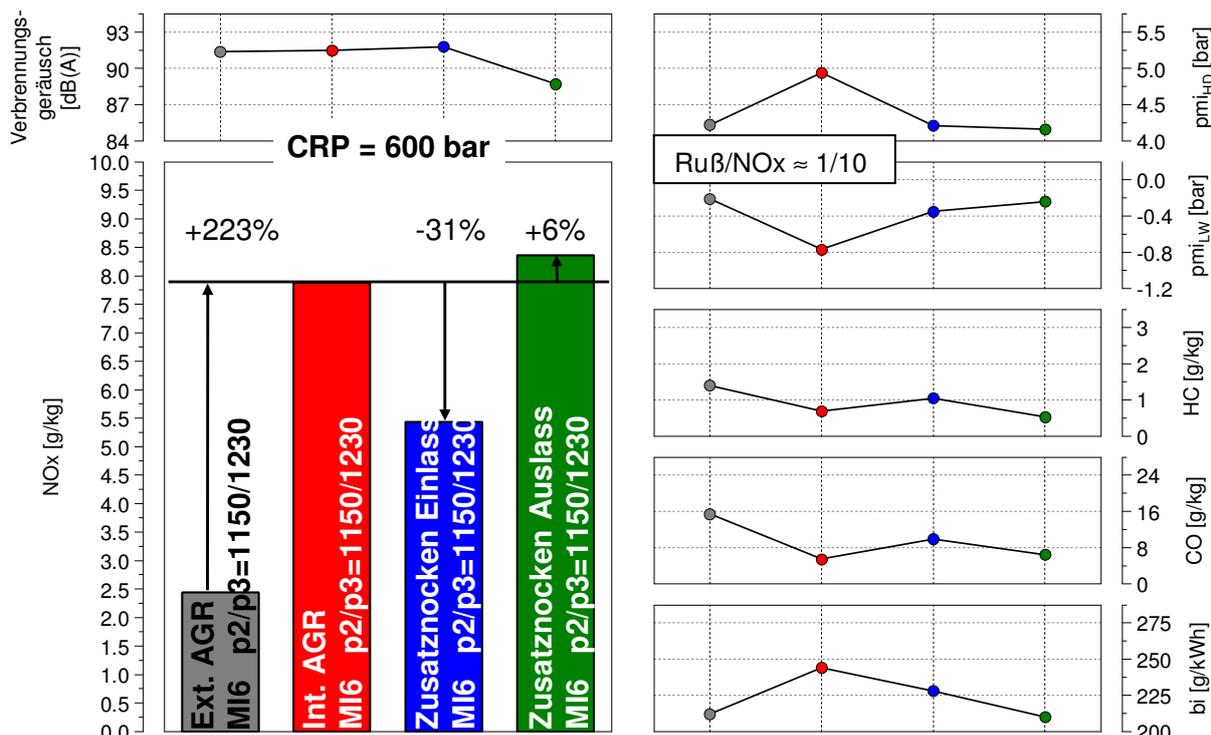


Abbildung 6.64 Einfluss der Abgasrückführung über zusätzliches Ventilöffnen im Lastpunkt 2000 1/min und $p_{mi}=4$ bar

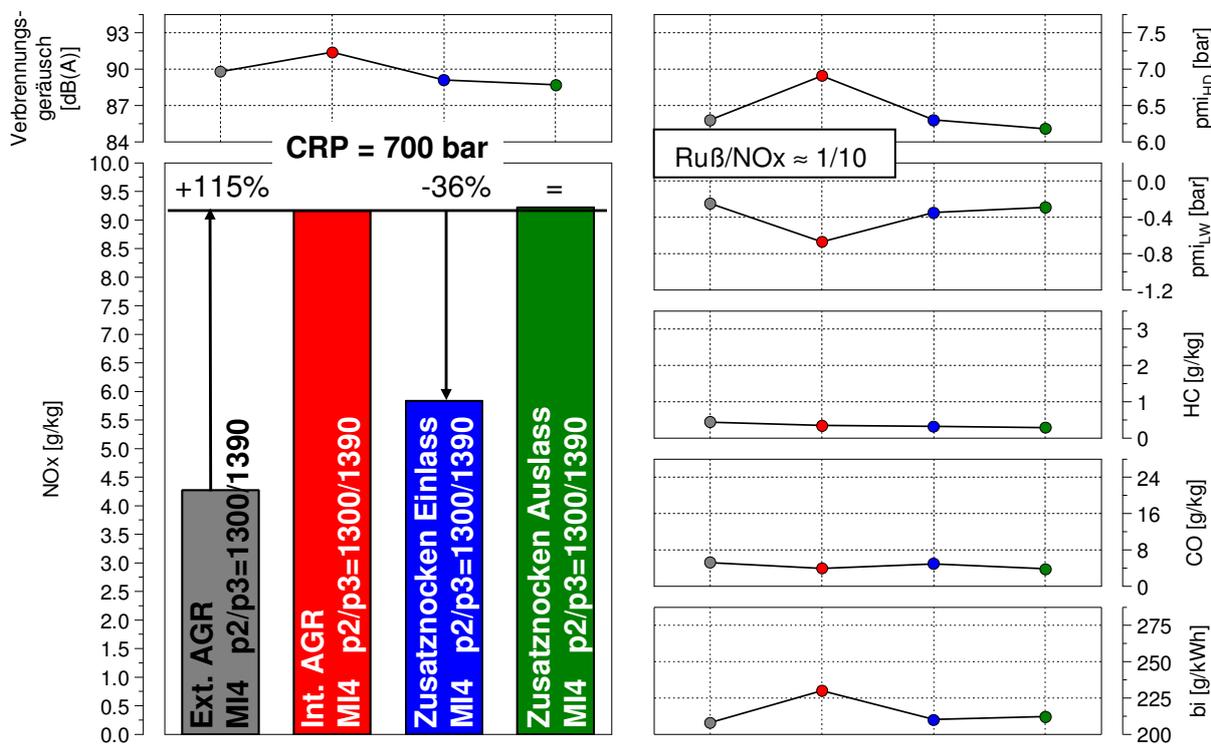


Abbildung 6.65 Einfluss der Abgasrückführung über zusätzliches Ventilöffnen im Lastpunkt 2000 1/min und $p_{mi}=6$ bar

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

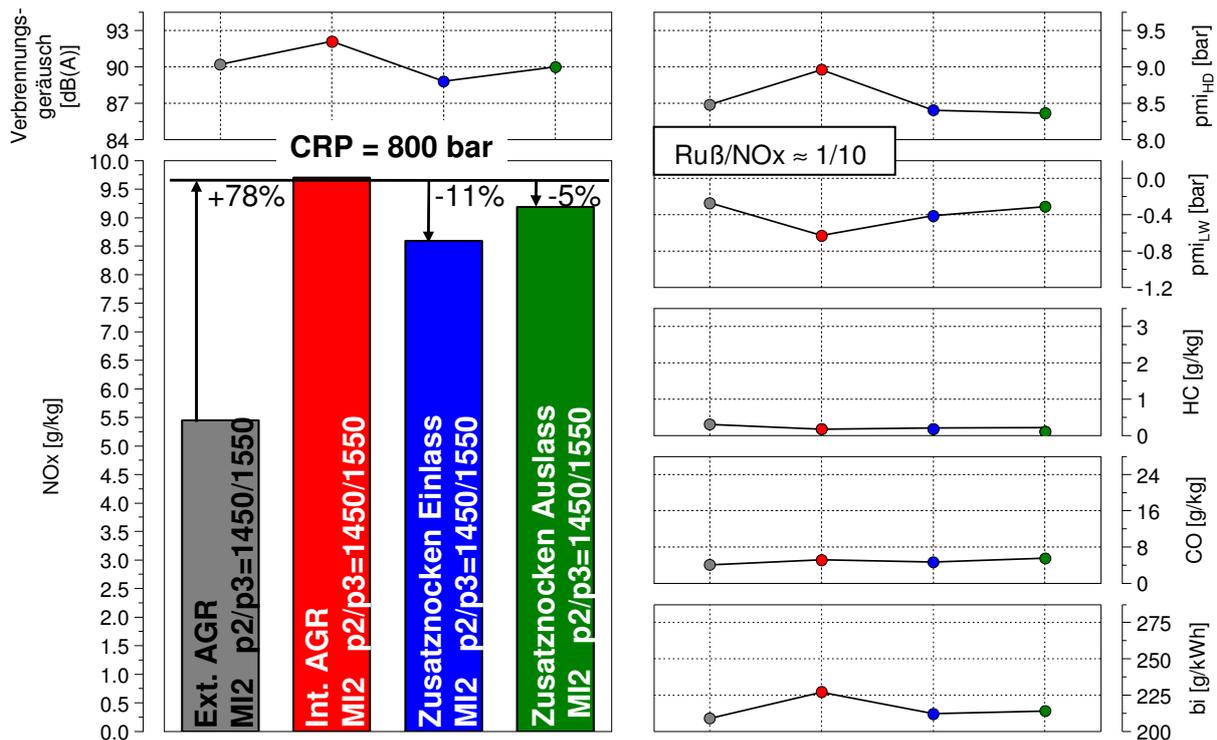


Abbildung 6.66 Einfluss der Abgasrückführung über zusätzliches Ventilöffnen im Lastpunkt 2000 1/min und pmi=8 bar

Wie im Betriebspunkt 2000 1/min und pmi = 4 bar bereits ausführlich diskutiert, kann im Vergleich zur Restgasverdichtung mit Abgasvorlagerung im Saugrohr das Emissionsniveau positiv beeinflusst werden, weist aber noch immer deutliche Nachteile gegenüber der Basis mit externer AGR auf. Die Strömungsbehinderung im Saugrohr ruft Nachteile im Ladungswechsel hervor, die den spezifischen Kraftstoffverbrauch um etwa 5% ansteigen lassen. Das Rücksaugen von Abgas aus dem Auslasskanal verhält sich neutral auf den Ladungswechselwirkungsgrad, beeinflusst aber durch Nachteile in der Drallausbildung im Brennraum und daraus resultierender, schlechterer luftseitiger Gemischbildung sowie durch eine Verkürzung des Zündverzugs aufgrund heißer Abgase und guter Zylinderfüllung negativ das Ruß/NO_x-Emissionsniveau.

Die beiden untersuchten Varianten der internen Abgasrückführung durch zusätzliches Ventilöffnen können durch Optimierung der Parameter Einspritzbeginn und Ladedruck hinsichtlich Emissionsausstoß wieder etwas verbessert werden. Das Potenzial beläuft sich auf eine vergleichbare Größenordnung wie bei der in Unterkapitel 6.3 beschriebenen Restgasverdichtung.

6.5 Emissionsabsenkung und Abgastemperaturmanagement im Niedriglastbereich

Die HC- und CO-Emissionen des dieselmotorischen Verbrennungsprozesses sind durch den vorhandenen Luftüberschuss in weiten Kennfeldbereichen als sehr gering einzustufen. Die dennoch im Abgas enthaltenen HC- und CO-Bestandteile werden in einem nachgeschalteten Oxidationskatalysator nahezu vollständig aufoxidiert.

Bei niedrigsten Lasten und in der Warmlaufphase des Motors kommt es jedoch durch unvollständige bzw. unvollkommene Verbrennung zu stark erhöhten HC- und CO-Emissionen, die bei Unterschreiten der zur Konvertierung notwendigen Mindesttemperatur im Oxidationskatalysator nicht aufoxidiert werden können. In diesen Bereichen sind Gegenmaßnahmen, wie beispielsweise AGR-Kühler mit variabler Kühlleistung oder Applikation von geringeren AGR-Raten notwendig, um die Verbrennung zu stabilisieren.

Deutlich kritischer müssen diesbezüglich homogene Brennverfahren mit wesentlich höheren AGR-Raten und darauf beruhend niedrigeren Prozesstemperaturen angesehen werden. Diese Konzepte weisen signifikant erhöhte HC- und CO-Rohemissionen bei gleichzeitig niedrigerem Abgastemperaturniveau auf.

Die nachfolgende Untersuchung soll das Potenzial des variablen Ventiltriebs zur HC- und CO-Absenkung erfassen. Dazu soll eine Steigerung der Verbrennungstemperatur mittels interner AGR erfolgen, um so die HC- und CO-Emissionen zu senken.

Die **Abbildungen 6.67, 6.68 und 6.69** zeigen Emissionsergebnisse und Druckverläufe eines Vergleichs von externer AGR mit interner AGR im Niedriglastpunkt 1000 1/min und $p_{mi} = 1,3$ bar. Entsprechend der Optimierungsschritte bei interner Abgasrückführung in Unterkapitel 6.3 wurde auch in diesem Fall neben der Kombination interner AGR mit konventioneller Einlasssteuerung die interne AGR mit spätem Einlassventilöffnen und mit einer Einlassnockenwellen-Phasenverschiebung kombiniert.

