

**Klaus Maria Schaffer**

**Maßnahmen zur Verbesserung des  
Arbeitsprozesses und des  
Reibungsverhaltens von Pkw  
Dieselmotoren**

Dissertationsschrift

Eingereicht im März 2011 an der Fakultät für  
Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften der TU Graz  
Ausgeführt am Institut für Verbrennungskraftmaschinen &  
Thermodynamik an der TU Graz

Betreuer/Erstbegutachter: **Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. Helmut Eichlseder**  
Zweitbegutachtung: **Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. Bernhard Geringer**

# INHALT

<b>Eidesstattliche Erklärung</b>	<b>III</b>
<b>Vorwort</b>	<b>IV</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>V</b>
<b>Abstract</b>	<b>VI</b>
<b>Nomenklatur</b>	<b>VII</b>
<b>1. Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1. Motivation	1
1.2. Stand der Technik	3
Verbrauch und Emission	3
Kurbeltrieb	6
Ventiltrieb	6
1.3. Die Verbrennungskraftmaschine im Blickfeld energiepolitischer Entwicklungen	7
<b>2. Theoretisches Potenzial zur Änderung des Wirkungsgrades bei der dieselmotorischen Verbrennung</b>	<b>12</b>
2.1. Thermodynamische Grundlagen zum Arbeitsprozess der Verbrennungskraftmaschine Vollkommener Motor	12
2.2. Ermittlung der Verluste des realen Arbeitsprozesses des Dieselmotors (Verlustanalyse)	13
2.3. Theoretische Auswirkungen der Variation unterschiedlicher Konstruktions- und Betriebsparameter auf den indizierten Wirkungsgrad im stationären Betrieb	17
Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den indizierten Wirkungsgrad	18
Einfluss der Verbrennungsdauer auf den indizierten Wirkungsgrad	19
Einfluss des Wärmeübergangs auf den indizierten Wirkungsgrad	20
2.4. Einfluss der Reibung auf den Verbrauch des Pkw Dieselmotors	21
2.5. Schadstoffbildung bei der Verbrennung im Dieselmotor	23
Stickoxid	23
Rußemission	24
Kohlenmonoxid und unverbrannte Kohlenwasserstoffe	25
<b>3. Methodik der Untersuchungen</b>	<b>27</b>
3.1. Analyse und Simulation des Motorprozesses mit Hilfe von OD und 1D Berechnungsprogrammen	27
3.1.1. Nulldimensionale (OD) Berechnungsprogramme MOSES / CORA	28
LabView basierendes Prozessrechenprogramm	30
3.1.2. Eindimensionale (1D) Berechnungsprogramme	32
3.2. Entwicklung eines Berechnungsmoduls zur Ermittlung der Reibleistung des Kurbeltriebes	35
3.3. Experimentelle Untersuchungen am Motorprüfstand	38
3.3.1. Ermittlung Rauch/NOx-TradeOff und alternative TradeOff Varianten	38
3.3.2. Betriebspunktoptimierung	40
3.4. Erfassen der Strömungskennwerte eines Zylinderkopfes am Strömungsprüfstand	41
3.5. Messtechnische Erfassung der Reibung eines Motors	45
Strip-Down Reibmessung	45
Reibungsermittlung nach dem Indizierverfahren	46
3.6. Daten der Versuchsträger	50
<b>4. Maßnahmen zur innermotorischen Verbesserung des Verbrauchs- und Emissionsverhaltens von Pkw Dieselmotoren</b>	<b>51</b>
4.1. Randbedingungen	51
Potenzial Füllungserhöhung durch geänderte Ventilsteuerzeiten	53
Interne AGR	55
4.2. Änderung des Füllungsablaufes beim Arbeitsprozess des Dieselmotors	57
4.2.1. Miller Cycle	57
Randbedingungen für die Simulation	58
Rechenergebnisse	58

Versuchsmethodik	59
Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen	59
Miller Cycle für Dieselmotoren in der Literatur	62
4.2.2. Atkinson Cycle	62
Anwendung und Einsatz am Ottomotor	62
Atkinson Cycle am Dieselmotor	64
Atkinson am Dieselmotor: Berechnung des idealen Prozess	64
Atkinson am Dieselmotor: Berechnung realer Prozess	65
Änderungen im Ladungswechsel bei Atkinson	66
Versuchsergebnisse mit Atkinson Verfahren	67
Atkinsonverfahren für den Dieselmotor in der Literatur	70
Zusammenfassung Atkinson Verfahren	70
4.3. Alternative Steuerung der Ladungsbewegung	71
4.3.1. Grundlagen zur Ladungsbewegung bei Dieselmotoren	71
4.3.2. Konventionelle Methoden zur Steuerung der Ladungsbewegung bei Dieselmotoren	73
4.3.3. Alternativer Ansatz zur Steuerung der Ladungsbewegung von Dieselmotoren	74
4.3.4. Methodische Vorgehensweise für den Versuch	81
4.3.5. Ergebnisse mit alternativer Steuerung der Ladungsbewegung	82
4.3.6. Zusammenfassung der Untersuchungen zur alternativen Ladungsbewegungssteuerung	91
4.4. Änderung des Verdichtungsverhältnisses	91
4.4.1. Theoretisches Wirkungsgradpotenzial bei Änderung des Verdichtungsverhältnisses	92
Temperaturniveau bei unterschiedlichem Verdichtungsverhältnis	94
4.4.2. Auswirkungen eines geringeren Verdichtungsverhältnis auf das Zusammenspiel Verbrauch und Emissionen	98
Methodik der experimentellen Untersuchungen zum reduzierten Verdichtungsverhältnis	99
Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen	100
4.4.3. Potenzial zur Steigerung des Mitteldruckes bei reduziertem Verdichtungsverhältnis	109
4.4.4. Verfahren zur Verbesserung des Kaltstartverhaltens von Dieselmotoren mit geringem Verdichtungsverhältnis	111
Spätes Einlass Öffnet	112
Zündverzug	114
Methodik der experimentellen Untersuchungen zum Ventilsteuerverfahren „spätes Einlass Öffnet“	115
Versuchsergebnisse zum Ventilsteuerverfahren „spätes Einlass Öffnet“	117
4.4.5. Zusammenfassung der Untersuchungen zur Reduktion des Verdichtungsverhältnisses	122
<b>5. Maßnahmen zur Reduktion der Reibung des Triebwerkes von Dieselmotoren</b>	<b>124</b>
5.1. Grundlagen zur Reibung des Dieselmotors	124
5.2. Reibung durch die Pleuel-Pleuel Gruppe	126
5.3. Einfluss des Pleuelstangenverhältnisses auf die Reibung	129
Vergrößerung des Pleuelstangenverhältnisses durch Verlängerung des Pleuels	130
Erhöhung des Pleuelstangenverhältnisses durch Hubreduktion	131
5.4. Änderung der Reibung durch eine Schränkung des Kurbeltriebes	133
5.4.1. Kinematische Grundlagen der Kurbeltriebsschränkung	133
5.4.2. Auswirkung auf die Reibung	135
Simulationsergebnisse:	136
Ergebnisse experimenteller Untersuchungen	137
5.4.3. Thermodynamische Auswirkung der Schränkung auf den Motorprozess	139
5.4.4. Änderung des Wirkungsgrades bzw. des Kraftstoffverbrauches nach Schränkung des Kurbeltriebes	146
5.4.5. Einflussparameter der Kurbeltriebsschränkung auf Konstruktion und Messtechnik	147
Kriterien für die Konstruktion eines Schränktriebwerkes	147
Kriterien bei der Vermessung und Messdatenanalyse eines Motors mit Schränktriebwerk	148
5.5. Zusammenfassung zur Reibbeeinflussung des Dieselmotortriebwerkes	149
<b>6. Zusammenfassung</b>	<b>152</b>
<b>7. Literaturverzeichnis</b>	<b>156</b>

## Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am .....

.....

Unterschrift

## Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, .....

date

.....

signature

## Vorwort

Die hier vorliegende Arbeit entstand im Zuge von mehreren Forschungsprojekten, die ich während meiner langjährigen Tätigkeit am Institut für Verbrennungskraftmaschinen & Thermodynamik an der TU Graz großteils leitend durchgeführt habe. Viele dieser Forschungsprojekte wurden von Industriefirmen in Auftrag gegeben. Den verantwortlichen Fachbereichs- und Abteilungsleitern dieser Firmen möchte ich hiermit für das Vertrauen danken, das Sie dadurch den Mitarbeitern eines Universitätsinstitutes zu Teil werden lassen. Derartige Industrieprojekte gewährleisten, dass an universitären Einrichtungen der Stand der Technik durch den praktischen Umgang mit Serienprodukten erarbeitet werden kann, was sich auf den Ausbildungsstand der Studenten und somit der zukünftigen Ingenieure in der Industrie positiv auswirkt. Da, den Reaktionen bei Projektbesprechungen folgend, die im Rahmen dieser Forschungsprojekte gewonnenen Erkenntnisse auch für die Auftraggeber mehrheitlich wertvoll waren, hoffe ich, das ausgesprochene Vertrauen auch entsprechend bestätigt zu haben.

Den wohl größten Dank für das Gelingen dieser Arbeit möchte ich Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. Helmut Eichseder aussprechen. Als Institutsleiter hat er meine Tätigkeit am Institut immer gefördert und mir den nötigen Freiraum für ein kritisches Hinterfragen von bekannten Lösungen, aber auch von Berechnungs- oder Messergebnissen gewährt. Zudem führt seine motivierende Art der Mitarbeiterführung zu überdurchschnittlichem Engagement aller Mitarbeiter und Studenten. Die stetig wachsende Größe des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen & Thermodynamik gibt seinem Weg eindeutig recht.

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. Bernhard Geringer von der TU Wien möchte ich für die Übernahme des Koreferates, für die detaillierte Durchsicht der Arbeit und für die daraus resultierenden Anregungen und den interessanten Fragestellungen danken.

Ein weiterer Dank gebührt Univ.-Prof. Dr. Rudolf Pischinger der mich, noch in seiner Amtszeit als Vorstand, am Institut als wissenschaftlicher Mitarbeiter angestellt und unter dessen Institutsführung ich meine ersten industrielle Forschungsprojekte bearbeiten konnte. Meinem unmittelbaren Vorgesetzten in den Anfangsjahren meiner Beschäftigung am Institut, ao. Univ.-Prof. Dr. Andreas Wimmer, gebührt ebenfalls mein Dank. Er hat mir - ursprünglich 3D-Berechner - die Möglichkeit gegeben mich beruflich meinem großen Lieblingsthema, dem Motorenversuch, zu widmen.

Für das kollegiale und freundschaftliche Betriebsklima am Institut möchte ich mich bei den vielen Assistentenkollegen und bei den Mitarbeitern der Werkstätte und den Sekretariaten bedanken. Die oftmals von hintergründigem Humor geprägten, aber auch anspruchsvollen Diskussionen technischer und gesellschaftlicher Natur, haben meine Denkweise nachhaltig positiv geprägt.

Ein weiteres großes „Dankeschön“ gebührt den vielen Diplomanden, die mit mir gemeinsam die eingangs angesprochenen Forschungsprojekte abgehandelt haben. Namentlich erwähnen möchte ich Dipl.-Ing. Dr. Peter Grabner, der zum Abschluss seines Diplomstudiums gemeinsam mit mir die ersten Berechnungen und Messungen zum Thema ‚variabler Ventiltrieb am Dieselmotor‘ durchgeführt hat [Lit. 4.5], Dipl.-Ing. Daniel Weißsteiner, der mit mir das Thema ‚geschränkter Kurbeltrieb am Dieselmotor‘ aufgearbeitet hat [Lit. 5.7] und Dipl.-Ing. Reinhard Luef, der mich bei der Fragestellung ‚alternative Drallsteuerung durch unsymmetrischen Einlassschluss‘ versuchstechnisch unterstützt hat [Lit. 4.28]. Ausnahmslos alle „meine“ Diplomanden haben deutlich mehr geleistet als man es als Betreuer erwarten kann. Ich hoffe und glaube, dass dieser Einsatz letztlich positive Auswirkungen auf das zukünftige Berufsleben hat. Die bisherigen beruflichen Lebenswege „meiner“ Diplomanden bestätigen mich in dieser Meinung. Am Ende des Literaturverzeichnis sind die von mir direkt betreuten Diplomarbeiten angeführt, deren Themen zwar nicht in dieser Arbeit berücksichtigt wurden, die mein fachliches Wissen jedoch inhaltlich auf ein hohes Niveau gebracht haben, was für die erfolgreiche Bearbeitung des Dissertationsthemas hilfreich war.

Abschließend möchte ich mich noch bei meinen Eltern bedanken. Sie haben mein maschinentechnisches Interesse schon seit frühen Kindheitstagen gefördert und mir durch finanzielle Unterstützung während des Universitätsstudiums auch die Möglichkeit gegeben, dieses Interesse auf eine solide theoretische Wissensbasis zu stellen. Diese Arbeit möchte ich im Besonderen meiner leider viel zu früh verstorbenen Mutter widmen.

## Kurzfassung

Bei der Entwicklung von Pkw-Dieselmotoren war bis vor kurzem die Einhaltung der gesetzlich limitierten Abgasemissionen das wichtigste Entwicklungsziel. Aufgrund der thermodynamischen Randbedingungen des dieselmotorischen Arbeitsprozesses stellt der Dieselmotor grundsätzlich ein kraftstoffsparendes Antriebsaggregat für Kraftfahrzeuge dar. Nach Festlegung einer gesetzlichen Obergrenze der CO<sub>2</sub>-Emissionen ab 2012 durch die EU Gremien im Jahr 2008, hat sich auch hier das Hauptaugenmerk auf den Kraftstoffverbrauch verlagert. Es darf daher auch beim Pkw-Dieselmotor nichts unversucht gelassen werden, um weitere Potenziale zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs zu ergründen und in der Serienanwendung darzustellen.

In den letzten Jahren konnten bedeutende Reduktionen des Kraftstoffverbrauchs von dieselmotorisch angetriebenen Pkws durch Optimierung des Warmlaufes, durch Reduktion der Leerlaufphasen sowie durch gezielte Integration elektrischer Baugruppen in den Energiehaushalt des Fahrzeugantriebs erreicht werden.

Ziel der hier vorliegenden Arbeit war es, Potenziale zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs bei Beibehaltung oder gleichzeitiger Verbesserung des Emissionsniveaus durch Änderungen am Arbeitsprozess und durch Verbesserung des Reibungsverhaltens aufzuzeigen. Als Maßnahmen, die einen geänderten Arbeitsprozess zur Folge haben, wurden unterschiedliche Ventilhubkurven und der Betrieb mit verringertem Verdichtungsverhältnis untersucht. Diesbezügliche Erkenntnisse konnten durch Prüfstandsuntersuchungen gewonnen und vielfach mit Simulationsrechnungen verifiziert, oder mit Hilfe von Simulationsrechnungen begründet werden.

Die untersuchten Maßnahmen zur Verbesserung des Reibung beschränken sich auf Änderungen am Kurbeltrieb, wobei hier das Potenzial einer Schränkung sowohl simulatorisch als auch durch Prüfstandsuntersuchungen aufgezeigt wird. Eine reibungsgünstige Definition der Konstruktionsparameter Hub/Bohrungs- und Pleuelstangenverhältnis konnte mit Hilfe von Simulationsrechnungen festgelegt werden.

Nachdem zunächst grundsätzliche Betrachtungen zum Einfluss des Ladungswechsels auf den Arbeitsprozess durch Variation der Ventilhubkurve von Einlass- und Auslassventil erfolgten, konnten Ventilsteuerstrategien definiert werden, die eine positive Wirkung auf den dieselmotorischen Arbeitsprozess erwarten lassen. In der vorliegenden Arbeit werden die Ergebnisse der eingehenden Untersuchungen dieser Ventilsteuervarianten angeführt. Davon besonders erwähnenswert ist die Erkenntnis, dass eine Variation des Einlass Schlusses des Füllkanalventils eine Änderung im Ladungswechsel und im Verbrennungsablauf zur Folge hat, die bei gleich bleibenden Emissionswerten zu einer Verbrauchsabsenkung führt. Eine Untersuchung der Verringerung des Verdichtungsverhältnisses hat gezeigt, dass dabei nur unbedeutende Verbrauchsverbesserungen im Niedriglastbereich zu erzielen sind. Vorteilhaft ist ein niedriges Verdichtungsverhältnis für die Steigerung der spezifischen Leistung und zur Verringerung der Bauteilbelastung des Kurbeltriebes. Aufgezeigt wird auch, dass durch ein spätes Öffnen des Einlassventils das Kaltstart- und Warmlaufverhalten deutlich verbessert wird.

Die Simulation der Reibung eines Pkw Dieselmotors mit geschränktem Kurbeltrieb zeigte eine geringfügige Verbesserungspotenzial des Reibungsverhaltens im zyklusrelevanten Kennfeldbereich. Die hierzu durchgeführten Prüfstandsuntersuchungen bestätigten diese Ergebnisse und zeigten zudem, dass durch Schränkung des Kurbeltriebes der Arbeitsprozess des Dieselmotors nicht wesentlich beeinflusst wird. Das Potenzial zur Reibungsreduktion der Pleuelgruppe stellt sich anhand von Simulationsrechnungen für die Reduktion des Pleuelstangen- und Hub/Bohrungsverhältnisses größer dar, als für bei Schränkung des Kurbeltriebes.

Mit den Erkenntnissen aus den durchgeführten Untersuchungen kann folgendes gesagt werden, dass beim Betrieb von Pkw Dieselmotoren durch den Einsatz von Baugruppen die eine Verstellung der Ventilhubkurven im Betrieb ermöglichen, bei entsprechender Wahl der Ventilsteuerzeiten in einzelnen Betriebszuständen deutliche Verbrauchseinsparungen erzielt werden können. Eine jeweils wirkungsgradoptimale Ventilsteuerstrategie ist jedoch vom Betriebs- und Lastzustand des Motors abhängig. Je nach Flexibilität der Ventilsteuermöglichkeiten kann daher mehr oder weniger des vorhandenen Potenzials genutzt werden. Durch reibungsoptimierte Anpassung der Auslegungsparameter des Kurbeltriebs kann ein zusätzliches Potenzial zur Verbrauchsreduktion genutzt werden.

Es zeigt sich somit, dass der Grundmotor und der Arbeitsprozess von Pkw Dieselmotoren noch Möglichkeiten zur Senkung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes von Fahrzeugen bieten. Um den Zielwert von 120 g/km (bzw. 95 g/km bis 2020) zu erreichen, muss jedoch fahrzeugseitig jedenfalls der Fahrwiderstand weiter reduziert und Komfortbaugruppen bedarfsgerecht gesteuert bzw. gänzlich hinterfragt werden.

## Abstract

For a long period of time, the development of Diesel engines for passenger cars (which are basically very efficient due to the thermodynamic advantages of the Diesel process) only focussed on the exhaust emissions as they had to fulfil the legal limitations for emissions.

Since 2008, when the EU parliament signed a new regulation for the limitation of the CO<sub>2</sub> emissions of passenger cars beginning in 2012, the optimization of the fuel consumption has been a main goal for diesel engine development too. Thus the potentials for the reduction of the fuel consumption must be defined and realized for new series engines.

In the last years, significant reductions of the fuel consumption could be achieved by the optimization of the heat-up strategy, the minimization of the duration when the engine runs in idle mode, and with the coordinated application of electric units for a better energy balance of the whole drive train.

The intention of this work was, to find potentials for the reduction of the fuel consumption by varying the working cycle of the passenger car diesel engine and to find possibilities for a better friction behaviour. The methods which will end in a different working process of the diesel engine uses alternative valve lift curves or a reduced compression ratio. All of the investigations were done at engine test rigs and were attended by 0D- and 1D-simulations.

Methods for the friction optimisation were limited to changing's on the crank mechanism. Investigations in this field were done for the offset of the crank shaft in the crank case with computational methods as well as with measurements on the test rig. Further friction optimised design parameters were calculated for the bore/stroke-ratio and for the connecting rod ratio were calculated.

After doing fundamental investigations on the influence of the gas exchange to the working process of diesel engines by varying the valve lift curve of inlet and exhaust valves, the interesting strategies in this case were defined and tested. The results of these investigations are explained in this work. One of the remarkable results of the improvement of the working process of the passenger car diesel engine shows, that varying the end of the valve opening time of the filling intake port (of a 4 valve per cylinder engine), the gas exchange and the combustion will be altered in such a way that it results in a lower fuel combustion at the same emission levels. The reduction of the compression ratio will only show insignificant advantages for the fuel consumption, but with a lower compression ratio the specific power output can be increased without reinforcement demands. Further it will be shown that with late opening of the inlet valves the warm up and idle run behaviour of the diesel engine at cold ambient conditions will be improved.

The friction calculation of a passenger car diesel engine with crank offset shows slight improvement of the friction in the low power area of the engine map. The measurements at the test rig confirm these results and shows, that with a crank offset the combustion will not be changed significant and so the heat release rate with crank offset is similar to a diesel engine with a conventional crank mechanism. Friction simulations also demonstrate that a higher potential for friction reduction than with the crank offset will be achieved with a lower bore/stroke-ratio as well as with a lower connecting rod ratio.

With the knowledge of the investigations described in this dissertation it can be stated, that for passenger car diesel engines significant advantages for the fuel consumption can be achieved if systems will be integrated which allows adjustment of the valve lift curves. The valve lift and valve timing strategy for highest efficiency will depend on the speed and torque level inside the engine map. An increased flexibility of the adjusting range for the valve lift curve will increase the potential for the reduction of the fuel consumption. With optimised design parameters for the crank mechanism of a passenger car diesel engine further advantages for the fuel consumption can be achieved.

With this dissertation it will be affirmed, that the basic engine and the working process of a passenger car diesel engine still offers further possibilities for the reduction of the fuel consumption and thus of CO<sub>2</sub> emission of passenger cars. To reach the legal target of 120 g/km (resp. 95 g/km in 2020) improvements on the cars which will further reduce the driving resistance must be done in any case. Also the usage of some assemblies for the convenience inside the car must be optimised or even entirely reconsidered.

## Nomenklatur

### Konventionen:

- In dieser Arbeit verwendete Lastpunktbezeichnung: **Drehzahl / effektiver Mitteldruck** [ $\text{min}^{-1}$  / bar]  
Beispiele: **2000 / 2** entspricht Drehzahl =  $2000 \text{ min}^{-1}$  und eff. Mitteldruck = 2 bar  
3000 / 6 → Drehzahl:  $3000 \text{ min}^{-1}$ ; eff. Mitteldruck: 6 bar  
4000 / VL → Drehzahl:  $4000 \text{ min}^{-1}$ ; eff. Mitteldruck: Volllast
- Die gemessene **Rauchemission** eines Dieselmotor wird in dieser Arbeit oftmals auch als **Rußemission** bezeichnet, obwohl dies streng genommen nicht korrekt ist. Die wechselweise Verwendung dieser beiden Ausdrücke und des Begriffs „**Partikelemission**“ ist in der Fachsprache der Dieselmotorenentwickler üblich und wird daher hier auch angewendet. Oft wird auch nur von Rauch gesprochen.
- Wenn in dieser Arbeit ohne weitere Information von Verbrauch geschrieben wird ist grundsätzlich der Kraftstoffverbrauch gemeint.

### Abkürzungen:

NEDC..... New European Driving Cycle (neuer europäischer Fahrzyklus) / zur Ermittlung des Normverbrauchs

SMK..... Schwungmassenklasse (Gewichtseinstufung für den NEDC Test)

LLK..... Ladeluftkühlung

VTEC ..... Ventiltriebssystem mit variablen Steuerzeiten (Hersteller Honda)

AGR ..... Abgasrückführung, auch Abgasrückführ; entspricht dem englischsprachigen EGR

°KW..... Grad Kurbelwinkel (Position der Kurbelwelle)

°NW ..... Nockenwellenwinkel (Position der Nockenwelle)

UT..... unterer Totpunkt (vorangestellter Index v,n für vor bzw. nach UT)

OT ..... oberer Totpunkt (vOT = vor OT, nOT = nach OT)

ZOT..... oberer Totpunkt zum Zündzeitpunkt (Zünd-OT, vorangestellter Index v,n für vor bzw. nach UT)

WOT ..... oberer Totpunkt zum Ladungswechsel (Wechsel-OT, vorangestellter Index v,n für vor od. nach UT)

HE..... Haupteinspritzung

VE ..... Voreinspritzung

VE1 ..... 1. Voreinspritzung

VE2 ..... 2. Voreinspritzung

SOI ..... „start of injection“ – Einspritzbeginn Haupteinspritzung

EOI ..... „end of injection“ – Ende der Haupteinspritzung

EVT ..... Vollelektrischer Ventiltrieb

DPF..... Dieselpartikelfilter

EÖ..... Ventilsteuerzeit „Einlass Öffnet“

ES..... Ventilsteuerzeit „Einlass Schluss“

AÖ..... Ventilsteuerzeit „Auslass Öffnet“

AS ..... Ventilsteuerzeit „Auslass Schluss“

vOT ..... vor dem Oberen Totpunkt

nOT ..... nach dem Oberen Totpunkt

vUT..... vor unterem Totpunkt

nUT..... nach unterem Totpunkt

sES ..... Ventilsteuerverfahren „spätes Einlass Schließt“

fES..... Ventilsteuerverfahren „frühes Einlass Schließt“

sEÖ..... Ventilsteuerverfahren „spätes Einlass Öffnet“

SMK ..... Schwungmassenklasse

H/B..... Hub-Bohrungsverhältnis

r/L ..... Pleuelstangenverhältnis

TradeOff.. grafische Darstellungsform von Messgrößen mit gegenläufigem Trend

EU 3,4,5 .. Kurzbezeichnung von europäischen Abgasgesetzgebungsstufen für Pkw's

EU II,III,IV ..... Kurzbezeichnung von europäischen Abgasgesetzgebungsstufen für Lkw's  
 FSN..... Filter Smoke Number (Messresultat des AVL 415S Rauchmesssystems)  
 DOE ..... Design Of Experiments (Verfahren zur statistischen Versuchsplanung)  
 VE ..... Voreinspritzung  
 HE..... Haupteinspritzung  
 VL..... Volllast  
 ZV..... Zündverzögerung  
 DS..... Druckseite des Kolbens  
 GDS ..... Gegendruckseite des Kolbens

**Formelzeichen:**

$\eta_i$ ..... indizierter Wirkungsgrad [%]  
 $\eta_e$ ..... effektiver Wirkungsgrad [%]  
 $\eta_{th,v}$ ..... theoretischer Wirkungsgrad des idealen Arbeitsprozesses [%]  
 $\eta_v$  ..... Wirkungsgrad des Vergleichsprozesses [%]  
 $\eta_g$ ..... Gütegrad [%]  
 $\Delta\eta_{iV}$ ..... Wirkungsgradverlust durch reale Verbrennung [%]  
 $\Delta\eta_{iUV}$  ..... Wirkungsgradverlust durch unvollständige Verbrennung [%]  
 $\Delta\eta_{iL}$  ..... Wirkungsgradverlust durch reale Ladung [%]  
 $\Delta\eta_{iWw}$ ..... Wirkungsgradverlust durch Wärmeübergang [%]  
 $\Delta\eta_{iLeck}$  ..... Wirkungsgradverlust durch Leckage [%]  
 $\Delta\eta_{iÜ}$  ..... Wirkungsgradverlust durch Überströmen [%]  
 $\Delta\eta_{iLW}$ ..... Wirkungsgradverlust durch Ladungswechsel [%]  
 $\Delta\eta_m$  ..... mechanischer Wirkungsgradverlust [%]  
 $W_i$  ..... indizierte Arbeit [J]  
 $W_e$ ..... effektive Arbeit [J]  
 $W_f$ ..... Reibarbeit [J]  
 $p_i$  ..... indizierter Mitteldruck [bar] ([kPa])  
 $p_e$ ..... effektiver Mitteldruck [bar]  
 $p_f$ ..... Reibmitteldruck [bar]  
 $V_H$ ..... Hubvolumen [m<sup>3</sup>]  
 $V_C$ ..... Verdichtungsolumen [m<sup>3</sup>]  
 $\varepsilon$  ..... Verdichtungsverhältnis [-]  
 $\kappa$ ..... Isentropenexponent [-]  
 $v$  ..... spezifisches Volumen [m<sup>3</sup>/kg]  
 $p_x$ ..... Druck [N/m<sup>2</sup>, Pa, bar]  
 $p_{KGH}$  ..... Druck im Kurbelgehäuse [bar]  
 $T_x$ ..... Temperatur [K, °C]  
 $U$  ..... innere Energie [J]  
 $M_x$ ..... Masse [kg]  
 $\varphi$ ..... Kurbelwinkel [°], 0° = Kolben in OT, wenn nicht anders angeführt  
 $Q_x$  ..... Wärme [J]  
 $pdV$ ..... Volumsänderungsarbeit [J]  
 $dQ_B$ ..... Brennverlauf [J/°KW] auch Kraftstoffumsetzrate  
 $SQ_B$ ..... = $\int dQ_B$  Summenbrennverlauf [J]  
 $\mu\sigma$  ..... Strömungskennwert [-]  
 $d_v$  ..... innerer Ventilsitzdurchmesser [m]  
 $A_v$ ..... Innerer Ventilsitzquerschnitt [m<sup>2</sup>]  
 $R$ ..... Gaskonstante [J/kgK]

---

$dQ_W$	Wandwärmestrom [J/°KW]
$\alpha_g$	Wärmeübergangskoeffizient [W/m²K]
$c_p$	spezifische Wärmespeicherkapazität bei konst. Druck [J/kgK]
$m_x$	Massenstrom [kg/s]
$h_x$	Enthalpie [J]
$P_x$	Leistung [W]
$F_x$	Kraft [N]
$a_x$	Beschleunigung [m²/s²]
$m_x$	Masse [kg]
$m_K$	Kolbenmasse [kg]
$m_{Pl}$	Pleuelmasse [kg]
$m_{KB}$	Kolbenbolzenmasse [kg]
$m_{KR}$	Masse der Kolbenringe [kg]
$s(\varphi)$	Kolbenweg [m]
$B$	Zylinderbohrung [m]
$H$	Hub [m]
$r$	Kurbelradius [m]
$L$	Pleuellänge [m]
$\lambda$	Schubstangenverhältnis r/L [-]
$e$	Schränkungsmaß [m]
$y$	Abstand Kurbelwellenachse zur Kolbenbolzenebene [m]
$s$	Kolbenweg [m]
$A_K$	Kolbenfläche [m²]
$\mu$	Reibbeiwert [-]
$v_K$	Kolbengeschwindigkeit [m/s]
$DZ$	Drallzahl [-]
$TZ$	Tumblezahl [-]
$\rho$	Dichte [kg/m³]
$M_{x,y,z}$	Drehmoment um die jeweilige Achse [Nm]
$M_d$	Motordrehmoment [Nm]
$P_e$	eff. Motorleistung [kW]
$ZV$	Zündverzug [°KW]
$M_{q,12}$	Impulsaustausch durch Quetschströmung [Nm]
$M_{vs,12}$	Impulsaustausch durch viskose Scherkräfte [Nm]
$M_{reib,12}$	Impulsänderung durch Reibung [Nm]
$I_i$	Massenträgheitsmoment [kgm²]
$\omega_i$	Winkelgeschwindigkeit [s⁻¹]
$\mu_e$	kinematische Viskosität [kg/ms]
$\nu_e$	dynamische Viskosität [m²/s]
$l_m$	charakteristische Länge [m]
$c_f$	Scherfaktor [-]
$C_{vs}$	Faktor viskose Scherkraft [-]
$r_{i(1 \text{ oder } 2)}$	Radius Grenze der Brennraumbereiche [m]
$A_{1,2}$	Berührfläche Brennraumbereich mit Wand [m²]
$m_q$	Strömungsmasse aus Quetschspalt [kg]

**An die Zahnräder**

Täglich steigt aus Automaten  
immer schöneres Gerät.  
Wir nur blieben ungeraten,  
uns nur schuf man obsolet.  
Viel zu früh aus dunklem Grunde  
vorgeformt und abgestellt,  
stehen wir nun zu später Stunde  
ungenau in dieser Welt.  
Ach, im Umkreis des Genauen  
ziemt uns kein erhobenes Haupt.  
Dingen nur ist Selbstvertrauen,  
nur Maschinen Stolz erlaubt.

aus „Die Antiquiertheit des Menschen“

**Günter Anders**

(technikkritischer Philosoph, †1992)

## 1. Einleitung

### 1.1. Motivation

Den Dieselmotor zeichnet als Antriebsaggregat für Personenkraftwagen ein hoher Wirkungsgrad und damit ein geringerer Kraftstoffverbrauch aus. Hauptursache für den Verbrauchsvorteil gegenüber Ottomotoren ist die Methode, die Leistung durch Variation des Luftverhältnisses zu regeln, und zudem das üblicherweise höhere Verdichtungsverhältnis. Insbesondere die als Qualitätsregelung bezeichnete Leistungssteuerung führt beim Dieselmotor bei niedrigen Lasten zu deutlich höheren Wirkungsgraden als bei konventionell betriebenen Ottomotoren. Diese Teillastvorteile waren dem Dieselmotor bereits immanent als im Pkw noch Kammermotoren eingesetzt wurden. Mit dem Einsatz der Direkteinspritzung im Pkw Dieselmotor ab den frühen 1990er Jahren, der durch neuartige Einspritztechnologien ermöglicht wurde, gelang eine weitere deutliche Verbesserung des Wirkungsgrades. Mit der Direkteinspritzung konnte zudem die spezifische Leistung, die bei Kammermotoren durch eine hohe thermische Belastung limitiert war, deutlich gesteigert werden. Hoch entwickelte Kammermotoren zeigten eine maximale spezifische Leistung von ~42 kW/lit. Bereits einige Jahre nach Einführung der Direkteinspritzung wurden Dieselmotoren mit einer spezifischen Leistung von 50 kW/lit. in Serie gebracht. Aktuell liegen die spezifischen Leistungen von hoch entwickelten Spitzenaggregaten bei 75 kW/lit., wobei zwischen diesen beiden Leistungszahlen nur 10 Jahre an Entwicklungsarbeit liegen.

Den modernen Pkw Dieselmotor charakterisieren heute hohe spezifische Leistung, ein großes Maß an Dynamik durch ein hohes Drehmoment bei niedriger Drehzahl und gleichzeitig ein geringer Kraftstoffverbrauch, insbesondere im Teillastbetrieb. Leider ist im Vergleich zum konventionellen Ottomotor (mit Dreiwege-Katalysator) das Emissionsverhalten bei betriebswarmen Motor schlechter. Während ein Ottomotor mit erwärmtem Katalysator faktisch keine Schadstoffe ausstößt, ist beim Dieselmotor ein durchgängiger Ausstoß von Stickoxiden und Russpartikel vorhanden. Durch gesetzliche Vorschriften wurden diese Emissionen stark begrenzt. In den letzten 10 Jahren wurden z.B. die Stickoxidemission um 80% reduziert [Lit. 1.1]. Zur Erreichung der Grenzwerte für den Partikelaustritt müssen heute Pkw durchgehend mit Partikelfilter ausgerüstet werden, wodurch die Rußemission bei Neufahrzeugen, die der Emissionseinstufung „Euro 5“ entsprechen, praktisch eliminiert wurden. Obwohl eine NO<sub>x</sub>-Absenkung bei bestehenden Motorkonzepten mit Wirkungsgradeinbußen einhergeht, konnten diese Emissionsreduktionen durch Weiterentwicklungen des Brennverfahrens ohne Einbußen beim Verbrauch umgesetzt werden.

Waren in den Jahren bis ~2007 vorrangig die gesetzlichen Limits der Emissionskomponenten treibende Kraft bei der Dieselmotorentwicklung, hat sich der Einfluss des Kraftstoffverbrauchs auf die Entwicklungstätigkeit in den letzten Jahren in hohem Maße verstärkt. Bei der Verbrennung von Kohlenwasserstoffen werden die Kohlenstoffanteile des Brennstoffs zu Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>) oxidiert und in die Umgebung abgegeben. In der

Atmosphäre wirken die CO<sub>2</sub> Moleküle neben anderen Luftbestandteilen (vorrangig Methan, Lachgas und Wasserdampf) als Treibhausgas. Dem Kohlendioxidanteil in der Luft wird aktuell eine doppelt so hohe Wirksamkeit für den Treibhauseffekt als allen anderen Treibhausgasen zusammen beigemessen [Lit. 1.2].

CO<sub>2</sub> Emissionen, die bei der Verbrennung von nachwachsenden Rohstoffen entstehen, haben nur eine kurze Verweildauer in der Atmosphäre, da sie beim Pflanzenwachstum durch die Photosynthese wieder in Kohlenstoff und Sauerstoff umgewandelt werden. Der Kohlenstoff aus diesen CO<sub>2</sub> Molekülen wird für das erneute Wachstum der Pflanzen genutzt. Der damit beschriebene CO<sub>2</sub> Kreislauf hat demnach eine Zykluszeit von einem Jahr für jährlich geerntete Pflanzen, und von ca. 100 Jahren für Bäume.

Bei der Verbrennung von fossilen Energieträgern werden demgegenüber CO<sub>2</sub> Moleküle freigesetzt, die vor Jahrmillionen in der Atmosphäre waren.

Die CO<sub>2</sub> Konzentration in der Atmosphäre ist seit Beginn der Industrialisierung kontinuierlich gestiegen. Man kann daher davon ausgehen, dass durch die Menge an fossilen Energieträgern, die derzeit jährlich energetisch genutzt werden, deutlich mehr CO<sub>2</sub> freigesetzt wird als die Flora für Pflanzenwachstum benötigt. Die Konzentration von CO<sub>2</sub> in der Atmosphäre hat sich seit 1750 von ~250ppm auf aktuell ~380 ppm erhöht, wobei insbesondere in den letzten 4 Jahrzehnten ein hoher Anstieg dieser Konzentration festzustellen ist. Langjährige Mitarbeiter am Institut für Verbrennungskraftmaschinen & Thermodynamik der TU Graz erinnerten in Gesprächen noch daran, dass die ersten Abgasanalysegeräte in den frühen 70er Jahren des vorigen Jahrhunderts mit 330 ppm kalibriert wurden. Heute erfolgt die „Nullung“ der CO<sub>2</sub>-Analysatoren mit Umgebungsluft bei 380 ppm.