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

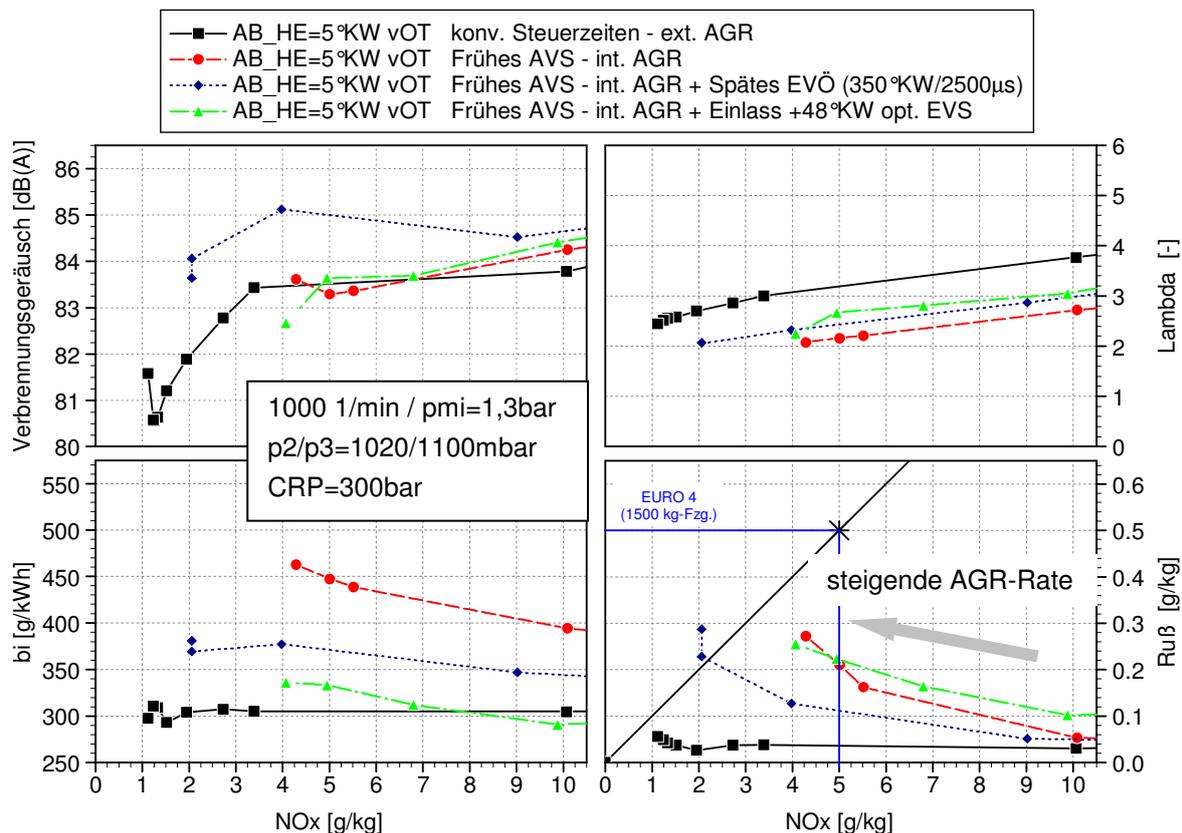


Abbildung 6.67 Einfluss interne AGR auf Emissionen im Niedriglastbereich

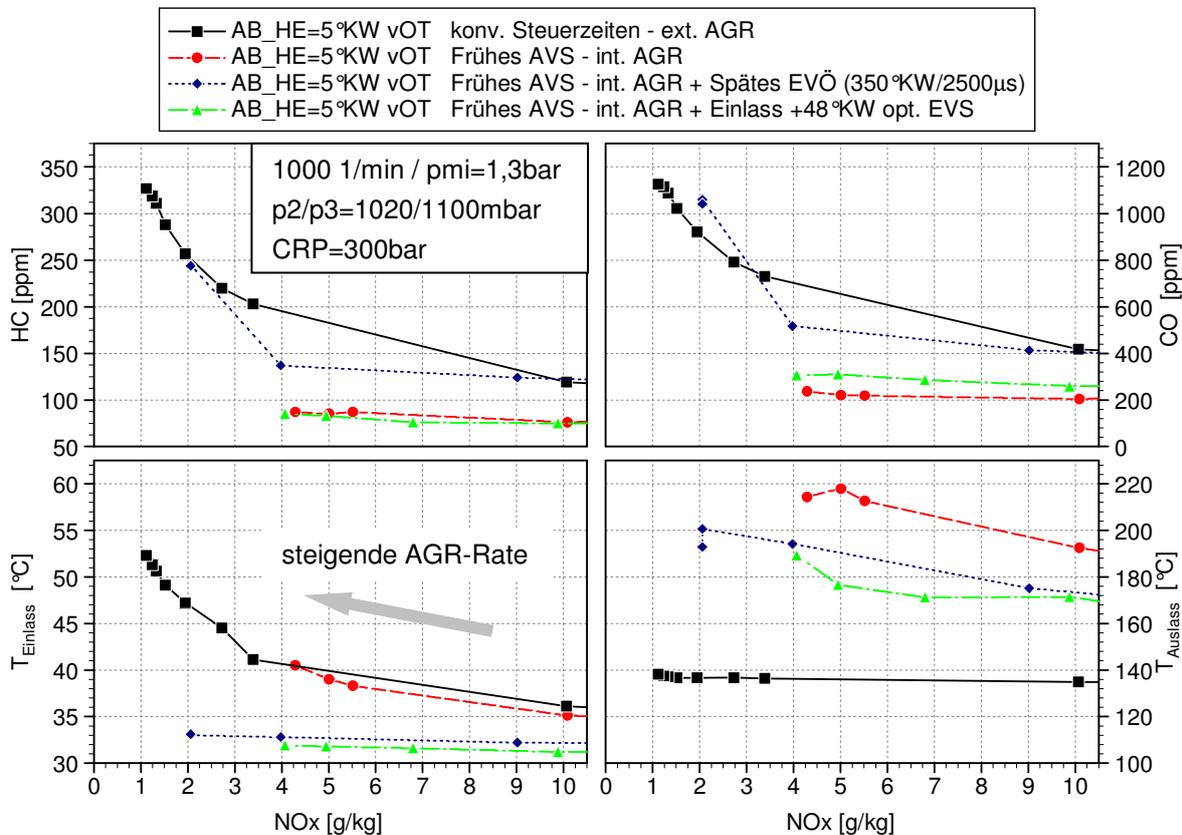


Abbildung 6.68 Einfluss interne AGR auf Temperaturen, HC- und CO-Emissionen im Niedriglastbereich

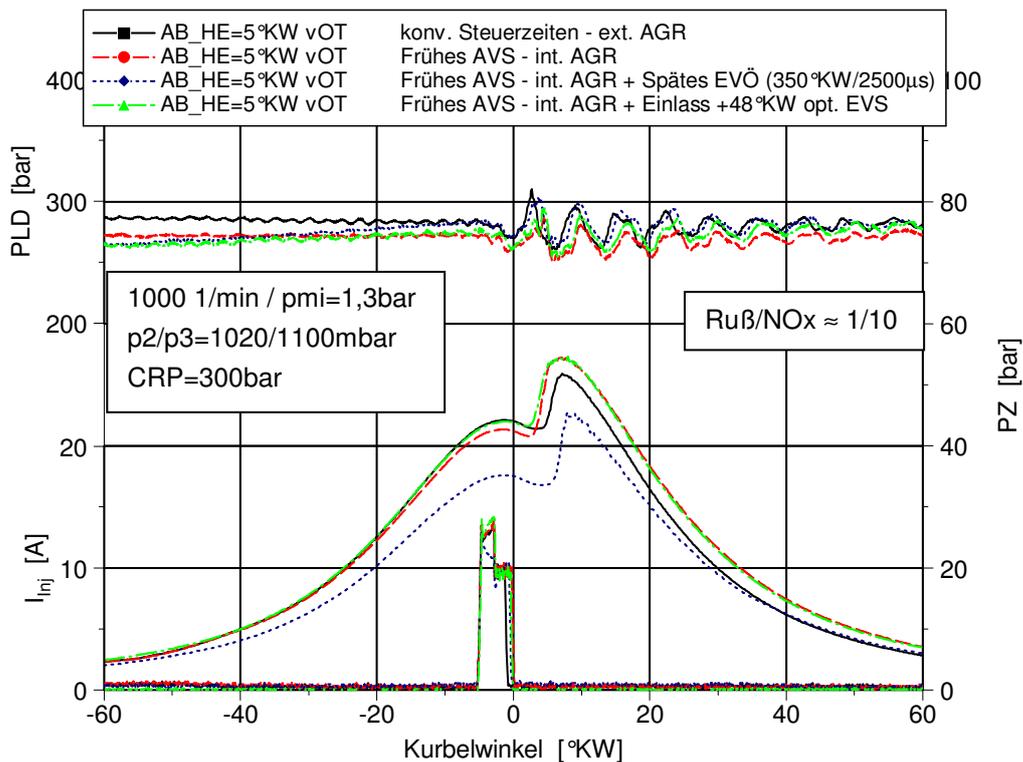


Abbildung 6.69 Einfluss interne AGR auf Zylinderdruck im Niedriglastbereich

Es wird deutlich, dass bei externer AGR und Niedriglast die HC-Emissionen mit über 300 ppm und die CO-Emissionen mit über 1000 ppm auf relativ hohem Niveau liegen. Die Ruß- und NO_x-Emissionen sind dagegen wegen hoher AGR-Verträglichkeit aufgrund eines hohen Homogenisierungsgrades durch lange Zündverzüge und kurze Einspritzdauern sehr gering.

Durch die Anwendung der internen AGR im Niedriglastbereich kann eine signifikante Absenkung der HC- und CO-Emissionen erreicht werden. Dies ist in der Erhöhung des Brennraumtemperaturniveaus durch das heiße Restgas begründet. Auf diese Weise wird die Gemischaufbereitung verbessert, was zu einer vollständigeren bzw. vollkommeneren und damit HC- und CO-ärmeren Verbrennung führt. Infolge des schlechten Ladungswechselwirkungsgrads bei interner AGR steigt der Kraftstoffverbrauch stark an.

Die Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs kann durch die zusätzliche variable Einlassventilsteuerung teilweise kompensiert werden. Mittels spätem Öffnen der Einlassventile und damit einer Restgasexpansion wird der Ladungswechselwirkungsgrad verbessert. Gleichzeitig wird der Kompressionsenddruck durch geringere Zylinderfüllung gesenkt und damit der Zündverzug verlängert. Dieses Vorgehen bewirkt die Senkung der Rußemissionen. Die HC- und CO-

Emissionen steigen wegen der ungünstigeren Verbrennung wieder an. Die Spätverstellung der Einlassventil-Steuerzeit führt zu dem besten Kompromiss hinsichtlich Kraftstoffverbrauchsanstieg und Absenkung der HC- und CO-Emissionen, da das im Ladungswechsel-OT komprimierte Restgas wirkungsgradgünstig im Brennraum expandiert, aber die Zylinderfüllung nur unwesentlich negativ beeinträchtigt wird.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass durch interne Abgasrückführung mittels Restgasverdichtung kombiniert mit einer Spätverschiebung der Einlassventil-Steuerzeit die HC- und CO-Emissionen bei niedriger Motorlast um mehr als 50% gesenkt werden können, ohne signifikante Nachteile im spezifischen Kraftstoffverbrauch in Kauf nehmen zu müssen. Das Ruß/NO_x-Emissionsniveau wird durch das heiße Restgas erhöht, ist aber immer noch auf einem niedrigen Niveau und bei der niedrigen Motorlast mit geringen Kraftstoffdurchsätzen weniger kritisch als in höheren Lastpunkten.

Ein weiterer interessanter Aspekt der internen AGR im Niedriglastbereich zeigt sich bei Betrachtung der Abgastemperatur. Durch die interne AGR mit Einlassnockenwellen-Phasenverschiebung kann diese um ca. 50 K angehoben werden. Dies ermöglicht die schnelle Erreichung der zur Konvertierung im Oxidationskatalysator notwendigen Oberflächentemperatur und kann im Rahmen des Abgastemperaturmanagements für Abgasnachbehandlungskonzepte und -strategien, wie beispielsweise für die Regeneration eines Dieselpartikelfilters Anwendung finden. Zur Regeneration eines Partikelfilters wird die Filtertemperatur durch eine Anhebung der Abgastemperatur soweit gesteigert, dass die angelagerten Rußpartikel abgebrannt werden können. Die für eine Regeneration nötige Aktivierungstemperatur von etwa 600 °C am Filtereingang wird drehzahl- und lastabhängig durch verschiedene Maßnahmen, wie das Einbringen von Nacheinspritzungen und das Androsseln des Motors erreicht, [2]. Diese Temperatursteigerung kann in niedrigen Lastpunkten allein durch die interne AGR nicht erreicht werden. Dennoch bietet sich die Möglichkeit, Regenerationsbereiche auszudehnen oder zusätzlich nötige kraftstoffverbrauchssteigernde Maßnahmen einzuschränken. Der für die Regeneration benötigte Sauerstoffgehalt im Abgas von mehr als 5% ist auch bei interner AGR gegeben.

6.6 Kombination aus externer und interner Abgasrückführung

Alle bisher untersuchten Strategien zur Realisierung einer dynamisch schnell und exakt einregelbaren Abgasrückführung durch variable Ventilhubstrategien wiesen gegenüber der heute eingesetzten externen und gekühlten Abgasrückführung signifikante Nachteile im Ruß/NO_x-Emissionskompromiss auf. Durch Strategien wie der Kombination der Restgasverdichtung mit einer nach spät verschobenen Einlassventil-Steuerzeit oder das Rücksaugen von Abgas aus dem Auslasskanal mittels Zusatznocken auf der Auslassnockenwelle gelang es, die interne AGR wirkungsgradneutral darzustellen und mit Hilfe von Anpassungen des Einspritzbeginns, der Ladungsbewegung und des Ladedrucks die zunächst auftretenden Emissionsnachteile teilweise wieder zu kompensieren. Weiterhin konnten Vorteile im Verbrennungsgeräusch und in den HC- und CO-Emissionen, begründet durch das heiße Restgas, herausgearbeitet werden. Da das derzeit wichtigste Optimierungsziel des Pkw-Dieselmotors jedoch die Senkung der Stickoxid- und Partikel-Emissionen zur Erreichung zukünftiger Abgasnormen darstellt, ist trotz des sich bietenden transienten Vorteils der internen AGR das stationäre Emissionsniveau bisher unzureichend. Da die Begründung der Ruß- und NO_x-Nachteile immer in Zusammenhang mit dem heißen Restgas steht, soll als weiterer Optimierungsschritt die Kombination eines gewissen Anteils externer und gekühlter Abgasrückführung zur Limitierung des Emissionsniveaus im stationären Motorbetrieb mit interner Abgasrückführung zur Erhaltung des dynamischen Vorteils der schnell und genau einregelbaren internen AGR durch die variable Ventilsteuerung untersucht werden.

Der Anteil der extern applizierten Abgasrückführtrate sollte nur so groß sein, dass es im transienten Motorbetrieb zu keinem Rußstoß aufgrund im Saugrohr angelagerten Abgases und sich somit einstellendem Sauerstoffmangel bei Lastanhebung kommt. Trotzdem soll dieser externe und gekühlte Anteil an rückgeführtem Abgas zu einer Absenkung der Emissionen im stationären Motorbetrieb führen, [5]. Die dynamische AGR-Anpassung bleibt gewährleistet durch den Anteil interner Abgasrückführung, da dieser Teil weiterhin zyklus aufgelöst eingestellt werden kann. Die **Abbildung 6.70** zeigt im Vergleich zu reiner externer und reiner interner AGR eine Variation interner Abgasrückführung bei applizierten externen Grund-AGR-Raten von 7 %, 9 %

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

und 11 %. Zur Vermeidung von Restgasexpansion in das Saugrohr wurde die Einlassnockenwelle um 16 °KW nach spät verschoben.

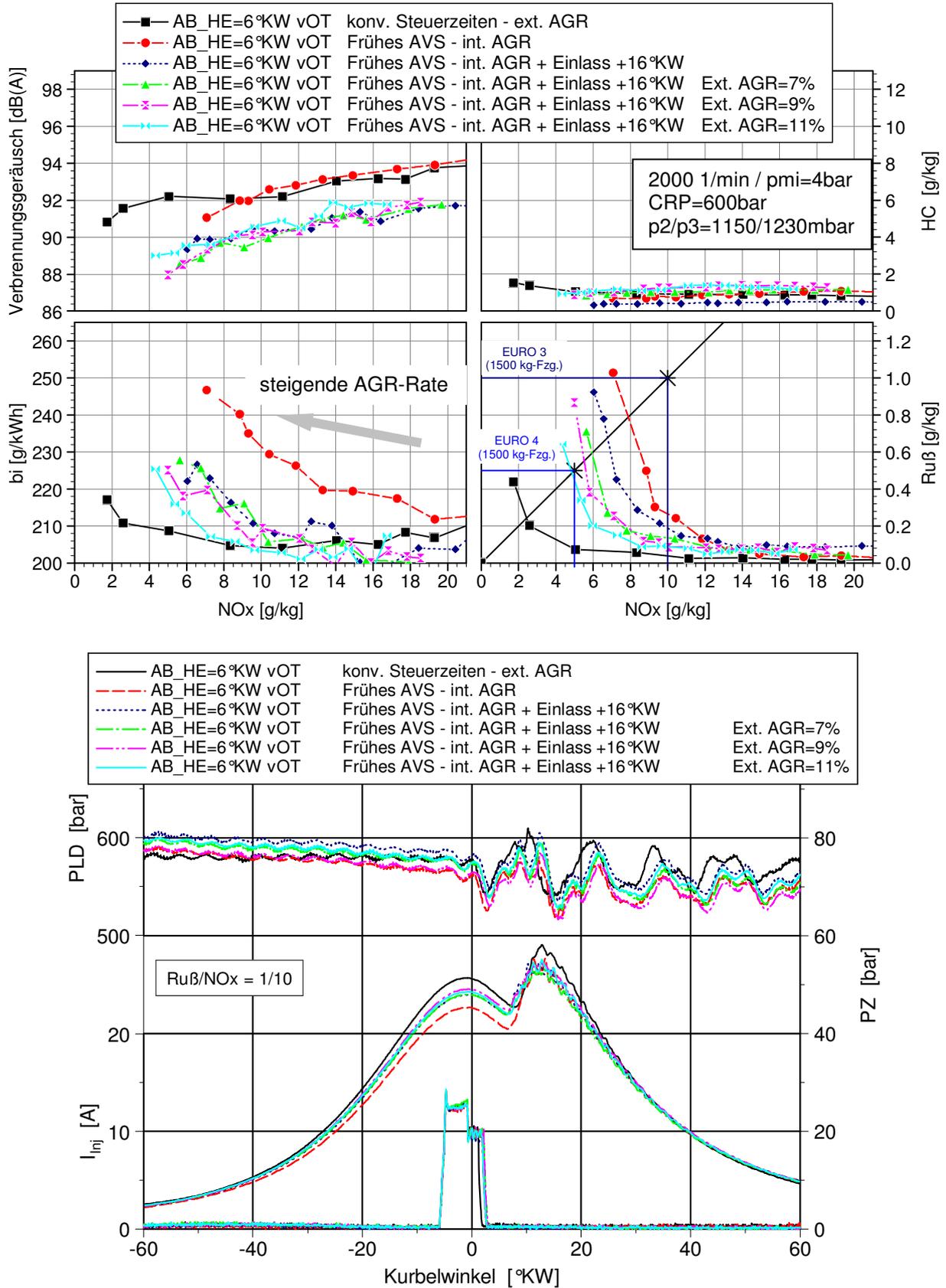


Abbildung 6.70 Einfluss der Kombination externer und interner AGR

Auch in diesem Fall wurde wieder der Betriebspunkt mit 2000 1/min und 4 bar indiziertem Mitteldruck mit identischen Randbedingungen wie in den Motorergebnissen zuvor betrachtet.

Durch den Anteil externer Abgasrückführung ist eine deutliche Verbesserung des Ruß/NO_x Trade-offs zu erkennen, welche in mehreren Ursachen begründet ist. Der Anteil gekühlter externer AGR vermindert den thermischen Drosseloeffekt, was eine verbesserte Zylinderfüllung zur Folge hat. Dadurch wird der Sauerstoffanteil im Brennraum erhöht und es entsteht weniger Ruß mit positiver Auswirkung auf die AGR-Verträglichkeit. Weiterhin trägt der externe AGR-Anteil zur Ladungsbewegung im Zylinder bei und verbessert so die Gemischbildung. Ein externer AGR-Anteil von 11 % führt bereits zu etwa 40 % niedrigeren Ruß/NO_x-Emissionen gegenüber der reinen internen AGR ohne Einlassnockenwellen-Phasenverschiebung. Durch den höheren Kompressionsenddruck aufgrund besserem Zylinderfüllungsverhalten und dem heißen internen AGR-Anteil wird der Zündverzug verkürzt. Die Folge ist eine Verbrennungsgeräuschreduzierung um etwa 3 dB(A). Die HC-Emissionen steigen gegenüber der reinen heißen internen AGR wieder leicht an. Im Kraftstoffverbrauch sind Nachteile gegenüber der Basis externer AGR zu erkennen, die in einer teilweisen Rückexpansion in das Saugrohr bei 16 °KW nach spät verschobener Einlassventil-Steuerzeit begründet sind. Entsprechend der jeweiligen internen Restgasmenge muss der Einlassöffnen-Zeitpunkt angepasst werden, um genau dann zu öffnen, wenn das komprimierte Restgas den Saugrohrdruck erreicht hat. Da bei dem Versuchsträger keine betriebspunktabhängige Einlassnockenwellen-Phasenverschiebung realisiert werden kann, wurde die 16 °KW-Verschiebung als konstanter Wert für diese Untersuchungen gewählt. Die wirkungsgradneutrale Darstellung interner AGR durch optimale Anpassung der Einlassventil-Steuerzeit wurde bereits in Unterkapitel 6.3.3 nachgewiesen und gilt auch für die Untersuchungen einer Kombination externer und interner Abgasrückführung.

Die **Abbildung 6.71** vermittelt die Ergebnisse mit einem späteren Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung der Varianten externer und interner AGR, um der Verkürzung des Zündverzugs durch das heiße Restgas und die optimierte Zylinderfüllung entgegenzuwirken und die Lage des Verbrennungsschwerpunktes anzupassen.

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

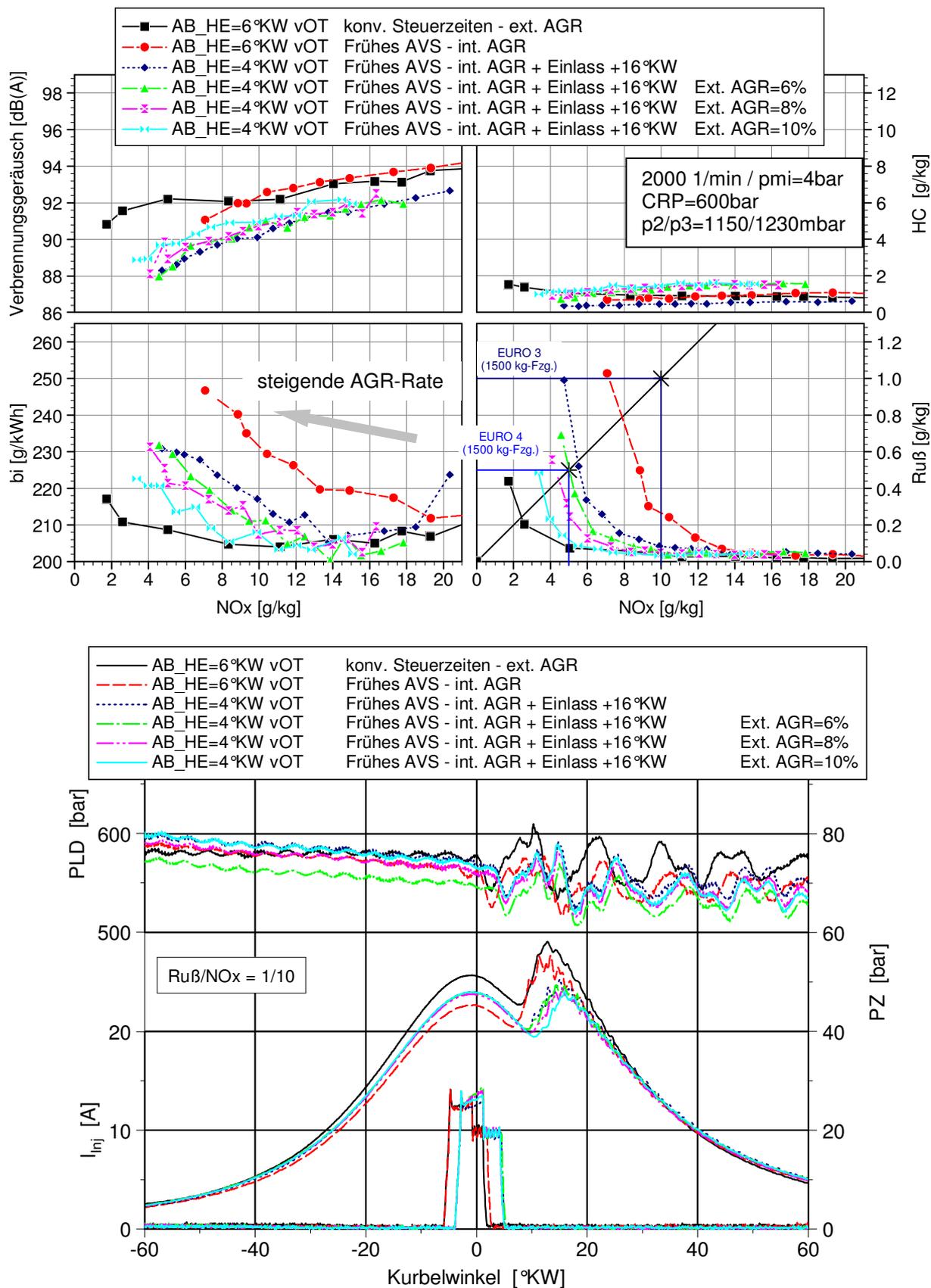


Abbildung 6.71 Einfluss der Kombination externer und interner AGR mit spätem Einspritzbeginn und optimiertem EVS

Begründet durch einen größeren rußarmen vorgemischten Verbrennungsanteil und reduzierter Diffusionsverbrennung kann mit dem späteren Einspritzbeginn eine weitere Senkung des Ruß/NO_x-Emissionsniveaus erzielt werden. Mit einem Anteil von 10 % externer Abgasrückführung wird in diesem Betriebspunkt bereits ein Emissionsniveau deutlich unter dem Euro 4 Grenzwert für ein 1500 kg-Fahrzeug erreicht. Der Nachteil im Kraftstoffverbrauch könnte größtenteils durch eine Optimierung der Einlassnockenwellen-Phasenverschiebung kompensiert werden. Die Verbesserung des Verbrennungsgeräusches verringert die Anforderungen an eine aus Geräuschgründen zu applizierende zündverzugsverkürzende Voreinspritzung. Dadurch ist bei gleichem Verbrennungsgeräusch der Variante mit rein externer AGR und der Variante mit kombinierter externer und interner AGR ebenfalls ein vergleichbares stationäres Abgasemissionsniveau zu erwarten.