Der Anteil des CO<sub>2</sub> in der Atmosphäre klingt mit 380ppm (=0.038%) als gering. Dabei ist jedoch zu bedenken, dass Pflanzen wie Farne und Schachtelhalme, die in der heutigen Atmosphäre eine Größe von 0.3 bis 1.0 m erreichen, vor 300 Millionen Jahren (im Karbon) bei einer atmosphärischen CO<sub>2</sub> Konzentration von ~1000ppm auf eine Höhe von 10-30m wuchsen und damit den Hauptbestandteil der damaligen Wälder bildeten (und der Ursprung unserer Steinkohlevorräte sind). Schon daran ist zu erkennen, dass trotz, absolut betrachtet, geringem Anteil von CO<sub>2</sub> in der Atmosphäre, eine Änderung der Konzentration deutliche Auswirkung auf die Flora und in weiterer Folge wohl auch auf die Fauna unseres Planeten bewirken kann. Die Folgen einer Erhöhung der Kohlendioxidkonzentration auf das Klima unseres Planeten können derzeit nicht geschlossen abgeschätzt werden. Die dazu existierenden Theorien reichen von einer Ergrünung der Sahara bis zu großflächigen Überschwemmungen von strandnahen Landgebieten als Folge des Abschmelzen von großen Packeisemengen durch eine Erderwärmung, die als Auswirkung des Treibhauseffekts vermutet wird.

Die Erderwärmung ist in diesem Zusammenhang derzeit allgegenwärtiges Thema der Berichterstattung. Die als gesichert geltende Erwärmung der Erdatmosphäre wurde 2007 vom IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) wie folgt begründet: „Die Erwärmung des Klimasystems ist ohne jeden Zweifel vorhanden. Die globale Oberflächentemperatur ist um +0.74° gestiegen, und 11 der letzten 12 Jahre waren die wärmsten seit Beginn der Aufzeichnungen. Die Temperaturzunahme der letzten 50 Jahre ist doppelt so hoch wie die der letzten 100 Jahre, und die Arktis hat sich doppelt so stark erwärmt wie im globalen Mittel“ [Lit. 1.2]. Auch wenn diese Aussagen im Jahr 2010 wieder kontroversieller diskutiert werden und eine globale Erwärmung insbesondere von mathematisch und physikalisch wenig gebildeten Personen meist aufgrund von zeitlich singulären und räumlich lokalen Wetterphänomenen bezweifelt werden, muss einem weiteren Anstieg der Treibhausgasemissionen vehement entgegen gewirkt werden. Ob sich die derzeit vermuteten Auswirkungen der CO<sub>2</sub> Konzentration in der Atmosphäre auf das globale Temperaturniveau langfristig bewahrheiten ist nicht gesichert vorherzusagen. Eine Gewissheit darüber würde die Menschheit erst durch eine Sichtbarwerdung der Folgen erlangen, wobei dann eine Umkehr dieser Folgen vermutlich nicht mehr möglich wäre bzw. eine Stabilisierung der CO<sub>2</sub> Konzentration nur mehr auf einem sehr hohen Niveau erzielt werden könnte. Schon aus dieser Unsicherheit heraus muss die Reduktion der CO<sub>2</sub> Emission aus fossilen Energieträgern vorrangiges Ziel unserer Gesellschaft sein.

Der Individualverkehr mit Pkw verursacht aktuell ~12% der anthropogenen CO<sub>2</sub> Emissionen in der EU. Weltweit liegt dieser Anteil bei ~5% [Lit. 1.3]. Da die CO<sub>2</sub> Emissionen von Pkw derzeit fast ausschließlich fossilen Ursprungs sind, stehen die Automobilhersteller in der Pflicht, den Verbrauch ihrer Fahrzeugflotten zu senken. Das im Jahr 1998 vom Verband der europäischen Autohersteller selbst gewählte Ziel, den Flottenverbrauch der Personalfahrzeuge bis zum Jahr 2008 von 186 g/km auf 140 g/km im NEDC Fahrzyklus zu senken, wurde nur von 4 der 12 europäischen Fahrzeughersteller erreicht. Dies obwohl die drastische Erhöhung des Dieselanteils an der Neufahrzeugflotte einen zusätzlichen positiven Einfluss auf den Flottenverbrauch und somit auf die CO<sub>2</sub> Emission hatte. Das EU-Parlament hat daraufhin im Jahr 2008 eine gesetzliche Obergrenze des CO<sub>2</sub>-Ausstosses von Pkw beschlossen. Dadurch sind die Hersteller verpflichtet, ab 2012 für ihre Personalfahrzeugflotte einen durchschnittlichen Verbrauch von 120 g/km im NEDC Fahrzyklus zu erzielen. Dabei ist

durch innermotorische Verbesserungen alleine ein CO<sub>2</sub> Ausstoß von 130 g/km vorgeschrieben, während die restlichen 10 g/km CO<sub>2</sub> Emission durch fahrzeugspezifische Maßnahmen eingespart werden können. Falls ein Hersteller dieses Ziel nicht erreicht, muss er Strafzahlungen leisten. Die Umsetzung dieser Verpflichtung ist zeitlich gestuft: bis 2012 müssen 65% der Neuwagen eines Herstellers dieser Begrenzung entsprechen, bis 2013 75%, 80% bis 2014 und ab 2015 muss jeder Hersteller dieses Emissionslimit für 100% seiner verkauften Fahrzeuge erreichen, will er den Strafzahlungen entgehen.

Die Senkung des Kraftstoffverbrauches (und damit der CO<sub>2</sub> Emission) ist daher für die Fahrzeughersteller nicht nur aus Umweltschutzgründen vorrangiges Ziel bei der Entwicklung neuer Motoren, sondern in naher Zukunft auch ein wesentliches ökonomisches Anliegen.

In den letzten Jahren wurde sehr viel an Entwicklungsarbeit zur Optimierung des Aufwärmverhaltens und für die Umsetzung intelligenter Betriebsstrategien von Nebenaggregaten und von Fahrzeugsystemen in der Warmlaufphase geleistet. In Anbetracht der Tatsache, dass für die gesetzliche Einstufung des Verbrauchs und der Schadstoffemission die Resultate im NEDC Fahrzyklus (der eine Kurzstreckenfahrt nach Kaltstart widerspiegelt) zählen, war dieser Lösungsansatz von Erfolg gekrönt. Auch wenn die durchschnittliche Fahrdistanz mit einem Pkw heute bei ~5 km liegt und die Auswirkung dieser Warmlaufstrategien daher auf die integrative CO<sub>2</sub> Emission des Personenverkehrs große Auswirkungen hat, soll kein Versuch unterlassen werden, den stationären Kraftstoffverbrauch von Pkw Dieselmotoren auch bei verschärften Schadstoffgrenzwerten zu optimieren.

Pkw Dieselmotoren haben inzwischen eine hervorragende Effizienz erreicht und viele Fachleute sind der Meinung, dass eine weitere Steigerung nur mehr durch hohen technischen und damit finanziellen Aufwand erzielt werden kann. Die letzten Jahrzehnte haben uns jedoch gezeigt, dass die immer wieder vertretene Meinung, dass ein Maximum an Effizienz bereits erreicht ist, nie wirklich von Bestand waren.

In dieser Arbeit werden Potenziale zur Verbrauchsverbesserung aufgezeigt, die durch Änderungen an mechanischen Baugruppen des Pkw Dieselmotors, speziell am Ventil- und am Kurbeltrieb genutzt werden können. Die dargestellten Änderungen am Kurbeltrieb haben eine Reduktion der Reibung zum Ziel, während die Änderungen am Ventiltrieb zu alternativen Steuerzeiten führen mit denen positive Auswirkungen auf den Arbeitsprozess des Dieselmotors erzielt werden können.

## **1.2. Stand der Technik**

### **Verbrauch und Emission**

Wie bereits zuvor angeführt, wurde in den letzten Jahren die spezifische Leistung von Dieselmotoren auf bis zu 75 kW/l erhöht, wobei gleichzeitig eine deutliche Verbrauchsabsenkung erzielt wurde. Parallel dazu mussten die verschärften Schadstoffgrenzwerte eingehalten werden. Im Jahr 1998 lag der Kraftstoffverbrauch für ein Fahrzeug der Kompaktkategorie (hier konkret VW GOLF IV 1.9 TDI) bei einem Fahrzeugleergewicht von 1190 kg und einer Motorleistung von 66 kW bei 5.0 l/100km. Dabei erfüllte das Fahrzeug die Schadstoffklassifizierung Euro 3. Das aktuelle Nachfolgemodell Golf VI (in Ausführung BlueMotion) verbraucht im NEDC Zyklus auf 100 km nur 3.9 lt. Kraftstoff, jedoch bei Einhaltung der Schadstoffgrenzwerte nach Euro V und mit einer Leistung des Motors von 77 kW. Zudem liegt das Leergewicht dieses Fahrzeug bei 1310 kg.

Der Verbrauchsgewinn wurde dabei sowohl durch Maßnahmen zur Reduktion der Fahrwiderstände und durch Optimierung des Aufwärmverhaltens des Motors, aber auch durch Maßnahmen am Arbeitsprozess des Motors selbst erzielt. Im Gegensatz zum zuvor angeführten Fahrzeug des Produktionsjahres 1998 ist der Motor im aktuellen Fahrzeug mit einem Common Rail Einspritzsystem ausgerüstet. Die Vorteile dieses Systems werden an dieser Stelle nicht näher erläutert, die aktuellen Schadstoffgrenzwerte und die dazu notwendigen Betriebsstrategien erzwingen geradezu den Einsatz dieses Systems bei Pkw Dieselmotoren. Neben den daraus resultierenden Vorteilen für die Verbrennungsführung, nutzt der aktuelle Motor auch die Vorteile der hohen spezifischen Leistungsfähigkeit moderner Dieselmotoren. Während das Modell aus dem Jahr 1998 mit einem 1.9 lt. Motor ausgestattet ist, wird das aktuelle Fahrzeug von einem Motor mit 1.6 lt. Hubraum angetrieben. Ein weitere Maßnahme die eine deutlich Verbesserung des NEDC Verbrauchs bringt, ist das Start/Stopp System, das eine Abschaltung des Motors in Stillstandsphasen des Fahrzeuges veranlasst.

Vergleicht man den rein stationären Verbrauch (betriebswarm) von ähnlichen Motoren unterschiedlicher Emissionsklassifizierung, so ist im Motorkennfeld sowohl im Bestpunkt als auch im Nennlastpunkt keine deutliche Verringerung zu erkennen. In [Diagramm 1.1](#) und [Diagramm 1.2](#) sind die Verbrauchskennfelder des Motors B (Nennleistung ~110 kW, 4 Zyl., 2.0 lt. Hubraum, Euro 4 - 2005) und des Motors D (Nennleistung ~130 kW, 4 Zyl., 2.0 lt. Hubraum, Euro 5 - 2009) dargestellt.

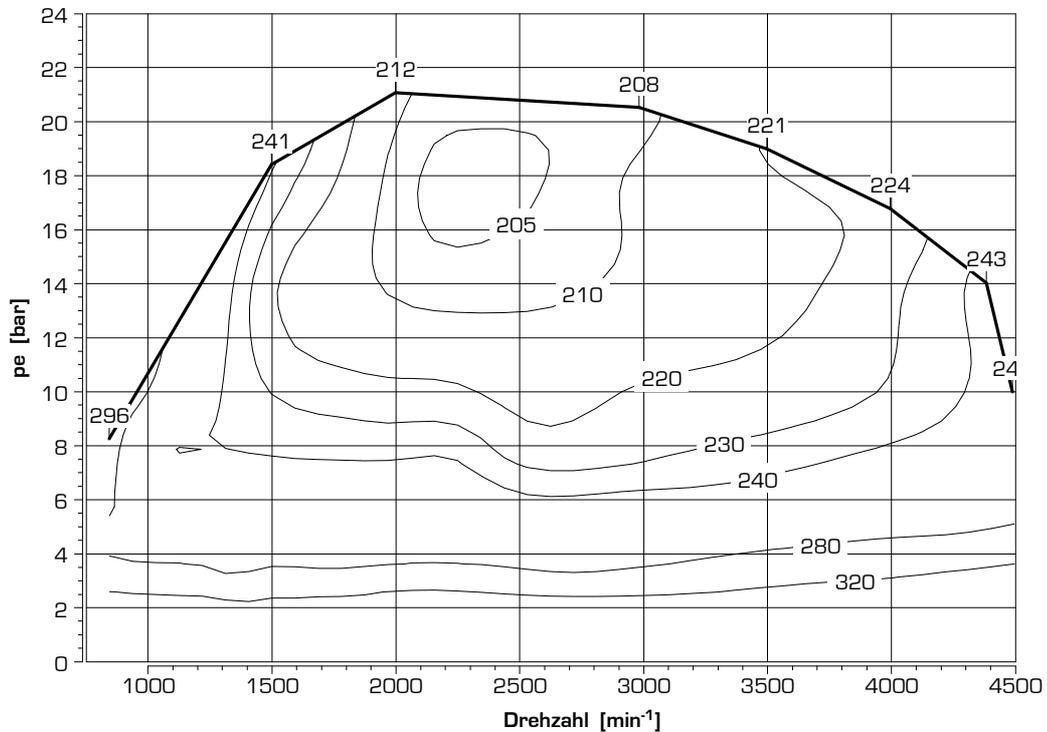


Diagramm 1.1: spezifischer Kraftstoffverbrauch  $b_e$  [g/kWh]: Motor B

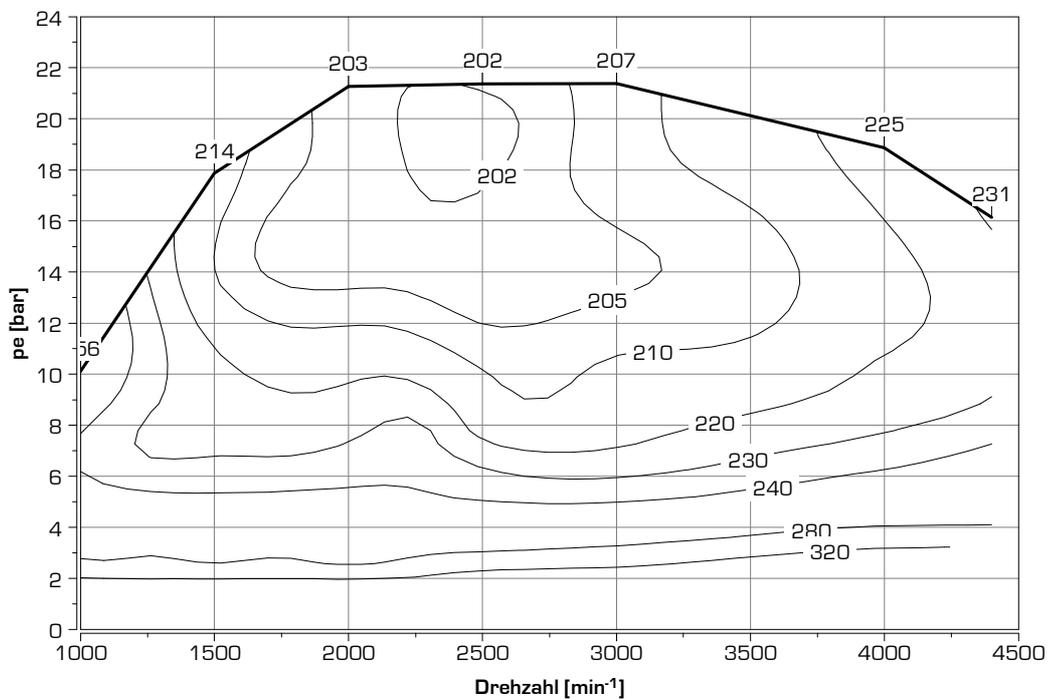


Diagramm 1.2: spezifischer Kraftstoffverbrauch  $b_e$  [g/kWh]: Motor D

Eine deutliche Verringerung des spezifischen Verbrauchs ist nur im unteren Lastbereich zu erkennen. Stellt man die NO<sub>x</sub>-Emissionen dieser Motoren gegenüber so kann man für Motor D, der die Emissionsgrenzwerte

nach Euro 5 zu erfüllen hat, eine deutliche Verringerung des NO<sub>x</sub> Ausstoßes erkennen (Diagramm 1.3 und Diagramm 1.4).

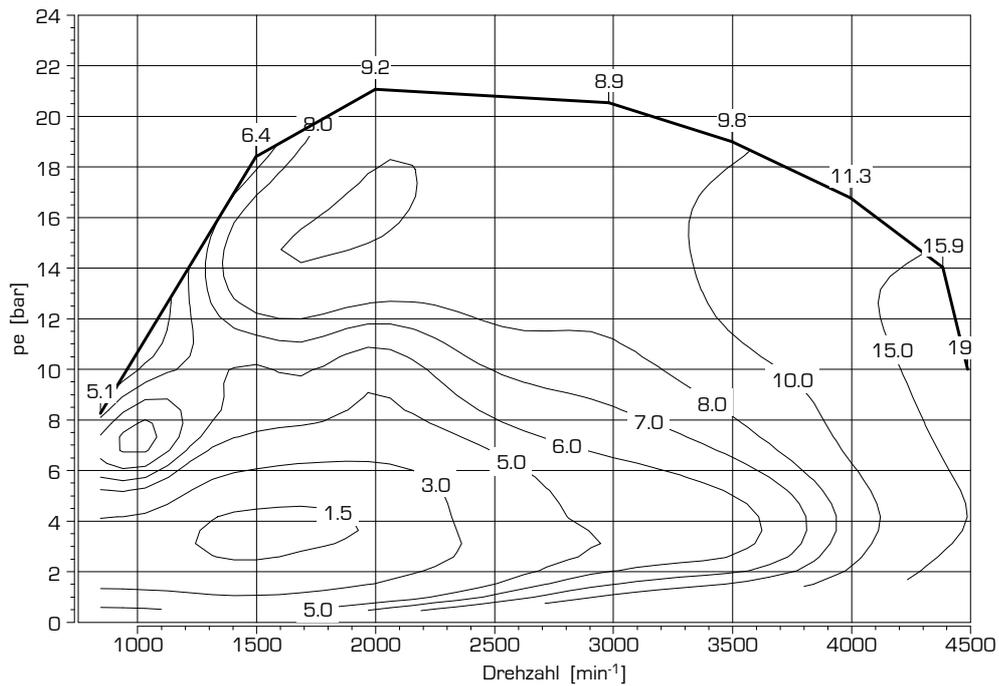


Diagramm 1.3: Stickoxidemissionen NO<sub>x</sub> [g/kWh]: Motor B

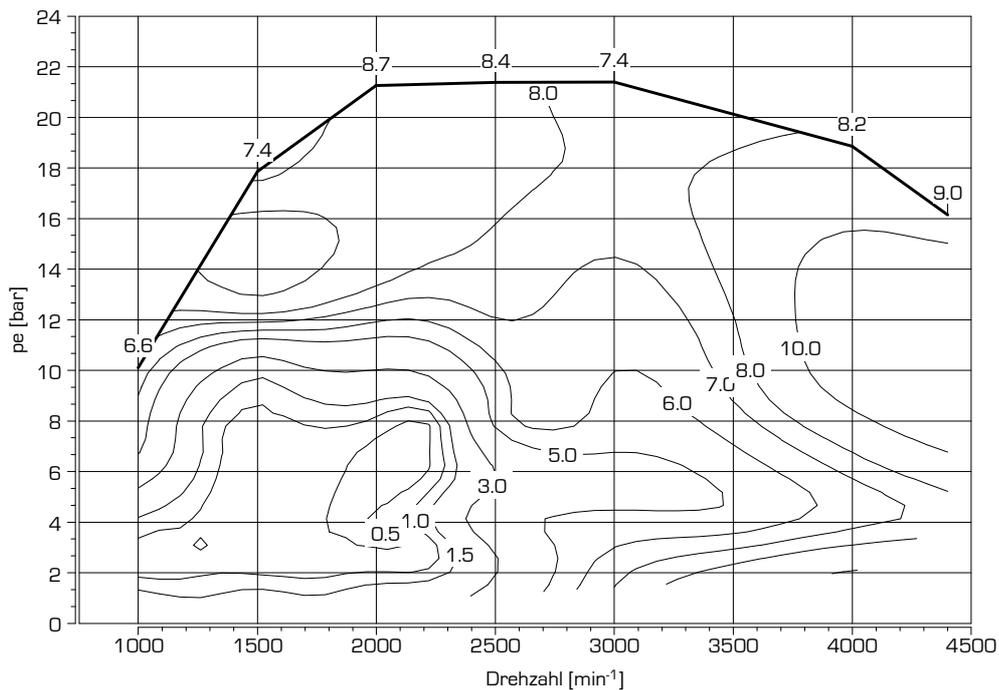


Diagramm 1.4: Stickoxidemissionen NO<sub>x</sub> [g/kWh]: Motor D

Wenn man die Änderung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs im Kennfeld, der Änderung des Verbrauchs im normierten Fahrzyklus, der sich von 5.7 l/100km auf 4.5 l/100km und somit um 21% verringert hat, gegenüber stellt, dann wird deutlich, dass der Verbrauchsgewinn im NEDC vorrangig auf geänderte Betriebs- und Aufwärmstrategien beruhen muss, während die Verbesserung der NO<sub>x</sub>-Emissionen nur auf innermotorischen Maßnahmen zurück geführt werden kann.

Zu den Maßnahmen, die als Änderung der Betriebsstrategie zu bezeichnen sind, zählen:

- Start/Stop System: der Motor stellt sich im Fahrzeugstillstand selbstständig ab und startet bei Anfahrwunsch von selbst

- intelligentes Strommanagement: die Be- und Entladung der Batterie wird im Warmlauf des Motors verbrauchsoptimal gesteuert
- Schaltpunktverschiebung: durch Anpassung der Getriebeübersetzung kommt es zu einer Verschiebung des Betriebs zu höheren Lasten aber niedrigeren Drehzahlen und somit zu einem Betrieb im Kennfeldbereich mit höherem Wirkungsgrad (Voraussetzung: verbesserte Anfahrtsstärke des Motors)

Diese Maßnahmen sind für die Verbrauchsermittlung im Normfahrzyklus besonders wirkungsvoll, da es hier mehrmals zu Stillstandszeiten kommt und das Geschwindigkeitsprofil insbesondere in der ersten Phase des Versuchslaufes sehr niedrig ist.

Auf den realen Fahrbetrieb umgemünzt wirken diese Maßnahmen besonders im Kurzstreckenverkehr und bei Stopp & Go Situationen (z.B. im Stau). Für Überlandfahrten sind diese Maßnahmen nur bedingt vorteilhaft.

Die Wirksamkeit dieser Maßnahmen im NEDC zeigt sich eindrucksvoll beim durchschnittlichen Wirkungsgrad, der mit aktuellen Diesel-Pkw im NEDC Fahrzyklus erreicht wird. Der Energiebedarf für die Überwindung der Fahrwiderstände eines Mittelklasseauto im NEDC Zyklus liegt bei 12.6 kWh/100km. Die geringsten Kraftstoffverbräuche von Mittelklasse Diesel Pkws im Fahrzyklus liegen bei Niederschrift dieser Arbeit bei 3.9 lt./100km (VW Golf VI Blue Motion, VOLVO C30 DRIVE). Die Kraftstoffmenge von 3.9 lt. entspricht einem Energieinhalt von ~38.5 kWh. Daraus errechnet sich ein gemittelter Wirkungsgrad im NEDC von 32.7% für diese Mittelklassefahrzeuge.

Trotz dieser exzellenten Verbrauchsergebnisse im NEDC Zyklus, müssen auch weiterhin alle Möglichkeiten zur Verbesserung des stationären Verbrauchsverhaltens von Pkw Dieselmotoren genutzt werden. Wirkungsgradverbesserungen im stationären Kennfeld eines Dieselmotors führen bei allen Betriebszuständen zu Verbrauchsvorteilen, mit bedeutenden Auswirkungen auf den Realverbrauch von Fahrzeugen die nicht nur im Stadtverkehr eingesetzt werden.

## Kurbeltrieb

In dieser Arbeit werden Maßnahmen an Kurbel- und Ventiltrieb geprüft, und ihre Potenziale für eine Verbrauchsminderung untersucht.

Die Maßnahmen am Kurbeltrieb beschränken sich auf Änderungen des Pleuelstangen- und des Hub/Bohrungsverhältnisses und sollen vorrangig eine Reduktion der Reibung bewirken. Des Weiteren wird die Schränkung des Kurbeltriebes untersucht.

Bei konventionellem Kurbeltrieb stellen Pkw Dieselmotoren mit einem Hub/Bohrungsverhältnis von 1.05 – 1.22 den Stand der Technik dar. Seit langem gilt die Meinung, dass Dieselmotoren aus thermodynamischen Gründen langhubig ausgeführt sein müssen um gute Wirkungsgrade zu erzielen. Erst im Jahr 2009 wurde von VW ein Pkw Dieselmotor mit 1.6 lt. Hubraum präsentiert, der ein Hub/Bohrungsverhältnis von 1.01 aufweist und trotz dieses geringen Wertes ein exzellentes Verbrauchsverhalten zeigt (der zuvor erwähnte VW Golf VI Blue Motion mit einem NEDC Verbrauch von 3.9 lt./100km ist mit diesem Motor ausgestattet). Bei Darstellung der Simulationsergebnisse zum geänderten Hub/Bohrungsverhältnis (Kapitel 5.3) werden die Vorteile dieses geänderten Konstruktionsmerkmals auf die Reibung deutlich (siehe Diagramm 5.8).

Der Einfluss der Pleuellänge auf das Reibungsverhalten ist seit langem bekannt. Insbesondere bei Saugottomotoren, die für Rennzwecke adaptiert werden, sind Motoren mit großer Pleuellänge begehrt. Konventionelle Pkw Dieselmotoren weisen heute Pleuelstangenverhältnisse zwischen 0.31 und 0.36 auf. Mit Hilfe einer Simulationsrechnung wurden im Rahmen dieser Arbeit die Auswirkung einer Pleuelverlängerung errechnet.

Der geschränkte Kurbeltrieb ist für Pkw Motoren und insbesondere für Pkw Dieselmotoren unüblich. Bei Motorradmotoren sind Schränktriebmotoren bei Hochleistungsanforderungen im Einsatz. Dem Autor sind jedoch nur drei Autohersteller bekannt die Dieselmotoren mit geschränktem Kurbeltrieb in Serie einsetzen: Toyota, Nissan/Renault und Hyundai/Kia. Diese Hersteller verwenden geschränkte Kurbeltriebe auch bei Ottomotoren. Von Toyota ist bekannt, dass die Kurbelgehäuse von Otto- und Dieselmotoren zum Teil auf den selben Fertigungsstraßen produziert werden. Es liegt daher die Vermutung nahe, dass Toyota vorrangig aus Gründen der Gleichteilnutzung Dieselmotoren mit geschränktem Kurbeltrieb baut.

## Ventiltrieb

Im Rahmen dieser Arbeit wird eingehend auf die Potenziale, die eine Verstellbarkeit der Ventilsteuerzeiten bringen könnte, eingegangen. Variabilität im Ventiltrieb ist bei Pkw Ottomotoren seit den 80er Jahren in Anwendung. War es vorerst nur die Möglichkeit die Phasenlage der Einlassnockenwelle zu verschieben, so

präsentierte Honda 1989 erstmals bei Pkw Motoren das VTEC System, das ein Umschalten zwischen zwei unterschiedlichen Ventilhubkurven ermöglichte. Dieses System war bei Motorrädern von Honda bereits seit 1983 im Einsatz. Ein ähnliches System wurde von Porsche 1992 in Serie gebracht.

Das erste vollvariable Ventiltriebssystem für Pkw Ottomotoren entwickelte BMW. Mit dem 2001 vorgestellten mechanischen System „Valvetronic“ konnte der volle Lastbereich eines Ottomotors allein durch Änderung der Ventilhubkurve geregelt werden. Dieses System konnte erstmals die Drosselklappe als Lastregelorgan vollständig ersetzen. Die damit erzielbaren Verbrauchsgewinne wurden mit 10-15% gegenüber konventionell gesteuerten Vergleichsmotoren angegeben. In den letzten Jahren haben sehr viele Fahrzeughersteller Ottomotoren präsentiert, die ähnliche Systeme aufweisen. Ein neuartiges variables Ventilsteuersystem wurde 2009 von Fiat vorgestellt. Bei diesem System, MultiAir, erfolgt die Verstellung der Ventilhubkurve nicht mechanisch sondern hydraulisch. Es gibt hier weiterhin je Zylinder einen Nocken an der Nockenwelle. Dieser betätigt jedoch eine Hydraulikpumpe. Der damit produzierte Ölfluss kann durch ein elektronisch gesteuertes Ventil entweder zum hydraulischen Ventilaktuator geleitet oder abgesteuert werden. Der Freiheitsgrad an Variabilität wird mit diesem System gegenüber rein mechanischen Systemen nochmals erhöht.

Bei Pkw Dieselmotoren ist erst kurz vor Drucklegung dieser Arbeit, im Herbst 2010, ein Fahrzeug mit Dieselmotor vorgestellt worden, der eine Verstellmöglichkeit im Ventiltrieb nutzt (Mitsubishi ASX mit 2.0lt Dieselmotor). Das Verstellsystem bei diesem Motor entspricht mechanisch dem System, das Mitsubishi seit einigen Jahren in Ottomotoren einsetzt (MIVEC). Wesentliches Merkmal der für den Dieselmotor adaptierten Variante ist ein unterschiedlicher Ventilhub der beiden Einlassventile. Der Autor vermutet als Hauptzielsetzung dieser Ventilsteuerstrategie eine geänderte Ladungsbewegung. Im Gegensatz zur alternativen Steuerung der Ladungsbewegung, die in dieser Arbeit vorgestellt wird (Kap. 4.3), variiert Mitsubishi nur den Ventilhub, nicht aber die Öffnungsdauer des Füllkanalventils. Neben diesem bereits in Serie dargestellten Motor hat bisher einzig Fiat angekündigt das System MultiAir [Lit 4.27] in naher Zukunft auch am Dieselmotor einzusetzen. In Kapitel 4 wird das Verbesserungspotenzial durch Ventiltriebsvariabilität entsprechend ausführlich behandelt.

### 1.3. Die Verbrennungskraftmaschine im Blickfeld energiepolitischer Entwicklungen

Die letzten Jahre des ersten Jahrzehnts im aktuellen Jahrtausend waren durch umweltpolitische und ökonomische Themen gezeichnet. Gab es in den Jahren 2006 und 2007 noch einen Wirtschaftsboom, so wechselte diese wirtschaftliche Hochphase binnen Monaten in eine Wirtschaftskrise, wie sie seit den 30er Jahren des 20. Jahrhunderts nicht mehr gesehen wurde.

Ursache für diesen Boom waren wohl Auswirkungen einer wirtschaftlichen Globalisierung, durch die in den entwickelten Ländern Konsumgüter günstig auf den Markt gebracht werden konnten. Gleichzeitig fand ein durch niedrige Zinsen gestützter Investitionsboom in der Industrie und beim Konsumenten statt. Dieser Wirtschaftsboom, der für die Schwellenländer einen großen Aufschwung durch die Konsumgüterproduktion brachte, führte zu hohen Rohstoffpreisen.

Die hohen Rohstoffpreise hatten wiederum starke Auswirkungen auf den Ölpreis und auf die Lebensmittelpreise. Insbesondere der Ölpreis erreichte mit ~150\$/Barrel kurzfristig einen Höchststand, der noch vor einigen Jahren in keinsten Weise vorausgesehen wurde. Folglich erhöhten sich die Kraftstoffpreise an den Tankstellen der westlichen Länder, je nach Besteuerung um 30 - 100%.

Betrachtet man die inflationsbereinigten Kraftstoffkosten, dann sind diese in den Jahren seit dem Anstieg nach der 2. Ölkrise 1979, ab ca. 1990 gesunken und in den Jahren nach 2000 um 25% gegenüber den 90er Jahren gestiegen (siehe Diagramm 1.5 - Daten für Deutschland).

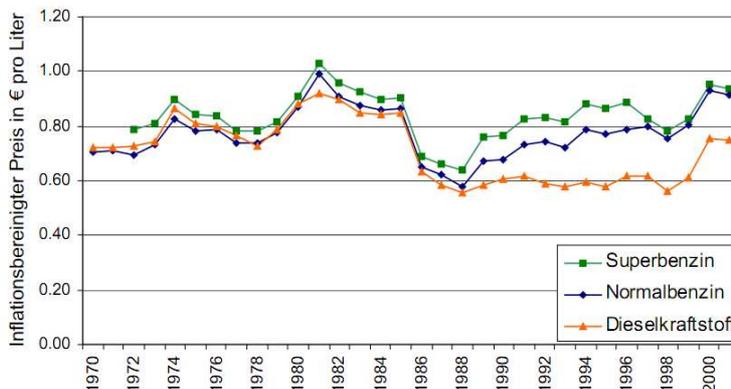


Diagramm 1.5: Kraftstoffpreisentwicklung (Deutschland, inflationsbereinigt) - Lit 1.4

Gleichzeitig ist durch die Verbesserung der Antriebseffizienz und durch den vermehrten Einsatz von Dieselfahrzeugen der Kraftstoffverbrauch der Fahrzeugflotte kontinuierlich gesunken (siehe Diagramm 1.6 – Daten ebenfalls für Deutschland). Insbesondere in Österreich ergab sich in den 90er Jahren, mit dem in diesen Jahren stark steigenden Anteil an Dieselfahrzeugen, ein Kostenvorteil mit vermutlich großem Einfluss auf die Mobilitätsgewohnheit der Bevölkerung. Durch diese geringeren Kosten wurde die Wahl eines Wohnortes fernab vom Arbeitsort „wirtschaftlich“. Der um die Jahrtausendwende anstehende Trend zum Wohnen im Grünen außerhalb der Stadtgrenzen wurde so begünstigt.

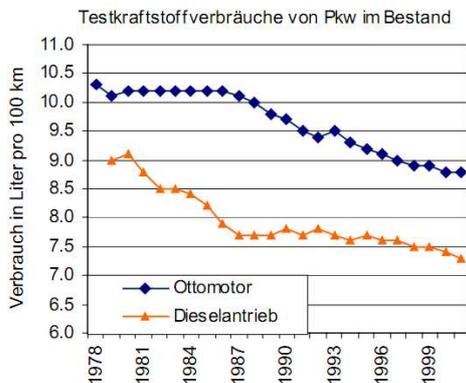


Diagramm 1.6: Veränderung Kraftstoffverbrauch 1978-2003 in Deutschland (Lit 1.4)

Die steigenden Kraftstoffkosten im Jahr 2007 riefen der Bevölkerung die endlichen Vorräte an fossilen Energieträgern und die Abhängigkeit von Erdölprodukten im Alltagsleben in Erinnerung.

Mit den gleichzeitig steigenden Preisen an Lebensmittelrohstoffen kamen auch die Biokraftstoffe (Alkohole als Benzinersatz und Pflanzenölkraftstoffe als Ersatz für Diesel), die bis dahin als aussichtsreiche Ersatzstoffe für die ferne Zukunft galten, in Verruf. Den Biokraftstoffen wurden die Preissteigerungen der Lebensmittel im Jahr 2007 angelastet.

Nachdem das erste am Markt angebotene Hybridfahrzeug, Toyota Prius, einen ausgesprochen geringen Kraftstoffverbrauch im NEDC Zyklus aufwies und einige kleine Firmen begonnen haben Elektro-Prototypen zu bewerben, begann man vor allem

in den Medien den reinen Elektroantrieb zu favorisieren.

Der Hauptvorteile von rein elektrisch angetriebenen Fahrzeugen ist klar ersichtlich: bei Stillstand des Fahrzeuges wird keine Energie benötigt. Das häufigste Argument des hohen Wirkungsgrades eines Elektromotors hinkt jedoch. Der Elektromotor ist im Gegensatz zur Verbrennungskraftmaschine ein reiner Wandler mechanischer Energie. Die mechanische Energie wird hier vom öffentlichen Stromnetz (und Strom ist defacto reine mechanische Energie, da er fast ausschließlich durch die Antriebswelle von Generatoren erzeugt werden kann) in das Fahrzeug gespeist, in Batterien gespeichert und dann bei Bedarf dem Elektromotor zugeführt.

Beim Elektrofahrzeug erfolgt die Erzeugung mechanischer Energie nicht im Fahrzeug sondern in verteilten Kraftwerken. Der Verbrennungsmotor erzeugt die mechanische Energie aus dem Primärenergieträger aber direkt im Fahrzeug. Ein Vergleich der Wirkungsgrade beider Antriebssysteme ist daher nur zulässig wenn man die gesamte Kette von Erzeugung mechanischer Energie bis zum Energiebedarf für den Fahrbetrieb berücksichtigt.

Wenn man den Energieverbrauch im stationären Betriebszustand vergleicht, dann liegt der Gesamtwirkungsgrad eines modernen Diesel-Pkw (NEDC Verbrauch: 4.9 lt./100km – Wirkungsgrad im NEDC: 25.9%) bei Geschwindigkeiten über 100 km/h mit vernünftiger Gangwahl über 32%, bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h bei ~24%, bei 30 km/h bei ~18% und im Stillstand logischerweise bei 0% (siehe Diagramm 1.7).