Abbildung 6.72 zeigt den Ventilhubverlauf der Variante mit 10 % externer AGR im 1/10-Auslegungspunkt. Die Zumessung des externen AGR-Anteils erfolgt über das AGR-Ventil, für die Restgaskompression wird das Auslassventil frühzeitig geschlossen. Zur Vermeidung der Expansion in das Saugrohr wird die Einlassventil-Steuerzeit nach spät verschoben und zur Vermeidung des Ausschlebens von Zylinderladung nach dem unteren Totpunkt werden die Einlassventile über das *Lost Motion* System optimiert geschlossen.

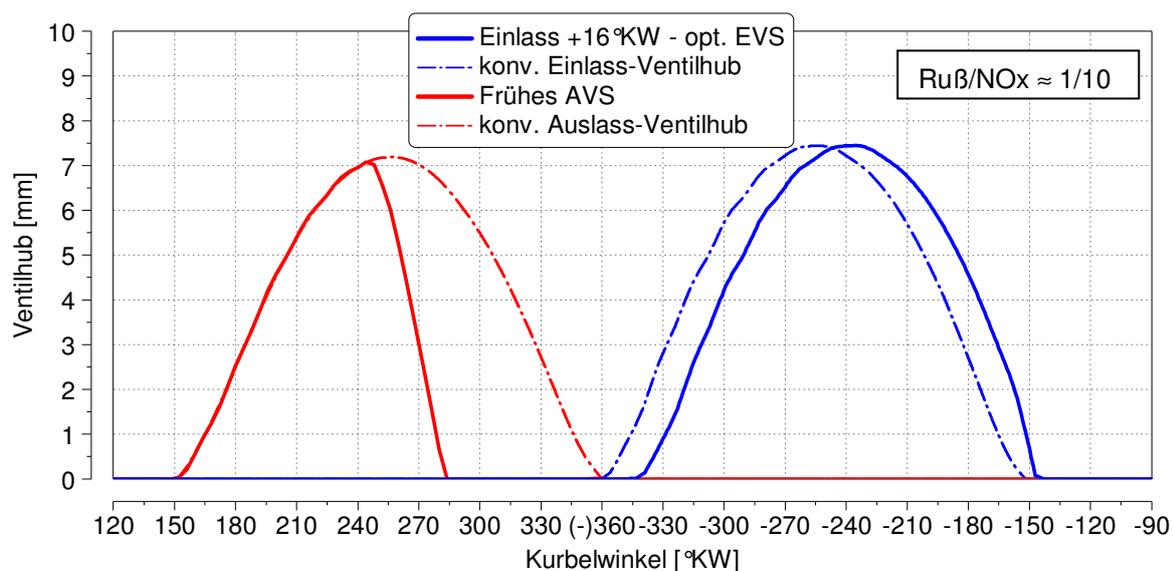


Abbildung 6.72 Steuerzeiten für die Kombination externer und interner AGR mit optimiertem EVS

Zusammenfassend zeigt **Abbildung 6.73** die Motorergebnisse des Betriebspunktes 2000 1/min und $\text{pmi} = 4 \text{ bar}$.

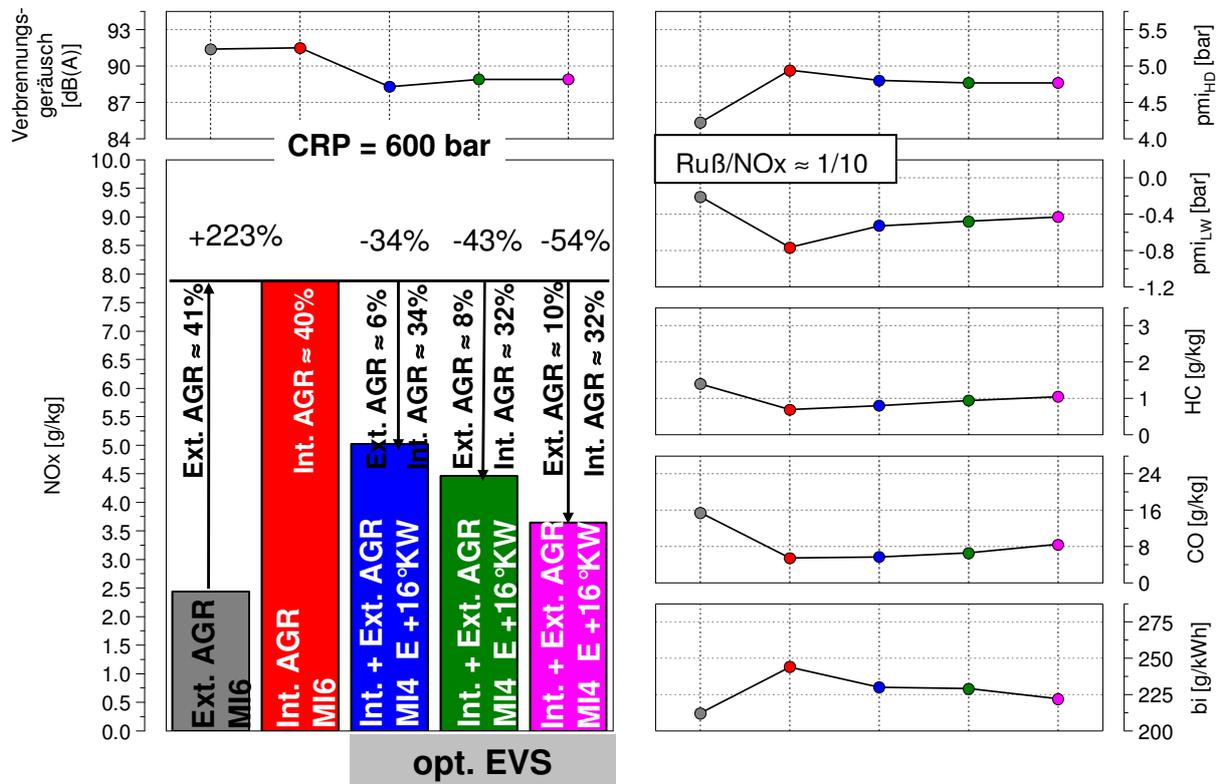


Abbildung 6.73 Einfluss der Kombination externer und interner AGR im Lastpunkt 2000 1/min und $\text{pmi}=4\text{bar}$

Betrachtet werden jeweils die Messpunkte im Ruß/NO_x Trade-off ($\text{Ruß}/\text{NO}_x = 1/10$). Der linke Diagrammteil zeigt die NO_x-Emissionen der Messungen. Der linke Balken stellt als Basis die konventionelle externe AGR dar. Bei der externen AGR sind zum Erreichen des Trade-offs 41 % AGR appliziert worden. Diese Variante bildet für die nachfolgenden Variationen die Referenz.

Der zweite Balken von links zeigt im Vergleich dazu das Emissionsergebnis der internen AGR durch spätes Auslassventilschließen. Bei 40 % interner AGR ist der Trade-off erreicht, das Emissionsniveau liegt dabei 223 % höher als bei der Variante der externen AGR.

Die anderen drei Balken entsprechen dem Emissionsergebnis bei einer Kombination aus interner und gekühlter externer AGR, wobei die Einlassnockenwelle zur Verbrauchsminimierung um 16 °KW nach spät verschoben wurde, um den internen Restgasanteil im Brennraum zu

expandieren. Durch stufenweise Erhöhung des externen AGR-Anteils von 6 % über 8 % auf schließlich 10 % konnte mit einem verbleibenden internen AGR-Anteil von 32 % im stationären Betrieb ein Ruß/NO_x-Emissionsniveau erreicht werden, dass mit 3,65 g/kg noch etwa 50 % über der externen AGR mit 2,44 g/kg liegt, allerdings bei einem Geräuschvorteil von 2,5 dB(A). Die bei rein externer AGR notwendige Voreinspritzung zur Reduzierung des Verbrennungsgeräusches würde das Abgasemissionsverhalten auf ein vergleichbares Niveau erhöhen. Der Kraftstoffverbrauch kann durch eine angepasste Phasenverschiebung der Einlassventil-Steuerzeit ebenfalls auf vergleichbarem Niveau gehalten werden.

Die **Abbildungen 6.74** und **6.75** zeigen zusammenfassend die Motorergebnisse der beiden Betriebspunkte höherer Last.

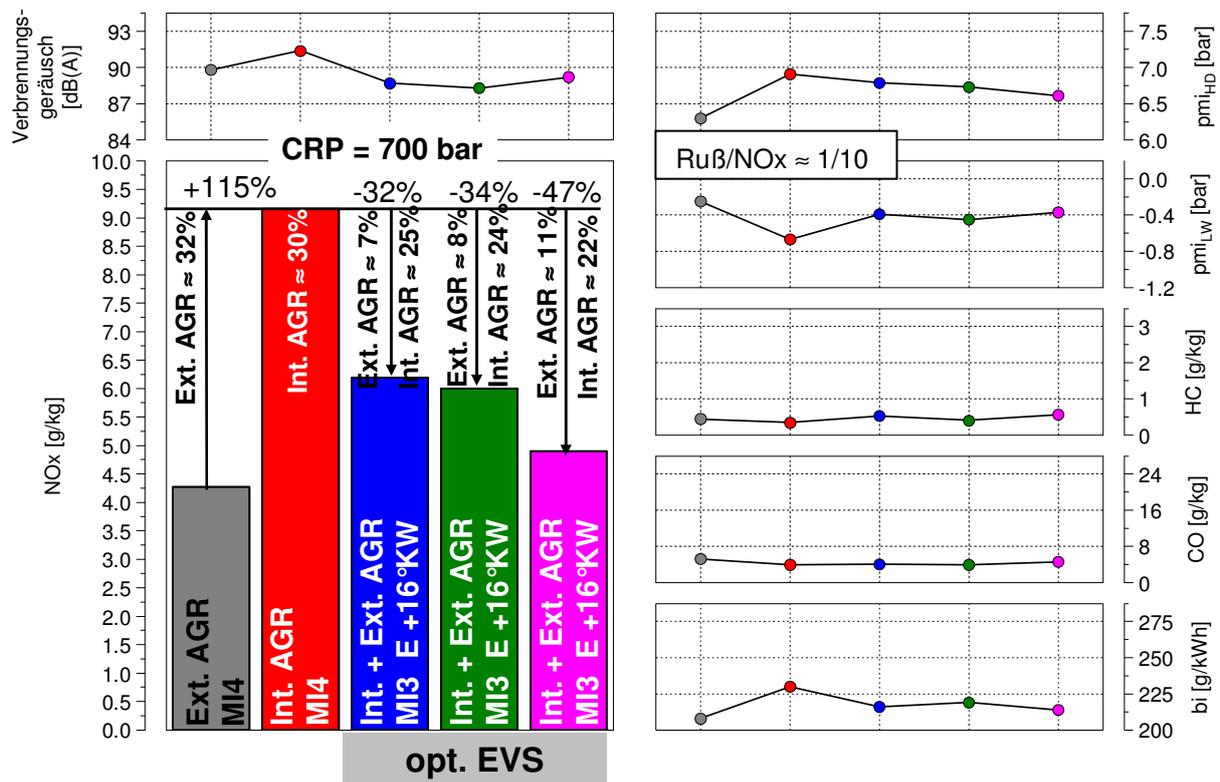


Abbildung 6.74 Einfluss der Kombination externer und interner AGR im Lastpunkt 2000 1/min und pmi=6bar

Im mittleren Lastpunkt sind grundsätzlich die gleichen Effekte wie im bereits ausführlich beschriebenen niedrigeren Lastpunkt erkennbar. Eine Kombination aus 11 % externer Abgasrückführung mit verbleibenden 22 % interner AGR führt stationär zu annähernd gleichem Emissionsverhalten. Der beachtliche

Anteil interner AGR würde im transienten Motorbetrieb zu einer Verbesserung der AGR-Dynamik durch zyklus aufgelöste Regelbarkeit führen.