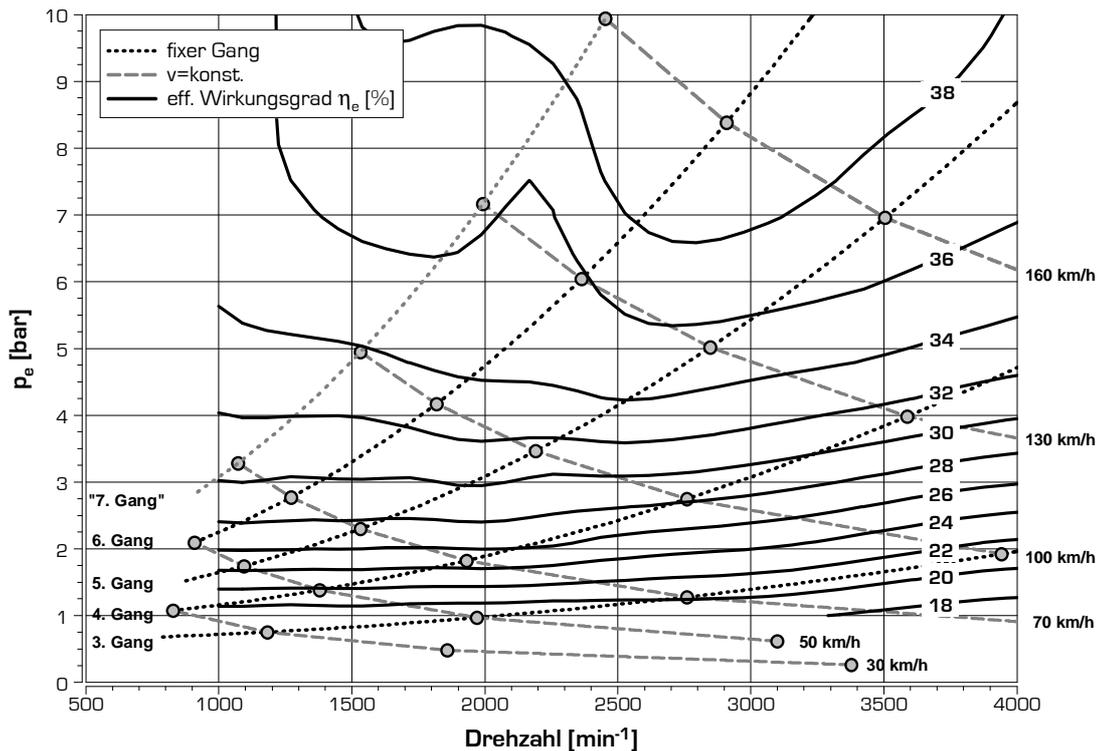


Diagramm 1.7: Wirkungsgrad im Stationärbetrieb eines modernen Dieselmotors (Motor D) in einer Limousine (SMK 1500 kg)

Um den Wirkungsgrad eines Elektrofahrzeuges von der Energieaufnahme aus der Steckdose bis zum Energieaufwand für die Fortbewegung zu berechnen sind für Ladung, Speicherung und Entladung der Batterie ~85% und für die Verluste im Elektromotor (inkl. Leistungsregelung) leistungsabhängig zwischen 75 und 95% zu berücksichtigen. Damit ergibt sich der Wirkungsgrad zwischen Steckdose und Fahrbetrieb von 65% bis 80%. Ein Vergleich dieses Wertes mit dem Wirkungsgrad eines Kraftfahrzeugs, das mit Verbrennungsmotor betrieben wird, ist hier noch nicht zulässig, da der Wirkungsgrad bei der Stromproduktion und die Verteilungs- und Transformationsverluste im Stromnetz noch nicht berücksichtigt sind.

Der Verteilungs- und Transformationswirkungsgrad hat sich von ~70% in den 70er Jahren auf ~85-90% in den letzten Jahren verbessert. Der Wirkungsgrad bei der Stromproduktion ist von der Primärenergiequelle und dem Produktionsverfahren abhängig. Für die Stromgewinnung aus Kohle oder Erdgas in großen Kraftwerken ist ein Wirkungsgrad zwischen 40 und 45% üblich. Die Erzeugung von Strom aus erneuerbaren Primärenergieträgern wie Wasserkraft, Windkraft, Sonnenenergie ist, bezogen auf den Primärenergieeinsatz, zwar ebenfalls verlustbehaftet, hier aber erfolgt die Stromgewinnung emissionsfrei. Eine Angabe des Wirkungsgrades bei der Stromproduktion ist zwar möglich, sinnvoller ist jedoch die Angabe der  $\text{CO}_2$ -Emission die bei der Stromproduktion anfällt und auf die an der Steckdose entnommen Stromenergie aufgeteilt werden kann. Da die  $\text{CO}_2$ -Emission bei Verbrennung von fossilen Kraftstoffen bekannt ist können damit beide Fahrzeugkonzepte gut verglichen werden.

Je nach Ressourcen erfolgt die Stromerzeugung in verschiedenen Ländern mit unterschiedlichen Anteilen durch fossile, atomare und erneuerbare Primärenergien. Nur die Stromerzeugung durch fossile Energieträger wirkt sich negativ auf die  $\text{CO}_2$ -Emission aus. Die Stromerzeugung aus atomaren Energiequellen gilt bezüglich Emission als „rein“. Die Frage der Lagerung des verbrauchten radioaktiven Materials und die Unfallgefahr bringen mit dieser Energiequelle ein Risiko mit sich, das die Nutzung dieser Energie bedenklich erscheinen lässt. Zudem sind die Ressourcen an spaltbaren Materialien begrenzt und ein Ende der Nutzung wird noch vor Erschöpfung der fossilen Vorräte vermutet. Die Endlagerung der radioaktiven Abfälle aus den Kernkraftwerken ist ein weiteres Thema, dessentwegen die Nutzung der Kernenergie kritisch zu hinterfragen ist.

Aus der Zusammensetzung der Stromproduktion lässt sich somit die  $\text{CO}_2$ -Emission je kWh Strom für jedes Land bestimmen. Länder mit hohem Anteil an erneuerbarer Energie, wie Österreich oder Norwegen, die ein hohes Nutzungspotenzial bei Wasserkraft besitzen, oder Länder mit hohem Atomstromanteil wie Frankreich schneiden hier günstig ab. Länder die Strom vorwiegend aus Kohlekraftwerke produzieren, haben einen hohen  $\text{CO}_2$ -Ausstoß je verbrauchte kWh Strom.

Einen Strommix mit einem geringen CO<sub>2</sub>-Emissionswert können derzeit nur einige exponierten Staaten wie Österreich (~360 gCO<sub>2</sub>/kWh Strom) und Norwegen, die große Wasserkraftressourcen besitzen, vorweisen. Weitere Staaten mit sehr geringem CO<sub>2</sub> Ausstoß je verbrauchter kWh Strom sind Frankreich (~85 gCO<sub>2</sub>/kWh) und die Schweiz. Diese beiden Staaten weisen einen hohen Anteil an Atomkraft (die Schweiz zudem Wasserkraft) auf, was den niedrigen CO<sub>2</sub> Emissionswert des Stroms aufgrund der zuvor angemerkten Bedenken relativiert. Die Stromproduktion der meisten Staaten der westlichen Welt erfolgt zu einem hohen Anteil durch fossile Primärenergieträger (D: ~565 gCO<sub>2</sub>/kWh; USA: ~650 gCO<sub>2</sub>/kWh). Somit führt der Stromverbrauch in diesen Staaten auch zu hohen CO<sub>2</sub>-Emissionen. Neben vielen westlichen Industriestaaten sind es insbesondere die aufstrebenden Wirtschaftsmächte im Fernen Osten die einen sehr hohen Anteil an Strom aus fossilen Primärenergieträgern aufweisen (China: ~900 gCO<sub>2</sub>/kWh, Indien: ~800 gCO<sub>2</sub>/kWh).

Bei der Verbrennung der konventionellen flüssigen Kraftstoffe Benzin und Diesel wird eine CO<sub>2</sub>-Menge von ~250 g je kWh Kraftstoff freigesetzt. Der Wirkungsgrad des Elektroantriebs im Fahrzeug müsste daher z.B. in China fast vier mal so hoch sein wie im konventionell mit fossilen Kraftstoffen angetriebenen Fahrzeug. Da wie bereits erwähnt, Dieselmotoren im Pkw bei Fahrten mit Geschwindigkeiten über 70 km/h mit Wirkungsgraden von mehr als 28% betrieben werden und auch im NEDC Zyklus mit Start/Stopp System durchschnittliche Wirkungsgrade über 32% aufweist, kann in den meisten Ländern der für eine positive CO<sub>2</sub>-Bilanz erforderliche Wirkungsgrad des Elektrofahrzeugs physikalisch nicht erreicht werden. In diesen Ländern ist eine Umstellung des Fahrzeugantriebs von Verbrennungsmotoren auf Elektroantrieb für die CO<sub>2</sub>-Bilanz negativ, solange keine Änderung der Stromproduktion erfolgt.

Wenn der zusätzliche Energiebedarf für das Heizen des Innenraumes eines Elektrofahrzeugs berücksichtigt wird, verschlechtert sich die CO<sub>2</sub>-Bilanz nochmals, da die Heizenergie beim mit Verbrennungsmotor angetriebenen Fahrzeug durch die Abwärme ohne zusätzlichen Aufwand zur Verfügung steht.

Ein wesentliches Argument für die Förderung des Elektroantriebs ist die Endlichkeit der Erdölvorräte. In den nächsten Jahren ist damit zu rechnen, dass bei weiterer Steigerung des globalen Erdölverbrauchs bald ein Versorgungsproblem eintreten wird, was in der ersten Phase stark steigende Kraftstoffkosten zur Folge haben könnte. Vielfach wird derzeit der elektrische Fahrentrieb als einzige Alternative zu bestehenden Antriebskonzepten gesehen.

Im Gegensatz hierzu sieht der Autor in biologischen Kraftstoffen sehr wohl eine viel versprechende Alternative zu den aktuell genutzten fossilen Energieträgern. Derzeit werden biologische Kraftstoffe noch vielfach als Konkurrenz zur Lebensmittelproduktion gesehen. Das derzeitige Ernährungsverhalten in der westlichen Welt ist energetisch betrachtet jedoch ausgesprochen ineffizient. Ein Großteil der vom Menschen aufgenommenen Nahrungsenergie erfolgt in Form von Fleisch. Der Wirkungsgrad der Fleischproduktion, also das Verhältnis des Energieinhaltes des von Tieren gelieferten Fleisches zur von den Tieren in Form von pflanzlicher Nahrung aufgenommenen Energie, liegt je nach Tierart zwischen 10 und 25%. Somit wird für die Produktion von Tierfutter mehr Ackerfläche benötigt, als Ackerfläche benötigt werden würde, wenn sich die Menschen vermehrt pflanzlich ernähren. Nachdem in der westlichen Welt heute deutlich mehr Fleisch konsumiert wird als gesundheitlich empfohlen ist, sollte die Verringerung des Fleischkonsums energiepolitisches aber auch gesundheitspolitisches Ziel der westlichen Regierungen sein. Dadurch würden Ackerflächen frei werden, auf denen durch Anbau von Energiepflanzen biologische Kraftstoffe ohne Konkurrenz zur Lebensmittelproduktion gewonnen werden könnten.

Bisher wurden Biokraftstoffe vorwiegend aus Pflanzenölen (zum Großteil nach Veresterung), oder aus Gärprodukten von pflanzlichen Rohstoffen gewonnen (Bioethanol). Ein größere CO<sub>2</sub>-Neutralität wird den so genannten Biokraftstoffe der 2. Generation zugesprochen. Als solche bezeichnet man Kraftstoffe, die auf Basis von Kohlenwasserstoffen aus nachwachsenden Rohstoffen zu flüssigen Kohlenwasserstoffen synthetisiert wurden, und die daher speziell an die Bedürfnisse der motorischen Verbrennung angepasst werden können. BTL-Kraftstoffe (Biomass To Liquid) sind solche Kraftstoffe der 2. Generation bei denen Biomasse (Holz, Stroh, Gras, Algen, ...) als Ausgangsbasis für die Herstellung eingesetzt wird. Als GTL-Kraftstoffe (Gas To Liquid) bezeichnet man flüssige Kraftstoffe die aus Methan synthetisiert werden, wobei das Methan aus biogenem Gas gewonnen wird (Lit. 1.5). Der großtechnischen Einsatz derartiger Technologien steht zum Zeitpunkt der Niederschrift dieser Arbeit kurz bevor. Nach Meinung des Autors ist für biologische Kraftstoffe wesentlich, dass alles versucht werden muss, die Rohstoffe für die Kraftstoffproduktion auf den bestehenden Anbauflächen zu ernten. Um mit den aktuellen Ackerflächen auszukommen muss jedoch die Nahrungsproduktion energetisch effizienter erfolgen (siehe obiger Kommentar zur Effizienz von Fleischnahrung) und zudem versucht werden die Verschwendung von bereits produzierter Nahrung zu reduzieren, da vermutet wird, dass in der westlichen Welt ~20-25% der produzierten Lebensmittel ungenutzt weggeworfen werden.

Die Flugindustrie setzt jedoch auf derartige (flüssige) Kraftstoffe der 2. Generation, da beim Energiebedarf von Flugzeugen ein Umstieg auf den elektrischen Antrieb oder auf gasförmige Kraftstoffe auch langfristig als unmöglich erscheint.

Auch aus ökonomischen Gründen glaubt der Autor nicht auf eine baldige Abkehr vom Verbrennungsmotor als Antrieb im Pkw. Elektrofahrzeuge werden auch bei hoher Produktionsstückzahl deutlich mehr kosten als derzeitige konventionelle Fahrzeuge. Der Preisaufschlag für Akkus und Elektrik wird wohl mindestens € 10.000,- (Verkaufspreis), unabhängig von der Autogröße betragen, was je nach Fahrzeugkategorie einer Preiserhöhung von 20-80% entspricht (Luxusfahrzeuge ausgenommen). Dieser Mehrbetrag kann durch Ersparnisse beim Energiebedarf bei weitem nicht wettgemacht werden. Die Lebensdauer der Akkus ist zudem jedenfalls beschränkt, was in weiterer Folge zu hohe Wartungskosten im „Autoleben“ führen wird.

Fahrten mit Entfernungen von >150 km (hin und retour 300 km) werden mit reinen Elektrofahrzeugen nur dann möglich, wenn es ein Akkuwechselsystem gibt, das sich jedoch wieder auf den Verkaufspreis der Fahrzeuge auswirkt und einen entsprechenden Investitionsbedarf für die Infrastruktur erfordert. Zur Ausweitung der Reichweite kann in das elektrisch angetriebene Fahrzeug ein kleiner Verbrennungsmotor als „Range Extender“ integriert werden. Hier sind aktuell Motoren mit bis zu 20 kW angedacht. Nach Entleerung der Batterie soll der Verbrennungsmotor Strom erzeugen. Mit Berücksichtigung der Verluste bei der Stromproduktion und der Leistungsregelung des Antriebs-E-Motors muss damit gerechnet werden, dass von den 20 kW des „Range Extenders“ nur 15 kW effektiv für den Antrieb zur Verfügung stehen. Mit einer Limousine (unter Berücksichtigung des erhöhten Gewichts) ist damit die Höchstgeschwindigkeit im ebenen Fahrbetrieb auf 80-90 km/h begrenzt. Ob dies von Benutzern dieser wohl teuren Fahrzeuge akzeptiert werden wird, wenn sie häufig mittlere und lange Fahrstrecken bewältigen müssen, ist wohl zu bezweifeln.

Für den elektrischen Antrieb von Pkw sind noch viele Fragen ungeklärt. Der Wechsel zum elektrischen Fahrzeugantrieb wird sich jedenfalls nur sehr langsam vollziehen, daher sind für den Autor biologische Kraftstoffe als Alternativen zu den fossilen Energieträgern, die für eine Eindämmung des CO<sub>2</sub>-Ausstosses so rasch als möglich durch erneuerbare Energieträger ersetzt werden müssen, die Hoffnung für die nahe Zukunft. Viele Wirtschaftszweige werden flüssige bzw. gasförmige Kraftstoffe mit hoher Energiedichte benötigen. Falls derartige biologische Kraftstoffe gefunden werden und diese zudem wirtschaftlich produziert werden können, sind diese Kraftstoffe mit der heute bereits hoch entwickelten Verbrennungskraftmaschine nutzbar. Durch gezielte Anpassung dieser Kraftstoffe an die Anforderungen im Verbrennungsmotor können weitere Wirkungsgradsteigerungen bei gleichzeitiger Verbesserung der Emissionssituation erzielt werden.

Aus diesem Grund sieht der Verfasser auch langfristiges Potenzial für den Verbrennungsmotor als Antriebsaggregat im Pkw. Für Lkw und Non-Road Fahrzeuge (Baumaschinen, Traktore) werden Verbrennungsmotoren auf lange Sicht jedenfalls konkurrenzlos bleiben.

## 2. Theoretisches Potenzial zur Änderung des Wirkungsgrades bei der dieselmotorischen Verbrennung

Der Verbrauch eines Verbrennungsmotors ist von der Effizienz der Energieumwandlung des Kraftstoffs und, insbesondere im Niedriglastbereich, vom Reibungsverhalten der mechanischen Komponenten in und am Motor abhängig. Auch die Bildung der Emissionskomponenten Stickoxid und Rauch können durch thermodynamische Effekte im Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors beeinflusst werden.

Eine einführender Kommentar zur Thermodynamik des Dieselmotors steht daher am Beginn dieser Arbeit, wobei die Ausführung der, an der TU Graz vorgetragenen und im Standardwerk dieses Faches [Lit. 2.1], niedergeschriebene Lehrmeinung hält. Für detailliertere Informationen wird auf Lit. 2.1 verwiesen.

### 2.1. Thermodynamische Grundlagen zum Arbeitsprozess der Verbrennungskraftmaschine

Dem Wirkungsgrad von thermodynamischen Arbeitsprozessen, bei denen kalorisch gebundene Energie in mechanische Energie umgewandelt wird sind theoretische Grenzen gesetzt. Sadi Carnot war der erste Forscher, der im Zuge seiner Studien zur Dampfmaschine diese Erkenntnis begründen konnte. Er veröffentlichte die Resultate seiner Studien 1824 in der Schrift „Betrachtungen über die bewegende Kraft des Feuers und die zur Entwicklung dieser Kraft geeigneten Maschinen“ [Lit. 2.2]. Diese Schrift gilt allgemein als der Beginn des Fachgebietes Thermodynamik. Kernaussage von Carnot ist, dass der Wirkungsgrad einer „Wärmekraftmaschine“ umso höher ist, je höher das Temperaturniveau bei der Energieumwandlung ist, und dass die Wärmeabfuhr nach Energieumwandlung nicht unter der Umgebungstemperatur erfolgen kann. Ein Wirkungsgrad von 100% kann demnach niemals erreicht werden. Nach Carnot lässt sich der theoretisch erreichbare Wirkungsgrad entsprechend dem Verhältnis der Temperaturniveaus bei Zufuhr und bei Abfuhr der Wärme errechnen.

Grundsätzlich ist die Aussage Carnots für alle Wärmekraftmaschinen gültig, so auch für die Verbrennungskraftmaschine. Da bei letzteren durch die spezielle Prozessführung weitere unvermeidbare Verluste auftreten, wurden für Verbrennungskraftmaschinen eigene Vergleichsprozesse definiert, mit denen ein Grenzpotenzial errechnet werden kann, das durch eine idealisierte Darstellung des realen Arbeitsprozess begründet ist.

#### Vollkommener Motor

Der Idealprozess des vollkommenen Motors liefert ein Maß dafür, welche Arbeit in einem bestimmten Motor bei einem gegebenem Luftverhältnis und bei idealer Prozessführung aus der eingebrachten kalorischen Energie gewonnen werden könnte.

Die Randbedingungen des vollkommenen Motors definieren sich für die Berechnung des Kreisprozesses wie folgt:

- geometrisch gleich wie der wirkliche Motor
- vollkommene Füllung des Zylindervolumens im UT mit reiner Ladung (Luft oder Gemisch vom Zustand vor Einlass, Druck und Temperatur wie im Saugrohr ungedrosselt und nach einem etwaigen Verdichter, kein Restgas)
- gleiches Luftverhältnis wie der wirkliche Motor
- unvollständige Verbrennung bis zum chemischen Gleichgewicht
- idealer Verbrennungsablauf nach vorgegebener Gesetzmäßigkeit (Gleichraumverbrennung, Gleichdruckverbrennung oder eine Kombination der beiden)
- wärmedichte Wandungen (adiabater Prozess) ohne Reibungskräfte im Arbeitsgas (daraus folgt isentrope Kompression und Expansion)
- keine Lässigkeitsverluste
- idealer Ladungswechsel in UT (isochorer Austausch der Verbrennungsgase gegen reine Ladung) bzw. ideale Ladungswechselschleife bei aufgeladenen Viertaktmotoren
- die Ladung wird als Gemisch idealer Gase unter Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der kalorischen Stoffgrößen angenommen.

Damit kann auf Basis der Gleichungssysteme für den Energieerhaltungssatz, den Massenerhaltungssatz und der Zustandsgleichungen für das ideale Gas die Prozessführung des vollkommenen Motors berechnet werden. Das wichtigste Ergebnis bei der Berechnung des vollkommenen Motors ist der Wirkungsgrad des Arbeitsprozesses. Damit wird das theoretische Grenzpotenzial der Effizienz eines geometrisch definierten Motors dargestellt, das bei idealer (vollkommener) Prozessführung erreicht wird, wobei dieses Ideal in der Praxis niemals erreicht werden kann.

Bekannte Darstellungsformen von Berechnungsergebnissen mit dem vollkommenen Motor sind die Wirkungsgradkurven in Abhängigkeit des Verdichtungsverhältnisses und des Luftverhältnisses bei der Verbrennung wie sie in Diagramm 2.1 abgebildet sind.

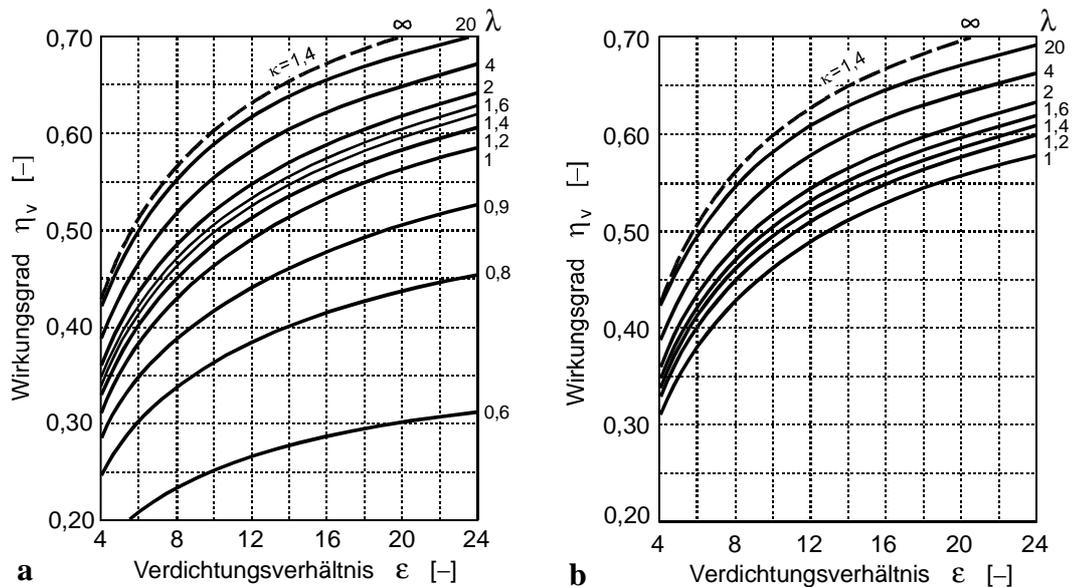


Diagramm 2.1: Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit Gleichraumverbrennung:  
a) gemischansaugend; b) luftansaugend - aus [Lit. 2.1]

Daraus kann der positive Einfluss eines hohen Verdichtungsverhältnisses auf den Wirkungsgrad sofort erkannt werden. Aber auch die Wirkungsgradsteigerung des Idealprozesses durch einen Magerbetrieb (hohes Lambda) ist klar zu erkennen.

Eine wichtige Erkenntnis beim Studium der Diagramme zum Wirkungsgrad des vollkommenen Motors ist die Tatsache, dass mit dem Verfahrensprinzip der Verbrennungskraftmaschine bei hoher Last und idealer Prozessführung ein maximaler theoretischer Wirkungsgrad für den Dieselmotor von ~60-62% erreicht werden kann. Die realen effektiven Wirkungsgrade von Dieselmotoren für Pkw liegen zur Zeit im Bestpunkt bei 42%, die von Lkw bei 45% und die realen Wirkungsgrade von langsam laufenden stationären Großdieselmotoren bei über 50%.

Effektiv wird daher bei dieselmotorisch betriebenen Pkw im Bestpunkt ~70%, bei Lkw ~75% und bei stationären Dieselmotoren bis zu 85% des Grenzpotenzials ausgeschöpft.

## 2.2. Ermittlung der Verluste des realen Arbeitsprozesses des Dieselmotors (Verlustanalyse)

Der zuvor definierte Wirkungsgrad des vollkommenen Motors ist für den Betrieb des Verbrennungsmotors ein Grenzpotenzial, das zwar nicht erreicht werden kann, aber trotzdem Ziel einer Optimierung des Motors sein muss. Von diesem theoretischen Grenzpotenzial werden bei Pkw-Motoren im Bestpunkt ~70% ausgenutzt. Bei Teillastpunkten sinkt dieser „Ausnutzungsgrad“ bei Pkw Dieselmotoren auf bis zu 15% ab. Im Leerlauf beträgt er definitionsgemäß 0% da hier keine Nutzleistung erzielt wird.

Für den im Motorenbau tätigen und mit der Optimierung des motorischen Brennverfahrens betrauten Entwicklungsingenieur ist die Kenntnis der Ursachen der Differenz zwischen dem Grenzpotenzial und dem effektiven Wirkungsgrad des realen Motors von großem Interesse. Mit der Verlustanalyse wurde ein Verfahren

gefunden, den Verlust an Wirkungsgrad zwischen vollkommenem und realem Motor unterschiedlichen Teilbereichen zuzuordnen und zu quantifizieren.

Die Verlustanalyse wird heute als anerkanntes Instrument zur Optimierung des Brennverfahrens eingesetzt, und ist für die Darstellung der Aufteilung der durch die reale Prozessführung zu begründenden Verluste außerordentlich hilfreich. Eine detaillierte Erklärung zur Berechnung der Verluste kann Lit. 2.1 entnommen werden. Die darin angeführten Arbeitsschritte werden nachfolgend in gekürzter Form wiedergegeben.

Ausgangspunkt für die Verlustanalyse ist der Wirkungsgrad des Vergleichsprozesses des vollkommenen Motors, der sich durch die bei diesem Idealprozess abgebildete Volumsänderungsarbeit bezogen auf die zugeführten Brennstoffenergie errechnen lässt.

$$\eta_v = \frac{W_v}{Q_{Bv}} \quad [F2.01]$$

Im Gegensatz zum bisher angeführten effektiven Wirkungsgrad wird für die Verlustanalyse der indizierte Wirkungsgrad als der real am Motor existierende Wirkungsgrad berücksichtigt. Während der effektive Wirkungsgrad des Motors auf die an der Kupplung abgeführte Energie Bezug nimmt, liefert der indizierte Wirkungsgrad ein Effizienzmaß, das sich auf die durch den Brennraumdruck am Kolbenboden eingebrachte Energie bezieht. Die Differenz dieser beiden Wirkungsgrade ist Folge der Reibung des Motors. Da die Reibung keine thermodynamische Größe im eigentlichen Sinne darstellt, und das Brennverfahren keinen Einfluss auf die Reibung nimmt (ist nur bedingt richtig – näheres in Kapitel 5), werden bei der Verlustanalyse nur die Verluste bis zum Kolbenboden betrachtet. Für die Verlustanalyse stellt sich die Reibung demzufolge nur als konstanter Wert dar, der durch einfache Berechnung aus dem Messergebnis ermittelt werden kann (siehe Kap. 3.5).

Die Differenz zwischen dem Wirkungsgrad des vollkommenen Motors und dem indizierten Wirkungsgrad wird als Gütegrad  $\eta_g$  bezeichnet.

Der Gütegrad setzt sich somit aus mehreren Teilverlusten zusammen, die in weiterer Folge quantifiziert werden sollen und die gemeinsam mit dem Wirkungsgrad des vollkommenen Motors das Resultat der Verlustteilung bilden.

$$\eta_i = \eta_v - \Delta\eta_g \quad [F 2.02]$$

$$\Delta\eta_g = \Delta\eta_{rl} + \Delta\eta_{uv} + \Delta\eta_{rv} + \Delta\eta_{ww} + \Delta\eta_{Leck} + \Delta\eta_{\dot{U}} + \Delta\eta_{LW} \quad [F 2.03]$$

Die Teilverluste werden wie folgt unterschieden:

$\Delta\eta_{rl}$  reale Ladung: beim vollkommenen Motor wird zu Verdichtungsbeginn eine vollständige Füllung des Zylinders mit Frischladung im Zustand vor dem Einlassventil berücksichtigt. Am realen Motor reduziert sich die Ladungsmasse um Einströmverluste, um die Verluste durch Erwärmung bzw. durch Berücksichtigung einer Abgasrückführung. Dieser Verlustteil betrifft nur den Hochdruckteil und nicht die Abweichung des realen vom vollkommenen Ladungswechsel. Im Allgemeinen ist dieser Verlust gering und kann insbesondere bei Dieselmotoren auch negativ sein.

Die Berechnung dieses Verlustes erfolgt durch Abänderung des bereits berechneten vollkommenen Motors hinsichtlich der realen Größen für Ladungsmasse, Luftverhältnis und Restgasanteil. Wichtig ist, dass diese, bei „Einlass Schluss“ gültigen Werte auf das Volumen bei UT rückgerechnet werden, da die Berechnung des vollkommenen Motors definitionsgemäß von UT nach OT erfolgt.

Der Teilverlust „reale Ladung“ resultiert dann aus der Differenz des Wirkungsgrades des vollkommenen Motors mit dem Wirkungsgradergebnis des hier beschriebenen Berechnungsschrittes.

$\Delta\eta_{uv}$  unvollkommene Verbrennung: im Gegensatz zur Definition des vollkommenen Motor wird der Kraftstoff im realen Motor nicht vollständig umgesetzt. Bekannterweise verbleiben nach der Verbrennung Restkomponenten von Kohlenstoff und Wasserstoff im Abgas. Der Energieinhalt der gemessenen Konzentration dieser Komponenten im Abgas vor etwaigen Abgasnachbehandlungssystemen kann errechnet werden. Für die Berechnung dieses Verlustes muss die zugeführte Brennstoffenergie um den Energieanteil der unverbrannten Komponenten bereinigt und der Berechnung zugeführt werden. Der so berechnete Verlust durch unvollkommene Verbrennung ist bei Dieselmotoren für gewöhnlich gering.

$\Delta\eta_{vV}$  realer Verbrennungsablauf: definitionsgemäß wird bei der Verlustanalyse die Gleichraumverbrennung als idealer Verbrennungsablauf definiert. Für die Ermittlung des Verlustes durch realen Verbrennungsablauf wird der Hochdruckprozess mit dem realen Brennverlauf, aber ohne Berücksichtigung des Wärmeüberganges gerechnet, wobei der reale Brennverlauf durch eine Prozeßanalyse aus dem gemessenen Druckverlauf vorab errechnet werden muss. Mit dem so errechneten Druckverlauf kann die innere Arbeit des Hochdruckprozesses und der Wirkungsgrad für diese Annahmen berechnet werden. Der Verlust durch reale Verbrennung ergibt sich dann aus der Differenz dieses Ergebnisses zum Wirkungsgrad der im vorigen Schritt (unvollkommene Verbrennung) errechnet wurde. Im pV-Diagramm 2.2 stellt sich dieser Verlustanteil als Flächendifferenz der idealen Hochdruckschleife bei Gleichraumverbrennung zur Druckschleife, die sich mit dem realen Brennverlauf ergibt.

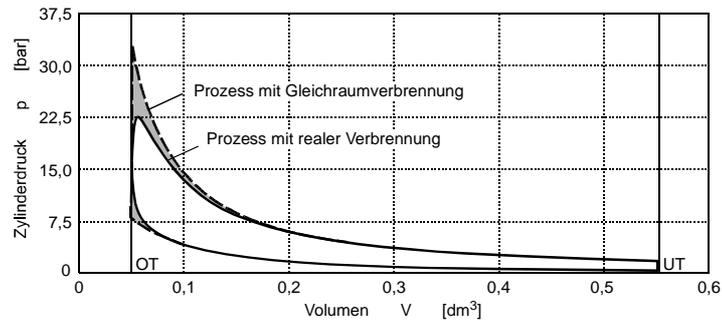


Diagramm 2.2: Vergleich pV-Diagramm vollkommener Motor vs. reale Verbrennung

Die Verluste durch den „realen Verbrennungsablauf“ sind beträchtlich und zählen mit dem Wandwärmeverlust und dem Verlust durch realen Ladungswechsel zu den drei wesentlichen Verlustanteilen beim Arbeitsprozess des Motors.

$\Delta\eta_{wV}$  Wärmeübergang an die Brennraumwände (Wandwärmeverlust): Dieser stellt einen weiteren wesentlichen Verlust des Arbeitsprozesses dar. Für die Ermittlung dieses Verlustanteils wird bei der Berechnung, wie sie im vorigen Schritt durchgeführt wurde, ein Wandwärmeverlust berücksichtigt der durch Wärmeübergangsmodelle definiert wird. Im pV-Diagramm 2.3 zeigt sich der Wandwärmeverlust durch eine Differenzfläche der beiden Druckschleifen, die insbesondere in der Expansionsphase deutlich ausfällt, da hier die Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsgas und Brennraumwand hoch ist.

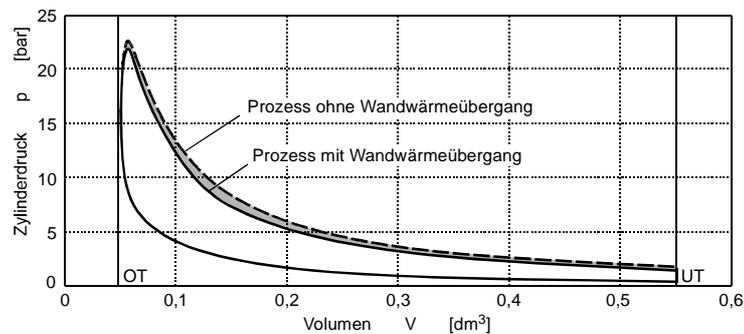


Diagramm 2.3: Vergleich pV-Diagramm vollkommener Motor vs. reale Verbrennung

Der Verlust durch Wandwärme steht in enger Wechselwirkung mit dem Verlust durch realen Verbrennungsablauf. Ein frühe Lage der Verbrennung würde einen geringeren Verlust durch reale Verbrennungsablauf liefern, dabei ist jedoch, durch das hohe Temperaturniveau in der Nähe des oberen Totpunktes, ein höherer Wandwärmeverlust zu verzeichnen. Bei später Verbrennungslage stellen sich diese Verlustverhältnisse genau umgekehrt dar. Die Verluste durch Wandwärmeverlust und durch reale Verbrennung sind letztendlich von Beginn und Dauer des Verbrennungsablaufes sowie von der Lage des Schwerpunktes des Brennverlaufes abhängig.

$\Delta\eta_{Leck}$  Verlust durch Leckage: Dieser Verlustanteil berücksichtigt den Druckverlust der durch Leckage vom Brennraum in den Kurbelraum entsteht. Die Berechnung dieser Leckagemenge erfolgt mit der Durchflussgleichung. Der Leckageverlust ist für gewöhnlich gering. Beim realen Motorbetrieb kann diese Leckage durch eine Messung der BlowBy-Menge beurteilt werden. Diese liegt bei modernen 2.0lt Pkw Dieselmotoren zwischen 0,5 m³/h bei Leerlauf und 6 m³/h im Nennleistungspunkt und somit bei ~1% der angesaugten Frischluftmasse.

$\Delta\eta_{\dot{U}}$  Verlust durch Überströmen zwischen Haupt- und Nebenbrennraum bei Kammermotoren (Überströmverlust): da inzwischen Kammermotoren für die Entwicklung moderner Dieselmotoren ohne Bedeutung sind, ist dieser Verlustanteil für die in dieser Arbeit berücksichtigten Motortypen nicht von Belang.

$\Delta\eta_{LW}$  Verlust durch realen Ladungswechsel (Ladungswechselverlust): Dieser Anteil stellt die dritte bedeutende Verlustkomponente beim Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors dar. Beim vollkommenen Motor findet definitionsgemäß ein vollständiger und verlustfreier Ladungsaustausch in UT statt. Der Ladungswechsel erfolgt dann verlustfrei, wenn keine Arbeit aufgewendet werden muss. Im realen Arbeitsprozess ist der Ladungswechsel in den meisten Fällen verlustbehaftet und somit nur unter Aufwendung von Arbeit zu bewerkstelligen.

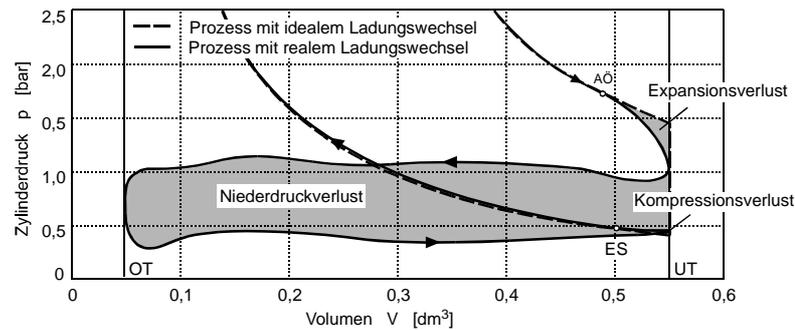


Diagramm 2.4: Ladungswechselschleife

Der Ladungswechselverlust errechnet sich aus der Differenz der Volumsänderungsarbeit, die bei der Berücksichtigung der Leckageverluste (Überströmverluste bei Kammermotoren) errechnet wurde, und dem Flächenintegral des gemessenen Druckverlaufs, das der inneren Arbeit  $W_i$  entspricht. Er setzt sich aus mehreren Anteilen, dem Expansions-, dem Kompressions- und dem Niederdruckverlust zusammen. Beim aufgeladenen Motor kann es in einigen Betriebspunkten durch eine positive Ladungswechselschleife zu einem negativen Niederdruckverlust kommen, was einen Arbeitsgewinn für den Motorprozess bringt. Bei aufgeladenen Motoren ist zu berücksichtigen, dass der vollkommene Motor definitionsgemäß Ladung mit dem Druckniveau des realen Motors (Ladedruck) zur Verfügung gestellt bekommt, die Abgasausbringung jedoch bei Umgebungsdruck erfolgt. Damit ergibt sich für den vollkommenen aufgeladenen Motor eine erhöhte positive innere Arbeit in der Ladungswechselphase, die definitionsgemäß der idealen Nutzarbeit der Hochdruckphase hinzuzurechnen ist.