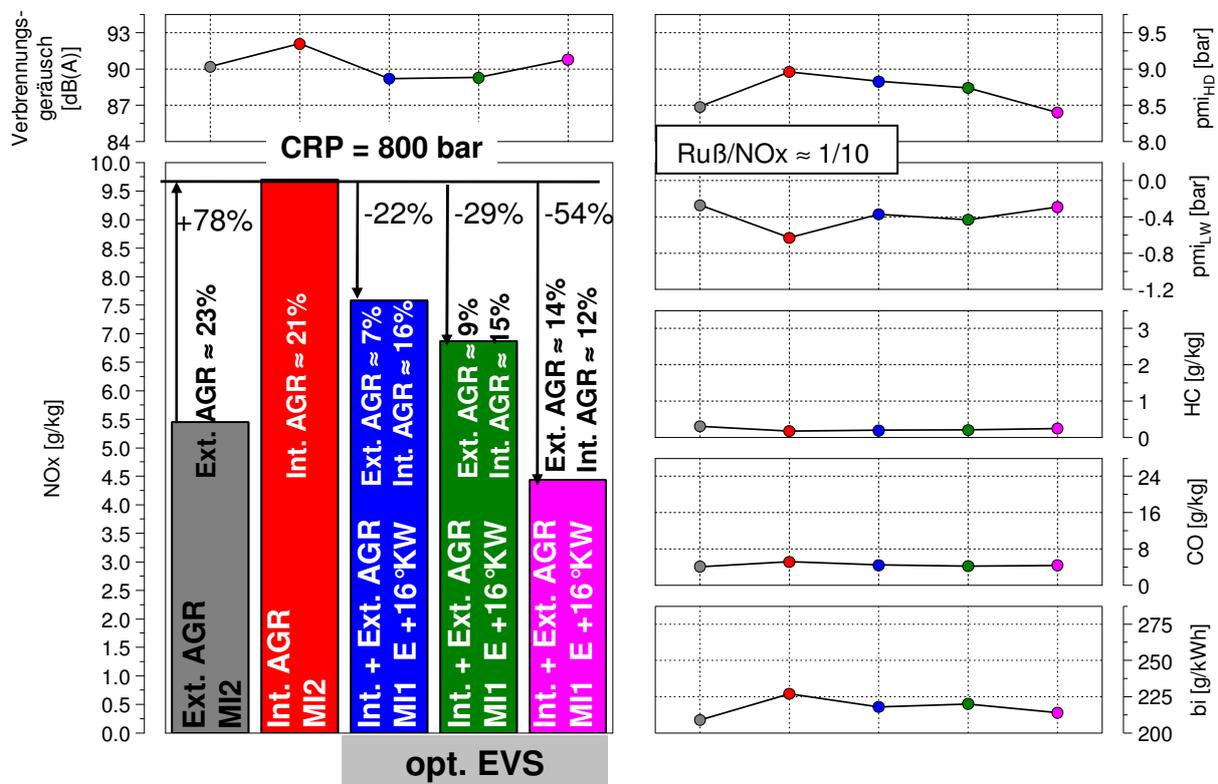


Abbildung 6.75 Einfluss der Kombination externer und interner AGR im Lastpunkt 2000 1/min und pmi=8bar

Auch im höheren Lastpunkt bestätigen sich die beschriebenen Erkenntnisse hinsichtlich der Kombination aus externer und interner AGR.

Mit der variablen Ventilsteuerung kann durch eine Restgasverdichtung mit adaptiertem Einlassventil-Öffnen und der Kombination mit einer relativ geringen externen Abgasrückführtrate stationär ein identisches Emissionsverhalten aufgezeigt werden. Die zyklus aufgelöste genaue Zumessung der internen AGR lässt dabei im dynamischen Motorbetrieb signifikante Vorteile erwarten.

Von besonderem Interesse könnte diese Methode auch bei der Regelung homogener dieselmotorischer Verbrennung sein, da diese Brennverfahren eine sehr hohe Sensitivität gegenüber Toleranzen in der Luftzumessung aufweisen und kritisch hinsichtlich dynamischen Motorbetriebs sind.

6.7 Homogene dieselmotorische Verbrennung

Wie bereits in Unterkapitel 2.1.3 erläutert, wird eine homogene dieselmotorische Verbrennung durch eine zeitliche Trennung der Einspritzung und der Verbrennung realisiert und zeichnet sich durch eine signifikante Reduzierung von Ruß- und NO_x-Emissionen aus. Bei dem hier angewendeten teilhomogenen Verfahren wird der Zündverzug extrem verlängert, wodurch eine Einspritzung und Aufbereitung der gesamten Kraftstoffmenge während des Zündverzuges möglich wird. Die resultierende vorgemischte Verbrennung erzeugt nahezu keinen Ruß. Die Verlängerung des Zündverzuges erfolgt über eine Erhöhung der AGR-Rate. Mit zunehmendem Inertgasanteil sinken dabei die NO_x-Emissionen, so dass bei extrem hohen AGR-Raten nahezu keine Stickoxide mehr gebildet werden. Gleichzeitig dient die erzielte deutliche Herabsetzung der reaktiven Komponenten durch den hohen Inertgasanteil der Kontrolle der nachfolgend einsetzenden Verbrennung, um ein niedriges Verbrennungsgeräusch zu erreichen.

Die Problematik dieser homogenen dieselmotorischen Verbrennung mit höchsten Abgasrückführaten ist die dynamische Regelung. Zum heutigen Zeitpunkt ist der homogene Betriebsmodus bei modernen Pkw-Dieselmotoren nur in niedrigen bis mittleren Teillastpunkten zuverlässig darstellbar. Bedingung dafür ist, dass auch das Umschalten zwischen der homogenen und der konventionellen Verbrennung emissionsarm und geräuschneutral realisiert werden kann, [5]. An dieser Stelle soll das Potenzial der variablen Ventilsteuerung zur Verbesserung der AGR-Dynamik für homogene Dieselmotorische Verbrennung diskutiert werden. Eine mögliche Strategie zeigen die folgenden Abbildungen.

In **Abbildung 6.76** ist wiederum der Teillast-Betriebspunkt mit 2000 1/min und 4 bar indiziertem Mitteldruck dargestellt. Ladedruck und Abgasgedruck entsprechen den Werten der vorher gezeigten Motorergebnisse, jedoch wird zur Steigerung der Ladungsbewegung in diesem Fall mit Hilfe der variablen Ventilsteuerung das Einlassventil des Tangentialkanals mittels spätem Einlassventilöffnen nur zu 25 % Dauer geöffnet. Diese Maßnahme führt zur Verbesserung der luftseitigen Gemischbildung durch erhöhte Drallbildung und dadurch zu einer Erhöhung der AGR-Verträglichkeit der Verbrennung.

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

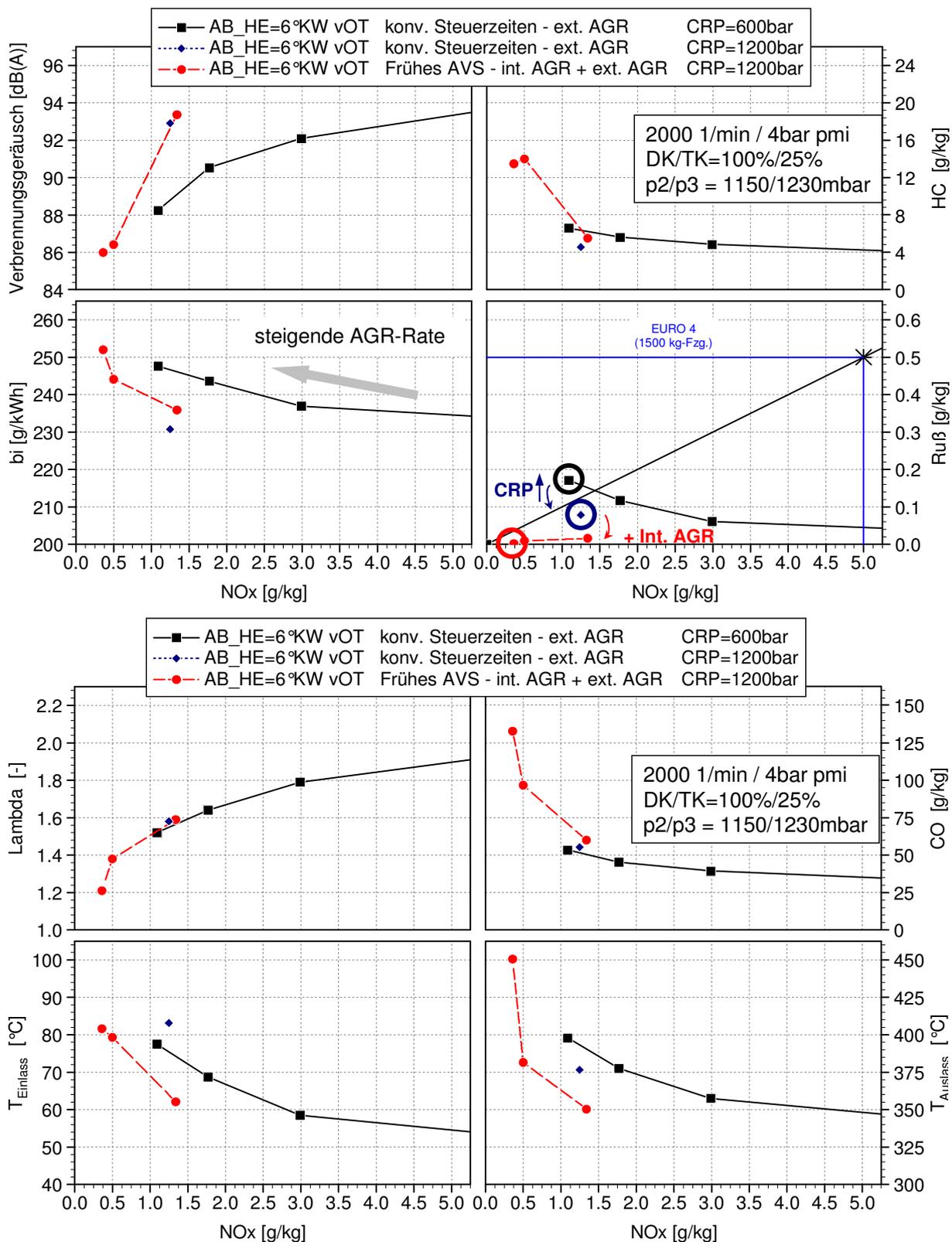


Abbildung 6.76 Homogene Verbrennung durch Kombination interner und externer Abgasrückführung

Gezeigt ist eine AGR-Variation mit konventioneller externer Abgasrückführung bei einem Einspritzdruck von 600 bar und einem Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung von 6 °KW vOT (schwarze Kurve).

Bei Erreichen der Ruß/NO_x-Auslegungsgeraden wird der Einspritzdruck auf 1200 bar gesteigert, um die einspritzzeitige Gemischbildung zu fördern, die Einspritzdauer zu verkürzen und das Rußniveau zu senken (blauer Punkt). Zur weiteren Senkung der NO_x-Emissionen wird die AGR-Rate durch Zuschalten von interner Abgasrückführung durch Restgasverdichtung weiter gesteigert (rote Kurve). Die Ergebnisse zeigen, dass durch die weitere Anhebung der AGR-Rate die Stickoxid-Emissionen auf ein Minimum reduziert werden können und gleichzeitig nahezu kein Ruß mehr ausgestoßen wird. Die Begründung liegt in der zeitlichen Trennung des Einspritzvorgangs und der Verbrennung. Durch den erhöhten Einspritzdruck wird die Einspritzdauer verkürzt, gleichzeitig wird durch die hohe AGR-Rate der Zündverzug deutlich verlängert. Die eingebrachte Kraftstoffmasse kann im Brennraum aufbereitet und in der Zeit bis zum Beginn der Verbrennung weitgehend homogenisiert werden. Lokaler Sauerstoffmangel, der zur Rußbildung führt, wird fast vollständig vermieden und das Ergebnis ist eine nahezu rußfreie Verbrennung mit minimalen NO_x-Emissionen. Das Verbrennungsgeräusch wird dabei durch die AGR-Rate kontrolliert, so dass es trotz reiner vorgemischter Verbrennung nicht zu inakzeptablen Druckerhöhungen beim Einsetzen der Verbrennung kommt. **Abbildung 6.77** zeigt die Ventilhube des rot markierten Messpunktes mit interner und externer AGR.

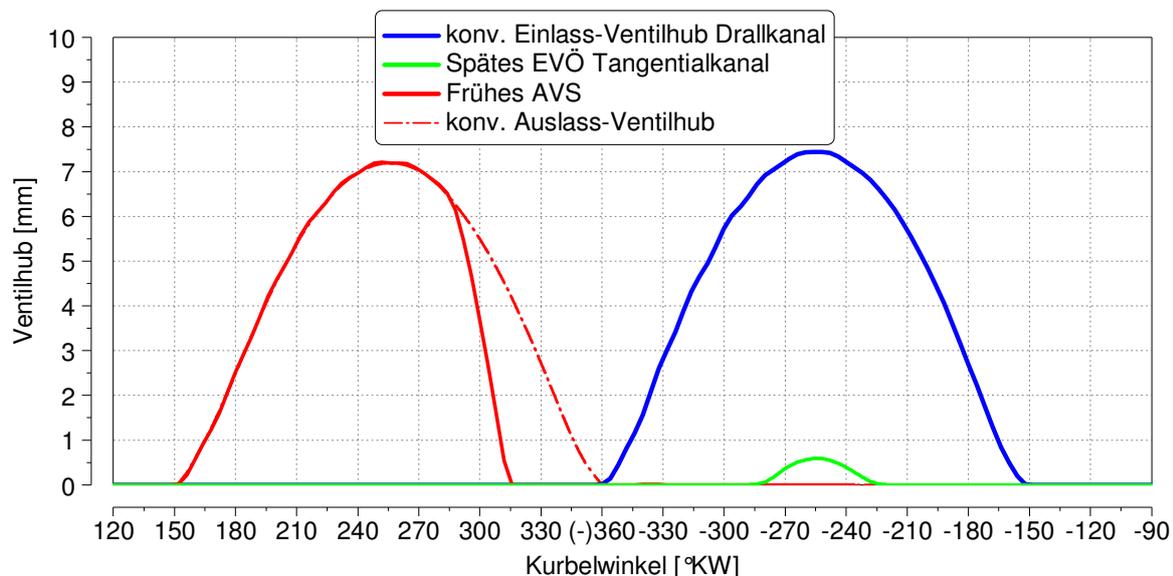


Abbildung 6.77 Ventilhub zur Darstellung homogener Verbrennung durch Kombination interner und externer Abgasrückführung

In **Abbildung 6.78** sind 25 Zyklen des Zylinderdruckverlaufs der drei markierten Messpunkte dargestellt.