Für gewöhnlich ergibt sich im Rahmen der Berechnung eine Differenz zwischen der durch Kraftstoffmessung ermittelten Menge an zugeführter Energie (die die Grundlage für die simulierten Anteile ist) und der aus dem Druckverlauf ermittelten Energiemenge. Ursachen für diese Differenz können sein: fehlerbehaftete Messergebnisse von Kraftstoffzufuhr, Luftmasse oder Zylinderdruckverlauf, Fehler in der modellbasierten Berechnung des Wärmeüberganges oder ein nicht dem geometrischem entsprechendes Verdichtungsverhältnis. Grundsätzlich sollte dieser Fehler durch Variation der zuvor angeführten Eingangsgrößen minimiert werden. Die diesbezügliche Handhabung bleibt dem Entwicklungsingenieur überlassen. Oftmals werden nur die Parameter des Wärmeüberganges variiert, was nur bedingt physikalisch richtig ist. Wenn unterschiedliche Messreihen eines Lastpunkte des zu untersuchenden Motors analysiert werden, sollte hier eine gleich bleibende Einstellung für die Wärmeübergangsparameter oder des Verdichtungsverhältnisses benutzt werden. Für den Entwicklungsingenieur zeigt sich dann rasch welchen Einfluss geringfügige Änderungen der Messgrößen Luftmasse und Kraftstoffmasse auf das Resultat zeigen. Es ist jedenfalls sinnvoll diese Vorgabewerte innerhalb der Messtoleranz der Messgeräte zu variieren um eine möglichst ausgeglichene Energiebilanz zu erhalten und die Differenz in der Verlustanalyse zu minimieren.

Eine bleibende Differenz wird dem letzten Berechnungsschritt und somit dem Ladungswechselverlust zugerechnet, da hier die Arbeit nach den simulierten Anteilen ( $r_L$ ,  $u_V$ ,  $r_V$ ,  $WW$ ,  $Leck$  und  $\dot{U}$ ) von der Arbeit die dem gemessenen Druckverlauf entnommen werden kann, abgezogen wird.

Ein wichtige Voraussetzung für die Genauigkeit der Berechnung ist daher eine gute Übereinstimmung der Energie, die aus dem gemessenen Kraftstoffverbrauch ermittelt werden kann, und der aus dem Druckverlauf errechneten Energie. Dies kann durch hoch genaues Messen des Kraftstoffverbrauchs, der Ansaugluftmasse und der Zylinderdrücke erreicht werden.

Die zuvor angeführten Verlustanteile beschreiben die Aufteilung der Wirkungsgraddifferenz zwischen vollkommenem Motor und der am Kolben in das Triebwerk eingeleiteten spezifischen Arbeit. Zwischen dieser Arbeit am Kolben (innere Arbeit) und der Arbeit, die an der Kurbelwelle abgenommen wird, zeigt sich der mechanische Verlust. Obwohl er streng genommen nicht zur Verlustteilung zählt, wird er hier trotzdem angeführt, da insbesondere beim Betrieb von Dieselmotoren im niedrigen Lastbereich, wie beim Antrieb für Pkw üblich, die mechanische Verlustarbeit einen hohen Anteil an den Gesamtverlusten darstellen kann.

Die Differenz der inneren und der effektiven Arbeit entspricht der Reibarbeit:

$$W_r = W_i - W_e \quad [F2.04]$$

Der mechanische Verlust kann als Wirkungsgradverlust angeschrieben werden:

$$\Delta \eta_m = \frac{W_i - W_e}{Q_B} = \eta_i - \eta_e \quad [F2.05]$$

Im Motorenbau werden anstelle der inneren, der effektiven- und der Reibarbeit vorrangig Mitteldrücke angeführt, die durch Bezugnahme auf das Hubvolumen errechnet werden können.

$$p_x = \frac{W_x}{V_H} \quad [F2.06]$$

Dadurch erhält man die bekannte Gleichung für den Reibmitteldruck:

$$p_r = p_i - p_e \quad [F2.07]$$

Die Ermittlung des Reibmitteldruckes erfolgt für den gefeuerten Betrieb bevorzugt nach dem Indizierverfahren, das in Kapitel 3.5 detailliert beschrieben wird.

### 2.3. Theoretische Auswirkungen der Variation unterschiedlicher Konstruktions- und Betriebsparameter auf den indizierten Wirkungsgrad im stationären Betrieb

Die zuvor beschriebene Berechnungsabfolge ermöglicht die Auflistung der Verlustanteile für einen Betriebspunkt wobei oftmals auf die untergeordneten Verlustanteile, wie Leckage/Überströmung und Verlust durch unvollkommene Verbrennung verzichtet wird. Damit ergibt sich ein Diagramm, das die Verlustanteile bei der Umsetzung der im Kraftstoff chemisch gebundenen Energie in mechanische Energie anschaulich darstellt. Im nachfolgend dargestellten Diagramm 2.5 ist das Ergebnis einer Verlustteilung von drei unterschiedlichen Dieselmotortypen für den Nennleistungspunkt dargestellt, wobei nur die bedeutendsten Verluste in die Wirkungsgradsäule eingetragen sind.

Es zeigt sich, dass der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors bei den 3 Motortypen zwischen 59% und 61% liegt und damit nur geringfügig unterschiedlich ist. Der effektive Wirkungsgrad, und damit jener Anteil der zugeführten Energie, der an der Kupplung des Motors mechanisch abgenommen werden kann, zeigt jedoch große Unterschiede zwischen den Motortypen. Während der effektive Wirkungsgrad des stationären 4-Takt Großmotors über 46% beträgt, liegt der Wirkungsgrad des Pkw-Motors nur bei ~37%. Am Verlustteilungsdiagramm kann man erkennen, dass vorrangig der verringerte Verlust durch Wärmeübergang und der bessere Verbrennungsablauf diesen Effizienzvorteil bewirkt. Dem Großmotor muss man jedoch zu Gute halten, dass er bei konstanter (niedriger) Drehzahl betrieben werden kann und dabei, im Gegensatz zu den Fahrzeugmotoren, eine geringe kurbelwinkelbezogene Verbrennungsdauer realisiert werden kann, da das daraus resultierende Geräusch bei Stationärmotoren in vielen Fällen keiner Limitierung unterliegt.

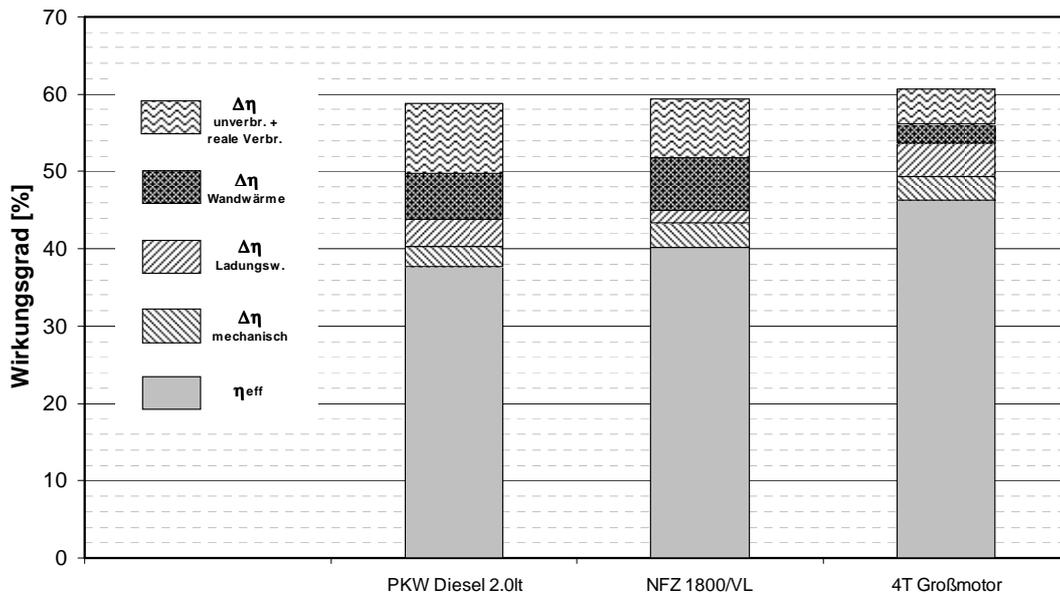


Diagramm 2.5: Ergebnisse der Verlustanalyse unterschiedlicher Dieselmotoren im Nennleistungspunkt [Lit. 2.3]

Auf Basis von Zylinderdruckverläufen moderner Pkw Serienmotoren wurden Simulationsrechnungen und in weiterer Folge Verlustanalysen durchgeführt. Ziel war es, die Auswirkung der Einflüsse von Verdichtungsverhältnis, Brenndauer und Wandwärmeübergang für verschiedene Lastpunkte bei rein theoretischer Betrachtung am Hochdruckprozess aufzuzeigen. Randbedingung für die Berechnung waren im jeweiligen Lastpunkt ein konstantes Luft/Kraftstoffverhältnis, konstanter Ladedruck, konstanter Mitteldruck und der Brennverlauf eines modernen Pkw Dieselmotors (Motor [D]) als Basisvorgabe. Resultat dieser Berechnungen sollten Grenzpotenziale sein, die für bestehende Motorkonzepte eine Bewertung hinsichtlich ihrer Potenzialausnutzung ermöglichen.

Die unmittelbare Umsetzbarkeit der simulierten Betriebsbedingungen am realen Motor war kein Kriterium für die Wahl der Berechnungsvarianten. Eine quantitative Aussage für Potenziale am realen Motor sind wegen der vereinfachten Randbedingungen, insbesondere wegen der isolierten Betrachtung des Hochdruckprozesses nicht möglich. Für die Zielsetzung, Aussagen zum Grenzpotenzial des dieselmotorischen Brennverfahrens zu erhalten, sind die Ergebnisse jedoch hinreichend. Mit einem am Institut für Verbrennungskraftmaschinen an der TU Graz entwickelten Prozessanalyse- und Prozesssimulationsprogramm wurde die Wirkungsgradänderung durch schrittweise Variation von Verdichtungsverhältnis, Wandwärme, Verbrennungslage und -dauer sowie der AGR Rate ermittelt und in den folgenden Abschnitten dargestellt.

### Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den indizierten Wirkungsgrad

Die Änderung des Verdichtungsverhältnisses führt zu einer Änderung der Zustände des Arbeitsgases am Ende der Verdichtungsphase. Beim adiabaten und reibungsfrei angenommenen Verdichtungsprozess errechnen sich Druck und Temperatur nach Verdichtung mit den Gleichungen für die isentrope Zustandsänderung:

$$p_2 = p_1 \cdot \frac{v_1^\kappa}{v_2^\kappa} = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa \quad [\text{F2.08}]$$

$$T_2 = T_1 \cdot \frac{v_1^{\kappa-1}}{v_2^{\kappa-1}} = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} \quad [\text{F2.09}]$$

$$\text{mit: } \varepsilon = \frac{V_H + V_C}{V_C} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_5}{v_3} \quad [\text{F2.10}]$$

Mit diesen isentropen Zustandsgleichungen kann auch der theoretische Wirkungsgrad des vereinfachten Vergleichsprozesses eines Verbrennungsmotors, bei dem die gesamte Energie des Kraftstoffes bei konstantem Volumen im oberen Totpunkt umgewandelt wird, errechnet werden:

$$\eta_{th,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad [F2.11]$$

Daraus lässt sich der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den Wirkungsgrad des ideal geführten Prozesses erkennen. Mit steigendem Verdichtungsverhältnis erhöht sich für den idealen Prozess der theoretisch mögliche Wirkungsgrad, da die Zufuhr der Energie bei höheren Temperaturen erfolgt.

Im realen Prozess kommt es jedoch bei höherer Verdichtung und dem daraus resultierenden Anstieg des Temperaturniveaus zu einer Erhöhung der Wandwärmeverluste. Da der Wirkungsgradanstieg über dem Verdichtungsverhältnis degressiv verläuft, ist beim realen Prozess für sehr hohe Verdichtungsverhältnisse eine Umkehr dieses Verhaltens bei Berücksichtigung von Wandwärmeverlusten zu erwarten.

Mit den realen Brennverläufen für mehrere Lastpunkte eines Pkw Dieselmotors (Motor [D]) wurde das reale Wirkungsgradverhalten in Abhängigkeit des Verdichtungsverhältnisses berechnet, wobei nur der indizierte Hochdruckwirkungsgrad ohne Berücksichtigung des Ladungswechsels zur Beurteilung herangezogen wurde.

In Diagramm 2.6 sind die Ergebnisse dieser Berechnung dargestellt.

Dabei zeigt sich, dass für Hochlastpunkte der indizierte Wirkungsgrad bei Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses steigt, wobei der Anstieg relativ gering ist. Eine Vergrößerung des Verdichtungsverhältnisses um 15% würde im Nennlastpunkt demnach nur einen Wirkungsgradgewinn von 0.75% für den reinen Hochdruckprozess bringen. Veränderung im Ladungswechsel und bei der Reibung sind dabei nicht berücksichtigt. Insbesondere die Reibung wird sich bei höherem Verdichtungsverhältnis negativ ändern (siehe Kapitel 5).

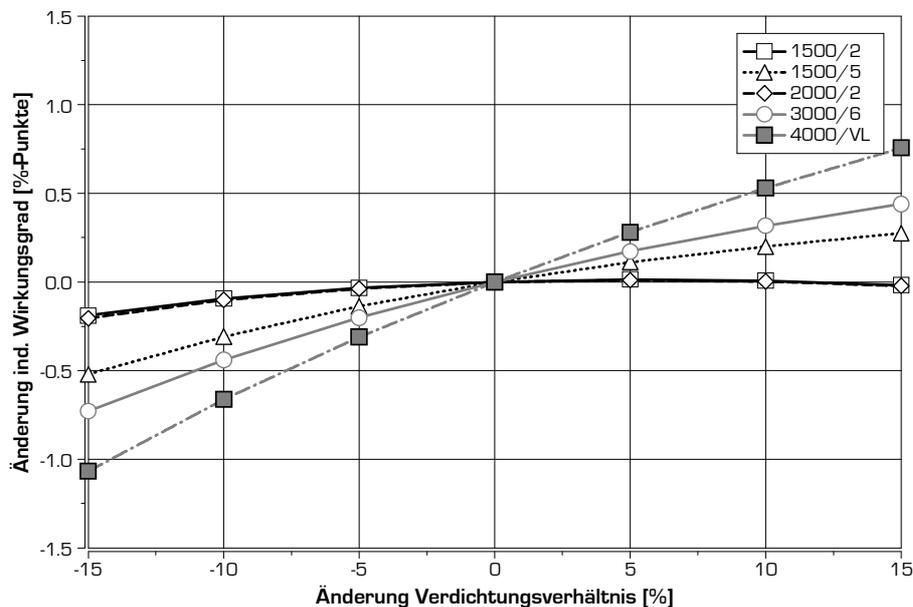


Diagramm 2.6: Änderung des indizierten Hochdruckwirkungsgrades bei Veränderung des Verdichtungsverhältnisses

In den beiden niedrigen Lastpunkten (1500/2 und 2000/2) zeigt sich, dass durch Veränderung des Verdichtungsverhältnisses keine bedeutenden Änderungen des indizierten Wirkungsgrades zu erwarten sind. Die Erhöhung um 15% würde bereits zu einer Verringerung des indizierten Wirkungsgrades führen, noch vor den Änderungen im Ladungswechsel und bei der Reibung.

### **Einfluss der Verbrennungsdauer auf den indizierten Wirkungsgrad**

Die zweite Größe die hinsichtlich Ihres Verhaltens zur Beeinflussung des Wirkungsgrades untersucht wurde, ist die Dauer der Hauptverbrennung. Wie bereits erwähnt, gilt die „schlagartige“ Verbrennung im oberen

Totpunkt, die Gleichraumverbrennung, als thermodynamisch am günstigsten. Die reale Verbrennung erstreckt sich jedoch immer über einen längeren Zeitraum, was sich dementsprechend negativ auf den Wirkungsgrad auswirkt. In einer Verlustanalyse zeigt sich diese Wirkungsgradeinbuße im Term „reale Verbrennung“. Wie bereits für die Änderung des Verdichtungsverhältnis, wurde auch für die Änderung der Verbrennungsdauer der indizierte Wirkungsgrad für den Pkw Dieselmotor simuliert und in Diagramm 2.7 dargestellt.

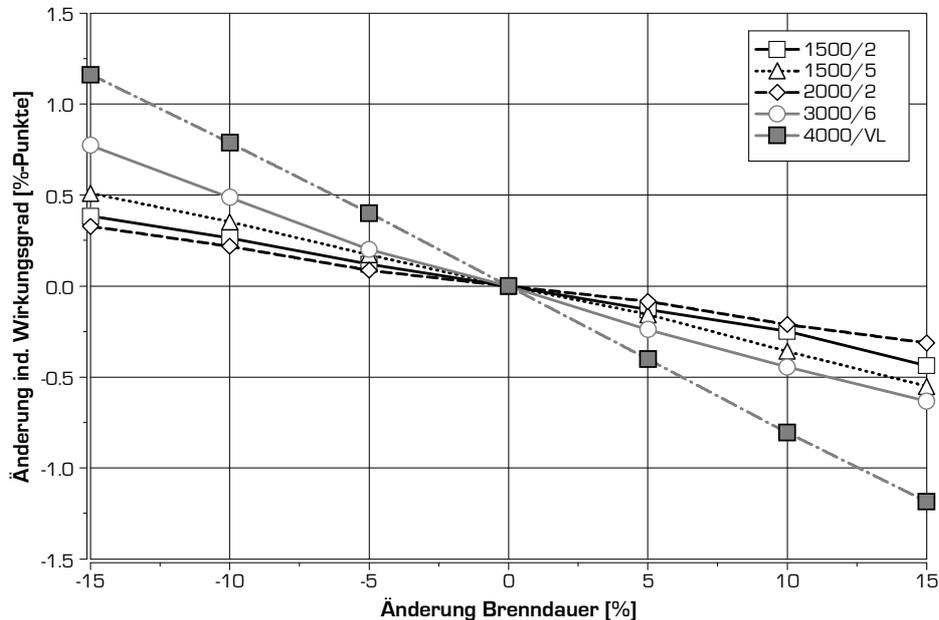


Diagramm 2.7: Änderung des indizierten Hochdruckwirkungsgrades bei Änderung der Brenndauer (positives Vorzeichen bei der Änderung der Brenndauer → längere Brenndauer)

Dabei bestätigen sich die theoretischen Zusammenhänge: eine Verlängerung der Brenndauer führt zu einer Reduktion des Wirkungsgrades. Am stärksten wirkt sich das im Nennlastpunkt aus. Bei einer Verringerung der Brenndauer um 15% kann im Volllastpunkt mit einem Wirkungsgradgewinn von  $1.2\%_{\text{abs}}$  gerechnet werden, während in emissionsrelevanten Lastpunkten ein Gewinn von  $0.3\text{-}0.5\%_{\text{abs}}$  zu erwarten sind. Hinsichtlich Ladungswechsel und Reibung sind keine großen Änderungen zu erwarten, wodurch dieser Wirkungsgradgewinn auch effektiv darstellbar ist.

Real ist die Brenndauer zwar durch geänderte Parametrierung der Einspritzsteuerung einfach veränderbar. Eine kurze Brenndauer führt jedoch immer zu einer hohen Druckanstiegsrate, die zu starker Geräuschentwicklung führt, was den Freiheitsgrad für die Änderung der Brenndauer limitiert. Zudem führen hohe Druckanstiegsraten und eine Verbrennung nahe dem oberen Totpunkt zu hohen Temperaturen im Brennraum, was sich negativ auf die Bildung von Stickoxiden auswirkt.

### Einfluss des Wärmeübergangs auf den indizierten Wirkungsgrad

Eine in den 80er Jahren des vorigen Jahrhunderts bei Ingenieuren häufig diskutierte Maßnahme zur Wirkungsgradsteigerung von Verbrennungsmotoren war die keramische Isolation des Brennraumes. Damit sollte ein Wärmeübergang in die Bauteilwände deutlich vermindert und somit der indizierte Wirkungsgrad von Motoren gesteigert werden. Experimentelle Untersuchungen haben diesbezüglich jedoch rasch gezeigt, dass sich durch diese Maßnahme vorrangig die Abgasenthalpie erhöht und nur eine geringe positive Auswirkung auf den indizierten Wirkungsgrad eines wärmeisolierten Motors zu erwarten ist. Mit Hilfe der Analyse des Arbeitsprozesses ist es natürlich möglich die Auswirkung eines geänderten Wärmeüberganges auf den Wirkungsgrad zu quantifizieren. Für die Simulationsrechnung wurde der Wärmeübergang nach Woschni gewählt. Als weitere Randbedingungen wurden, wie bereits in den zuvor beschriebenen Simulationsrechnungen, ein für alle Varianten eines Lastpunktes konstanter indizierter Mitteldruck sowie ein konstanter Ladedruck den Berechnungen zugrunde gelegt.

In Diagramm 2.8 ist das Ergebnis der Wirkungsgradänderung durch den Wandwärmeeinfluss aufgetragen, wobei eine daraus resultierende Änderung der Ladung nicht berücksichtigt wurde. Eine Reduktion des Wandwärmeeüberganges um 15% (realisiert über einen Korrekturfaktor zur Wandwärmemodellierung nach Woschni) erhöht den indizierten Wirkungsgrad in emissionsrelevanten Lastpunkten um  $\sim 1\%_{\text{abs}}$ , im Nennleistungspunkt um  $\sim 0.5\%_{\text{abs}}$ .

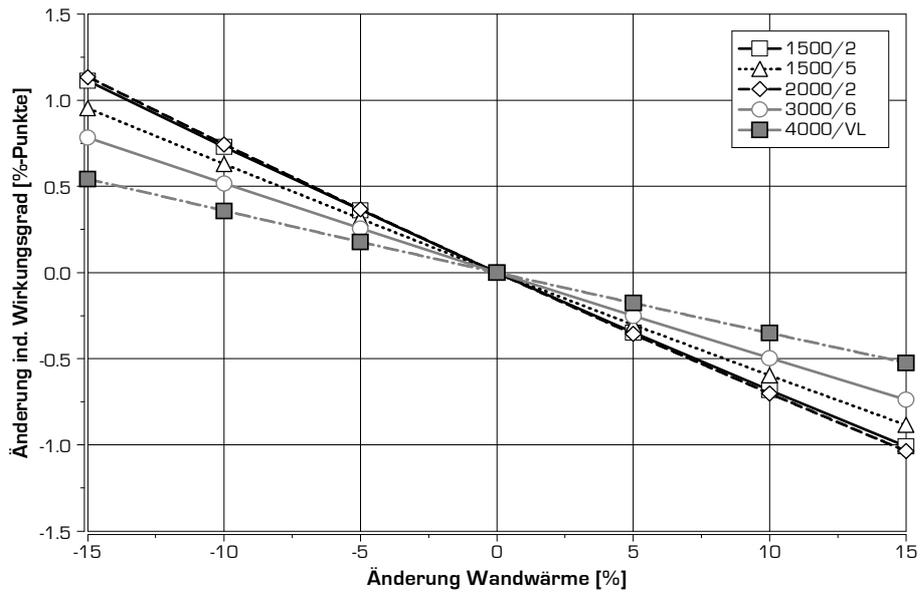


Diagramm 2.8: Änderung des indizierten Hochdruckwirkungsgrades bei Beeinflussung der Wandwärme

Letztendlich zeigt sich, dass - unabhängig von der Frage einer Realisierbarkeit - die theoretischen Steigerungspotenziale des indizierten Wirkungsgrades begrenzt sind. Der Pkw Dieselmotor hat heute einen hohen Entwicklungsstand erreicht. Eine Verbesserung des Wirkungsgrades durch innermotorische Maßnahmen im stationären Betrieb kann wohl nur mehr durch Detailoptimierung und in kleinen Schritten realisiert werden.

## 2.4. Einfluss der Reibung auf den Verbrauch des Pkw Dieselmotors

Im vorigen Kapitel wurden die Auswirkungen der Änderung des indizierten Hochdruckwirkungsgrades ohne Berücksichtigung von Reibung und Ladungswechselverlusten behandelt.

Für den Verbrauch entscheidend ist letztendlich der effektive Wirkungsgrad. Der Reibungsanteil wird in der Verlustteilung durch den mechanischen Verlustanteil  $\Delta\eta_{\text{mech}}$  dargestellt. Diagramm 2.9 zeigt die Verlustanteile (ohne den geringfügigen Leckageverlust) für einen Niedriglastpunkt, für den Betriebspunkt mit maximalem Drehmoment, und für den Nennleistungspunkt eines konventionellen 2.0lt Pkw Dieselmotors.

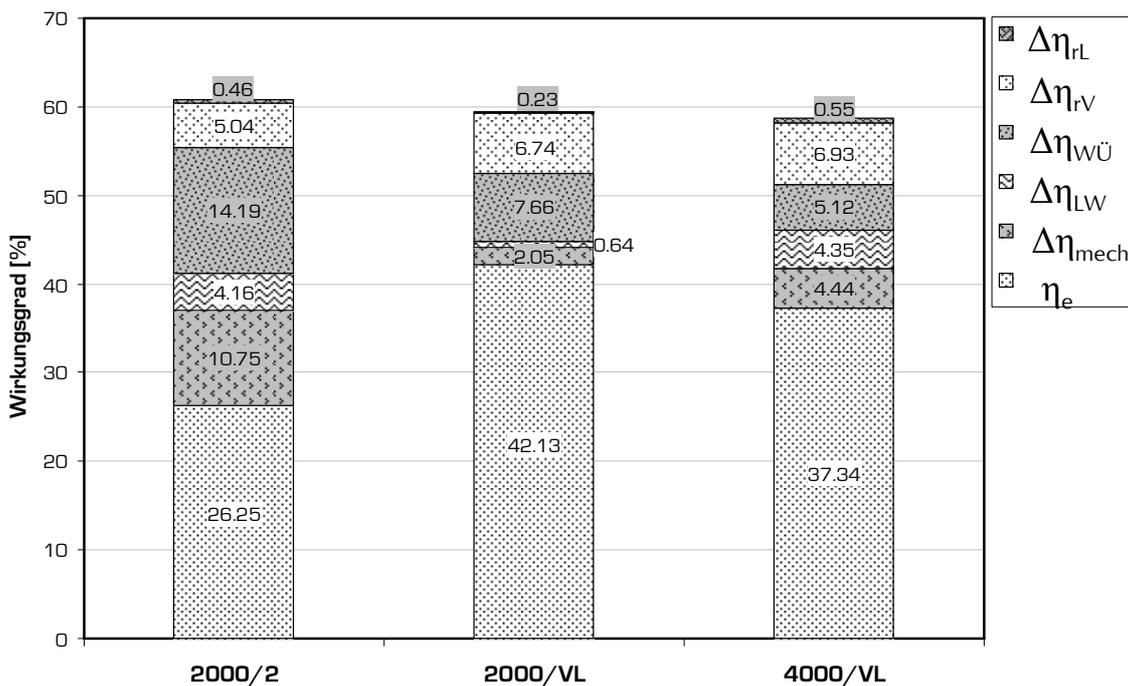


Diagramm 2.9: Verlustteilung dreier Lastpunkte eines Pkw Dieselmotors

Daraus ist ersichtlich, dass sowohl bei niedrigen Lasten als auch bei hoher Drehzahl ein größerer Teil des Kraftstoffes zur Überwindung der Reibung aufgewendet werden muss. Im Betriebspunkt mit maximalem Drehmoment (2000/VL) ist der Reibanteil demgegenüber gering.

Um den Einfluss der Reibung auf den Wirkungsgrad für den gesamten Betriebsbereich eines Motors besser beschreiben zu können, wird in Diagramm 2.10 ein typisches Reibkennfeld eines Dieselmotors dargestellt.

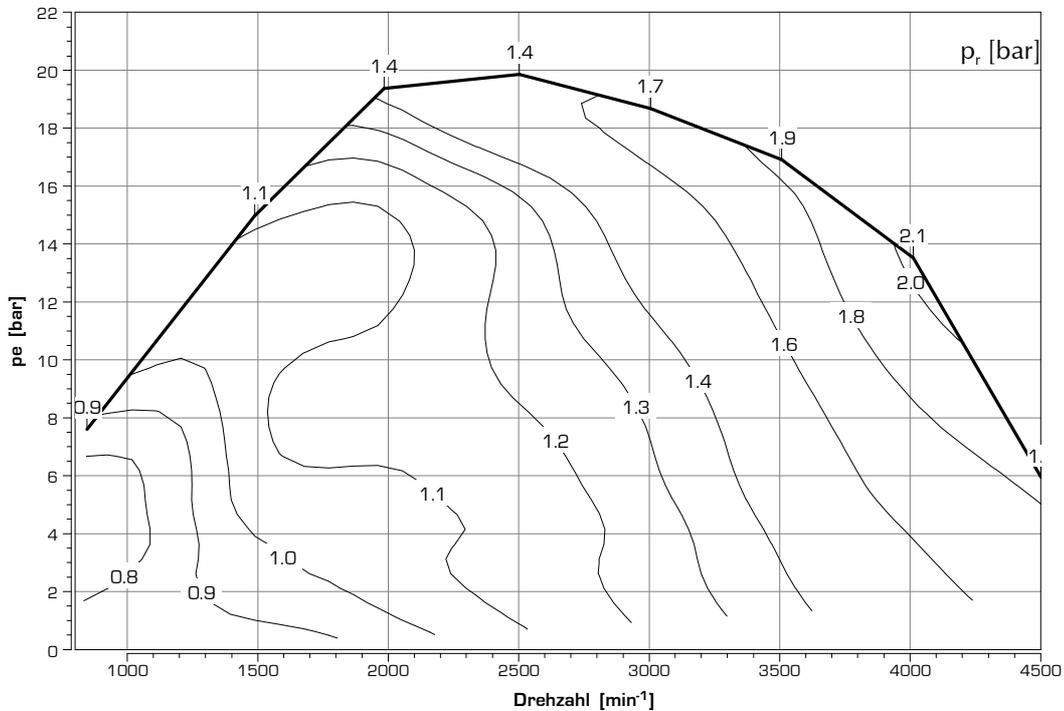


Diagramm 2.10: Kennfeld des Reibmitteldruckes  $p_r$  [bar] eines Pkw Dieselmotors (Motor C – betriebswarm)

Darin zeigt sich, dass der Reibmitteldruck sowohl mit der Drehzahl, als auch mit der Last steigt, wobei die Drehzahlabhängigkeit stärker ausgeprägt ist. Wichtig dabei ist die Erkenntnis, dass sich der Reibmitteldruck zwischen Leerlauf und dem Nennleistungspunkt in etwa verdoppelt. Der indizierte Mitteldruck des Motor erhöht sich vom Reibmitteldruck im Leerlauf (hier wird keine Kurbelwellenarbeit geliefert) zum indizierten Mitteldruck im Nennlastpunkt, wobei das diesbezügliche Verhältnis der indizierten Mitteldrücke für den in Diagramm 2.10 berücksichtigten Motor  $\sim 25$  beträgt.

Durch das deutlich unterschiedliche Verhältnis zwischen indiziertem und effektivem Mitteldruck bei Niedriglast und Hochlast wird auch der stark lastabhängige Einfluss der Reibung, der im Verlustteilungs-Diagramm 2.9 ersichtlich ist, verständlich. Mit zunehmender Last sinkt der relative Verlust durch die Reibung.

Dies kann für den realen stationären Fahrbetrieb eines Pkw anschaulich dargestellt werden. In Diagramm 2.11 sind sowohl die Betriebspunkte für unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten bei unterschiedlichen Gängen einer Limousine mit Dieselmotor, als auch der Reibanteil am jeweiligen Kraftstoffverbrauch eingetragen.

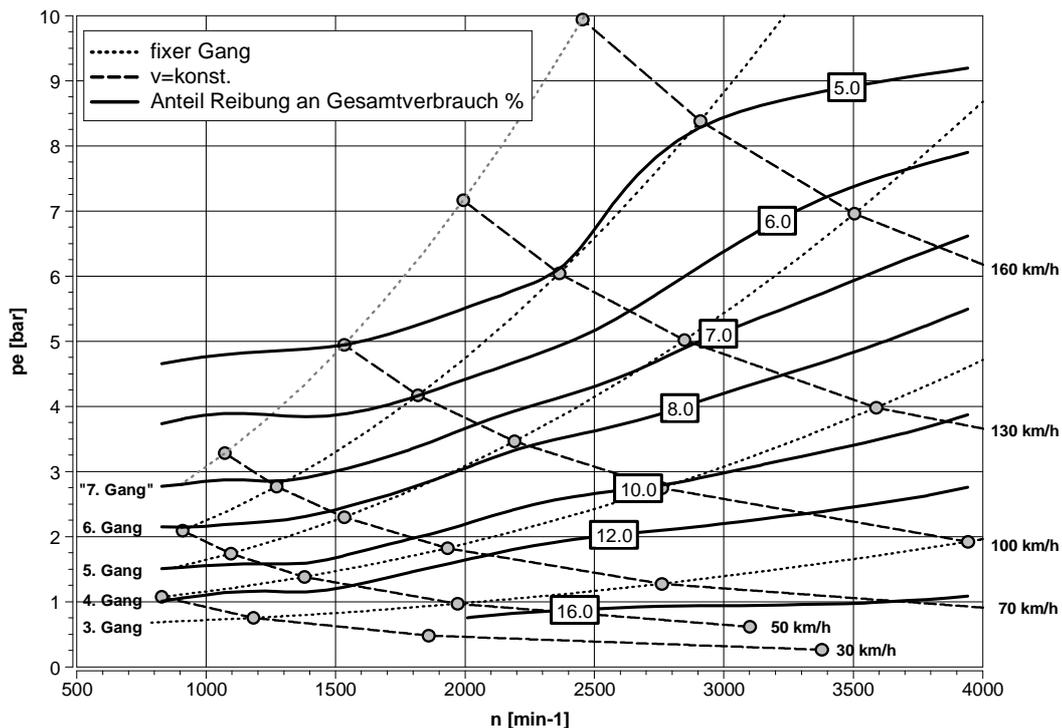


Diagramm 2.11: Für Reibung aufgewendeter Anteil der mit dem Kraftstoff zugeführten Energie im stationären Fahrzeugbetrieb einer Limousine mit Pkw Dieselmotor (SMK 1500 kg, Motor [D])

Hier zeigt sich eindeutig der Einfluss der Last auf den Reibanteil beim Betrieb des Dieselmotors. Während im Lastpunkt 2000/2 noch ~11% des Kraftstoffes für die Überwindung der Reibung aufgewendet werden muss, sind es im Lastpunkt 3000/5 nur mehr 7%. Im Nennleistungspunkt sinkt der Reibanteil auf ~4%. Eine Verringerung der Reibung hat demnach besonders in den Betriebspunkten mit geringer Last große Auswirkung.

Auf die Reibung des Dieselmotors und Möglichkeiten zur Reduktion wird noch am Beginn des Kapitels 5, das Untersuchungen zu Maßnahmen für die Reduktion der Reibung der Kolben/Pleuelgruppe beschreibt, näher eingegangen.

## 2.5. Schadstoffbildung bei der Verbrennung im Dieselmotor

Aufgrund der gesetzlichen Anforderungen beim Betrieb von Kraftfahrzeugen, die eine strenge Limitierung der Anteile von Schadstoffen im Abgas von Verbrennungskraftmaschinen vorsehen, ist die Berücksichtigung dieser Schadstoffkomponenten bei Entwicklungen am Verbrennungsmotor ein zentrales Kriterium für die Bewertung des Arbeitsprozesses.

Im folgenden sollen die wesentliche Abgaskomponenten, die beim dieselmotorischen Arbeitsprozess entstehen, aufgelistet und ihre Bildungsmechanismen beschrieben werden.

### Stickoxid

Zu den Stickoxiden werden die Stickstoff-Sauerstoffverbindungen gezählt, die bei der dieselmotorischen Verbrennung entstehen: Stickstoffmonoxid  $\text{NO}$  und Stickstoffdioxid  $\text{NO}_2$ . Im Motorenbau werden die molaren Abgaskonzentrationen dieser beiden Komponenten summiert als  $\text{NO}_x$  bezeichnet. Gesetzlich limitiert ist die Gesamtemission  $\text{NO}_x$ , wobei bei der dieselmotorischen Verbrennung während der Verbrennung überwiegend  $\text{NO}$  entsteht. In weiten Bereichen des Kennfeldes liegt der Anteil von  $\text{NO}$  an der gesamten Stickoxidemission  $\text{NO}_x$  über 90%.

Ursache für die Limitierung dieser Schadstoffkomponenten ist, dass vorwiegend aus  $\text{NO}_2$  in der Atmosphäre, unter dem Einfluss von Sonnenstrahlung, bodennahes Ozon ( $\text{O}_3$ ) gebildet wird, das stark lungenreizend wirkt. Zudem ist  $\text{NO}$  an sich ebenfalls lungenreizend.

Man unterscheidet die Entstehung von Stickstoffmonoxiden entsprechend ihren Bildungsmechanismen:

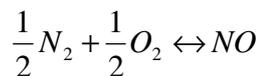
Thermisches NO entsteht bei der Verbrennung in Zonen hoher Temperatur und geringem Luftüberschuss aus den Stickstoffkomponenten der Ansaugluft.

Promptes NO entsteht, ebenfalls aus dem Stickstoff der Ansaugluft, in der Verbrennungszone wenn Kohlenwasserstoffe des Kraftstoffes unter brennstoffreichen Bedingungen eine hohe Konzentration an Radikale bilden. Diese sind dann unter Freisetzung von Cyaniden die Basis für Stickstoffatome, die zur Bildung von Stickstoffoxiden neigen.

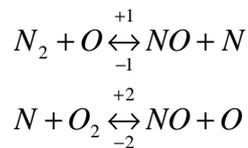
Kraftstoff NO entstehen aus Stickstoffanteilen im Kraftstoff, ebenfalls über Freisetzung von Cyaniden.