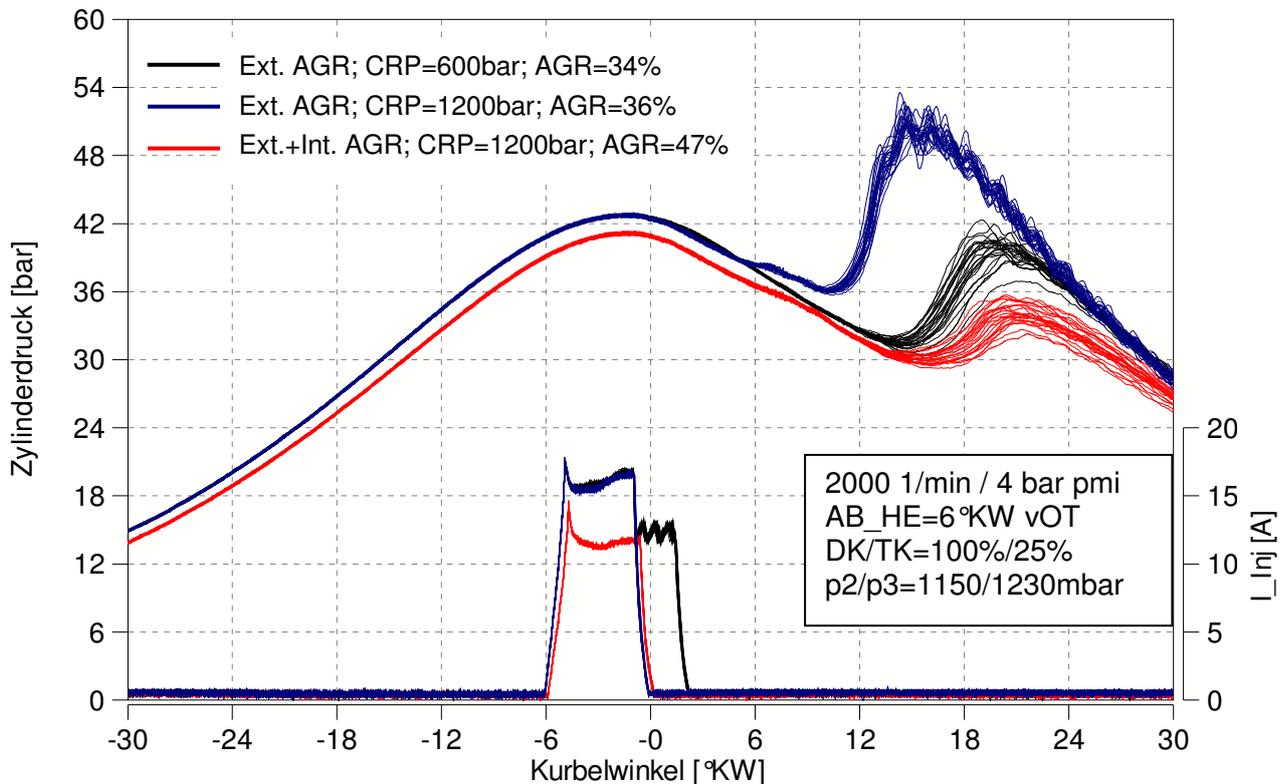


Abbildung 6.78 Zylinderdruckverläufe der Strategie homogener Verbrennung durch Kombination interner und externer Abgasrückführung

Die schwarzen Kurven stellen den letzten Punkt des konventionellen AGR-Trade-offs mit einem Einspritzdruck von 600 bar dar. Im Vergleich dazu ist bei den blauen Druckverläufen der Einspritzdruck auf 1200 bar angehoben. Eine deutliche Verkürzung des Zündverzugs ist ersichtlich. Außerdem wird die Verbrennungsstabilität gesteigert. Durch einen steileren Druckgradienten ist das Verbrennungsgeräusch deutlich erhöht. Beim Zuschalten der internen AGR und Erhöhen der Rate bis zum Erreichen der homogenen Verbrennung wird der Zündverzug wieder sichtlich verlängert (rote Kurven). Zusätzlich ist die Einspritzung aufgrund des gesteigerten Einspritzdrucks verkürzt. Das Resultat ist eine zeitliche Entkoppelung der Einspritzung und der Verbrennung.

In **Abbildung 6.79** sind die Brennverläufe der drei diskutierten Messpunkte gezeigt.

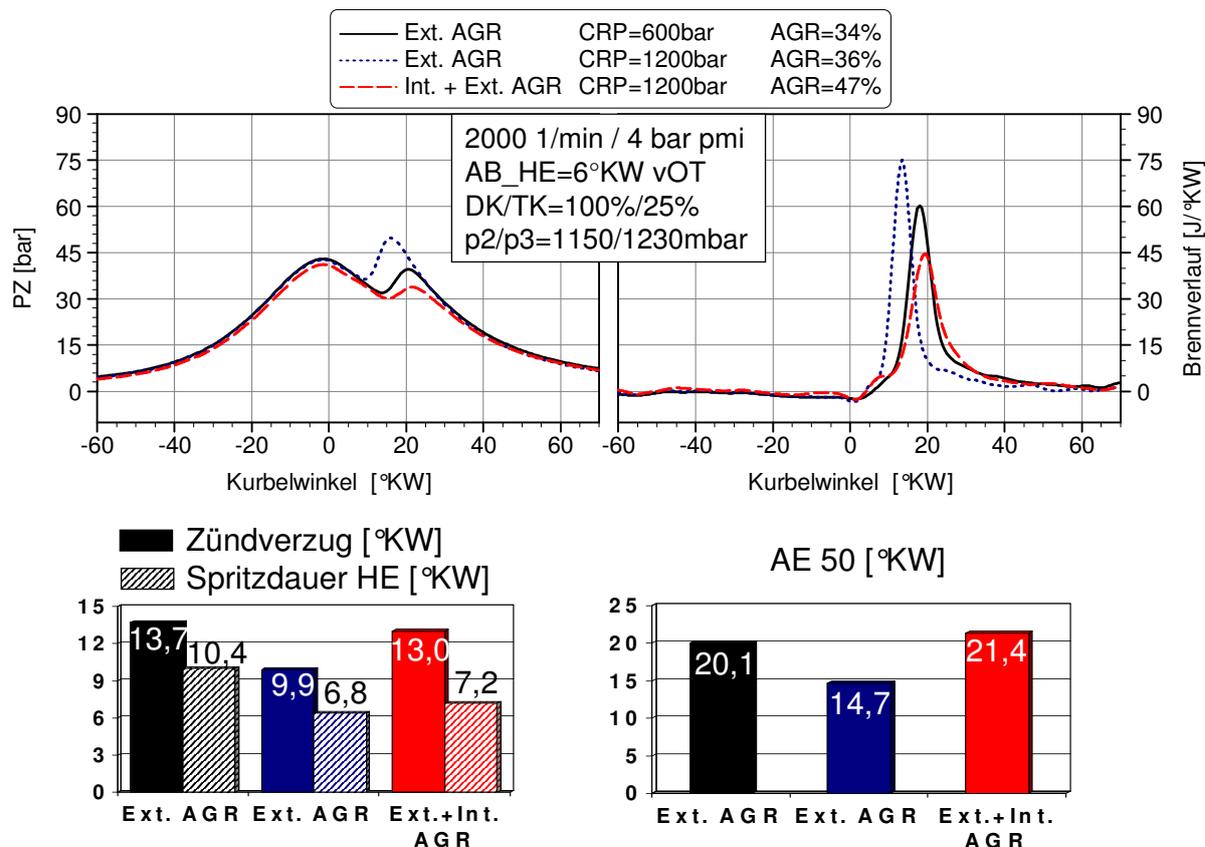


Abbildung 6.79 Brennverläufe der Strategie homogener Verbrennung durch Kombination interner und externer Abgasrückführung

Die Erhöhung des Einspritzdrucks bei etwa konstanter AGR-Rate bewirkt zunächst eine deutliche Verkürzung des Zündverzugs und führt zu einer 3,6 °KW kürzeren Einspritzdauer. Der Brennverlauf ist entsprechend steiler und der 50 % Umsatzpunkt liegt bereits 5,4 °KW früher als bei niedrigerem Einspritzdruck. Weiterhin wird die einspritzseitige Gemischbildung verbessert, was die Aufbereitung des gesamten Gemisches während des Zündverzugs unterstützt. Der Brennverlauf der homogenen Verbrennung, dargestellt durch die Kombination externer und interner AGR mit einer Gesamtrate von 47 %, zeichnet sich durch eine verschleppte Verbrennung mit relativ geringer Umsatzrate aus. Der Abstand zwischen dem Ende der Einspritzung und dem Brennbeginn, gekennzeichnet durch einen Umsatz von 5 % Kraftstoff, beträgt in diesem Fall bereits 5,8 °KW, womit der Verbrennung eine ausreichend lange und intensive Gemischbildungs- und Homogenisierungsphase vorangeht.

Vor dem eigentlichen Beginn der homogenen Verbrennung kommt es zu einer begrenzten Wärmefreisetzung, die als *cool flame* bezeichnet wird. Dabei handelt es sich um eine exotherme Reaktion von in Vorreaktionen produzierten OH-Radikalen mit Kraftstoffmolekülen. Mit ansteigender Temperatur werden die Vorreaktionen von anderen Reaktionen überdeckt, so dass zunächst ein Mangel an OH-Radikalen eintritt, was zu einer Begrenzung der *cool flame* führt. Beim Überschreiten einer Grenztemperatur aufgrund der *cool flame* wird aber wiederum eine beschleunigte Produktion von OH-Radikalen angestoßen, die einen schlagartigen Anstieg dieser chemischen Verbindungen zur Folge hat und die Zündung des Gemisches auslöst. Der Brennbeginn der eigentlichen Hauptverbrennung liegt dementsprechend später.

Bei einer Lastanforderung im dynamischen Motorbetrieb gilt es nun, die homogene, sauerstoffarme Verbrennung möglichst zyklus aufgelöst zu verlassen und eine konventionelle Verbrennung mit deutlich weniger Abgasrückführung zu realisieren. Die Vermeidung von Rußstößen aufgrund kurzzeitigen Sauerstoffmangels ist dabei von großer Wichtigkeit.

Der Vorteil der Realisierung von homogener Verbrennung durch eine Kombination interner und externer AGR liegt in der Möglichkeit der dynamischen Anpassung der internen AGR-Rate. Bei einem Lastsprung kann die homogene Verbrennung zyklus aufgelöst abgeschaltet und sofort wieder eine konventionelle Verbrennung realisiert werden. Ein sprunghafter Anstieg der Rußemissionen wird vermieden, da im Gegensatz zu reiner externer AGR keine zu hohen Abgasmengen mehr im Saugrohr des Motors vorhanden sind. Diese würden während der nachfolgenden Zyklen in den Brennraum einströmen und zusammen mit der sprunghaft gesteigerten Einspritzmenge zu einer Anfettung des Gemisches und damit zu erhöhten Rußemissionen führen.

Den Vorgang der Abschaltung des internen AGR-Anteils mit Hilfe der variablen Ventilsteuerung zum sofortigen Erreichen der konventionellen Verbrennung verdeutlicht **Abbildung 6.80**.