Die beiden letztgenannten Bildungsmechanismen spielen bei der konventionellen dieselmotorischen Verbrennung nur eine untergeordnete Rolle, nicht jedoch bei alternativen Brennverfahren die homogen oder teilhomogen geführt werden. Da in dieser Arbeit nur konventionelle dieselmotorische Brennverfahren behandelt werden, wird im Folgenden nur die Bildung von thermischem NO beschrieben.

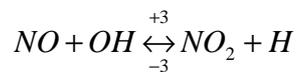
Der globale Reaktionsmechanismus für die Bildung von Stickstoffmonoxid aus dem Stickstoff der Verbrennungsluft



wird allgemein als thermische Stickoxidbildung benannt. Die in diesem Mechanismus beschriebene direkte Oxidation zu NO läuft jedoch sehr langsam ab wodurch mit diesem Mechanismus die Vorgänge bei der Verbrennung im Motor nicht erklärt werden können. Von Zeldovich et al [Lit. 2.5] wurde ein Reaktionsmechanismus aufgezeigt, der mit freien Sauerstoffatomen folgende Kettenreaktion in Gang setzt:



.Dieser Mechanismus wird durch eine Reaktion von OH-Radikalen mit freien Stickstoffatomen entsprechend der Reaktionsgleichung



ergänzt, der insbesondere bei brennstoffreicher Verbrennung an Bedeutung gewinnt, da hier die Radikalkonzentration erhöht ist (erweiterter Zeldovich Mechanismus).

Insbesondere die Reaktion +1 ( $N_2 + O \rightarrow NO + N$ ) ist hochgradig endotherm, woraus folgt, dass die Stickoxidbildung im Vergleich zur Kraftstoffoxidation langsam abläuft und zudem stark temperaturabhängig ist. Diese Temperaturabhängigkeit ist der Grund für die maximale NO-Konzentration bei leichtem Luftüberschuss, da dies der reale Verbrennungszustand mit der höchsten Verbrennungstemperatur ist.

Die Geschwindigkeitskomponenten für die sechs zuvor angeführten Einzelreaktionen (3 Reaktionen in jeweils 2 Richtungen) des Zeldovichmechanismus sind neben dem Temperaturniveau stark von der Konzentration der Einzelkomponenten abhängig und können entsprechend dem Arrhenius-Ansatz allgemein angeschrieben werden:

$$k_i = A \cdot e^{-\frac{E_a}{R_m \cdot T}}$$

$i$  ..... +1, +2, +3 / -1, -2, -3

$E_a$  ..... Aktivierungsenergie

$A$  ..... Faktor

Eine Absenkung der NO-Konzentration kann durch Absenkung der Verbrennungstemperatur folglich exponentiell, durch Reduktion der Stickstoff- oder Sauerstoffkonzentration jedoch nur linear beeinflusst werden. Für die Stickoxidemission bei der dieselmotorischen Verbrennung ist demnach die Dauer der Verbrennungsphase, bei der eine Temperatur von 2200K überschritten wird, entscheidend [Lit. 2.6].

## Rußemission

Die zweite wesentliche Emissionskomponente der dieselmotorischen Verbrennung ist der Partikelaustritt. Die Partikel die im Abgas eines Dieselmotors vorliegen, bestehen größtenteils aus festem Kohlenstoff (Ruß) dem

Kohlenwasserstoffe, Sulfate und weitere feste Rückstände aus Kraft- und Schmierstoff angelagert sind. Kritisch für die menschliche Gesundheit sind Partikel mit einem Durchmesser von  $<100\text{nm}$ , da Teilchen dieser Größenordnung lungengängig sind. Kritisch bei den dieselmotorischen Partikel ist neben der lungenschädigenden Wirkung der Umstand, dass hier, im Gegensatz zu anderen Feinstäuben, den Partikeln polyzyklische Aromate angelagert sein können, denen kanzerogen Wirkung nachgesagt wird [Lit. 2.7].

Die Verbrennung von Kohlenwasserstoffen führt dann zur Bildung von Ruß, wenn eine örtlich stark brennstoffreiche Verbrennung vorliegt oder im Kraftstoff Pyrolyseprozesse erfolgen. Die Russbildungsmechanismen sind äußerst komplex. Es überlagern sich dabei chemische und physikalische Vorgänge, deren zeitliche Abfolge nur bedingt bekannt sind und deren Entstehung nur modellhaft vereinfachend dargestellt werden kann. Eine weit verbreitete Theorie zur Russbildung im Verbrennungsprozess ist die Acetylentheorie.

Dabei wird angenommen, dass durch lokalen Sauerstoffmangel und bei hohen Temperaturen Kraftstoffmoleküle unter Abspaltung von Wasserstoff zu Acetylen reduziert werden ( $\text{C}_2\text{H}_2$ ). Erste Ringstrukturen von polyzyklischen, aromatischen Kohlenwasserstoffmolekülen entstehen durch Rekombination und Umlagerung dieser Acetylenmoleküle.

In weiterer Folge kommt es zu einer zunehmenden Anlagerung von  $\text{C}_2\text{H}_2$  unter Abspaltung von Wasserstoff und zu einer flächigen Ausbreitung der polyzyklischen Aromate. Die Vergrößerung der Teile wird in dieser Phase auch als eine schnelle Polymerisation aufgefasst. Aus diesen planaren Strukturen entstehen erste räumliche kugelförmige Strukturen durch Koagulation. Die Russstrukturen können als Russkeime betrachtet werden. Aus diesen Russkeimen entwickeln sich durch Oberflächenwachstum und Koagulation des, bei der Luftmangelverbrennung entstehenden, elementaren Kohlenstoffs Russpartikel.

Parallel zu diesen Russbildungsvorgängen wandern bereits entstandene Russpartikel in Zonen mit Sauerstoffüberschuss, wo dann ein Russabbrand stattfindet. Für diesen Russabbrand muss jedoch ausreichend hohe Temperatur vorhanden sein. Bei Temperaturen unter  $\sim 1600\text{K}$  kommt der Russabbrand zum Erliegen und die zu diesem Zeitpunkt vorhandenen Russpartikel werden mit dem Abgas emittiert. Man vermutet, dass beim Verbrennungsprozess im Motor während eines Arbeitszyklus über 80% der entstandenen Russpartikel wieder verbrannt werden. Entscheidenden Einfluss auf die Russbildung und den Russabbrand hat neben der lokalen Sauerstoffkonzentration (lokales Luftverhältnis) die örtliche Verbrennungstemperatur.

Ausgeprägte Ruß- und Partikelemissionen bei Dieselmotoren führen zu einer Verunreinigung des Dieselabgases und treten als (Schwarz-)Rauch in Erscheinung. Konventionelle Messmethoden für die Ruß- und Partikelemissionen basieren auf der Messung der Schwärzung eines Filterpapiers, durch das Dieselabgas gesaugt wird (Messwert: FSN - Filter Smoke Number), oder aber durch kontinuierliche Messung der Trübung des Abgases.

Bei den experimentellen Untersuchungen zu dieser Arbeit wurde die Filter Smoke Number (FSN) des Dieselabgases ermittelt. Es wird daher vom Verfasser in den folgenden Kapiteln mehrheitlich der Rauch des Motors beschrieben und benannt, wobei natürlich die derart messbaren Ruß- und Partikelemissionen gemeint sind.

## **Kohlenmonoxid und unverbrannte Kohlenwasserstoffe**

Diese beiden Schadstoffkomponenten entstehen vorwiegend bei Verbrennungsvorgängen mit Luftmangel und sind daher hauptsächlich bei Ottomotoren von Bedeutung. Bei der dieselmotorischen Verbrennung sind zwei Entstehungsmechanismen wesentlich für die Abgaskomponenten. Durch ungenügende Gemischaufbereitung kommt es zu Zonen mit hoher Kraftstoffkonzentration die nicht ausreichend abbrennen können. Diesem Mechanismus kann durch optimale Anpassung der Einspritzgeometrie (Lochbild und Position des Injektors) und durch eine ausreichende Ladungsbewegung in der Kolbenmulde während des Verbrennungsvorganges begegnet werden. Der zweite Entstehungsmechanismus lässt sich wie folgt erklären: durch Kraftstoff/Wand-Interaktion bzw. bei Kraftstoffteilchen in Wandnähe kommt es zu einer starken Abkühlung und damit zu einer Verhinderung der Oxidationsreaktion dieser Kraftstoffteilchen. Dieser Mechanismus kann durch geeignete Abstimmung von Muldengeometrie mit dem Strahlbild des Injektors unterbunden werden. Der dieselmotorische Arbeitsprozess findet in weiten Teilen des Motorkennfeldes bei Luftzahlen  $>1.4$  statt. In der Ausschubphase kann es daher, bei entsprechenden Abgastemperaturen, zu einer Nachreaktion dieser Komponenten mit Sauerstoff kommen, wodurch die Konzentration dieser Schadstoffkomponenten im Abgas eines Dieselmotors gering bleiben. Zudem sind seit einigen Jahren Oxidationskatalysatoren bei dieselmotorisch angetriebenen Pkw installiert, die ab einer Betriebstemperatur von  $\sim 300^\circ\text{C}$  die CO- und HC-Moleküle mit dem Restsauerstoff im Abgas wirkungsvoll zu  $\text{CO}_2$  und  $\text{H}_2\text{O}$  oxidieren.

Bei Pkw Dieselmotoren treten CO- und HC-Emissionen fast ausschließlich in der Start- und Warmlaufphase des Motors auf. Hier ist die Abgastemperatur und zudem die Katalysatortemperatur niedrig, was die katalytische Nachreaktion der Luftmanglemissionskomponenten CO und HC reduziert. Bis zur Abgasemissionsstufe Euro IV waren die Emissionen dieser Komponenten unkritisch. Zur Einhaltung der zunehmend sinkenden Grenzwerte für die NO<sub>x</sub> Konzentration im Abgas muss die Prozesstemperatur verringert werden um die Entstehung der thermischen NO zu behindern. Damit reduziert sich aber auch die, für die Nachreaktion der CO- und HC-Komponenten notwendige, Abgastemperatur. Zudem verlängert sich die Aufheizzeit des Oxidationskatalysators bzw. kommt es in niedrigsten Lastpunkten, bzw. im Leerlauf, aufgrund der hier geringen Abgastemperaturen, zu einem Auskühlen des Katalysators, wodurch dieser unwirksam werden kann.

Bei modernen Dieselmotorkonzepten für Pkw ist daher die CO- und HC-Emission nicht vernachlässigbar und muss zukünftig bei allen Maßnahmen die zu einer Reduktion der NO<sub>x</sub>-Emissionen führen, berücksichtigt werden.

### 3. Methodik der Untersuchungen

Nachfolgend werden alle zur Durchführung der Untersuchungen und zur Auswertung von Messergebnissen sowie zur rechnerischen Lösung von thermodynamischen Fragestellungen eingesetzten Werkzeuge aufgeführt und beschrieben.

Zuerst werden die für Simulations- und Analyseberechnungen verwendeten Anwendungsprogramme sowie die hierfür vom Verfasser programmierten Hilfswerkzeuge behandelt. Dazu gehören die Programme zur Abbildung des Motorprozesses in null- und eindimensionaler Betrachtungsweise sowie ein Berechnungsprogramm für die Reibleistung der Reibkomponente Kurbeltrieb.

Den zweiten Teil der Beschreibung der methodischen Vorgehensweise wird den experimentellen Untersuchungen gewidmet. Auf eine Beschreibung des für die Messungen verwendeten konventionellen stationären Motorprüfstandes wird dabei verzichtet, erklärt wird vielmehr die methodische Vorgehensweise bei speziellen messtechnischen Aufgabenstellungen (z.B. Erfassung Rauch/NO<sub>x</sub>-TradeOff). Des Weiteren werden am Ende dieses Kapitels die Motoren, die im Rahmen der Untersuchungen die dieser Dissertation zugrunde liegen und die zur Erfassung von Messdaten und als Grundlage für Simulationsrechnungen eingesetzt wurden, tabellarisch beschrieben.

#### 3.1. Analyse und Simulation des Motorprozesses mit Hilfe von 0D und 1D Berechnungsprogrammen

Berechnungsmethoden zur Abbildung des Motorprozesses können in Kategorien eingeteilt werden, die entsprechend der für die Berechnung berücksichtigten räumlichen Dimensionen benannt werden.

Programme, die eine vollständige räumliche Ausdehnung bei der Berechnung abdecken, werden als 3D-Programme bezeichnet. Eine eindimensionale Betrachtung des Motorprozesses, vorzugsweise entlang der Strömungspfade der Arbeitsmedien eines Motors, werden demzufolge zu den 1D-Programmen gezählt. Die dimensionslose Betrachtung ist für das thermodynamische System „Brennraum“ möglich. Die 0D-Methoden ermöglichen Berechnungen dieser Art.

3D Methoden sind rechenintensiv und aufwändig in der Vorbereitung, insbesondere bei der Netzgenerierung des zu berechnenden Volumens, können jedoch Informationen liefern, die mit 0D- oder 1D-Methoden nicht zu erfassen sind. Niederdimensionale Methoden wiederum sind schnell und können zu entsprechend formulierten Fragestellungen Lösungen hinreichender Qualität liefern. Die Auswahl der Berechnungsmethode hängt stark von der Fragestellung, die durch ein Berechnungsergebnis beantwortet werden soll, ab. Die Errechnung eines Zylinderdruckverlaufes aus vorgegebenem Brennverlauf oder die Füllungsmasse eines hinsichtlich seiner Luftführung bekannten Motors können mit 3D-Methoden zwar durchgeführt werden, der Aufwand ist jedoch unverhältnismäßig hoch. Die erstgenannte Aufgabenstellung kann auf einfachere Weise mit 0D und die zweite mit einem 1D-Programm gelöst werden.

Andere Phänomene wie die exakte Ladungsbewegung im Brennraum zum Zeitpunkt des Einspritzbeginns oder die Gemischbildung im Brennraum sind wiederum nur durch 3D-Methoden erfassbar.

Für den Entwicklungsingenieur ist ein durchdachter Einsatz der unterschiedlichen Programme wichtig, da dadurch unnötiger Arbeitsaufwand eingespart und Fehlerquellen bei der Interpretation von Ergebnissen reduziert werden.

Im Zuge der dieser Arbeit zugrunde liegenden Untersuchungen, wurden ausschließlich 0D- und 1D-Berechnungen durchgeführt. Im Folgenden werden die Programme vorgestellt, die für diese Berechnungen zur Verwendung kamen. Für 0D-Berechnungen wurden vorrangig Programme genutzt, die am Institut für Verbrennungskraftmaschinen & Thermodynamik der TU Graz vorliegen. Zudem ist vom Verfasser ein einfaches Programm geschrieben worden, das thermodynamische Zusammenhänge berechnet und für unkonventionelle Fragestellungen rasch angepasst werden kann.

##### 3.1.1. Nulldimensionale (0D) Berechnungsprogramme

Diese Berechnungsprogramme sind durch ausschließlich zeitliche Abhängigkeit, nicht jedoch durch räumliche Variabilität der Berechnungsgrößen charakterisiert. Sie werden bei Verbrennungskraftmaschinen für die

Abbildung der thermodynamische Vorgänge im Brennraum verwendet. Dabei werden für die Berechnung physikalische Modelle eingesetzt, die auf den Hauptsätzen der Thermodynamik beruhen. Modelle dieser Art bezeichnet man, je nach Betrachtungsweise der im Brennraum ablaufenden Prozesse, als Ein- oder Mehrzonenmodelle. Mehrzonenmodelle teilen den Brennraum in der zeitlichen Abfolge der Verbrennung in unterschiedliche Bereiche, die jeweils anderen physikalischen Gesetzmäßigkeiten unterliegen. Die Zonenzuordnung erfolgt dabei nicht nach räumlichen Kriterien, sondern für gewöhnlich nach dem Anteil von Massen. Das einfachste Mehrzonenmodell ist das Zweizonenmodell, das bei der Berechnung von stöchiometrisch betriebenen Ottomotoren vorzugsweise verwendet wird. Dabei wird der Brennraum in eine Zone mit unverbrannter Ladung und eine Zone, in der nur Abgas vorliegt, aufgeteilt. Vorteile dieser Modelle sind die mathematisch überschaubare Darstellung und eine einfache und rasche Berechnung.

Nulldimensionale Modelle werden analytisch für die Ermittlung des Brennverlaufes aus einem gemessenen Druckverlauf und für die Überprüfung der Qualität des gemessenen Druckverlaufes insbesondere hinsichtlich der kurbelwinkelsynchronen Lage eingesetzt. Zudem ist es damit möglich die Aufteilung der Verluste zwischen idealem Arbeitsprozess und dem, aus den real gemessenen Brennraumzuständen, errechnetem Motorprozess zu quantifizieren.

Modelle dieser Art ermöglichen aber auch eine Simulation des Motorprozesses, bei der als Randbedingung die geometrischen Daten des Kurbeltriebes des Motors (Hub/Bohrung und Pleuellänge), der Ladungszustand am Beginn des Prozesses und die zeitliche Abfolge der Kraftstoffumsetzung im Motor definiert worden sind. Mit entsprechenden Zusatzmodellen ist es für Dieselmotoren sogar möglich den Motorprozess bei Kenntnis des Einspritzverlaufes simulatorisch zu errechnen. Als Resultat liefert die nulldimensionalen Simulation einen Zylinderdruckverlauf, der Basis für die parallel dazu erfolgende Leistungs- und Wirkungsgradberechnung ist. Für die Berechnung von Emissionskomponenten existieren vielfach Modelle, die die Entstehung von Schadstoffkomponenten, deren chemische Bildungsmechanismen auf physikalischen Größen beruhen, gut abbilden können. Diese physikalischen Größen müssen jedoch als Ergebnis der nulldimensionalen Berechnung vorliegen. Eine dieser Abgaskomponenten ist das Stickoxid. Die für die Bildungsmechanismen wesentlichen Parameter Temperatur, Sauerstoffgehalt und Verweildauer sind auch bei nulldimensionaler Betrachtung des Motorprozesses verfügbar. Umgekehrt ist die Rauch-(Russ-)emission stark von Art und Intensität der Ladungsbewegung abhängig. Die Ladungsbewegung kann jedoch nulldimensional nicht universell abgebildet werden. Ein Modell für die OD-Berechnung der Rußemissionen ist daher immer nur stark eingeschränkt auf den, für die Modelldefinition und -abstimmung, verwendeten Motortyp gültig.

## MOSES / CORA

Diese beiden Programme wurden am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik entwickelt, wobei MOSES einem Projekt aus den 80er Jahren entspringt und CORA seit 2008 am Institut programmiert wird. Beim neueren Programm CORA wurden gegenüber MOSES sowohl hinsichtlich Gleichungslösung als auch hinsichtlich Kurbelwinkelbasis neuere Ansätze realisiert. Zudem wurde eine Ausweitung der Berechnungsgrenzen angestrebt, da insbesondere die in den letzten Jahren stetig steigenden Abgasrückführaten Probleme bei der analytischen Behandlung des dieselmotorischen Motorprozesses mit dem Programmpaket Moses verursacht haben. Die Grundgleichungen zur Berechnung des Motorprozesses sind bei beiden Programmen gleich. Eine genaue Ableitung der für die numerischen Lösung verwendeten Gleichungen findet sich in [Lit. 4.1].

Basis für die nulldimensionale Behandlung des dieselmotorischen Motorprozesses sind die bereits in Kapitel 2.1 angeführten Grundgleichungen der Thermodynamik [Lit. 4.1 & Lit. 4.2]:

- 1. Hauptsatz (Energieerhaltungssatz) für instationäre offene Systeme:

$$-\frac{pdV}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_E \frac{dm_E}{d\varphi} - h_A \frac{dm_A}{d\varphi} - h_A \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} \quad [F3.01]$$

- Massenerhaltungssatz für luftansaugende Motoren:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} - \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} + \frac{dm_B}{d\varphi} \quad [F3.02]$$

- Thermische Zustandsgleichung des Arbeitsgases in infinitesimaler Betrachtungsweise:

$$p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} = mR \frac{dT}{d\varphi} + mT \frac{dR}{d\varphi} + RT \frac{dm}{d\varphi} \quad [F3.03]$$

die aus der idealen Gasgleichung ( $pV = mRT$  - das Arbeitsgas wird definitionsgemäß als ideal betrachtet) unter Bezugnahme auf zustandsveränderliche Gaskonstanten hergeleitet werden kann.

Randbedingungen für diese Berechnungsmethode beim Dieselmotor sind:

- Äußere Energien werden nicht berücksichtigt
- Reibung innerhalb des Arbeitsgases wird vernachlässigt
- Durch Zufuhr der Brennstoffwärme  $dQ_B$  wird im Energieerhaltungssatz die Verbrennung abgebildet. Diese Energie entspricht der Energiefreisetzung des chemisch reagierenden Kraftstoffes. Wandanlagerungen, Verdampfung und Kraftstoffaufbereitung sowie Zündverzug bleiben unberücksichtigt.
- Beim konventionellen Dieselmotor, der luftansaugend und mit Luftüberschuss betrieben wird, ist die Abbildung im Einzonenmodell hinreichend genau.

Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors teilt sich in zwei Hauptphasen: der Ladungswechselphase mit Ansaug- und Ausschubtakt, sowie der Hochdruckphase die sich aus dem Kompressions- und Arbeitstakt zusammensetzt. Während der Brennraum des Verbrennungsmotors in der Ladungswechselphase ein offenes System darstellt, ist dieses System in der Hochdruckphase geschlossen.

Bei der Berechnung der Hochdruckphase sind, durch die dabei konstante Füllungs- und Verbrennungsmasse, Vereinfachungen im Gleichungsapparat zulässig, die eine Lösungsfindung erleichtern. Vielfach wird nur die Hochdruckphase berechnet, da Auswirkungen auf die Zustandsgrößen außerhalb des Brennraumes nicht beurteilt werden können. Oftmals ist auch nur die Berechnung der Auswirkung einer Änderung der Hochdruckphase des Motorprozesses gewünscht. Die Festlegung der Unveränderlichkeit der Ladungswechselphase bringt in diesem Fall Vorteile hinsichtlich der Vergleichbarkeit.

Mit den oben angeführten drei Basisgleichungen ist es im Einzonenmodell möglich, drei der 4 elementaren Größen des Motorprozesses: die Zustandsgrößen des Arbeitsgases Druck  $p$  und Temperatur  $T$ ; die globale Zusammensetzung des Arbeitsgases (charakterisiert durch das Kraftstoff/Luftverhältnis) und der in mechanische Arbeit gewandelte Teil der Brennstoffwärme  $dQ_B$  bei Kenntnis einer dieser 4 Größen zu errechnen.

Zwei wesentliche Berechnungsmethoden lassen sich damit festlegen:

- die Analyse des Motorprozesses: der gemessene Druckverlauf wird dem Gleichungssystem zugeführt. Damit können die Gleichungen bei bekannter Anfangsbedingung (meist die Füllungs- und Verbrennungsmasse im Brennraum bei Schließen des Einlassventils) gelöst werden. Als Resultat erhält man damit den Verlauf der effektiv in den Arbeitsprozess eingebrachten Energie, den bereits angesprochenen umgewandelten Teil der Brennstoffwärme  $dQ_H (= dQ_B - dQ_W)$ , der als Heizverlauf bezeichnet wird. Mit Hilfe von Wärmeübergangsmodellen kann synchron dazu  $dQ_W$  errechnet werden. Somit ist eine Darstellung des Brennverlaufes  $dQ_B$  bei Kenntnis des Druckverlaufs möglich. Für die Analyse des Motorprozesses mit dem Ziel der Brennverlaufsermittlung ist die alleinige Betrachtung der Hochdruckphase des Motorprozesses ausreichend.
- die Simulation des Motorprozesses: bei Vorgabe des Brennverlaufes  $dQ_B$  und Wahl eines Wärmeübergangsmodells kann mit Hilfe der obigen Basisgleichungen ein Zylinderdruckverlauf errechnet werden. Bei Angabe einer Anfangsbedingung (zB Druck und Füllungs- und Verbrennungsmasse bei „Einlass Schluss“) ist eine alleinige Simulation des Hochdruckprozesses möglich. Für die Simulation des gesamten Motorprozesses, inklusive Ladungswechsel, müssen den OD-Programmen weitere Randbedingungen vorgegeben werden.

Bei beiden Methoden lässt sich die Temperatur des Arbeitsgases aus der thermischen Zustandsgleichung und die Zusammensetzung des Arbeitsgases aus dem Energie- und Massenerhaltungssatz berechnen.

In den Programmpaketen MOSES und CORA sind auch mathematische Methoden zur Einpassung des Druckverlaufes integriert. Entscheidenden Einfluss auf die Qualität einer Prozessanalyse hat die richtige Lage des gemessenen Brennverlaufes, wobei sowohl die kurbelsynchrone Lage zur OT-Position des Kolbens, als auch das Druckniveau großen Einfluss auf das Ergebnis einer Prozessanalyse haben. Im Standardwerk zu

thermodynamischen Fragestellungen beim Verbrennungsmotor [Lit. 4.1] sind sowohl die Auswirkungen von OT-Fehlern, als auch Fehler, die Folge eines falschen Druckniveaus sind, quantitativ dargestellt. Mit Hilfe mathematischer Methoden können diese „Mess“-Fehler bei geringem Fehlergrad zwar korrigiert werden, eine gewissenhafte Messvorbereitung und -durchführung ist trotzdem zu empfehlen (siehe Kapitel 3.5). Die im Programm Moses integrierte Einpassung arbeitet nach dem Verfahren der Summe der kleinsten Fehlerquadrate. Beim Programm CORA wurde zusätzlich ein neuartiges Verfahren, „Powell’s Method“ integriert. Mit diesen Methoden ist neben der Korrektur eines OT-Fehlers (Winkelversatz des Drucksignals) und der Einpassung des Druckniveaus auch die Möglichkeit der Berechnung des Verdichtungsverhältnisses aus dem gemessenen Druckverlauf möglich, wobei die Korrektur eines OT-Fehlers und die Errechnung des Verdichtungsverhältnisses nur bei Analysen von Schleppkurven (Druckverlaufskurven des geschleppten Motors) entsprechend exakt sind.

### LabView basierendes Prozessrechenprogramm

Im Zuge der Untersuchungen zum Thema „spätes Einlass Öffnet“ (siehe Kap. 4.4.4) wurde mit dem 1D-Berechnungsprogramm AVL Boost eine Temperaturerhöhung des Arbeitsgases bei einem sehr spät öffnenden Einlassventil berechnet. Die Ursache für diese Temperaturerhöhung war vorerst nicht nachvollziehbar. Ein Vergleich mit der Druckausgleichströmung zwischen zwei Behältern hätte eine Temperaturabsenkung vermuten lassen. Obwohl die Versuchsergebnisse die Resultate der 1D-Berechnung bestätigten, wurde vom Verfasser ein Prozessrechenprogramm auf Basis der zuvor angeführten Grundgleichungen für die Massenerhaltung, die Energieerhaltung und der thermischen Zustandsgleichung konfiguriert. Da der Einfluss des späten Öffnens des Einlassventils auf die thermischen Zustandsgrößen des Arbeitsgases ermittelt werden sollte, war eine Berücksichtigung der füllungsbestimmenden Größen - Einlassventilhubverlauf und Verlauf des Strömungsbeiwertes des Einlasskanals - zwingend erforderlich.

Ziel der Berechnungen mit diesem Programm war das Verständnis für die Temperaturänderung im Arbeitsgas bei unterschiedlicher Parametrierung der Eingangsgrößen des Modells. Als Programmpaket für die Realisierung dieser Berechnungsaufgabe wurde LabView gewählt. Grund für die Wahl dieses, für Lösungen von Aufgabenstellungen dieser Art eher unüblichen Systems (LabView wird für gewöhnlich als Programmierumgebung für Messdatenerfassungssysteme eingesetzt, beinhaltet jedoch eine vollwertige graphische Programmiersprache mit der faktisch alle textorientierten Programmiersprachen ersetzt werden können), war vorrangig der reiche Erfahrungsschatz des Autors im Umgang mit diesem System. Dies führte zu einer raschen Umsetzung der Aufgabenstellung. Vorteilhaft ist auch, dass diesem System umfangreiche graphische Darstellungsmöglichkeiten beigelegt sind, mit denen sofort vielfältige Diagramme innerhalb des Systems abgebildet werden können. Dadurch können die Ergebnisse unterschiedlicher Variationen auch parallel dargestellt werden, was eine sofortige subjektive Bewertung hinsichtlich des Einflusses des Variationsparameters auf den Temperaturverlauf des Arbeitsgases ermöglicht.

Um die Füllung des Brennraumes simulieren zu können, war die mathematische Abbildung der Durchflussgleichung notwendig:

$$\mu\sigma = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{theor.}} \quad [F 3.04]$$

Für die Berechnung der Füllung des Brennraumes ist der reale Massenstrom entscheidend. Dieser kann aus dem  $\mu\sigma$ -Wert, der am Strömungsprüfstand für einen Kanal experimentell ermittelt werden muss, und dem theoretischen Massenstrom durch den inneren Ventilsitz, errechnet werden. Der theoretische Massenstrom durch den inneren Ventilsitz lässt sich mit folgender Gesetzmäßigkeit berechnen:

$$\dot{m}_{theor} = A_v \cdot \frac{p_U}{\sqrt{R \cdot T_U}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad [F 3.05]$$

wobei  $A_v$  aus dem inneren Ventilsitzdurchmesser errechnet wird.

Der  $\mu\sigma$ -Wert wird am Strömungsprüfstand für unterschiedliche Ventilhub gemessen ( $\mu\sigma = f(S_v)$ ). Innerhalb eines Arbeitsspiels ist der Ventilhub des Einlassventils für jede Kurbelwellenposition bekannt  $S_v = f(\varphi)$ . Damit kann jeder Kurbelwellenposition ein  $\mu\sigma$ -Wert zugeordnet und somit der reale Massenstrom durch das Einlassventil berechnet werden. Dieser Massenstrom ist neben den Gaskonstanten des einströmenden

Mediums ( $R, \kappa$ ) von den Umgebungsbedingungen und vom Druckverhältnis vor- und nach Einlassventil abhängig, wie aus Gleichung [F 3.05] ersichtlich ist.

Für konventionelle Einströmvorgänge beim Verbrennungsmotor kann mit diesen Formeln ohne Einschränkungen gerechnet werden. Hier soll insbesondere das Ventilsteuerverfahren „spätes Einlass Öffnet“ rechnerisch abgebildet werden. Dieses Ventilsteuerverfahren kennzeichnet sich durch einen hohen Unterdruck im Brennraum aus, der von den, bei geschlossenen Ventilen, abwärts bewegten Kolben erzeugt wird. Dadurch kann je nach Zeitpunkt des Öffnens des Einlassventils ein überkritisches Druckverhältnis auftreten. Da das Einströmen der Ladung in den Brennraum keinesfalls in einer Lavalldüse erfolgt, ist ein überkritisches Strömen nicht möglich. Das Programm beschränkt daher das Druckverhältnis  $p_2/p_1$  auf das für das Einströmmedium Luft ( $\kappa=1.4$ ) maximal zulässige kritische Druckverhältnis  $p_2/p_1 = 0.528$ .

Das Programm wurde als reines Simulationstool dargestellt, die Vorgabe eines Brennverlaufes ist zwingend erforderlich, wobei der Brennverlauf normiert eingelesen wird und mit der ebenfalls einzugebenden Kraftstoffmasse auf die reale, kurbelwinkelabhängige Energiezufuhr umgerechnet wird. Als Wärmeübergangsmodell wurde Woschni integriert, wobei sich die Modellbildung für den Wärmeübergang auf die Darstellung des Wärmeübergangskoeffizient an der Brennraumwand beschränkt (aus Lit. 3.2):

$$\alpha_G = 130 d^{-0,2} p^{0,8} T^{-0,53} (C_1 w)^{0,8} \quad [F 3.06]$$

$$w(\varphi) = c_m + \frac{C_2 V_h T_1}{C_1 p_1 V_1} (p - p_0) \quad [F 3.07]$$

- d [m] Bohrungsdurchmesser
- p [bar] Zylinderdruck
- $p_0$  [bar] Zylinderdruck im Schleppbetrieb
- T [K] mittlere Gastemperatur
- w [m/s] charakteristische Geschwindigkeit
- $c_m$  [m/s] mittlere Kolbengeschwindigkeit
- $V_h$  [m<sup>3</sup>] Hubvolumen
- $C_1 = 6,18 + 0,417 c_u / c_m$  [-] (für die Ladungswechselphase)
- $C_1 = 2,28 + 0,308 c_u / c_m$  [-] (für die Hochdruckphase)
- $c_u$  Drallgeschwindigkeit zur Berücksichtigung von Eintrittsdrall  $c_u = d \pi n_D$  [m/s]
- $n_D$  Drehzahl eines Flügelradanemometers im stationären Drallversuch, dessen Durchmesser 70% des Zylinderdurchmessers d beträgt [1/s]
- $C_2 = 0,00324$  [-] (für Dieselmotoren mit direkter Einspritzung und Ottomotoren)

Mit bekanntem Wärmeübergangskoeffizienten ist die kurbelwinkelabhängige Wärmeabfuhr aus dem Arbeitsgas in die Wand nach folgendem Zusammenhang berechenbar:

$$dQ_{w_x}(\varphi) = \alpha_G(\varphi) \cdot A(\varphi) \cdot (T_G(\varphi) - T_x) \quad [F 3.08]$$

Die drei unterschiedlichen den Brennraum begrenzenden Baugruppen: Kolbenboden, Zylinderkopf und Laufbuchse werden vorerst getrennt berechnet und dann summiert berücksichtigt. Da sich die Wandtemperatur im Gegensatz zur Gastemperatur während eines Arbeitsspiels nur unwesentlich ändert, wird sie konstant gesetzt. Während die Oberflächen von Kolbenboden und Zylinderkopf unveränderlich sind, muss für die Laufbuchsenfläche die aktuelle, den Brennraum begrenzende, Fläche berechnet werden.

Alle zur Lösung von [F 3.08] notwendigen zusätzlichen Parameter (Oberflächen von Kolben, Zylinderkopf und Wandtemperaturen an Laufbuchse, Kolben und Zylinderkopf) müssen im Programm angegeben werden. Der Zyklus wird nicht vollständig berechnet, das Ausschleiben des Arbeitsgases bleibt unberücksichtigt. Folglich müssen für den Start der Berechnung (dieser ist mit Wechsel-OT fix definiert) zwei der drei thermodynamischen Größen Ladungsmasse, Druck oder Temperatur vorgegeben werden.

Zur Vereinfachung wurde bei diesem Programm auf eine exakte Berücksichtigung der Gaskonstanten des Arbeitsgases bei der Lösung der thermischen Zustandsgleichung verzichtet. Diese Zustandsgrößen wurden

konstant angenommen. Während des Ansaugtaktes und in der Verdichtungsphase bleibt der daraus resultierende Fehler gering. Auf die Berechnung der Zustandsänderungen in Folge der Brennstoffzufuhr hat eine derartige Vereinfachung jedoch Auswirkungen. Eine exakte Abbildung des Verbrennungsvorganges war aber vorerst nicht Zielsetzung. Entscheidend für die angestrebte Klärung zur Frage der Temperaturentwicklung der Ladung ist die Ansaug- und Verdichtungsphase und hier sind die Fehler gering. Die Ergebnisse der Berechnungen mit diesem Programm werden in Kapitel 4.4.4 dargestellt und diskutiert.

### 3.1.2. Eindimensionale (1D) Berechnungsprogramme

Während bei nulldimensionalen Berechnungsmethoden keine örtliche Variabilität der physikalischen Größen berücksichtigt wird, kennzeichnen sich eindimensionale Modelle durch eine Abbildung dieser Größen entlang einer Ortskoordinate. Bei Verbrennungsmotoren wird diese Ortskoordinate für gewöhnlich entlang des Strömungspfad des Arbeitsmediums gewählt. Damit ist mit solchen Verfahren eine komplexe Berechnung des Ladungswechsels möglich, mit der auch gasdynamische Phänomene in den Ansaug- und Abgasrohren und in weiterer Folge die örtlichen Druck-, Temperatur- und Geschwindigkeitszustände im Luft- und Abgaspfad eines Motors berechnet werden können. Durch Integration eines nulldimensionalen Brennraummodells in die 1D-Abbildung des Motors, kann mit diesem Verfahren das Ein- und Ausströmen der Brennraummasse bzw. ein Spülen des Brennraumes in der Ventilüberschneidungsphase weitgehend exakt berechnet werden. Die 1D-Berechnung von Verbrennungsmotoren wird daher auch Ladungswechselrechnung genannt. Als Randbedingung für diese Berechnung sind nur die Umgebungsbedingungen und eine quantitative und qualitative Information über die Kraftstoffzufuhr zum Brennraum notwendig. Eine exakte geometrische Abbildung der Rohre, Kanäle und Volumina sowie die Angabe der strömungstechnischen Kenndaten der Rohre, Drosselstellen und von Baugruppen wie Luftfilter, Katalysator, Ladeluftkühler u.ä. ist für eine genaue Berechnung mit diesem Verfahren unumgänglich.

1D Ladungswechselrechenprogramme wie AVL Boost, GT Power oder Ricardo WAVE sind bei Motorenentwicklern das wichtigste Werkzeug für die Auslegung von Motoren. Insbesondere bei Saugottomotoren ist die Länge der Saugrohre und die Größe des Saugsammlervolumens von entscheidender Bedeutung für die Drehmomentcharakteristik eines Motors. Dementsprechend wichtig ist der Einsatz dieser Programme in der Auslegungsphase eines Motors. Bei Dieselmotoren ist die Auslegung der Aufladegruppe eine wichtige Aufgabe bei der Auslegung eines Motors, die mit 1D-Ladungswechselprogrammen durchgeführt wird.

Physikalisch basieren 1D-Ladungswechselprogramme für Verbrennungsmotoren auf der Kontinuitäts-, der Impuls- und der Energiegleichung. Diese drei Gleichungen lassen sich für jedes Volumenelement des Luftpfades aufstellen und zu den Grundgleichungen für die instationäre, reibungsbehaftete und nicht adiabate Strömung ableiten. Diese Gleichungen stellen ein System partieller inhomogener Differentialgleichungen dar, das nur in speziellen Fällen geschlossen lösbar ist. Im allgemeinen Fall wird dieses Gleichungssystem durch ein numerisches Verfahren gelöst. 1D-Ladungswechselprogramme zur Berechnung von Verbrennungsmotoren kombinieren dazu Differenzen- und Charakteristikenverfahren, wobei dabei das Charakteristikenverfahren die Erfassung von Informationen zur Wellendynamik in den Rohrleitungen ermöglicht. Während die 1D Informationen zur Strömung in Rohrleitungen und Behältern mit diesem Verfahren physikalisch einfach abgebildet werden kann, ist dies für Elemente wie Verzweigungen, Vereinigungen bzw. Drosselstellen aber auch Turbolader, Ladeluftkühler, Schalldämpfer und Vergaser nur durch mathematische Ersatzmodelle möglich, deren Resultate als Randbedingungen an die angrenzenden Rohrvolumina übergeben werden.

Wesentlich für die Qualität der Ergebnisse von 1D Ladungswechselrechenprogrammen ist die Berücksichtigung des Wärmeüberganges vom strömendem Medium zum Rohr und somit nach außen. Insbesondere für die abgasführenden Baugruppen, im speziellen für einen Turbolader, beeinflusst der Wärmeübergang das Enthalpieangebot und somit die Ergebnisse des Turboladermodells. Für Rohrleitungen werden dabei bekannte Modelle aus der Strömungslehre herangezogen. Der Wärmeübergang in Ein- bzw. Auslasskanälen ist jedoch aufgrund der Komplexität nur durch ein empirisch entwickeltes Wärmeübergangsmodell berechenbar. Dieses Modell nach Zapf [Lit. 3.4] wird heute üblicherweise in der Simulation von Verbrennungsmotoren verwendet. Pivec/Wimmer [Lit. 3.5] haben den Gleichungsansatz von Zapf nach umfangreichen Messungen an modernen Motoren modifiziert, wobei hierzu auch Daten zur Kanalform berücksichtigt werden. Die Qualität der Ergebnisse des Zapf Ansatzes ist jedoch für viele Aufgabenstellungen befriedigend, eine Verwendung dieses neuen Ansatzes ist daher nicht verbreitet.

Für die analytische Betrachtung eines Motors mit der 1D-Ladungswechselrechnung müssen alle Bauelemente und die geometrischen Daten der luft- und abgasführenden Baugruppen erfasst und als Motormodell dem Programm zur Verfügung gestellt werden. Moderne Programme dieses Typs besitzen eine graphische Menüführung, mit der ein Motor schnell dargestellt und die geometrischen Daten einfach übertragen werden können. Als geometrische Daten werden Durchmesser, Länge und Rohrwiderstand der einzelnen Rohre benötigt. Für Volumina ist geometrisch die Angabe des Volumens ausreichend, es muss jedoch zu jedem ein- oder ausmündenden Rohr der Ein- bzw. Ausströmwiderstand angeführt werden. Zentrale Baugruppe eines 1D-Motormodells ist das Zylindermodul. Die Berechnung des Motorprozesses innerhalb des Zylindermoduls erfolgt nulldimensional. Im Gegensatz zu reinen 0D Berechnungsmethoden müssen hier die Randbedingungen an den Ventilen nicht definiert werden, diese Randbedingungen werden aus den Ergebnissen der 1D-Ladungswechselrechnung an den Anschlussstellen der Rohre dem Motormodul übergeben.

Sinngemäß ist mit diesem Berechnungsverfahren die Simulation eines nur virtuell dargestellten Motors möglich und dadurch eine Optimierung von Saug- und Auspuffrohrlänge, sowie von Sammelvolumina bereits vorab durch Variation der geometrischen Daten durchführbar.

Abbildung 3.1 zeigt die graphische Darstellung des Modells eines Motors, wie es durch das, auch vom Verfasser für die in dieser Arbeit beschriebenen 1D-Berechnungen verwendete, Ladungswechselrechenprogramm AVL Boost dargestellt wird. Für die detaillierte Beschreibung einzelner Baugruppen des Modells wird auf das zugehörige Handbuch verwiesen.

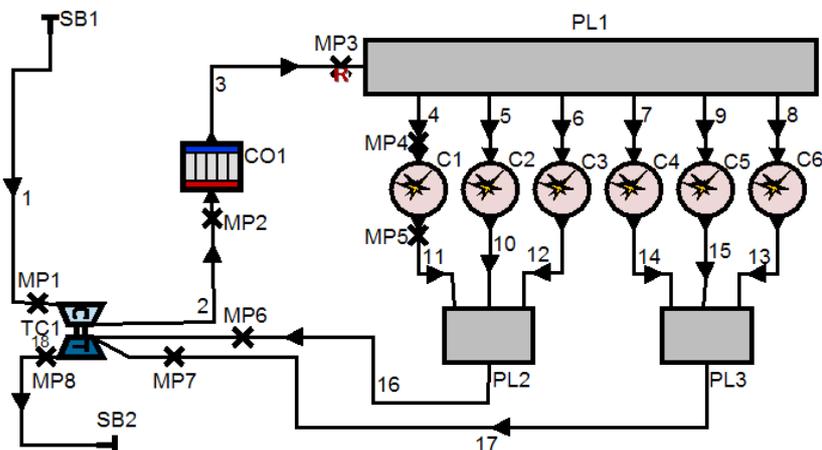


Abbildung 3.1: Motormodell im 1D-Programm AVL Boost

Eine wesentliche Baugruppe bei diesem Berechnungsverfahren, insbesondere für Dieselmotoren, stellt der Turbolader dar. Aufgrund des Energietransfers vom Abgas zum Luftpfad wirken sich fehlerhafte Berechnungsansätze stark auf die Endresultate der gesamten Motorsimulation aus. Das Programmpaket AVL Boost bietet dem Anwender die Wahl zwischen einem einfachen Turbomodell (simple model) oder einer Berechnung, die eine Vorgabe von Turboladerkennfelder, wie sie Hersteller zur Verfügung stellen, erfordert (full model).

In der Auslegungsphase eines Motors, aber auch bei der Untersuchung eines stationären Betriebspunktes ist die Berechnung mit dem einfachen Turbomodell qualitativ ausreichend. Für die Auslegung ist die „simple model“ Berechnung notwendig, da erst mit den dabei erzielten Ergebnissen ein Turbolader gewählt werden kann. Das einfache Turboladermodell in AVL Boost basiert physikalisch auf folgenden Grundgleichungen:

Leistungstransfer zwischen Turbine und Kompressor:

$$P_C = \eta_{m,TC} \cdot P_T \quad [\text{F 3.10}]$$

der Leistungsformel des Radialverdichters:

$$P_C = \dot{m}_C \cdot (h_2 - h_1) \quad [\text{F 3.11}]$$

$$h_2 - h_1 = \frac{1}{\eta_{s,C}} \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad [\text{F 3.12}]$$

und der Leistungsformel der Abgasturbine:

$$P_T = \dot{m}_T \cdot (h_3 - h_4) \quad [F 3.13]$$

$$h_3 - h_4 = \eta_{s,T} \cdot c_p \cdot T_3 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad [F 3.14]$$

wobei die Indizes folgender Notation entsprechen:

1.....Luftpfad – Eintritt in den Kompressor	TC..... Turbolader
2.....Luftpfad – Austritt aus dem Kompressor	C..... Kompressor
3.....Abgaspfad – Eintritt in die Turbine	T..... Turbine
4.....Abgaspfad – Austritt aus der Turbine	s..... isentrop

Mit Hilfe dieses Gleichungssystems ist es bei Kenntnis der Massenströme, der isentropen Wirkungsgrade und der Temperaturen am Eintritt von Kompressor und Turbine möglich, bei Vorgabe eines der luft- und abgasseitigen Druckverhältnisse, die restlichen Größen zu berechnen.

Wichtig ist dabei die realitätsnahe Vorgabe der isentropen Wirkungsgrade der beiden Turbomaschinen. Diese können bei bekanntem Turbolader und Kenntnis des zu berechnenden Lastpunktes aus den Kennfeldern, die von den Turboladerherstellern zur Verfügung gestellt werden, ausgelesen werden. Die zuvor angeführten zusätzlich notwendigen Informationsgrößen (Massenströme und Temperaturen vor Kompressor und Turbine) sind Ergebnisse der 1D-Ladungswechselrechnung und werden dem Turboladermodell intern übermittelt. Es versteht sich von selbst, dass mit diesem System nur ein iterativer Lösungsansatz möglich ist, da die Massenströme im System bekannt sein müssen und diese wiederum stark vom Betriebsverhalten des Turboladers beeinflusst werden.

Mit der Vorgabe eines der beiden Druckverhältnisse am Turbolader ergeben sich im Zusammenspiel dieses Turboladermodells mit den für die angeschlossenen Rohrstücke zu lösenden Grundgleichungen: Energie-, Kontinuitäts- und Impulsgleichung, mehrere Möglichkeiten zur Lösung des Turboladermodells:

Berechnung der Turbinengröße: durch Vorgabe des zu erzielenden Druckverhältnisses am Kompressor und dem isentropen sowie dem mechanischen Wirkungsgrad ist es möglich die Größe der Abgasturbine zu berechnen. Die Turbine wird dabei strömungstechnisch als Blende betrachtet, deren Wirkung ein Aufstauen des Abgasmassenstromes verursacht, was entsprechend der Turbinenformel in eine Turbinenleistung umgerechnet werden kann. Resultat dieser Berechnungsmethode ist der „turbine discharge coefficient“, ein Maß für die Größe der Abgasturbine (genauer: das Durchmesser Verhältnis einer Blende die vor dem im Modell abgebildete Auspuffrohr angebracht werden muss um die Randbedingungen für die Lösung der Turbinengleichung, bei bekannter Turbinenleistung, zu erfüllen) .

Berechnung des Ladedrucks: bei bekannter Turbinengröße kann dem „simple model“ in AVL Boost die zugehörige „equivalent ratio“ zugrunde gelegt werden. Mit den ebenfalls zu wählenden isentropen Wirkungsgraden errechnet das Modell dann das resultierende Druckverhältnis am Kompressor, aus dem sich der Ladedruck errechnen lässt.

Wastegate/VTG Berechnung: bei Vorgabe sowohl der Turbinengröße als auch des zu erzielenden Ladedrucks ist das Modell grundsätzlich überbestimmt. Damit kann jedoch der Bedarf an Bypassmenge für die Umgehung der Abgasturbine errechnet werden. Dies ist für die Auslegung eines etwaigen Wastegates, oder für die Berechnung der VTG-Stellung sinnvoll.

In der Motorenentwicklung ist folgende Vorgehensweise für die Simulation der Turboaufladung üblich: entsprechend dem zu erzielenden maximalen Drehmoment des Motors wird bei der Drehzahl, bei der das maximale Motormoment anliegen soll, mit Hilfe der „turbine layout calculation“ die Turbinengröße errechnet. Das Kompressorverhältnis muss dabei so lange erhöht werden, bis in diesem Lastpunkt das gewünschte Drehmoment erreicht wird. In einem zweiten Schritt kann mit dem nun bekannten Maß zur Dimension der Abgasturbine, für niedrige Drehzahlen das hier zu erwartende Drehmoment berechnet werden. Mit dem Turbinenmaß kann zudem die bei Nenndrehzahl erforderliche Abströmmasse für die Auslegung des Wastegates berechnet werden.

Die zuvor angeführte „full model“ Berechnungsmethode bedient sich des gleichen Formelwerkes. Dabei werden jedoch die Wirkungsgrade dem Kompressorkennfeld und der Turbinenkennlinie entnommen, die vom Anwender im Modell hinterlegt werden müssen. Eine manuelle „Iteration“ durch mehrmalige Korrektur der



Durch die Schrägstellung des Pleuels stützt sich der Kolben, durch die Kolbenkraft  $F_K$  belastet, an der Laufbuchsenwand ab. Dies führt zu einer Reibung zwischen Kolben und Laufbuchse die von der Kolbenkraft und von der Schrägstellung des Pleuels abhängig ist. Weitere Einflussfaktoren werden vorerst nicht berücksichtigt, eine Diskussion darüber erfolgt im Kapitel 5.2.

Die in Abbildung 3.2 eingezeichnete Kolbenkraft setzt sich aus der Gaskraft, die am Kolbenboden wirkt, und der Massenkraft, die am Schwerpunkt des Kolbens wirkt, zusammen.

$$\text{Kolbenkraft} \quad F_K = F_G - F_A \quad [F3.15]$$

Die Massenkraft ist Folge der Massenträgheit des Kolbens und der oszillierenden translatorischen Bewegung beim Umlauf der Pleuellinie. Dabei muss neben der Masse des Kolbens (inklusive Pleuelbolzen und Pleuelringe) auch der oszillierende Massenanteil des Pleuels für die Massenkraftberechnung berücksichtigt werden.

$$F_A(\varphi) = m_A \cdot a_K(\varphi) \quad [F3.16]$$

$$m_A = m_K + m_{KB} + \frac{1}{3} m_{PL} + m_{KR} \quad [F3.17]$$

Zur Vereinfachung wurde in Formel F3.17 die oszillierende Masse mit 33% der Gesamtmasse des Pleuels berücksichtigt. Die Berechnung des oszillierenden Anteils ist zwar inzwischen, aufgrund der dreidimensionalen Konstruktion, einfacher zu berechnen als noch vor einigen Jahren. Da im Rahmen dieser Arbeit die Anteile der Massen nicht bekannt waren wurde diese Vereinfachung gewählt.

Die Beschleunigung des Kolbens lässt sich durch zweimaliges Ableiten des Pleuelweges errechnen, wobei eine Pleuelwegformel verwendet wird, die eine Schränkung des Pleueltriebs berücksichtigt (e beschreibt das Schränkungsmaß).

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

r ..... Pleuelabstand Pleuelbolzen [m]  
 L ..... Pleuellänge [m] [F3.18]

$\lambda$  ..... Pleuelstangenverhältnis r/L [-]

e ..... Schränkungsmaß [m]

y ..... Abstand Pleuellinienachse zur Pleuelbolzenebene [m]

s ..... Pleuelweg [m]

$$a_K(\varphi) = s'' = \frac{\partial s'}{\partial t} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial t} \quad [F3.19]$$

Die Gaskraft  $F_G$  ist Folge des Drucks der in der Ladungswechsel- und Hochdruckphase des Motorprozesses im Brennraum und somit auch am Pleuelboden wirkt. Da an der Unterseite des Pleuels der Pleuellinie druck wirkt, muss dieser vom Brennraumdruck abgezogen werden um die resultierende Gaskraft am Pleuelboden zu erhalten.

$$F_G(\varphi) = (p_G(\varphi) - p_{KGH}) \cdot A_K = (p_G(\varphi) - p_{KGH}) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad [F3.20]$$

In modernen Pkw Dieselmotoren werden die Gase im Pleuelgehäuse aktiv in das Pleuelssystem rückgesaugt. Der dabei entstehende Unterdruck wird üblicherweise begrenzt und liegt daher kontinuierlich 10-15mbar unter Umgebungsdruck [Lit. 3.6]. Schwankungen des Pleuelgedrucks liegen im Motorbetrieb vor und sind vom Verhältnis der Volumensänderung durch die Pleuelbewegung zum Volumen des gesamten Pleuelgehäuses, als auch von der, ins Pleuelgehäuse, eingebrachten BlowBy Menge abhängig. Bei Mehrzylinderdieselmotoren betragen die Druckschwankungen innerhalb eines Zyklusses nur wenige mbar [Lit. 3.10]. Die vereinfachte Berechnung mit konstantem Pleuelgedruck ist daher hinreichend genau.

Die Pleuelkraft teilt sich in Abhängigkeit der Pleuellage in einen Normalkraftanteil und eine Pleuelkraft auf (siehe Abbildung 3.2). Für die Pleuelreibung ist nur die Normalkraft relevant. Die Pleuelkraft führt zur Kraft-

einleitung in die Kurbel und somit zur Drehbewegung der Kurbelwelle. Aus der Stangenkraft könnte in weiterer Folge das Drehmoment des Motors errechnet werden.

Die Kolbennormalkraft berechnet sich nach folgender Gesetzmäßigkeit.

$$F_N(\varphi) = F_K(\varphi) \cdot \tan \beta \quad [\text{F3.21}]$$

Die Kraft die den Kolben zur Laufbuchse drückt bewirkt eine Reibung, wobei sich die Reibungskraft aus dem hinlänglich bekannten Zusammenhang  $F_R = \mu F_N$  berechnet. Da für den Verlust durch Reibung die momentane Reibleistung entscheidend ist, muss die aktuelle Kolbengeschwindigkeit für die Berechnung der Reibleistung herangezogen werden.

$$P_R(\varphi) = F_N(\varphi) \cdot \mu(v_K) \cdot v_K(\varphi) \quad [\text{F3.22}]$$

Der Reibbeiwert ist grundsätzlich von mehreren Faktoren abhängig:

- Materialien der Reibpartner
- Relativgeschwindigkeit der beiden Bauteile
- Schmierbedingungen und Schmierzustand

Insbesondere die Abhängigkeit des Reibbeiwertes von der Relativgeschwindigkeit ist in unserem Fall von Interesse. Dieser Zusammenhang wird durch die Stribeckkurve beschrieben (siehe Diagramm 3.1). Diese gilt für jeweils eine Materialpaarung und für eine Schmierbedingung. Man kann die Reibung in drei Bereiche einteilen: Grenzschichtreibung, Mischreibung und hydrodynamische Reibung, wobei der Reibbeiwert für Grenzschichtreibung am höchsten und für Mischreibung am niedrigsten ist. Grenzschicht- und Mischreibung liegt nur bei niedrigsten Relativgeschwindigkeiten vor. Im betrachteten Fall, der Bewegung des Kolbens in der Laufbuchse eines Motors, sind niedrige Relativgeschwindigkeiten nur im Bereich der beiden Totpunkte zu erwarten. Hier ist jedoch wiederum die Kolbengeschwindigkeit gering, was dann trotz der in diesem Bereich hohen Reibkräften, zu einer geringen Reibleistung führt. Für gewöhnlich wird daher bei der Berechnung der Reibung in der Laufbuchse eines Motors auf die Berücksichtigung der Grenzschicht- und Mischreibung verzichtet. In [Lit. 5.6] ist angeführt, dass bei dieser Reibung ausschließlich mit Reibbeiwerten für hydrodynamische Reibung gerechnet werden kann, da nur auf 5-10% des Kolbenwegs Grenzschicht- oder Mischreibung auftritt, dabei aber die Gleitgeschwindigkeit gering ist.

Im Berechnungsprogramm wird die Vorgabe einer vollständigen Stribeckkurve ermöglicht. Der Anwender kann daher entscheiden ob er höhere Reibbeiwerte für niedrigste Geschwindigkeiten wählt, oder ob er hier einen konstanten Reibbeiwert definiert.

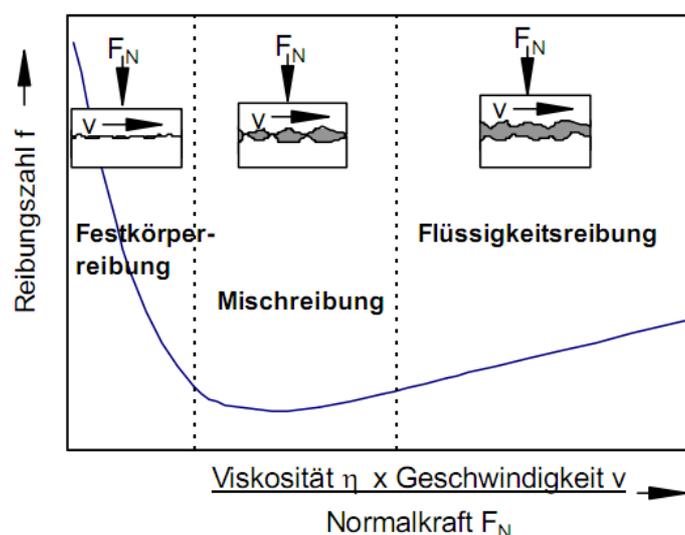


Abbildung 3.3: Stribeckkurve: beschreibt den Einfluss des Schmierfilms auf die Reibungszahl in Abhängigkeit von Viskosität, Geschwindigkeit und Normalkraft (symbolhaft aus Lit. 3.12)

Neben geometrischen und konstruktiven Daten des Kurbeltriebs sowie dem Reibbeiwert wird der Zylinderdruck für die Berechnung benötigt. Da das Programm auch Auswirkungen einer unkonventionellen

Änderung im Kurbeltrieb auf die Reibung simulieren soll, war die Errechnung des Zylinderdrucks in Abhängigkeit des sich ändernden Kolbenwegs gefordert. Durch Einbinden des 0D-Motorprozeßrechenprogramms CORA (siehe Kapitel 3.1) kann nach Vorgabe eines Brennverlaufs der Zylinderdruck für den entsprechend veränderten Kolbenweg berechnet werden. Untersuchungen zur Vergleichbarkeit der Reibleistungsergebnisse für eine Pleuelverlängerung zeigten, dass sich, bei einer Verlängerung des Pleuels um 10%, ein Fehler der Reibleistungsdifferenz gegenüber der Standardpleuellänge von ~15% einstellt, wenn nur der ursprüngliche Zylinderdruckverlauf berücksichtigt wird. Eine Vernachlässigung der Änderung des Zylinderdrucks führt daher zu hohen Abweichungen im Reibleistungsergebnis.

Die bisher angeführte Reibberechnung liefert ein Ergebnis für die Reibung zwischen Kolbenhemd und Laufbuchse. Eingangs wurde bereits erwähnt, dass dies nur einen Teil der Reibung der Kolben/Pleuelgruppe darstellt. Weitere Anteile an der Reibung der Kolben/Pleuelgruppe werden durch die Gleitlager am Kurbelzapfen und am Kolbenbolzen hervorgerufen. Ein gewichtigerer Faktor für die Reibung der Kolben/Pleuelgruppe ist jedoch die Reibung zwischen Kolbenring und Laufbuchse. In einigen Literaturstellen wird die Kolbenringreibung höher eingeschätzt als die Reibung am Kolbenhemd, Zahlen hierfür werden jedoch nicht angegeben. Eine alternative Messmethode bei der Reibungsmessung wird durch eine schwimmende Lagerung des Laufbuchsenblocks ermöglicht. Dadurch können die Einspannkkräfte dieses Blocks experimentell erfasst werden [Lit. 3.7]. Dieses Verfahren liefert aber nur gemeinsame Werte für die Kolbenring- und Kolbenhemdreibung. In der Literatur wurde ein Ergebnis einer Vermessung gefunden, die nur die Kolbenringreibung an sich erfasst [Lit. 3.8] (Reibung des Kompressionsrings). Die Ergebnisse in dieser Arbeit zeigten, dass die Reibkraft im betriebsrelevanten Zustand im Kolbenhubbereich zwischen UT und OT nur geringfügig variiert. Entsprechend dieser Ergebnisse wurde im Rechenprogramm ein Kolbenringterm integriert, der, nach Vorgabe der Kolbenringvorspannung, die Reibung der Kolbenringe in der Laufbuchse ermittelt.

### **3.3. Experimentelle Untersuchungen am Motorprüfstand**

Die für diese Arbeit herangezogenen Versuchsergebnisse wurden an stationären Motorprüfständen am Institut für Verbrennungskraftmaschinen der TU Graz ermittelt. Eine detaillierte Beschreibung der Prüfstände findet sich in mehreren Diplomarbeiten (z.B. Lit. 3.9, 3.11, 5.7), es wird daher hier nicht näher auf den jeweiligen Prüfstandsaufbau eingegangen. Vielmehr wird in diesem Kapitel die Vorgehensweise für spezielle Versuchsdurchführungen bei der Vermessung eines Pkw Dieselmotors beschrieben.

#### **3.3.1. Ermittlung Rauch/NO<sub>x</sub>-TradeOff und alternative TradeOff Varianten**

Eine typische Darstellung des Emissionsverhaltens von Dieselmotoren ist der Verlauf der NO<sub>x</sub>- und Rauchemissionen während einer Variation der externen Abgasrückführrate. Allgemein bekannt ist das Stickoxidreduktionspotenzial der Abgasrückführung, das auf eine Absenkung der Verbrennungstemperatur und somit auf eine geringere Stickoxidbildung (thermische NO<sub>x</sub>) bei steigender Abgasrückführrate zurückzuführen ist. Mit dem CO<sub>2</sub> im rückgeführten Abgas gelangt eine große Menge an inertem Gas in den Brennraum, das an der Verbrennung nicht teilnimmt, bei der Energiefreisetzung aber trotzdem erwärmt werden muss. Aus dem Wärmefluss in diese nicht reaktive Füllungsmenge ergibt sich eine Absenkung der Verbrennungstemperatur im Brennraum. Zudem führt die Inertgasmenge zu einer Reduktion der Verbrennungsgeschwindigkeit.

Die Abgasrückführung hat jedoch negative Auswirkungen auf die Russ- bzw. Rauchemissionen. Die Absenkung der Verbrennungstemperatur führt zu ungünstigen Bedingungen für die Oxidation des Rußes am Ende der Verbrennung. Bei erhöhter AGR-Rate reduziert sich das Luftverhältnis, da sich die Frischluftmasse im Brennraum verringert. Bei gleich bleibender Kraftstoffmasse, und die muss bei konstantem Lastpunkt annähernd gleich bleiben, führt die Reduktion des Frischluftanteiles zu einem niedrigeren Luftverhältnis, was mit erhöhter Rauchneigung verbunden ist.

Somit ergibt sich bei Variation der AGR Rate ein gegenläufiges Verhalten zwischen Stickoxid- und Rauchemissionen. Dieser Rauch/NO<sub>x</sub> TradeOff kann in Diagrammform dargestellt werden, und ist ein bewährtes Beurteilungskriterium für das Brennverfahren eines Dieselmotors.

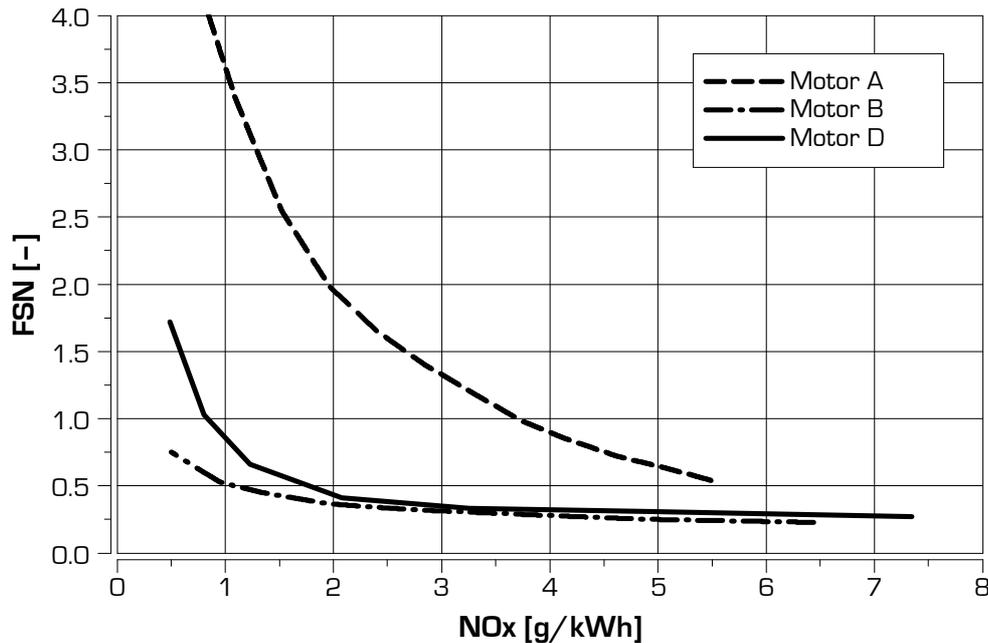


Diagramm 3.1: Vergleich Rauch/NOx TradeOff bei 1300/3 – Motor A, B, D

In Diagramm 3.1 wurde beispielhaft das Verhalten der Rauch- und Stickoxidemissionen bei der AGR Variation von drei der vier in dieser Arbeit erwähnten Motoren aufgetragen, wobei diese drei Motoren für unterschiedliche Emissionsgrenzwerte entwickelt wurden. Je näher die TradeOff-Kurve zum Nullpunkt des Diagramms liegt, desto besser ist das Rauch/NOx Verhalten. Im Diagramm zeigt sich deutlich der Entwicklungsfortschritt zwischen Motor A (Euro 3, 2000) und Motor D (Euro 5, 2009). Während bei Motor A für die Stickoxidemission von 1g/kWh eine Rauchzahl von 3.5 in Kauf genommen werden muss, schafft Motor D diesen NOx-Wert bei einer Rauchzahl von 0.5.

Als Rauchemission wird die Rauchzahl FSN, die vom Smokemeter der Fa. AVL gemessen wird, aufgetragen. Alternativ ist auch die Umrechnung dieses FSN Wertes in eine Russemission möglich. In dieser Arbeit wurde für die Darstellung der Rauchemission ausschließlich der FSN Wert berücksichtigt.

Die experimentelle Erfassung des Rauch/NOx-TradeOff ist denkbar einfach. Beginnend vom Betrieb mit geschlossenem AGR Ventil (der Zugriff zum Motorsteuergerät für die Verstellung der AGR Rate muss bei diesen Versuchen gewährleistet sein) wird die AGR Rate sukzessive erhöht. Da die AGR Rate im Allgemeinen nicht direkt am Steuergerät eingestellt werden kann, muss dazu die Hilfsgröße „Sollluftmasse“ verändert werden. Die Verringerung des Einstellwertes „Sollluftmasse“ führt dazu, dass die Motorsteuerung das AGR-Ventil soweit öffnet, bis die angesaugte Luftmasse, die mit einem Luftmassensensor am Austritt aus dem Luftfilterkasten gemessen wird, der Sollluftmasse entspricht. Da dabei die Ladedruckregelung beeinflusst wird, sollte vor Beginn einer AGR-Variation die Ladedruckregelung auf gesteuerten Betrieb umgestellt werden, da es ansonsten, insbesondere bei geringen Sollluftmassen, häufig zu einem instabilem Motorbetrieb kommt.

Zur besseren Vergleichbarkeit unterschiedlicher Versuchsvarianten wird die Erfassung des Rauch/NOx-TradeOff bei konstantem Ladedruck empfohlen. Der Querbeeinflussung des Ladedruckes durch Veränderungen der Stellung des AGR Ventils muss dementsprechend durch Eingriff in den Ladedruckregler am Motorsteuergerät entgegengewirkt werden.

Entsprechend der Versuchsmethodik des Verfassers, sind folgende Abbruchbedingungen bei der Erhöhung der AGR Rate relevant:

- Rauchzahl steigt stark (je nach Betriebspunkt >2-5)
- Ladedruck bricht ein und kann nicht mehr nachgestellt werden kann

Wenn eine dieser beiden Bedingungen eintritt wird die AGR-Variation im jeweiligen Betriebspunkt beendet.

Bei diesen Versuchen werden alle betriebsrelevanten Größen gemessen. Neben der Darstellung von Rauch- und NOx-Emissionen in TradeOff Form gibt es weitere Messgrößen die bei einer AGR-Variation gegenläufige Auswirkungen zeigen. Allgemein bekannt ist beim Dieselmotor das gegenläufige Verhalten von Verbrauch

und NO<sub>x</sub>. In den letzten Jahren gewinnen die Schadstoffprodukte der unvollkommenen Verbrennung, die HC- und CO-Emissionen, vermehrt an Bedeutung. Auch hier zeigt sich ein gegenläufiger Trend zu den NO<sub>x</sub>-Emissionen. Bei niedriger Verbrennungstemperatur sinkt die Nachreaktionsmöglichkeit für die unverbrannten Kraftstoffteilchen, wodurch mehr CO- und HC-Partikel aus dem Brennraum gelangen. Niedrige Verbrennungstemperaturen führen aber zu geringerer NO<sub>x</sub>-Emission.

Mit den Ergebnissen einer AGR-Variation können daher nicht nur der bekannte Rauch/NO<sub>x</sub>-TradeOff, sondern weitere gegenläufige Reaktionsmechanismen eines Dieselmotors dargestellt werden, die zusätzliche Beurteilungen ermöglichen. Beispielhaft sind hier, die in Kapitel 4.3 gezeigten, Verbrauch/NO<sub>x</sub>-Kurven erwähnt.

### 3.3.2. Betriebspunktoptimierung

Moderne Dieselmotoren besitzen heute eine große Anzahl an Aktuatoren mit denen das Betriebsverhalten beeinflusst werden kann. Dazu zählen: AGR-Ventil (pneumatisch- oder elektrisch betätigt), VTG Verstellung, Drallklappenposition, Drosselklappenstellung, Bypass AGR-Kühler und vieles mehr. Zusätzlich bietet das Common Rail Einspritzsystem eine große Anzahl an Eingriffsmöglichkeiten. Neben dem Raildruck kann zwischen mehreren Voreinspritzung gewählt werden, bei denen der Einspritzzeitpunkt und die jeweilige Voreinspritzmenge wichtige Stellgrößen sind. Für die Regeneration des Partikelfilters ist bei modernen Pkw-Motoren die Nacheinspritzung ein wirksames Mittel.

Die Optimierung dieser Parameter für das gesamte Kennfeld ist daher eine aufwendige und anspruchsvolle Tätigkeit, die am Weg zur Serientauglichkeit eines Motors sehr viel Entwicklungszeit in Anspruch nimmt. Erschwerend für diese „Applikation“ der Motorsteuerung ist, dass viele unterschiedliche Applikationsstrategien zu ähnlichen Resultaten führen können. Innerhalb eines Motorkennfeldes sollte die Betriebsstrategie jedoch stetig sein um Rückwirkungen von sprunghaften Betriebsänderungen auf das Fahrverhalten zu vermeiden.

Bei Pkw Dieselmotoren bis zur 2. Common Rail Generation (2002) konnte vielfach noch eine rein manuelle Applikationsstrategie auf Basis der Rastervermessung von erfahrenen Prüfstandsingenieuren bewältigt werden. Seit der Entwicklungstätigkeit bei Motoren der Emissionsklasse Euro 4 ist es praktisch unmöglich in maßvollem Zeitrahmen, ohne computergestützte Optimierungsmethoden, ideale Lösungen zu finden.

Bewährt hat sich für diese Aufgabenstellung der Einsatz von DOE Methoden (DOE: Design of Experiments). Dabei wird mit Unterstützung von statistisch geplanten Versuchsdurchführungen eine Reduktion der Anzahl der Messpunkte, die zur Zielwertoptimierung führen, erreicht. Bei Anwendung von DOE werden aus bekannten Messergebnissen, innerhalb eingeschränkter Bereiche eines Versuchsraumes, Regressionsfunktion entwickelt, die für den ganzen Versuchsraum Gültigkeit besitzen. Anhand dieser Regressionsfunktionen kann ein Versuchsplan erstellt werden, der eine deutlich verringerte Versuchsanzahl im Vergleich zur Rastermessung aufweist. Entscheidend für die Qualität einer Motorsteuerungs-Applikation mit Hilfe der DOE ist, dass die zu variierenden Stellgrößen stetige Änderungen der Zielgrößen (z.B. Emissionen und Verbrauch) zur Folge haben, die weitgehend durch polynomische Ersatzfunktionen beschrieben werden können. Ein hoher Grad an Nichtlinearität zwischen Stell- und Zielgröße kann mit einer Polynomfunktion nur ungenau abgebildet werden.

Ursprüngliche Zielsetzung für DOE Methoden bei der Motorsteuerungsapplikation war der Einsatz als Endoptimierungstool, um die Resultate der manuellen Steuergerätekalibrierung von Versuchsingenieuren zu verbessern. Nach Gesprächen mit Applikationsingenieuren von Fahrzeugherstellern werden heute DOE-Methoden vorwiegend in der Anfangsphase der Applikation des Steuergerätes bzw. bei der Erstbedatung einer neuen Funktion im Steuergerät verwendet. Die Endoptimierung erfolgt per Hand. Diese Vorgehensweise wird insbesondere dann gewählt, wenn, wie bei Autoherstellern üblich, eine bestehende und bewährte Brennverfahrenskonfiguration nach Änderungen an einer Einzelkomponente optimiert werden soll.

Für die, in dieser Arbeit beschriebenen Maßnahmen waren teilweise Optimierungen der Motorsteuerung notwendig. Diese Optimierungen wurden mit Hilfe der manuellen Steuergeräteapplikation durchgeführt, da hier immer nur Änderungen der bewährten Motorkonfiguration vorgenommen wurden, die geringfügige Auswirkungen auf das Brennverfahren hatten.

Die Vorgehensweise bei diesen Optimierungen entsprach der weitverbreiteten „klassischen“ Einfaktorvariation. Dabei wird, ausgehend vom einem Basisdatenstand, eine Variation jeder, den Motorbetrieb wesentlich beeinflussenden, Stellgrößen um diesen Ausgangspunkt vorgenommen. Bei den Untersuchungen, die in diese Arbeit beschrieben sind, wurde als Ausgangspunkt immer der Steuergerätedatenstand des Betriebspunktes in Serienkonfiguration gewählt.

Für jede Stellgröße wurden die Messergebnisse der wesentlichen Zielgrößen ausgewertet und in Diagrammform aufgetragen. Beispielhaft wird das Ergebnis einer Variation der Stellgrößen Drallklappenposition und Raildruck in Diagramm 3.2 dargestellt.