6 Optimierung des Teillastbetriebs durch variable Ventilsteuerung

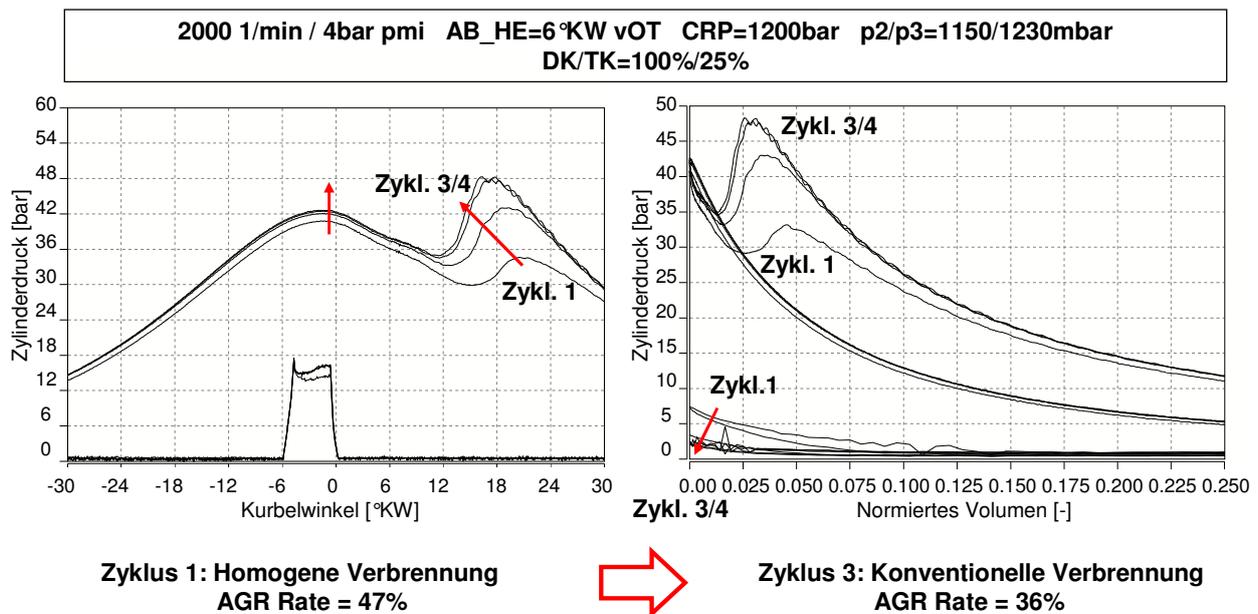


Abbildung 6.80 Umschaltung von homogener zu konventioneller Verbrennung durch Deaktivierung der internen AGR

Die obige Abbildung zeigt anhand des Zylinderdruckverlaufs (linker Teil) und des Druck-Volumen-Diagramms (rechter Teil) die Umschaltung von homogener zu konventioneller Verbrennung. Im Zyklus 1 läuft die Verbrennung bei einer Abgasrückführrate von 47 % unter homogenen Konditionen ab. In dem pV-Diagramm ist die Ladungswechselkompression durch Restgasverdichtung des internen AGR-Anteils zu sehen. Zum Umschalten in den konventionellen Betriebsmodus soll nun der interne AGR-Anteil möglichst schnell abgeschaltet werden. Während bereits im Zyklus 2 der Zündverzug der Verbrennung allein durch Abschalten der internen AGR signifikant verkürzt ist, ist im Zyklus 3 ein stabiler Zustand erreicht. Dies verdeutlicht der Zyklus 4, der sich gegenüber Zyklus 3 nur noch im Rahmen der gewohnten Zyklenstreuung verändert. Die variable Ventilsteuerung bietet somit ein hohes Potenzial zur Optimierung der AGR-Dynamik. Dies ist für die Darstellung der homogenen dieselmotorischen Verbrennung aufgrund der Empfindlichkeit gegenüber Toleranzen in der Luftzumessung von besonderem Interesse. Zur Vermeidung von Veränderungen im Verbrennungsgeräusch müssen gleichzeitig die Parameter des Einspritzsystems angepasst werden.

7 Zusammenfassung der Ergebnisse

Im Rahmen der hier vorliegenden Arbeit werden verschiedene Strategien der variablen Ventilsteuerung hinsichtlich ihres Potenzials zur Senkung der Schadstoffemissionen unter Beachtung des Verbrennungsgeräusches und des Kraftstoffverbrauchs der dieselmotorischen Verbrennung im Teillastbetrieb untersucht. Für die Motorversuche, die im Motorenprüffeld der Robert Bosch GmbH – Diesel Systems durchgeführt wurden, stand ein Einzylinder-Forschungsmotor mit modernem Pkw-Dieselmotorenverfahren und appliziertem variablen Ventiltriebssystem nach dem *Lost Motion* Prinzip zur Verfügung. Das Ventiltriebssystem ist ein an zwei obenliegende Nockenwellen gebundenes, hydraulisch betätigtes, kontinuierlich verstellbares, teilvariables System, das zur Potenzialermittlung weiterhin mit einer Phasenverstellung der Einlassnockenwelle kombiniert wurde.

Untersucht wurde das Potenzial variabler Einlassventilsteuerung zur Beeinflussung der Ladungsbewegung und Ladungstemperatur im Brennraum und das Potenzial interner Abgasrückführung zur Verbesserung der Abgasrückführdynamik, dargestellt durch variable Einlass- und Auslassventilsteuerung. Weiterhin wurden Versuche zur Abschätzung des Potenzials interner Abgasrückführung zur Abgastemperatursteuerung für Abgasnachbehandlungskonzepte und zur Senkung unverbrannter Kraftstoffbestandteile im Abgas im Niedriglastbereich durchgeführt. Bei der Optimierung der AGR-Dynamik wurde besonderes Augenmerk auf die Anforderungen für zukünftige homogene Diesel-Brennverfahren gerichtet.

Variable Einlassventilsteuerung zur Optimierung der Ladungsbewegung und Ladungstemperatur im Brennraum

Das Potenzial variabler Einlassventilsteuerung kombiniert mit externer und gekühlter Abgasrückführung zur Reduzierung des Ruß-/NO_x-Emissionsniveaus beläuft sich bei wirkungsgradneutraler Darstellung bei 2000 1/min Motordrehzahl und indizierten Mitteldrücken von 4 bis 8 bar auf etwa 15 - 20 % begründet durch verbesserte luftseitige Gemischbildung. Im Bereich niedriger Drehzahlen und Lasten sind größere Emissionsverbesserungen wahrscheinlich. Diese wurden im Rahmen dieser Arbeit jedoch nicht weiter untersucht.

Variable Auslassventilsteuerung zur Optimierung der Abgasrückführdynamik

Das Hauptziel der internen Abgasrückführung ist die Darstellung einer zyklus aufgelösten AGR-Regelung und damit die Vermeidung kurzzeitigen Sauerstoffmangels bei transienter Lastpunktänderung sowie die Vermeidung von AGR-Ungleichverteilungen der einzelnen Zylinder durch Dynamik im Saugrohr.

Die interne Abgasrückführung mittels Restgasverdichtung wird realisiert durch ein frühzeitiges Schließen der Auslassventile mit der Folge unvollständiger Abgasausschiebung. Die Anwendung dieser internen Abgasrückführung führt zu einem signifikanten Anstieg des spezifischen Kraftstoffverbrauchs durch Expansion des komprimierten Restgases in das Saugrohr und somit ansteigenden Ladungswechselverlusten und zu einem deutlichen Anstieg des Ruß-/NO_x-Emissionsniveaus durch das heiße Restgas im Brennraum. Das Restgas intensiviert die NO_x-Bildung und führt gleichzeitig zu einem Anstieg der Rußbildung. Die Gründe des Rußanstiegs sind eine Verkürzung des Zündverzugs mit der Folge eines höheren Anteils rußbildender Diffusionsverbrennung, eine Reduzierung der in den Brennraum einströmenden Frischladung aufgrund thermischer Drosselung und eine Behinderung der gemischbildungsfördernden Ladungsbewegung durch drallloses Restgas, das im Brennraum verbleibt. Der Kraftstoffverbrauchs-nachteil kann durch Anpassung der Einlasssteuerung nahezu vollständig eliminiert werden, jedoch bleibt ein für Dieselmotoren inakzeptabler stationärer Emissionsnachteil erhalten.

Das Vorlagern von Abgas im Saugrohr durch kurzzeitiges Öffnen der Einlassventile während der Ausschiebephase führt zu geringeren Emissionsnachteilen als die Restgasverdichtung, behindert allerdings die Strömung im Saugrohr mit der Folge sinkender Zylinderfüllung und ansteigender Ladungswechselverluste.

Das Rücksaugen von Abgas aus dem Auslasskanal durch kurzzeitiges Öffnen der Auslassventile während der Ansaugphase ist wirkungsgradneutral realisierbar, zeigt aber aufgrund der hohen AGR-Temperatur die gleichen stationären Emissionsnachteile wie die Restgasverdichtung.

Aus diesen Gründen wird die Darstellung der gesamten Abgasrückführung durch interne Maßnahmen für Pkw-Dieselmotoren als nicht zielführend angesehen. Sehr gute stationäre Emissionen können hingegen durch die Kombination eines gewissen externen AGR-Anteils von etwa 10 – 15 % je nach Lastpunkt mit einem überwiegenden internen AGR-Anteil erreicht werden. Während der externe AGR-Anteil zu einer Limitierung des stationären Emissionsniveaus führt, bewirkt der interne AGR-Anteil durch zyklusaufgelöste sehr genaue Zumessbarkeit immer noch eine beachtliche Verbesserung der Abgasrückführdynamik. Die erzielte Verbrennungsgeräuschabsenkung durch die steigende Ladungstemperatur bei interner AGR reduziert weiterhin die Anforderungen an zu applizierende geräuschmindernde Voreinspritzungen.

Über den zu erwartenden Vorteil interner AGR im dynamischen Motorbetrieb kann basierend auf den Versuchen am Einzylindermotor keine hinreichend genaue Aussage getroffen werden. Es ist jedoch aus Fahrzeugversuchen bekannt, dass bei einer heutigen Euro 4-Applikation etwa 15 – 20 % der Partikel-Emissionen durch dynamische Rußstöße aufgrund kurzzeitigen Luftmangels entstehen, die durch zyklusaufgelöste AGR-Regelung vermieden werden können, [2]. Bei zukünftig weiter gesteigerten AGR-Raten wird dieser Anteil bei externer Abgasrückführung steigen und die Dynamik an Bedeutung gewinnen. Weiterhin bietet das Wegschalten der relativ heißen internen AGR bei transients Lastanforderung einen Enthalpiestoß auf die Turbine, so dass das dynamische Turbolader-Ansprechverhalten während der ersten Verbrennungszyklen nach Abschalten der AGR ebenfalls positiv beeinflusst wird.

Weiteres Potenzial bietet die interne Abgasrückführung zur Senkung der HC- und CO-Emissionen im Niedriglastbereich. Durch das im Brennraum verbleibende heiße Restgas sind Reduzierungen von mehr als 50 % realisierbar. Weiterhin kann die Abgastemperatur im Niedriglastbereich durch die interne AGR um etwa 50 K angehoben werden, was das Erreichen der zur Konvertierung notwendigen Mindesttemperatur im Oxidationskatalysator vereinfacht und im Rahmen des Abgastemperaturmanagements beispielsweise für die Dieselpartikelfilter-Regeneration genutzt werden kann.

Die homogene dieselmotorische Verbrennung mit niedrigsten Ruß- und NO_x-Emissionen ist derzeit nur im niedrigen bis mittleren Teillastbereich zuverlässig darstellbar und erfordert somit eine emissionsarm und geräuschneutral ablaufende Umschaltung zwischen der homogenen und der konventionellen Verbrennung. Die Strategie der Applikation einer für konventionelle Verbrennung notwendigen externen Abgasrückführrate und zusätzlicher Zuschaltung interner Abgasrückführung bis zum Erreichen des homogenen Betriebsmodus über die variable Ventilsteuerung erlaubt bei dynamischer Lastanforderung einen zyklus aufgelösten Übergang zur konventionellen Verbrennung durch Abschalten des internen AGR-Anteils. Bei homogenem Betrieb kritische Toleranzen in der Luftzumessung sowie AGR-Ungleichverteilungen unter den Zylindern können weiterhin über die variable Ventilsteuerung ausgeglichen werden, so dass sich die variable Ventilsteuerung durch diese dynamischen Vorteile bei der AGR-Regelung zu einer wichtigen Technologie für zukünftige homogene Dieselmotorenkonzepte mit höchsten Abgasrückführaten entwickeln könnte.

Mit den gewonnenen Erkenntnissen konnte das in der variablen Ventilsteuerung vorhandene Potenzial für den Dieselmotor dargelegt werden, das sich die Motorenentwickler im Rahmen der Brennverfahrensentwicklung für zukünftige Abgasgesetzgebungsstufen zu Nutze machen können. Letztendlich werden die zusätzlich entstehenden Kosten bezogen auf den Gesamtsystemnutzen jedoch über einen Einsatz der variablen Ventilsteuerung in modernen Pkw-Dieselmotoren entscheiden.

8 Literaturverzeichnis

- | Nr. | Autor | Literaturquelle |
|------------|---|---|
| [1] | Mollenhauer, K. | Handbuch Dieselmotoren; 2. Auflage; Springer Verlag; Berlin, Heidelberg; 2002 |
| [2] | N.N. | Datenarchiv Robert Bosch GmbH, Geschäftsbereich Diesel Systems |
| [3] | Dohle, U.;
Dürnholz, M.;
Stein, J. O. | Einflüsse künftiger Hochdruck-Dieseinspritzsysteme auf Akustik und Emissionsverhalten moderner Verbrennungsverfahren;
25. Wiener Motorensymposium; Band 1; Wien, 2004 |
| [4] | Dohle, U.;
Dürnholz, M.;
Wintrich, T.
et al. | Die 4. Generation Common Rail Dieseinspritzung, Neue Ansätze zur Erfüllung höchster Kundenerwartung und gesetzlicher Anforderungen; Diesel- und Benzin-direkteinspritzung; 4. Tagung Haus der Technik; Berlin, 2004 |
| [5] | Kopp, C. | Potenzial des variablen Ventiltriebs für eine emissionsarme Betriebsweise am Pkw DI-Dieselmotor; 2. Emission Control 2004; Dresden, 2004 |
| [6] | N.N. | Joint Report of the European Automobile Manufacturers Association and the Commission Services; Final Report 05.09.2003 |
| [7] | Stein, J. O.;
Dürnholz, M.;
Wirbeleit, F.;
Kopp, C.;
Benz, C. | Homogene dieselmotorische Verbrennung zur Darstellung niedrigster Emissionen; 13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik; Aachen, 2004 |
| [8] | N.N. | Statistiken des Kraftfahrbundesamtes unter www.kba.de (Oktober 2004) |

- [9] Basshuysen, R.; Schäfer, F. Handbuch Verbrennungsmotor; Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven; Vieweg Verlag; Braunschweig/Wiesbaden, 2002
- [10] Urlaub, A. Verbrennungsmotoren – Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion; 2. neubearbeitete Auflage; Springer Verlag; Berlin, Heidelberg, New York, 1994
- [11] Wiatalla, A. Untersuchung der Rußbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung in einer Modellbrennkammer, Dissertation RWTH Aachen; 1996
- [12] Heywood, J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals; McGraw Hill; New York, 1988
- [13] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, T. Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine; 2. überarbeitete Auflage; Springer Verlag; Wien/New York, 2002
- [14] Teigeler, M. Experimentelle Untersuchungen zur nichtkatalytischen Reduzierung der Stickoxidemission mit Kohlenwasserstoffen und Harnstoff am aufgeladenen Nutzfahrzeug-Dieselmotor; Dissertation TU Braunschweig; 1998
- [15] Zillmer, M. Stickoxid- und Rußbildung bei dieselmotorischer Verbrennung; Dissertation TU Braunschweig; 1998
- [16] Strobel, M. Beeinflussung der Schadstoffemission direkteinspritzender Nutzfahrzeug-Dieselmotoren durch innermotorische Maßnahmen; Dissertation RWTH Aachen; 1996
- [17] Pischinger, F. Abschlußbericht zum Sonderforschungsbereich 224 „Motorische Verbrennung“; RWTH Aachen; Aachen, 2001
- [18] Pischinger, S. Verbrennungsmotoren, Band 1&2; Vorlesungsumdruck; Erweiterte 22. Auflage; RWTH Aachen; 2001

- [19] Weißbäck, M.; Csató, J.; Glensvig, M.; Sams, T.; Herzog, P. Alternative Brennverfahren: Ein Ansatz für den zukünftigen Pkw-Dieselmotor; MTZ Motortechnische Zeitschrift; Ausgabe 9/2003
- [20] Graf, N. Einsatz der laserinduzierten Fluoreszenz organischer Moleküle zur Visualisierung von Gemischbildungs- und Verbrennungsprozessen; Dissertation Ruprecht-Karls-Universität Heidelberg; 2003
- [21] Stanglmaier, R.; Roberts, C. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises and Future Engine Applications; SAE Technical Paper 1999-01-3682
- [22] Christensen, M.; Hultqvist, A.; Johansson, B. Demonstrating the Multi Fuel Capability of a Homogeneous Charge Compression Engine with Variable Compression Ratio; SAE Technical Paper 1999-01-3679
- [23] Tanaka, S.; Ayala, F.; Keck, J. C.; Heywood, J.B. Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives; Combustion and Flame, Volume 132, Issues 1-2, January 2003
- [24] Warnatz, J.; Maas, U.; Dibble, R. W. Verbrennung: Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung; 3. Auflage; Springer-Verlag, Berlin/Heidelberg, 2001
- [25] Schloz, E. Untersuchungen zur homogenen Dieselerbrennung bei innerer Gemischbildung; Dissertation Universität Karlsruhe; 2003
- [26] Thring, R. H. Homogeneous-charge compression ignition (HCCI) engines; SAE Technical Paper 892068

- [27] Ryan, T. W.; Callahan, T. J. Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel; SAE Technical Paper 961160
- [28] Gray, A. W.; Ryan, T. Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) of Diesel Fuel; SAE Technical Paper 971676
- [29] Knecht, W. Potential of variable valve actuation in Diesel engines for Light Duty Vehicles; IVECO Motorenforschung Ltd.; International Symposium: The Future of Diesel Engine Technology for Passenger cars; PortoCervo/Italy; 2000
- [30] Köhler, E. Verbrennungsmotoren – Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors; 3. Auflage; Vieweg Verlag; Braunschweig/Wiesbaden, 2002
- [31] Gehringer, B. Theoretische und praktische Entwicklung einer variablen Ventilsteuerung auf elektro-hydraulischer Basis; Dissertation Technische Universität Wien; 1986
- [32] Weissermel, V. Nutzen und Potenzial der variablen Ventilsteuerung für HSDI-Motoren; Eine theoretisch, thermodynamische Studie; Fachhochschule Hamburg, Fachbereich Fahrzeugtechnik; Hamburg, 2002
- [33] Basshuysen, R.; Schäfer, F. Shell Lexikon Verbrennungsmotor; Supplement der ATZ und MTZ; Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH; Wiesbaden, 1995
- [34] Frank, W. Beschreibung von Einlasskanaldrallströmungen für 4-Takt-Hubkolbenmotoren auf Grundlage stationärer Durchströmversuche; Dissertation RWTH Aachen; Aachen, 1985
- [35] Rohs, H. Erstellung eines Rechenmodells zur Simulation und Analyse der Tropfenflugbahn bei direkteinspritzenden Dieselmotoren; Diplomarbeit RWTH Aachen; 1999

9 Abkürzungen und Formelzeichen

9.1 Abkürzungsverzeichnis

A	Auslass
ACEA	Vereinigung europäischer Automobilhersteller (franz. Association des Constructeurs Européens d'Automobiles)
AGR	Abgasrückführung
AÖ; AVÖ	Auslassventil öffnet
AS; AVS	Auslassventil schließt
AV	Auslassventil
CFD	engl. Computer Fluid Dynamics
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
CP	Bosch Kraftstoffhochdruckpumpe (Common Rail Pump)
CRS	Common Rail System
DI	Direkteinspritzung (engl. Direct Injection)
DK	Drallkanal
DPF	Dieselpartikelfilter
E	Einlass
EDC	Bosch Diesel Motorsteuergerät (Electronic Diesel Control)
ENW	Einlassnockenwelle
EÖ; EVÖ	Einlassventil öffnet
ES; EVS	Einlassventil schließt
EV	Einlassventil
ext. AGR	externe Abgasrückführung
FAVS	Frühes Auslassventilschließen
HC	Kohlenwasserstoffe (engl. Hydrocarbons)
HCCI	Homogene Selbstzündung (engl. Homogeneous Charge Compression Ignition)
HD	Hydraulischer Düsendurchfluss
int. AGR	interne Abgasrückführung
konv. EVS	konventionelle Einlassventilsteuerzeiten
konv. VS	konventionelle Ventilsteuerzeiten
MNEFZ	Modifizierter Neuer Europäischer Fahrzyklus
Nfz	Nutzfahrzeug
NO _x	Stickoxid
NW	Nockenwelle

opt. EVS	optimiertes Einlassventilschließen
OT	Oberer Totpunkt
OT _{HD}	Oberer Totpunkt Hochdruckprozess
OT _{LW}	Oberer Totpunkt Ladungswechselprozess
pHCCI	Teilhomogene Selbstzündung (engl. partly Homogeneous Charge Compression Ignition)
Pkw	Personenkraftwagen
PM	Partikel (engl. Particulate Matter)
SCR	Selektive katalytische Reduktion (engl. Selective Catalytic Reduction)
SEVÖ	Spätes Einlassventilöffnen
TK	Tangentialkanal
UT	Unterer Torpunkt
vOT	vor oberem Totpunkt
VTG	Variable Turbinengeometrie
VVT	Variabler Ventiltrieb
zGM	Zulässige Gesamtmasse
ZV	Zündverzug
Zykl.	Zyklus

9.2 Formelzeichenverzeichnis

α_K	[-]	Durchflusszahl
ε	[-]	Verdichtungsverhältnis
κ	[-]	Isentropenexponent
λ	[-]	Luftverhältnis
λ_A	[-]	Luftaufwand
ρ_S	[kg/m ³]	Luftdichte bei isentroper Durchströmung
ρ_{Zyl}	[kg/m ³]	Dichte der Luft im Messzylinder
φ	[°KW]	Kurbelwinkel
φ_{BB}	[°KW]	Kurbelwinkel Brennbeginn
φ_{EB}	[°KW]	Kurbelwinkel Einspritzbeginn
φ_{EE}	[°KW]	Kurbelwinkel Einspritzende
ω_{Ladung}	[1/s]	Winkelgeschwindigkeit der Zylinderladung
$\omega_{Ladung/}$	[-]	Motordrallzahl (im OT Muldendrall)
ω_{Motor}		
ω_{Motor}	[1/s]	Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle
AB_HE	[°KW]	Ansteuerbeginn Haupteinspritzung
AE50	[°KW]	Umsatzschwerpunkt (50% umgesetzte Kraftstoffmasse)
A_{Zyl}	[m ²]	Querschnittsfläche Messzylinder
bi	[g/kWh]	indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch
ca	[m/s]	Axialgeschwindigkeit
cu	[m/s]	Umfangsgeschwindigkeit
c_m	[m/s]	mittlere Kolbengeschwindigkeit
c_S	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit bei isentroper Durchströmung
CRP	[bar]	Raildruck (engl. Common Rail Pressure)
cu/ca	[-]	Drallzahl bezogen auf Axialgeschwindigkeit
cu/cm	[-]	Drallzahl bezogen auf mittlere Kolbengeschwindigkeit
D	[m]	Zylinderdurchmesser
I	[A]	Strom
I_{inj}	[A]	Injektorstrom
ks	[-]	ks-Faktor (Düsenloch-Konizitätsfaktor; ks-Fertigungsverfahren)
MI	[°KW]	Ansteuerbeginn Haupteinspritzung (engl. Main Injection)
\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
\dot{m}_{tats}	[kg/s]	tatsächlicher Luftmassenstrom

9 Abkürzungen und Formelzeichen

\dot{m}_{theor}	[kg/s]	theoretischer Luftmassenstrom
\dot{m}_K	[kg/s]	Kraftstoffmassenstrom
n	[-]	Polytropenexponent
n	[1/s]	Flügelradrehzahl nach Thien
n	[1/min]	Motordrehzahl
p	[Pa]	Druck
p ₂	[mbar]	absoluter Ladedruck
p ₃	[mbar]	absoluter Abgasgegendruck
p _E	[bar]	Druck im Saugrohr
PLD	[bar]	Druck in der Kraftstoffleitung vor Injektor
p _{me}	[bar]	effektiver Mitteldruck
p _{mi}	[bar]	indizierter Mitteldruck
p _{mi_{HD}}	[bar]	indizierter Mitteldruck Hochdruckprozess
p _{mi_{LW}}	[bar]	indizierter Mitteldruck Ladungswechselprozess
p _{nach}	[Pa]	Druck nach Ventil
p _{OT}	[bar]	Zylinderdruck im oberen Totpunkt
p _{UT}	[bar]	Zylinderdruck im unteren Totpunkt
p _{vor}	[Pa]	Druck vor Ventil
PZ	[bar]	Zylinderdruck
p _{Zyl}	[bar]	Zylinderdruck
\dot{q}	[J/°KW]	Heizverlauf
R	[J/(kg*K)]	Spezielle Gaskonstante
r _{FLR}	[m]	Radius Flügelrad Thien
s	[m]	Kolbenhub
\dot{s}	[m/s]	Kolbengeschwindigkeit
T	[K]	Temperatur
T _{Auslass}	[°C]	Temperatur im Auslasskanal
T _E	[K]	Temperatur im Saugrohr
T _{Einlass}	[°C]	Temperatur im Saugrohr
V	[m ³]	Volumen
V _K	[m ³]	Kompressionsvolumen

Lebenslauf

Name: Carsten Kopp

Geburtsdatum: 08. April 1976

Geburtsort: Duderstadt

Schulische Ausbildung

1982 – 1986 Grundschule Langenhagen
1986 – 1988 Orientierungsstufe - St.-Ursula-Schule Duderstadt
1988 – 1991 Eichsfeld Gymnasium Duderstadt
1991 – 1993 Realschule Duderstadt
1993 – 1995 Fachoberschule Technik - BBS II Göttingen

Wehrdienst

1995 – 1996 Bundeswehr Osterode

Studium

1996 – 2000 Dipl.-Ing. Fahrzeugtechnik an der Fachhochschule Braunschweig/Wolfenbüttel
2000 – 2001 Master of Science in International Automotive Engineering an der University of Hertfordshire/England

Berufliche Tätigkeit

2001 – 2004 Robert Bosch GmbH – Diesel Systems –
Entwicklung Motorenfeld: Brennverfahrensentwicklung
Pkw-Dieselmotoren
seit 2005 Robert Bosch GmbH – Diesel Systems –
Entwicklung Fahrzeugapplikation: Gruppenleitung
Standardbrennverfahren und Homogene Verbrennung