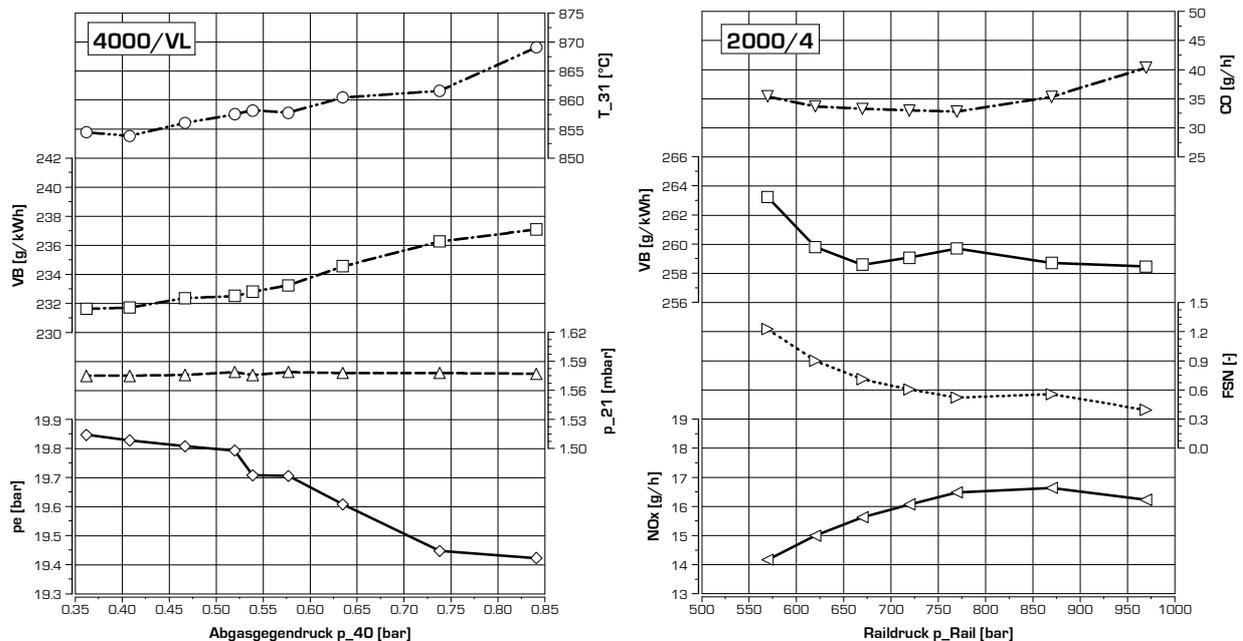


Diagramm 3.2: Variation der Variationsparameter Abgasgegendruck (links) und Raildruck (rechts) in einem Serienbetriebspunkt und Auswirkung auf wesentliche Betriebsgrößen

Die wesentlichen Einflussfaktoren auf die Zielgrößen konnten anhand dieser Variationsanalyse quantifiziert werden. Damit lässt sich eine Strategie für die Endoptimierung ableiten. Bei der Endoptimierung wurde durch Verändern der beeinflussenden Stellgrößen schrittweise ein „Bestpunkt“ gesucht. Die Definition des Bestpunktes kann nicht allgemeingültig festgelegt werden. Da beim Dieselmotor, wie bereits in Kapitel 3.3.1 erwähnt, vielfach gegenläufige Trends für die einzelnen Zielgrößen bestehen, gibt es zumeist kein eindeutiges Optimum. Der Bestpunkt wurde demnach entsprechend dem Ziel der motormechanischen Maßnahme gewählt. Vielfach wurde als Ziel der Optimierung, der Betriebspunkt mit geringstem Verbrauch bei äquivalenten NOx- und Rauchemissionen definiert. Die Minimierung von NOx-Emissionen bei einem Verbrauch wie in der Serienkonfiguration ist ein weitere Optimierungsvariante.

In den nachfolgenden Kapiteln wird für die jeweilige Maßnahme das Ziel der dabei gegebenenfalls notwendigen Steuergeräteoptimierung beschrieben.

### 3.4. Erfassen der Strömungskennwerte eines Zylinderkopfes am Strömungsprüfstand

Die Ladungsbewegung im Brennraum, während der Verbrennung, hat einen wesentlichen Einfluss auf das Betriebs- und Emissionsverhalten eines Dieselmotors. Verursacht wird diese Ladungsbewegung durch gezielte Gestaltung der Kanäle im Zylinderkopf. Entsprechend der konstruktiven Auslegung der Kanäle kann beim Einströmen eine Rotationsbewegung um die Zylinderachse oder, bei einer Querstromventilanordnung, eine Walzenbewegung der einströmenden Ladung erzielt werden. Für die Bewertung der Kanalkonstruktion, aber auch für die 1D-Berechnung des Motorprozesses, ist eine genaue Kenntnis der einströminduzierten Ladungsbewegung wichtig.

Eine diesbezügliche Vermessung des Zylinderkopfes erfolgt an einem speziellen Strömungsprüfstand wie er beispielhaft in Abbildung 3.4 dargestellt ist.

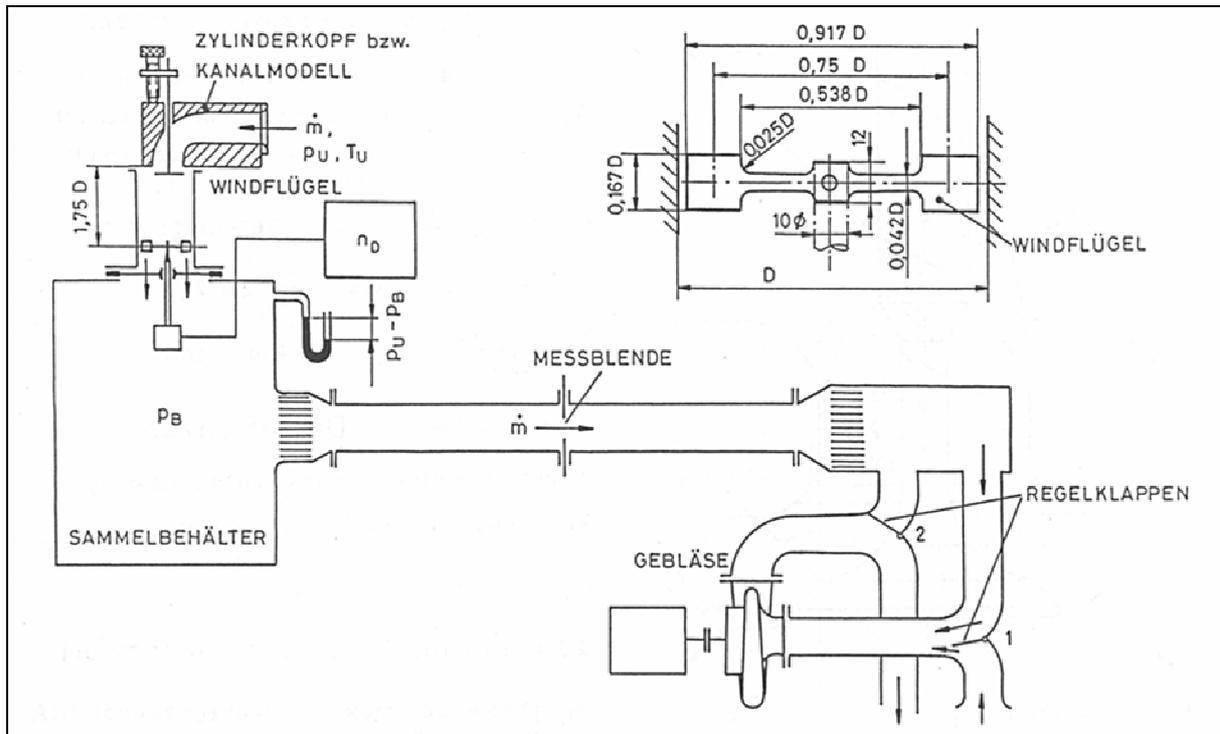


Abbildung 3.4: Schema eines Strömungsprüfstandes mit Flügelrad zur Erfassung der Ladungsbewegung [Lit 4.2]

Ziel der Vermessung der Kanäle des Zylinderkopfes ist die Erfassung der charakteristischen Kenngrößen für die Ladungsbewegung. Der Durchflusskennwert  $\mu_\sigma$  ist ein dimensionsloses Maß, für die bei einem bestimmten Ventilhub durchströmende Gasmasse [Lit. 4.1], und durch den einfachen Zusammenhang definiert:

$$\mu_\sigma = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{theor.}} \quad [F3.23]$$

Der reale Luftmassenstrom durch den Kanal des Zylinderkopfes wird am Strömungsprüfstand gemessen, der theoretisch mögliche Luftmassenstrom wird aus nachfolgend angeführter Strömungsgleichung errechnet:

$$\dot{m}_{theor} = A_V \cdot \frac{p_U}{\sqrt{R \cdot T_U}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad [F3.24]$$

$$\text{mit } A_V = (d_V^2 \cdot \pi) / 4$$

Randbedingung für den Versuch ist eine konstante Druckdifferenz zwischen Umgebung und dem Sammelbehälter, da nur so der theoretische Massenstrom berechnet werden kann. Die Konstanz der Druckdifferenz wird bei modernen Strömungsprüfständen mit der Gebläsedrehzahl geregelt. Um die Vergleichbarkeit des Durchflusskennwertes zwischen unterschiedlichen Kanälen unabhängig von der Öffnungscharakteristik der Ventile zu gewährleisten, wird der theoretische Massenstrom mit dem inneren Ventilsitzdurchmesser  $d_V$  errechnet, wobei eine Vergleichbarkeit dann gegeben ist, wenn die Strömungsprüfmessungen bei gleichen Reynoldszahlen durchgeführt werden.

Während der Durchflusskennwert  $\mu\sigma$  durch Gleichung [F 3.23] eindeutig ermittelt werden kann, gibt es für die Erfassung der Kennwerte die die Ladungsbewegung bestimmen (Drall- und Tumblezahl) unterschiedliche Ansätze. Beim Verfahren nach Thien [Lit 4.24] wird in das Ersatzzylinderrohr ein Flügelrad montiert, das für die Messung des Dralles um die Zylinderachse rotieren kann. Die Kennzahlen werden bei der Durchströmung des Kanals durch Erfassung der Drehzahl des Flügelrades ermittelt:

$$DZ_{Thien} = \frac{n_{flügel}}{n_{rad}}; TZ_{Thien} = \frac{n_{Flüg}}{n_{rad}} \quad [F3.25]$$

$$DZ_{Thien} = \frac{n_{Flügelrad} \cdot \rho \cdot V_H}{30 \cdot \dot{m}} \quad [F3.26]$$

Ein jüngeres Verfahren zur Ermittlung von Kennzahlen für die Ladungsbewegung in Verbrennungsmotoren ist das Verfahren nach Tippelmann [Lit 4.25]. Hier wird ein sphärischer Messgleichrichter (in Form einer Kugelkalotte – siehe Bild rechts) in das Zylinderrohr eingebaut, der eine große Anzahl von Bohrungen zum Zentrum der Kalotte aufweist. Die strömende Luft wird durch diese Bohrungen geleitet. Je nach Art der Ladungsbewegung vor der Kalotte entstehen, durch die Gleichrichtung dieser Bewegung, Kräfte auf die Kalotte die gemessen werden können. Die Kräfte auf die Luftkanäle in der Kalotte werden in die Lagerung des Gleichrichters eingeleitet und verursachen dort Drehmomente in allen 3 kartesischen Koordinaten.

Die Kennzahlen nach Tippelmann können aus den richtungsentsprechend gemessenen Drehmomenten errechnet werden:

$$DZ_{Tippelmann} = \frac{M_z \cdot \rho \cdot d_{Zyl}}{2 \cdot \dot{m}^2} \quad [F3.27]$$

$$TZ_{Tippelmann} = \frac{\sqrt{(M_x^2 + M_y^2)} \cdot \rho \cdot d_{Zyl}}{2 \cdot \dot{m}^2} \quad [F3.28]$$



Das Verfahren nach Tippelmann birgt Vorteile, da Drall und Tumble in einem Messablauf gleichzeitig ermittelt werden können.

Eine direkte Vergleichbarkeit der Kennzahlen nach Thien mit den Kennzahlen die nach dem Tippelmannverfahren ermittelt werden ist nicht möglich.

Die Vermessung der Kenngrößen kann bei Mehrventilmotoren für jeden Kanal getrennt, als auch kombiniert für beide Kanäle erfolgen. Bei der Messung werden grundsätzlich die Strömungskennwerte in Abhängigkeit des Ventilhubes ermittelt.

Im Diagramm 3.3 werden die drei Kenngrößen des Strömungsverhaltens durch einen oder mehrere Einlasskanäle eines Versuchsmotors [Mot D] dargestellt. Die Darstellung beinhaltet sowohl die Kennzahlen für die beiden Kanäle bei gemeinsamer als auch bei getrennter Durchströmung.

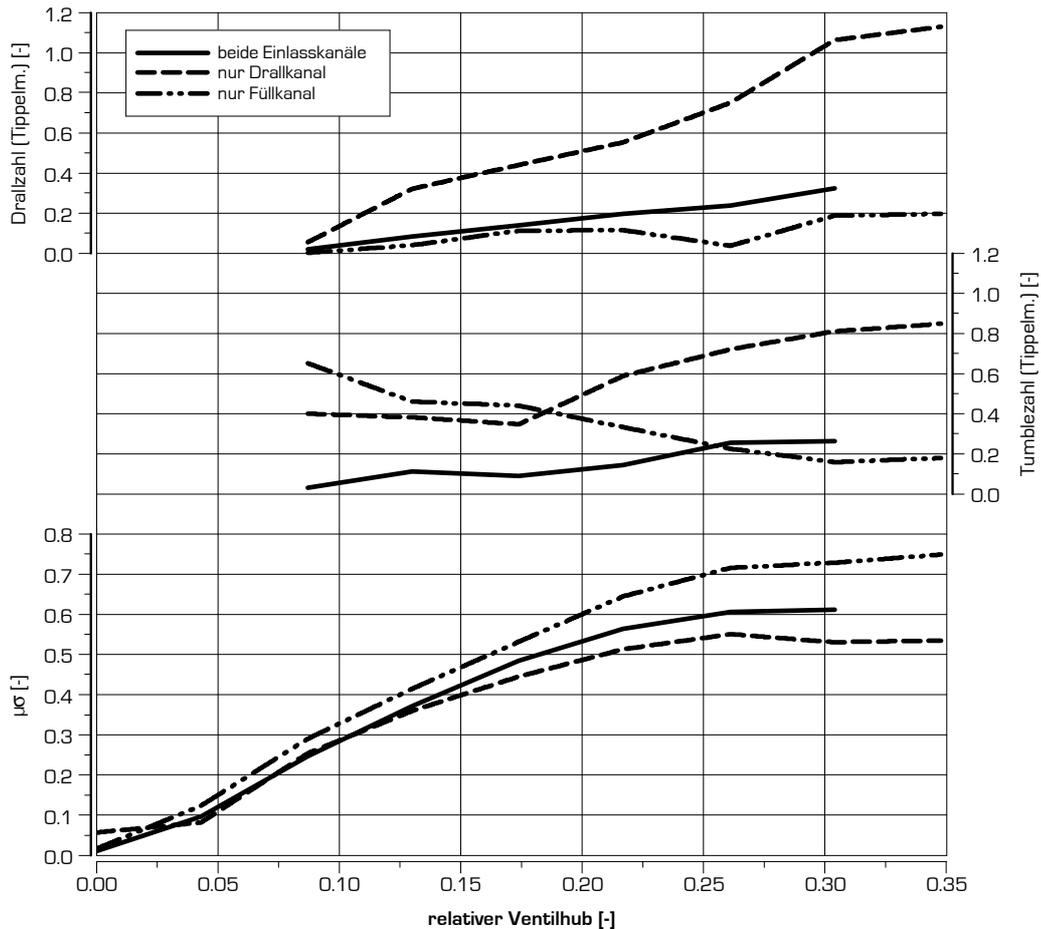


Diagramm 3.3: Kenngrößen des Strömungsverhaltens [Motor D]

Die Vorgehensweise bei der experimentellen Erfassung der Kanalkenngrößen ist denkbar einfach. Der Zylinderkopf muss am Strömungsprüfstand aufgespannt werden, wobei der Zylinderkopf auf ein Rohrteil aufgesetzt wird, dessen Innendurchmesser der Zylinderbohrung entspricht. Zwischen Zylinderkopf und Rohr sowie zwischen Rohr und Beruhigungsbehälter muss eine gasdichte Verbindung hergestellt werden. Die Eintrittsöffnungen (Kanalöffnungen) am Zylinderkopf müssen abgerundet werden. Das geschieht am Einfachsten durch Aufbringen von Knetmasse. Für die Bewegung der Ventile sind zwei Schrittmotoren vorhanden. Üblicherweise werden die Einlasskanäle und die Auslasskanäle getrennt vermessen. Bei einem Vierventilkopf werden jeweils zwei Ventile am Schaft mit den Ankern der Schrittmotore verbunden. Durch manuelle Betätigung der Schrittmotoren werden die Ventile in die Schließposition gebracht und die Schrittmotorstellung genullt. In dieser Position darf nur ein minimaler Durchfluss gemessen werden. Der  $\mu\sigma$ -Wert soll in dieser Position unter 0,02 liegen, ansonsten liegt eine Undichtheit vor die beseitigt werden muss. In weiterer Folge werden die Ventile stufenweise geöffnet und dabei jeweils der Durchfluss und die Messgrößen, die zur Berechnung der Ladungsbewegungskennzahlen herangezogen werden, gemessen. Der Ablauf einer Messreihe und die anschließende Auswertung erfolgt für gewöhnlich automatisiert.

Oftmals sind nicht nur die Strömungskennwerte des Zylinderkopfes und der Kanäle alleine von Interesse. Die Kanäle können auch mit angebautem Saugrohr vermessen werden. Bei modernen Pkw Dieselmotoren ist das insofern von Interesse, da im Saugrohr Drallklappen eingebaut sind, mit denen Einfluss auf die Ladungsbewegung im Brennraum genommen werden kann. Durch Vermessen des Zylinderkopfes mit angebautem Saugrohr und variiertes Drallklappe können Informationen über die Wirksamkeit solcher Stellelemente gewonnen werden.

### 3.5. Messtechnische Erfassung der Reibung eines Motors

Die messtechnische Erfassung der Reibung eines Motor zählt zu den anspruchsvollen Aufgaben bei der experimentellen Untersuchung von Verbrennungsmotoren. Entsprechend wichtig ist der gewissenhafte Versuchsaufbau und die exakte Durchführung der Versuche.

Neben einfachen aber ungenauen Methoden der Reibungserfassung die hier nicht erwähnt werden sollen (Willanslinien, Abschaltmethode) sind die beiden, im modernen Versuchsbetrieb relevanten, Reibmessmethoden das „strip down“- und das Indizierverfahren.

#### Strip-Down Reibmessung

Dieses Verfahren wird beim ungefeuerten Motorbetrieb als Schleppmessung ausgeführt. Wie der Name vermuten lässt, werden hier Baugruppen des Motors sukzessive entfernt und nach jedem dieser Reduktionsschritte auf identische Weise die Antriebsleistung des zu schleppenden Motors gemessen.

Der Verfasser hat im Zuge mehrerer Reibmessprojekte eine Reduktionsabfolge festgelegt, die sich für die strip-down Messmethode bewährt hat:

Aufgabe	Messergebnis	Resultat
Schleppen des kompletten Motors mit geöffneten Luft- und Abgaspfaden (freies Ansaugen und Ausblasen)	Schleppleistung Gesamtmotor, incl. Pumpleistung (A)	Reibung Gesamtmotor (incl. Pumpleistung) = A
Demontage von Nebenaggregaten (je nach erwünschter Detailtiefe einzeln oder gesamt): Vakuumpumpe, Lichtmaschine, Wasserpumpe, Klimakompressor (incl. Riementrieb)		
Schleppen des teilereduzierten Motors	Schleppleistung Motor ohne Nebenaggregate (B)	Reibleistung Nebenaggregate = A-B
Demontage Kraftstoffhochdruckpumpe		
Schleppen des teilereduzierten Motors	Schleppleistung Motor ohne Nebenaggregate und ohne Hochdruckpumpe (ohne Förderleistung) (C)	Antriebsleistung Hochdruckpumpe (ohne Förderleistung) = C-B
Demontage der Ventiltriebskette bzw. des -riemens, und der Nockenwelle (Ventile bleiben vorerst)		
Schleppen des teilereduzierten Motors	Antriebsleistung Kurbeltrieb + Ölpumpe + Pumpleistung Motor (D)	Antriebsleistung Ventiltrieb + Pumpleistung Motor = D-C
Abbau des Zylinderkopfes		
Schleppen des Motortriebwerks	Antriebsleistung Kolben/Pleuelgruppe + Kurbelwelle + Ölpumpe (E)	Antriebsleistung Kolben/Pleuelgruppe + Kurbelwelle + Ölpumpe = E
Demontage von Pleuel und Kolben		
Schleppen der Kurbelwelle	Antriebsleistung Kurbelwelle + Ölpumpe (F)	Antriebsleistung Kolben/Pleuelgruppe = F-E
Anbau des Zylinderkopfes mit Ventiltrieb + Kette/Riemen		
Schleppen der Kurbelwelle	Antriebsleistung Kurbelwelle + Ölpumpe + Ventiltrieb (G)	Antriebsleistung Ventiltrieb = G-F Pumpleistung Motor = D-G
Abbau Zylinderkopf + Demontage Ölpumpe, erfordert externe Ölversorgung		
Schleppen der Kurbelwelle	Antriebsleistung der Kurbelwelle (H)	Leistungsbedarf Ölpumpe = F-H Antriebsleistung Kurbelwelle = H

Die tabellarische Auflistung der Versuchsabfolge einer Reibungsmessung an einem Pkw Dieselmotor (ohne Ausgleichswellen) nach dem Strip-Down Verfahren zeigt bereits, dass hier eine große Anzahl an An-, Um- und Abbauten erfolgen muss.

Wichtig für die Qualität der Ergebnisse bei einer Schleppmessung sind stabile thermischen Zustände des Versuchsträgers. Obwohl der Motor nicht befeuert wird, stellt sich durch die Reibung der einzelnen Baugruppen eine Erwärmung der Kühl- und Schmiermedien und folglich der Bauteilmassen ein. Da die

Temperatur des Öles großen Einfluss auf die Reibung hat, darf eine Messung erst dann erfolgen, wenn der Motor beim zu messenden Betriebspunkt sowohl für das Öl als auch beim Kühlmittel ein stabiles Temperaturniveau zeigt.

Die Messung der Reibleistung erfolgt für jeden Schritt bei mehreren Drehzahlen und für gewöhnlich bei unterschiedlichen Temperaturniveaus. Da mit der Drehzahl die zugeführte Energie steigt, ist nach jedem Drehzahlwechsel eine Stabilisierungszeit abzuwarten, die bis zu 20 min betragen kann. Dementsprechend langwierig und zeitaufwendig ist eine derartige Reibuntersuchung.

Das Strip-Down Verfahren liefert ein detailliertes Abbild der Reibanteile unterschiedlicher Baugruppen eines Motors. Der große Nachteil dieser Schleppmethode ist das Fehlen der Einflüsse der Verbrennung auf die Reibung des Motors. Einerseits muss die Kraftstoffhochdruckpumpe bei ungefeuerten Betrieb keine Förderleistung erzeugen, andererseits entsprechen die Belastungen von Kolben und Pleuel im geschleppten Betrieb nicht der mit Brennraumdruck beaufschlagten Bauteile. Während die Förderleistung der Hochdruckpumpe noch einfach extern berechnet werden kann, ist die Berechnung der durch den Brennraumdruck erhöhten Reibung der Kolben/Pleuelgruppe mit Unsicherheiten behaftet.

Trotzdem wird die Strip-Down Methode häufig zur Reibleistungsbestimmung herangezogen, da insbesondere der Reibungsaufwand für Nebenaggregate exakt dargestellt und mit anderen Motoren verglichen werden kann.

### Reibungsermittlung nach dem Indizierverfahren

Die zweite zur genauen Reibungsermittlung herangezogene Messmethode ist Berechnung der Reibung aus den Indizierergebnissen.

Aus dem Zylinderdruckverlauf kann bei bekannter Kolbenhubkurve die Volumsänderungsarbeit errechnet werden. Das an der Kupplung gemessene Drehmoment entspricht der effektiven Arbeit des Motors an der Kupplung. Die Differenz der Volumsänderungsarbeit im Zylinder und der effektiven Arbeit entspricht der Reibarbeit des Motors. Üblicherweise wird im Motorenbau die jeweilige Arbeit auf dem Hubraum des Motors bezogen. Dadurch erhält man eine physikalische Größe die einem Druck entspricht. Die so ermittelten Drücke werden im Motorenbau als Mitteldrücke bezeichnet. Der aus der Volumsänderungsarbeit abgeleitete Druck wird als indizierter Mitteldruck  $p_i$  bezeichnet, der aus dem Drehmoment an der Kupplung errechnete als effektiver Mitteldruck  $p_e$ . Die Differenz dieser beiden Größen wird als Reibmitteldruck  $p_r$  bezeichnet.

Bei Verbrennungskraftmaschinen wird heute ausschließlich mit Mitteldrücken gerechnet, da damit der Vergleich von Motoren unterschiedlicher Baugröße möglich wird.

Der Reibmitteldruck definiert sich entsprechend der Formel F3.26.

$$p_r = p_i - p_e \quad [F3.26]$$

$$\text{mit: } p_i = \frac{\int p dV}{V_H} \quad \text{und: } p_e = \frac{4 \cdot \pi \cdot M_d}{V_H}$$

Mit den Resultaten einer Druckindizierung und dem gemessenen Drehmoment kann daher auf einfache Weise die Reibung des gefeuerten Motors berechnet werden. Als Resultat erhält man dabei immer nur die Gesamtreibung des Motors. Informationen zum Reibanteil einzelner Motorbaugruppen können aus diesem Ergebnis nicht abgeleitet werden.

Kritisch bei der Erfassung des Zylinderdruckes ist die korrekte Zuordnung des Drucksignals zum Kurbelwinkel und das Messen des exakten Drehmomentes an der Kupplung. Die exakteste Methode der Drehmomentmessung an einem Motors wird durch Verwendung eines Drehmomentflansches gewährleistet. Die Messung des Stützmomentes bei Pendelbremsmaschinen ist insbesondere bei niedrigen Drehmomenten ungenau und für eine Reibanalyse nicht empfehlenswert.

Hinsichtlich Drehmomentmessung mit dem „genauen“ Drehmomentmessflansch ist zu bedenken, dass auch diese hochgenaue Messeinheiten nur mit einer Genauigkeitsklasse von 0.1% klassifiziert sind. Da bei 4-

Zylindermotoren, drehzahlabhängig, hohe Drehmomentamplituden zu verzeichnen sind (siehe Diagramm 3.4), muss für Pkw Dieselmotoren mit 2.0 l Hubraum ein Drehmomentmessflansch mit einem Messbereich von 1000 Nm gewählt werden.

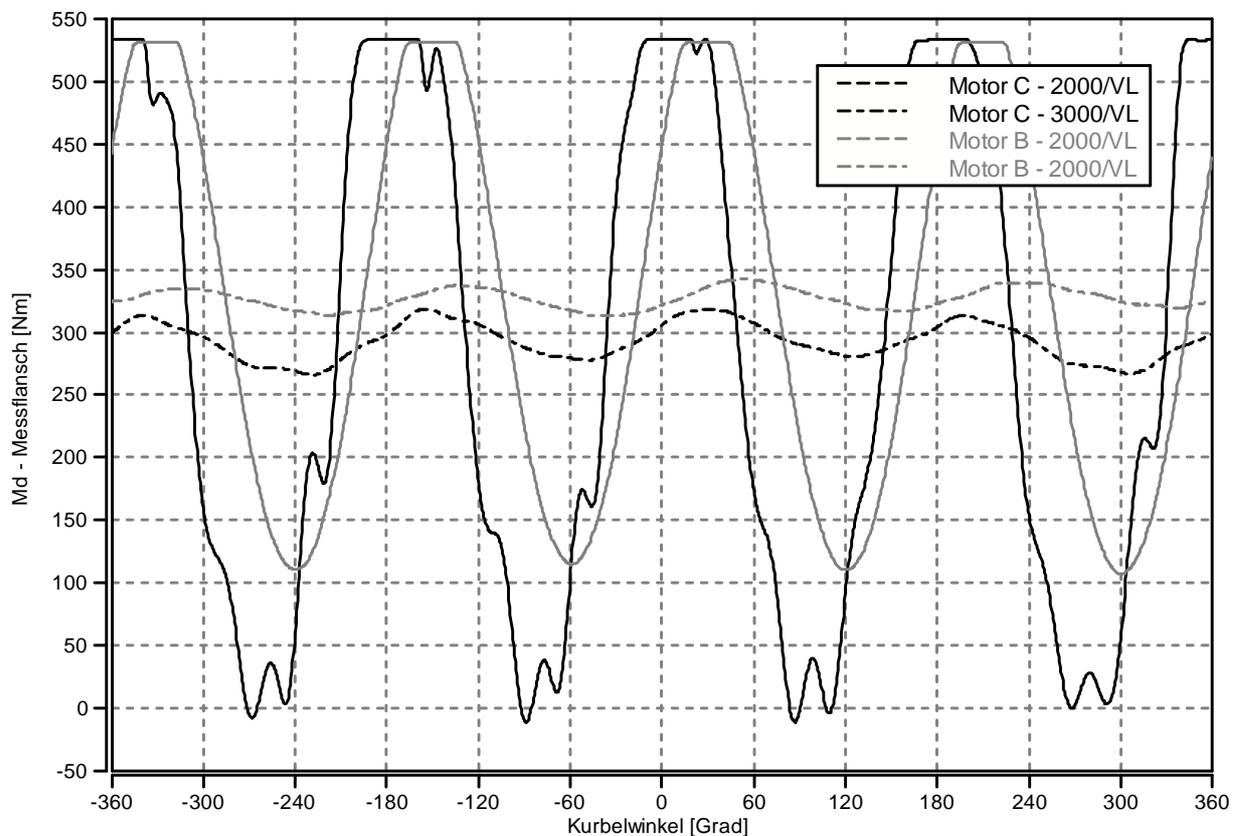


Diagramm 3.4: Drehmoment eines 4-Zyl Pkw Dieselmotors bei 2000/VL (Motor C)

Eine Abweichung des Messergebnisses um 1 Nm liegt mit diesem Messgerät zwar innerhalb der Genauigkeitsklasse, führt jedoch zu einem Fehler im Reibmitteldruck von 0.06 bar (bei einem Motor mit 2.0l Hubraum). Der Reibmitteldruck moderner Pkw Dieselmotoren liegt im Bereich von 0.6-2.0 bar, eine fehlerhafte Messung des eff. Mitteldruckes in der Größenordnung von 0.06 bar kann somit im ungünstigsten Fall zu einem Fehler in der Reibmitteldruckberechnung von bis zu 10% führen. Glücklicherweise ist ein Motorbetrieb mit großen Drehmomentamplituden nur bei hohen Lasten zu erwarten, wo auch mit einem höheren Reibmitteldruck zu rechnen ist. Eine hochgenaue Messung des Motordrehmoments ist für eine Reibanalyse in allen Fällen außerordentlich wichtig.

Die Zylinderdruckindizierung liefert die Ausgangsdaten zur Errechnung des indizierten Mitteldrucks. Besonders wichtig ist dabei die hochgenaue Einpassung des OT, um eine zeitlich exakte Zuordnung des Druckverlaufs zu gewährleisten. Schon geringe Fehler der Kurbelwinkellage des Druckverlaufes führen zu großen Abweichungen bei der Integration des Zylinderdruckes über die Volumsänderung und somit des indizierten Mitteldruckes (siehe Diagramm 3.5).

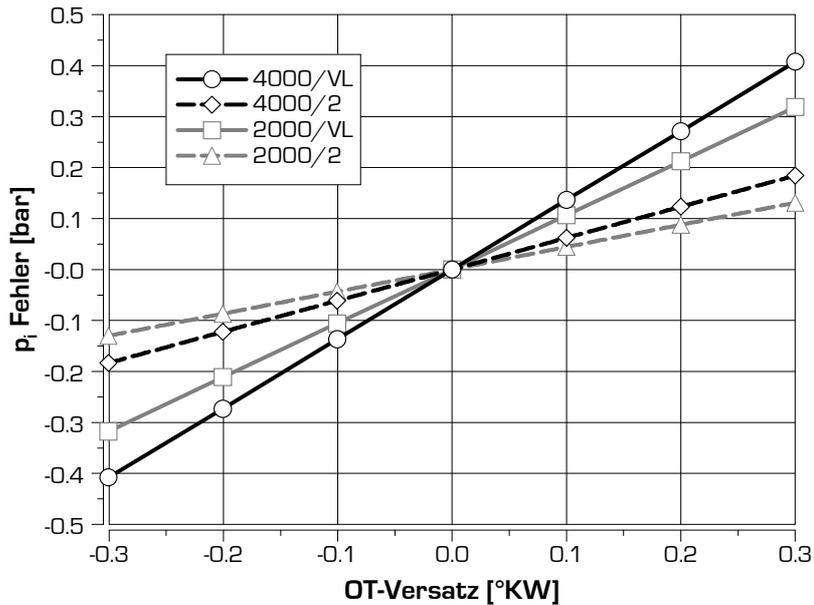


Diagramm 3.5: Auswirkung eines OT-Versatzes auf den indizierten Mitteldruck (Motor D)

Zur Datenerfassung für eine Reibanalyse muss die Kurbelwinkellage daher mit einer Einpassgenauigkeit von  $0,1^\circ\text{KW}$  erfasst werden.

Eine konstante Abweichung des Zylinderdruckes wirkt sich demgegenüber nicht negativ auf den indizierten Mitteldruck über den gesamten Zyklus aus. Die Teilergebnisse für den indizierten Mitteldruck der Ladungswechsel- und der Hochdruckphase werden bei fehlerhaftem Druckniveau falsch dargestellt.

Andere Fehler bei der Zylinderdruckmessung können durch Funktionsstörungen der Drucksensoren hervorgerufen werden. Die Kalibrierung der Zylinderdrucksensoren in einer speziellen Vorrichtung ist eine wichtige Maßnahme zur Beurteilung der Funktion von Zylinderdrucksensoren und sollte regelmäßig vorgenommen werden. Da nicht alle Fehlfunktionen eines Drucksensors mit der bekannten Kalibrierung (hydraulische Druckwaage mit Entlastungsventil zur schnellen Druckentlastung) erkannt werden können, wie z.B. thermische Drift, ist ein kontinuierliches und kritisches Hinterfragen der Messergebnisse wichtig.

Im Folgenden wird das Verfahren zur OT-Einpassung erläutert: die durchgängige elektronische Erfassung der Kurbelwinkelstellung und des Zylinderdrucks erfordert eine dynamische Einpassung der Winkellage des Kurbelwinkelgebers bezogen auf den OT eines Zylinders des Motors. Dazu sind mehrere Verfahren bekannt:

- Einpassen mit kapazitiver OT-Sonde
- Schleppeinpassung mit thermodynamischem Verlustwinkel
- Rechnerische Einpassung des Schlepplaufes

Eine aufwändige aber genaue Methode ist die Einpassung der Kurbelwinkellage mit der kapazitiven OT-Sonde. Diese Sonde wird in eine vorhandene Bohrung im Zylinderkopf eingebaut (vorzugsweise Zündkerzen- oder Injektorbohrung), und der Motor mit dem Elektrostarter gekurbelt bzw. mit einer Antriebsmaschine geschleppt. Das kapazitive Messverfahren erfasst den Abstand des Kolbens von der Sonde, jedoch nur in Sondennähe. Mit dem Messdatenerfassungssystem kann aus dem Signal des Kolbenabstandes das Signalmaximum ermittelt und die zugehörige Winkellage als OT-Lage festgelegt werden (das Sensorsignal steigt mit geringerem Abstand zur Sonde).

Die Schleppeinpassung mit thermodynamischem Verlustwinkel ist ein einfacheres Verfahren, das jederzeit und schnell am Motorprüfstand durchgeführt werden kann. Dazu wird im laufenden Betrieb ein Zylinder abgeschaltet, und nach einer kurzen thermischen Stabilisierungsphase der Druckverlauf des geschleppten Zylinders gemessen. Alternativ kann der Motor, bei Vorhandensein einer elektrischen Antriebsmaschine, auch vollständig geschleppt werden, wobei das Schleppen bei betriebswarmen Motor erfolgen sollte.

Da es in der Hochdruckphase zu einem Wärmeübergang von der verdichteten heißen Ladungsmasse zur Wand kommt, liegt das Maximum des Zylinderdruckes nicht im OT sondern vor dem oberen Totpunkt. Der Abstand zwischen der Kurbelwinkellage beim Druckmaximum und dem oberen Totpunkt nennt man „thermodynamischer Verlustwinkel“. Bei bekanntem Verlustwinkel kann von der Position des Maximums des Zylinderdrucks im geschleppten Betrieb auf den oberen Totpunkt rückgerechnet werden. Die Qualität dieses Einpassverfahrens ist einzig von der Kenntnis des thermodynamischen Verlustwinkels anhängig. Hier liegt aber auch die Schwierigkeit bei neu zu vermessenden Motoren: der Verlustwinkel ist von den Wärmeübergangsbedingungen im Brennraum und somit vorrangig von der Brennraumgeometrie und der Motordrehzahl abhängig. Bei Motoren mit unbekanntem Prozeßverhalten kann der thermodynamische Verlustwinkel nur abgeschätzt werden. Ohne eines der beiden anderen Einpass-Verfahren kann eine genaue Kenntnis des thermodynamischen Verlustwinkels nicht gewonnen werden.

Die mit dem zuvor beschriebenen Verfahren ermittelten Schlepp-Druckkurven können auch mit Hilfe eines der beiden in 3.1. erwähnten OD-Motorprozeßrechenprogramme analysiert werden. Die beiden an der TU Graz entwickelten Programme MOSES und CORA haben Algorithmen zur Einpassung des Zylinderdruckverlaufes integriert, die eine rasche Berechnung der korrekten Drucklage ermöglichen. Hierbei wird der Druckverlauf in der Druckanstiegsphase bis knapp vor Brennbeginn analysiert und korrigiert. Die Kenntnis des Verdichtungsverhältnisses ist dabei nicht grundsätzlich erforderlich, erhöht jedoch die Reproduzierbarkeit des Ergebnisses.

Für die in Kapitel 5 dargestellten Reibleistungsergebnisse war höchstmögliche Genauigkeit gefordert, da nur geringe Reibänderungen erwartet wurden.

Die Einpassung des Druckverlaufes erfolgte dabei entsprechend folgender Vorgehensweise:

Nach Aufbau des Motors wurde mit der kapazitiven OT-Sonde, wie zuvor beschrieben, eine Kurbelwinkelzuordnung durchgeführt. Zur Kontrolle des Ergebnisses wurde in weiterer Folge der Schleppdruckverlauf bei eingepasster Kurbelwinkellage aufgezeichnet und mit Hilfe eines OD-Programmes der Winkelversatz errechnet. Eine zu große Abweichung führte zu einer Wiederholung der Sensor-Einpassung.

Um im laufenden Messbetrieb die OT-Lage prüfen zu können, wurde ein Kontrollverfahren definiert, das in regelmäßigen Abständen durchgeführt wird. Dabei wird der Mehrzylindermotor konstant in einem Lastpunkt betrieben (vom Verfasser gewählt: 2000/2 bar), und der 1. Zylinder des Motors durch Abschalten der Kraftstoffzufuhr deaktiviert. Die Kurbelwinkelstellung muss dabei bereits nach einem der obigen Verfahren eingepasst worden sein. Nach einer kurzen thermischen Stabilisierungsphase wird der Schleppdruckverlauf aufgezeichnet. Anhand einer Zylinderdruckauswertung kann die Position des Druckmaximums ermittelt werden, der Abstand zum oberen Totpunkt entspricht dem thermodynamischen Verlustwinkel bei den definierten Betriebsbedingungen (konstanter Lastpunkt). Mit dem nun bekannten thermodynamischen Verlustwinkel kann in weiterer Folge, während des Betriebs, rasch die Kraftstoffzufuhr des Referenzzylinders abgeschaltet und die Winkellage geprüft werden.

### 3.6. Daten der Versuchsträger

Für die in dieser Arbeit angeführten Untersuchungen wurden insgesamt vier unterschiedliche Motoren verwendet. In der nachfolgend angeführten Tabelle sind die wichtigsten Kenngrößen dieser Motoren aufgelistet.

Motordaten	Motor A	Motor B	Motor C	Motor D
Zylinderzahl	6	4	4	4
Bauart	aufgeladen (ATL) Direkteinspritzung	aufgeladen (ATL) Direkteinspritzung	aufgeladen (ATL) Direkteinspritzung	aufgeladen (ATL) Direkteinspritzung
Ladeluftkühlung	direkt (Luft/Luft)	direkt (Luft/Luft)	direkt (Luft/Luft)	direkt (Luft/Luft)
Bohrung [mm]	84	84	81	84
Hub [mm]	88	90	95.5	90
H/B-Verhältnis	1.048	1.071	1.179	1.071
Hubvolumen [cm <sup>3</sup> ]	2926.1	1995.0	1968.4	1995.0
Nenn Drehzahl	4000	4000	3800	4000
geom. Verdichtungsverhältnis	18.5	17.5	19	16 / 16.5
Emissionierung	Euro 3	Euro 4	Euro 4	Euro 4 / Euro 5
Einspritzsystem	CR I	CR II	PD	CR III
Motorsteuerung	EDC 15	EDC 16	EDC 16	EDC 17
max. Einspritzdruck	1350	1600	2050	1800
Hochdruckpumpe	CP 3	CP 3.2	(UI -P2)	CP 4.3
Ventilzahl	4	4	4	4
Ventilanordnung	Gleichstrom	Gleichstrom	gedr. Stern	Gleichstrom
Ventilwinkel	3.5°	3.5°	0°	0°
Muldendurchmesser		45.2	36.4	
Muldentiefe		14.4	18.1	
Abgasrückführung	ungekühlt	gekühlt	gekühlt, schaltbare Umgehung	gekühlt, schaltbare Umgehung
Drallsteuerung	-	Drallklappe Füllkanal (schaltbar)	-	Drallklappe Füllkanal (stufenlos stellbar)
Turbolader	Garrett	Garrett GT17 VNT	Garrett GT17 VNT	MHI
max. Ladedruck [bar <sub>abs</sub> ]	2.15	2.63	2.35	2.75
Massenausgleich	-	F (2. O.); 2 AGW - unter Kurbelwelle	-	F (2. O.); 2 AGW - seitlich v. Kurbelwelle

Tabelle 3.1: Kenndaten der verwendeten Motoren

Motor D wurde in zwei Konfigurationen betrieben. Für die Untersuchungen der alternativen Steuerung der Ladungsbewegung war das geometrische Verdichtungsverhältnis 16.5 und die Emissionierungsstufe Euro 5. Für die sonstig durchgeführten Untersuchungen mit Motor D war die Emissionierungsstufe Euro 4 und das Verdichtungsverhältnis 16.

## 4. Maßnahmen zur innermotorischen Verbesserung des Verbrauchs- und Emissionsverhaltens von Pkw Dieselmotoren

Das Hauptaugenmerk dieser Arbeit ist den Potenzialen, die sich durch Änderungen im Motorprozess erzielen lassen, gewidmet. Dabei wurden ausschließlich Maßnahmen, die durch Änderungen von mechanischen Teilen des Motors realisierbar werden, untersucht.

Potenziale, die durch geänderte Einspritzausrüstung erzielt werden können sind hier nicht berücksichtigt. Diese Potenziale sind nicht unwesentlich, konnten jedoch qualitativ und quantitativ nicht behandelt werden, da für zukünftige Anwendungen entwickelte Einspritzausrüstung nicht vorhanden war und derartige Untersuchungen wohl nur in Kooperation mit einem Einspritzausrüstungshersteller möglich sind.

Es wurden daher Untersuchungen angestellt, die auf Maßnahmen am Kurbeltrieb und am Ventiltrieb Bezug nehmen. Die Veränderungen am Kurbeltrieb sind vorrangig reibungsbeeinflussend, sie werden im Kapitel 5 eingehend behandelt. Als Maßnahmen am Ventiltrieb wurden alternative Ventilsteuerverfahren und alternative Verfahren zur Steuerung der Ladungsbewegung sowie allgemein die Änderung des Verdichtungsverhältnisses realisiert, analysiert und bewertet. Die Auswirkungen durch Veränderung von Ventilsteuerparametern und des Hub/Bohrungsverhältnisses werden nachfolgend beschrieben.

### 4.1. Randbedingungen

Beim Ottomotor sind durch Veränderung an den Ventilhubkurven wesentliche Veränderungen der Motorcharakteristik zu erzielen. Form und Lage der Einlassventilöffnung sind für Saugottomotoren ein wichtiges Hilfsmittel, die Leistungs- und Drehmomentcharakteristik eines Motortyps zu verändern. Insbesondere die Ventilsteuerzeit „Einlass Schluss“ (kurz ES) beeinflusst die Motorcharakteristik stark. Durch einen späten „Einlass Schluss“ wird der Motor sehr drehfreudig, während dabei das Drehmoment im niedrigen Drehzahlbereich sinkt. Bei einem Saugottomotor muss die Ansauganlage immer auf die gewünschte Drehzahl des maximalen Drehmoments ausgelegt werden.

Zudem kann das Teillastverhalten des Ottomotors durch Maßnahmen am Ventilhubverlauf beeinflusst werden. Die Laststeuerung des Ottomotors erfolgt im konventionellen Fall durch Drosselung des Ansaugluftstromes zentral vor dem Ansaugluftsammler. Dadurch wird das Saugrohrvolumen evakuiert und der Kolben nach Öffnung des Einlassventils mit Unterdruck beaufschlagt, was zu einem großen Arbeitsaufwand bei der Abwärtsbewegung des Kolbens führt, aber auch zu einem großen Restgasgehalt, da durch den Unterdruck Abgas aus dem Auslasskanal in der Ventilüberschneidungsphase in den Brennraum gesaugt wird. Ein konventioneller Ottomotor hat daher im Teillastbereich einen niedrigen Wirkungsgrad. Möglichkeiten zur Verbesserung des Teillastwirkungsgrades von Ottomotoren sind die Entdrosselung und die Optimierung des Drosselvorganges. Eine Entdrosselung kann durch AGR-Betrieb, durch den Betrieb des Ottomotors mit Miller- oder Atkinson-Verfahren (siehe Kap. 4.2) sowie durch einen Magerbetrieb erzielt werden. Insbesondere durch den Magerbetrieb kann der Teillastwirkungsgrad des Ottomotors bedeutend verbessert werden. Für einen wirkungsvollen Magerbetrieb in weiten Kennfeldbereichen ist jedoch ein strahlgeführtes Gemischbildungsverfahren erforderlich. Einspritzsysteme für diese Gemischbildungsverfahren sind seit 2007 in Serienverwendung, jedoch ausschließlich bei Herstellern von Fahrzeugen im hochpreisigen Premiumbereich.

Ein Verbesserung der ottomotorischen Schwäche des geringen Teillastwirkungsgrades kann auch durch Optimierung der Drosselungsmethode erzielt werden. Eine verbesserte Drosselung könnte durch die Positionierung des Drosselorgans knapp vor das Einlassventil erzielt werden. Dazu ist der Anbau von Einzeldrosselklappen vor jedem Einlasskanal, bzw. direkt in den Zylinderkopf erforderlich. Mit dieser Lösung können die Verluste der Volumenänderungsarbeit am Kolben in der Ladungswechselphase deutlich reduziert werden. Das diesen Effekt darstellende pV-Diagramm ist vergleichend in Diagramm 4.1 abgebildet.

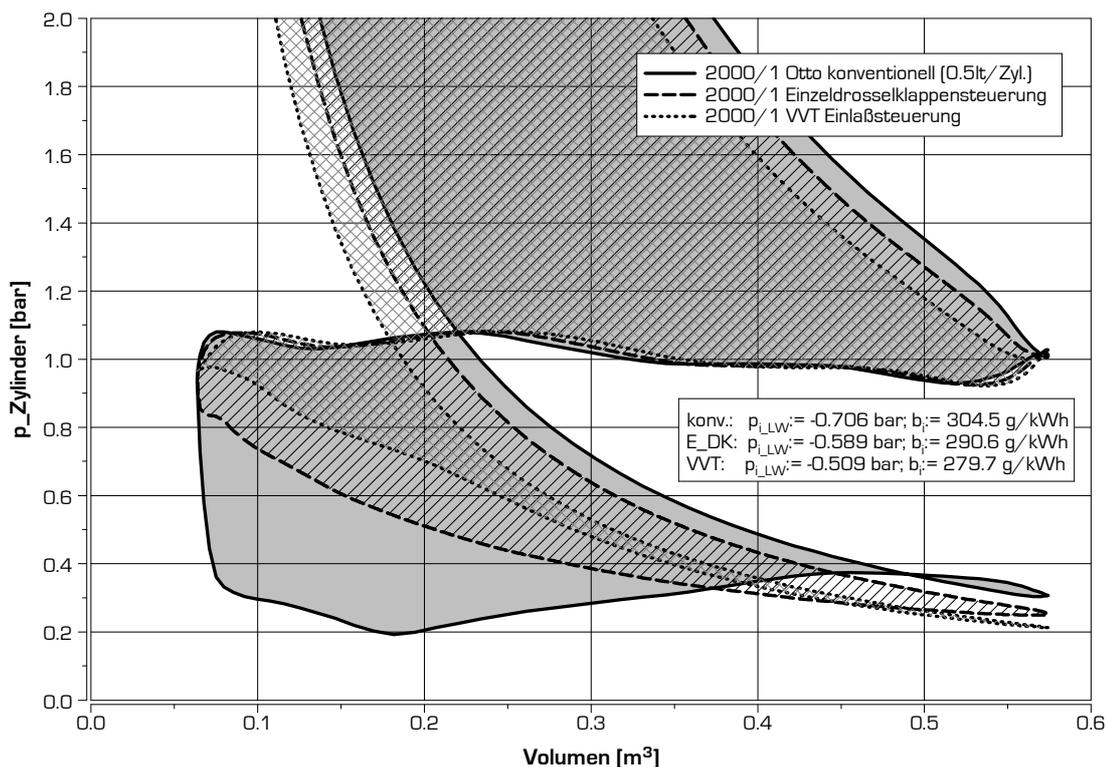


Diagramm 4.1: pV-Diagramm unterschiedliche Ottomotorsteuerung: konventionell, VVT und Einzeldrosselklappe

Die bestmögliche Position zur Drosselung des Ansaugluftmassenstromes ist die Drosselung durch das Einlassventil selbst. Der Luftmassenstrom kann hier durch eine kurze Einlassventilöffnungsdauer (die einen geringen Einlassventilhub erfordert) gesteuert werden. Für eine Realisierung dieser Drosselungsmethode ist praktisch eine Vollvariabilität des Einlassventiltriebs erforderlich. Der Ventilhub muss dabei vom konventionellen Vollhub, der bei Volllast erforderlich ist, auf einen Hub von  $\sim 0.2\text{mm}$  für den Leerlauf reduzierbar sein. Eine Schaltnockenlösung, wie es sie bei einigen Autoherstellern seit den 80er Jahren gibt (Honda, Porsche – Lit. 4.5), ist für eine Realisierung dieses Verfahrens nicht ausreichend. Im Diagramm 4.1 ist auch das pV-Diagramm eines Niedriglastpunktes mit vollvariabler Ventilsteuerung (VVT) dargestellt. Dabei zeigt sich, dass die Ladungswechselschleife der VVT Variante gegenüber dem konventionell gesteuerten Ottomotor stark verkleinert ist. Auch gegenüber der Einzeldrosselklappenvariante zeigt sich eine deutlich kleinere Ladungswechselschleife. Die Ladungswechselschleife (entspricht dem indizierten Mitteldruck in der Ladungswechselphase) ist beim VVT Verfahren um  $\sim 30\%$  geringer als beim konventionellen Motor. Der indizierte spezifische Kraftstoffverbrauch kann dadurch um  $\sim 10\%$  verringert werden.

Der erste Pkw-Produzent, der eine vollvariable Einlassventilsteuerung in Serie gebracht hat, war im Jahr 2001 BMW (Lit. 4.3). Damit konnte der Verbrauch sowohl im Fahrzyklus als auch im Realbetrieb um bis zu  $15\%$  gesenkt werden. Im Jahr 2009 hat Fiat ebenfalls ein vollvariables Ventiltriebsverfahren in Serie vorgestellt, das auf elektrohydraulischer Basis funktioniert und dadurch deutlich mehr Freiheitsgrade bietet.

Ein weiterer Wirkungsgradgewinn beim Ottomotor kann nur durch Magerbetrieb erzielt werden, da hier der Motor bei äquivalenter Last einen höheren Luftmassenstrom benötigt und daher mit geringerer Drosselung betrieben werden muss. Diese „Entdrosselung“ führt zu einem thermodynamisch günstigeren Arbeitsprozess.

Während für den Ottomotor, aufgrund des gedrosselten Betriebs in der Teillast, mit einer geänderten Einlassventilsteuerung eine bedeutende Verbrauchsreduktion erzielt werden kann, hat beim Dieselmotor die Einlassventilsteuerung keinen derart hohen Einfluss auf den Wirkungsgrad. Die Regelung des Dieselmotors erfolgt rein qualitativ, das heißt, die Leistungsanpassung erfolgt hier alleine durch eine Veränderung der Einspritzmenge bei ungedrosselter Luftzufuhr. Somit erfolgt die Laststeuerung durch die Qualität der Ladung die durch das Luftverhältnis  $\lambda$  beschrieben wird. Die Füllung des Dieselmotors erfolgt ungedrosselt und unterscheidet sich daher im Saugbetrieb bei unterschiedlichen Drehzahlen nur durch gasdynamische Effekte, die drehzahlabhängig einen Ladeeffekt durch Schwingungen der Gassäule bewirken können. Bei aufgeladenen Motoren ist die Füllung vom Energieangebot an der Turbine des Turboladers abhängig und liegt somit bei niedrigsten Lasten auch auf Saugmotorniveau. Hier ist durch Veränderung im Ventiltrieb ebenfalls keine entscheidende Verbesserung zu erwarten.

Der Pkw Dieselmotor unterscheidet sich im Teillastbetrieb deutlich vom Ottomotor. Zur Emissionsreduktion des Dieselmotors, der im Normalfall mit Luftüberschuss betrieben wird, sind Maßnahmen wie Abgasrückführung und Steuerung der Ladungsbewegung notwendig. Die Abgasrückführung erfolgt durch ein Ventil, das dem Ansaugsammler geregelt Abgas vom Krümmer zuführt. Die Rückführung des Abgases erfolgt heute bei Pkw Dieselmotoren ausschließlich gekühlt, wobei die Kühlvorrichtung in der Warmlaufphase umgangen werden kann.

Um die Rauchneigung des Dieselmotors sowohl bei hohen Lasten (und somit bei niedrigen Luftverhältnissen) als auch bei hohen AGR Raten zu begrenzen, ist eine hohe Ladungsbewegung erforderlich. Dieselmotoren sind daher schon seit Jahrzehnten mit Ansaugkanälen ausgestattet, die beim Einströmen der Luftmasse für eine Drallbewegung der Ladung im Brennraum sorgen. Während bei 2-Ventilmotoren diese Drallbewegung nur in begrenztem Masse durch äußere Maßnahmen beeinflusst werden kann, haben 4-Ventilmotoren für Pkw grundsätzlich unterschiedlich wirkenden Einlasskanäle. Einer der beiden Einlasskanäle ist für gewöhnlich als Füllkanal ausgelegt und der andere Einlasskanal als Drallkanal. Heutige Pkw Dieselmotoren sind zudem mit Drallklappen ausgestattet, die den Füllkanal gesteuert verschließen können. Damit wird eine Steuerung des Drallniveaus möglich (siehe Abbildung 4.1).

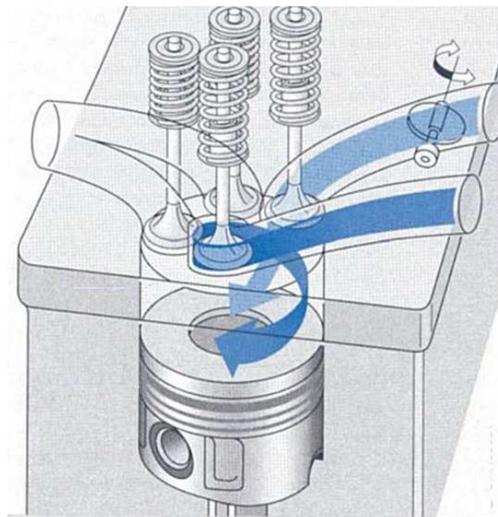


Abbildung 4.1: Ansaugkanäle mit Drallklappe eines Pkw Dieselmotors [Lit 4.15]

Sowohl die AGR Rate, als auch die Ladungsbewegung können durch Veränderungen in der Ventilsteuerung beeinflusst werden. Durch Veränderungen an der Ventilsteuerung ist auch eine Beeinflussung des Startverhaltens und eine Emissionsbeeinflussung durch Verschiebung des Einlass-Schlusses (Miller bzw. Atkinson Cycle) möglich. Diese Themen werden in den nachfolgenden Unterkapiteln behandelt.

Zuvor werden in diesem Abschnitt noch die Füllungspotenziale dargestellt, die sich durch Änderungen der Ventilöffnung bei Pkw Dieselmotoren realisieren lassen.

### Potenzial Füllungserhöhung durch geänderte Ventilsteuerzeiten

Bereits in den Jahren 2001 bis 2003 wurden vom Autor am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik erste Untersuchungen, die Veränderungen der Ventilöffnung zum Thema hatten, durchgeführt. Um die Ausnutzung des Füllungspotenziales von Pkw-Dieselmotoren zu bewerten, wurden unterschiedliche Ventilhubkurven auf ihr füllungssteigerndes Potenzial untersucht. Als Grenzpotenzial wurde eine Rechteckhubkurve definiert, die in der Praxis wegen der dafür notwendigen, unendlich schnellen Ventilöffnung nicht realisiert werden kann. Diese Hubkurve soll jedoch die absolute Grenze der möglichen Füllung bei gegebenen Kanal- und Ventildurchflusszahlen darstellen.

Die Untersuchungen erfolgten mit Hilfe der 1D-Simulation des Motorprozesses im gesamten Drehzahlbereich des Pkw Dieselmotors. Basis für die Untersuchungen bei fix definierten Drehzahlen waren die Volllastergebnisse des Motors A. Für die 1D-Berechnungen (Berechnungstool AVL Boost) wurde das einfache Turboladermodell gewählt und der bei den experimentellen Untersuchungen mit dem Motor A erzielte Ladedruck dem Modell unterlegt. Damit ist gesichert, dass das Füllungssteigerungspotenzial durch die Änderung der Ventilhubkurven isoliert von einer etwaigen Ladedrucksteigerung beurteilt werden kann.

Die Ergebnisse wurden bereits in [Lit. 4.5], [Lit. 4.4] und [Lit. 4.6] veröffentlicht. In Diagramm 4.2 sind die zur Berechnung gewählten Ventilhubkurven dargestellt. Neben der Serienhubkurve des Motors A, die als Basis für die Bewertung der einzelnen Hubkurven dient, wurde eine Ventilhubkurve berücksichtigt, die mit einem vollelektrischen Ventiltrieb (EVT) erzielt werden kann. Dabei wurde berücksichtigt, dass mit einem derartigen System die max. Ventilöffnungsgeschwindigkeit limitiert ist und die Ventilhubkurven drehzahlabhängig sind. Zu guter Letzt ist auch noch das bereits erwähnte Rechteckprofil dargestellt, das zur Ermittlung eines Grenzpotenzials dient. Der Ventilöffnungszeitpunkt beim Rechteckprofil wurde in den oberen Totpunkt gelegt, da eine kollisionsvermeidende Positionierung des „Einlass Öffnet“ zu einem sehr späten Öffnen und dazu zu einer Reduktion der Füllung führen würde. Die Kolbenposition ist im Diagramm dargestellt und zeigt den Abstand zwischen Ventil und Kolben sowie den Einfluss der schnellen Ventilöffnung auf die Lage des „Einlass Öffnet“ der EVT Kurve.

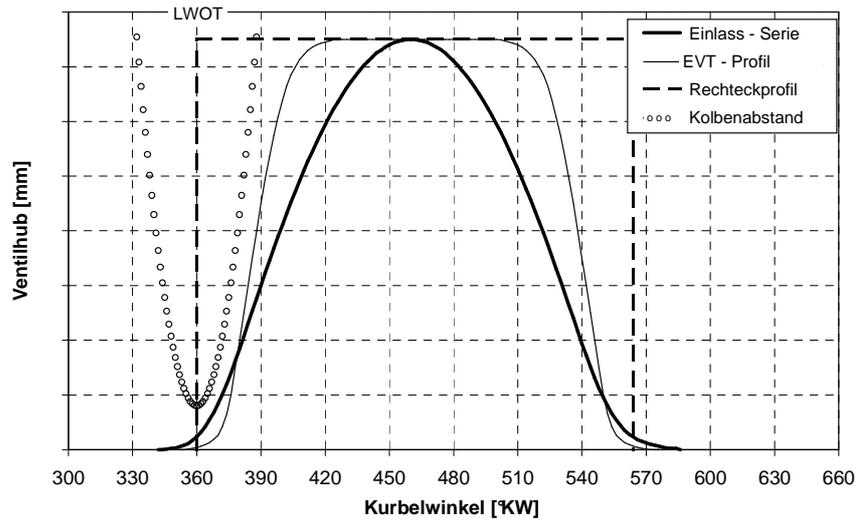


Diagramm 4.2: Einlassventilerhebungskurven unterschiedlicher Systeme bei 3000 min<sup>-1</sup>. [Lit 4.4]

Um für jede Ventilhubvariante, auch für die Serienventilhubkurve, die optimale Füllung im gesamten Drehzahlbereich rechnerisch zu erfassen, wurde die Ventilöffnungsdauer und der Öffnungsbeginn in weiten Bereichen variiert. Als Randbedingung für den Öffnungsbeginn wurde dabei die Vermeidung der Kolbenkollision gewählt (ausgenommen davon die Variante „Rechteckprofil“, wo als Ventilöffnungsbeginn immer OT gewählt wurde).

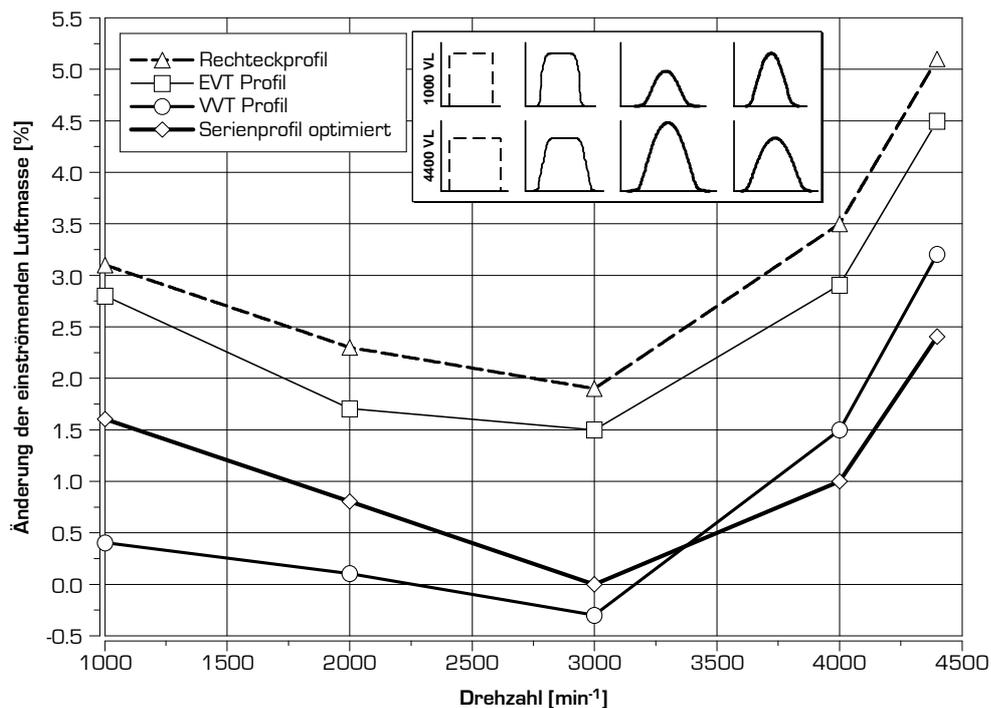


Diagramm 4.3: Änderung der Füllung an der Vollast bei Optimierung der Ventilsteuerzeiten für unterschiedliche Ventilhubsysteme / Ergebnisse 1D-Simulation [Lit. 4.4]

Für alle berechneten Variationsparameter wurde der günstigste Luftaufwandswert jeder Ventilhubvariante zur Beurteilung mit dem Ergebnis der Basisvariante verglichen. Das Resultat dieser vergleichenden Bewertung ist in Diagramm 4.3 dargestellt. Als „Serienprofil optimiert“ wurden die Ergebnisse für die Variation der Serienventilhubkurve bezeichnet, wobei hier bei den fünf Drehzahlen jeweils unabhängig voneinander das Optimum hinsichtlich Öffnungsdauer und Öffnungsbeginn errechnet wurde. Die optimierte Serienhubkurve z.B. bei  $1000 \text{ min}^{-1}$  hat daher eine andere Form als bei  $4000 \text{ min}^{-1}$ . Die Ergebnisse könnten daher nur durch einen angepassten vollvariablen Ventiltrieb realisiert werden. Für die in Diagramm 4.3 angeführten Ergebnisse eines VVT-Profiles wurde das BMW Valvetronic Ventiltriebssystem zugrunde gelegt. Hier wurden aus den, mit dem Valvetronic Verfahren, möglichen Ventilhubkurven die jeweils füllungsgünstigste Kurve ermittelt.

Es zeigt sich insbesondere am Ergebnis der optimierten Serienventilhubkurve, dass der Serienventiltrieb, der keinerlei Variabilitäten aufweist, für eine Drehzahl von  $3000 \text{ min}^{-1}$  ausgelegt wurde. Hier ist keine Optimierung möglich. Das Ergebnis mit dem Rechteckprofil zeigt zudem, dass das Füllungssteigerungspotenzial, ausgehend vom Serienmotor, durch Änderungen an den Ventilsteuerdaten drehzahlabhängig nur zwischen 2% und 5% gesteigert werden kann.

Daran lässt sich erkennen, dass das Potenzial zur Füllungserhöhung beim Dieselmotor durch Änderung der Ventilsteuerzeiten ausgesprochen gering ist. Ursache für dieses geringe Potenzial ist der Umstand, dass der Drehzahlbereich des Dieselmotors im Gegensatz zum Ottomotor deutlich eingeschränkt ist und der Dieselmotor durch die Aufladung unempfindlicher gegen Strömungswiderstände im Luftpfad als der Saug-Ottomotor ist. Eine Ausrüstung des Pkw-Dieselmotors mit Stellelementen zur Veränderung der Ventilsteuerzeiten, wie z.B. Phasenstellen oder Schaltnockensysteme, führt im konventionellen Drehzahlbereich nur zu unbedeutenden Füllungssteigerung und machen daher bei konventionellen Pkw-Dieselmotoren, hinsichtlich Füllung, nur wenig Sinn.

Als weiteres Ergebnis der Untersuchungen zu alternativen Ventilsteuersystemen sollen hier kurz die Resultate die bei Versuchen zum Thema Interne AGR erzielt wurden, präsentiert werden.

### Interne AGR

Wie bereits eingangs erwähnt ist die Abgasrückführung eine wesentliche Maßnahme zur Reduktion der NO<sub>x</sub>-Emissionen des Dieselmotors. Bereits für die Erfüllung der Abgasnorm Euro 2 war der Einsatz der Abgasrückführung beim Pkw Dieselmotor unverzichtbar.

Die Abgasrückführung erfolgt auf konventionelle Weise (externe AGR) durch Einspeisung von Abgas in das Saugrohr, wobei die Regelung durch ein pneumatisches oder ein elektrisches Ventil erfolgt. Entnommen wird das Abgas, bei konventionellen Pkw Dieselmotorkonzepten, aus dem Abgaskrümmen vor Turbolader, also hochdruckseitig. Hierfür muss in Betriebspunkten mit AGR Bedarf, ein positives Druckgefälle zwischen Abgaskrümmen und Saugrohr vorliegen. Für eine optimale Wirkung der Abgasrückführung ist die Kühlung des rückgeführten Abgasmassenstromes, vorzugsweise mit Motorkühlmittel, unabdingbar.

Seit Pkw Dieselmotoren in Europa überwiegend mit Dieselpartikelfilter (DPF) ausgestattet werden, ist auch eine Niederdruck-AGR möglich. Hierbei wird das Abgas nach DPF, somit annähernd partikelfrei, entnommen und dem Luftpfad vor Eintritt in den Kompressor des Turboladers zugeführt. Vorteil dieses Niederdruckverfahrens ist das geringere Temperaturniveau des rückzuführenden Abgases. Zudem ist damit ein positives Druckgefälle zwischen Abgaskrümmen und Ansaugsammler nicht mehr zwingend erforderlich. In Kombination mit konventioneller „Hochdruck“-AGR sind damit auch höherer AGR-Rate möglich als bei alleiniger Anwendung der Hochdruck-AGR.

Vereinzelte sind bereits Diesel-Pkw's mit Niederdruck AGR am Markt, wobei dies derzeit nur bei außergewöhnlichen Anforderungen an das Emissionsniveau umgesetzt wird (z.B. US-Abgasnorm Tier II Bin 5). Ein solches Fahrzeug wurde von VW für den US-Markt präsentiert, wobei hier die Niederdruck AGR mit einer Hochdruck AGR kombiniert wurde und dieses AGR Konzept dabei nur eine von mehreren Maßnahmen zur Realisierung niedrigster Emissionen darstellt [Lit. 4.8].

Bei den eingangs erwähnten Untersuchungen in den Jahren 2001-2003 wurde die Methode der internen Abgasrückführung sowohl durch Simulation, als auch durch experimentelle Untersuchungen analysiert. Bei der internen AGR wird die rückzuführende Abgasmasse nicht durch eine Verbindung von Auslass- mit Einlasskrümmen realisiert, es wird dabei durch entsprechende Maßnahmen dafür gesorgt, dass die erforderliche Abgasmasse im Brennraum verbleibt.

Ein hoher Abgasgehalt in der Ladungsmasse ohne externen Bypass kann durch verschiedene Ventilsteuer-varianten erzielt werden. Dazu zählen:

- Ventilüberschneidung in der Ladungswechselphase (Varianten a und b in Diagramm 4.4)
- „Frühes Auslass Schließen“ mit Restgasverdichtung in der Ladungswechselphase, ohne (Variante c) und mit Energierückgewinnung (Variante d)
- Vorlagern von Abgas in den Einlasskanal durch kurzzeitiges Öffnen der Einlassventile während der Auslassphase, oder Rücksaugen von Abgas in den Brennraum durch kurzzeitiges Öffnen der Auslassventile während der Einlassphase (Variante e, f)

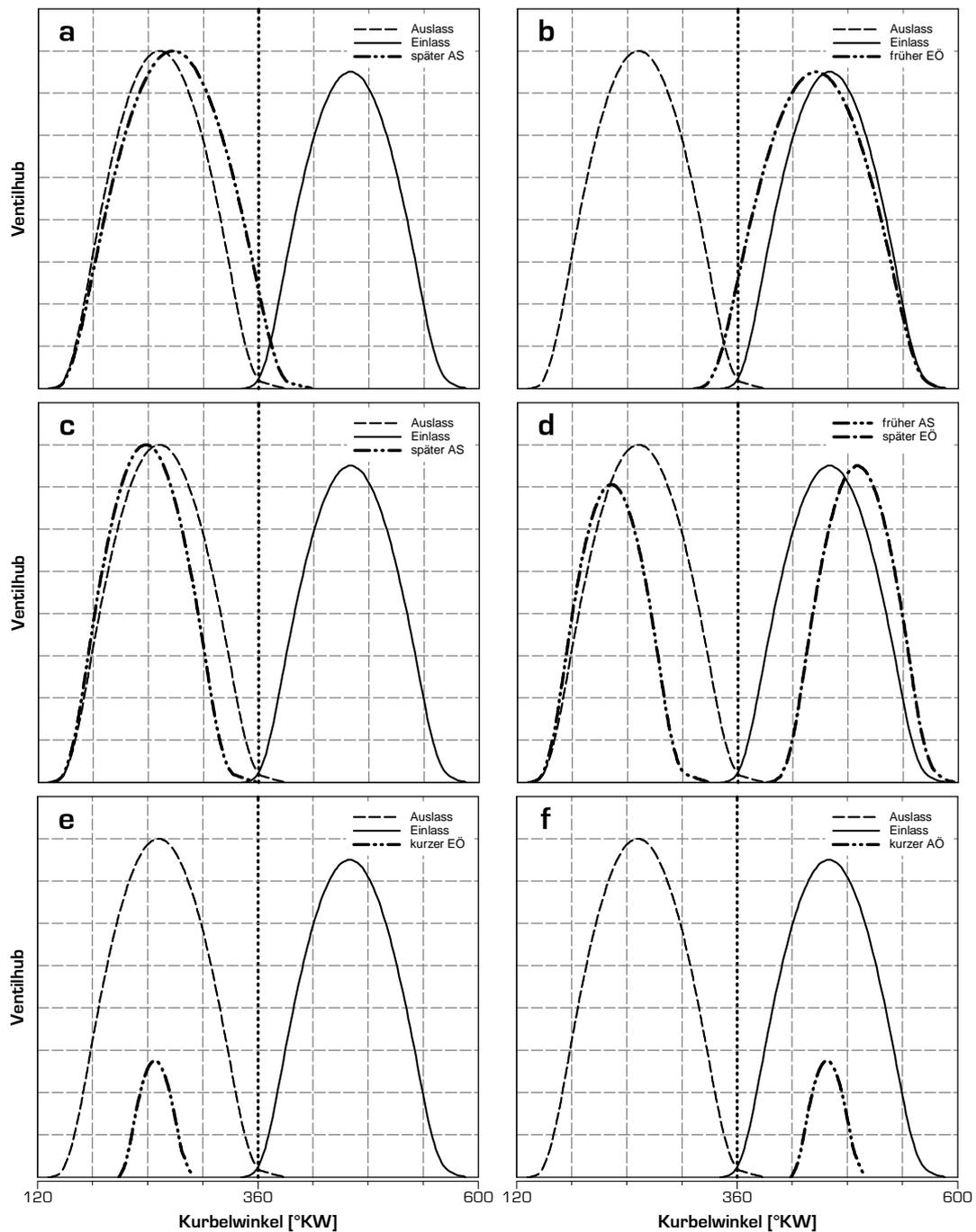


Diagramm 4.4a-f: Mögliche Varianten von Ventilhubkurven für eine interne Abgasrückführung [Lit 4.4]

Im Rahmen der in den Jahren 2001-2003 durchgeführten Untersuchung wurden simulatorisch die Varianten (d), (e) bzw. (f) und in experimentellen Versuchen die Varianten (d) und (b) analysiert.

Dabei wurde festgestellt, dass insbesondere mit dem Ventilhubverfahren (d) eine AGR Rate von bis zu 50% darstellbar ist, dabei jedoch mit einem Wirkungsgradverlust zu rechnen ist, der vorrangig auf Wärmeverluste zurückzuführen ist, die bei der Restgasverdichtung im Ladungswechsel-OT auftreten.

Die Emissionen zeigten sich dabei jedoch nachteilig gegenüber den Ergebnissen der Serienkonfiguration mit externen AGR, was durch einen ungünstiger liegenden Verlauf des Rauch/NO<sub>x</sub>-Trade Off's dargestellt werden kann (Lit. 4.4). Ursache für diese negativen Auswirkungen auf die Emissionen ist wohl die Tatsache, dass das intern rückgeführte Abgas nicht gekühlt wird und der Motorprozess mit interner AGR bei deutlich höheren Temperaturen abläuft als bei konventioneller, externer AGR. Dieses hohe Temperaturniveau führt bei gleich bleibenden Betriebsbedingungen grundsätzlich zu einer höheren NO<sub>x</sub>-Emission (siehe Kapitel 2.5). Zudem wird bei externer AGR die gesamte Ladungsmasse eines Zyklus durch die Ansaugkanäle geführt. Bei interner AGR nach dem Ventilsteuerverfahren (d) wird nur die Frischluftmasse durch die Kanäle geführt. Diese mischt sich erst im Brennraum mit dem Abgas. Da die Ansaugkanäle eine Ladungsbewegung induzieren, wird durch eine Reduzierung der Ladungsmasse, die durch die Ansaugkanäle geführt wird die Intensität der Ladungsbewegung reduziert. Zudem wird sich das Aufeinandertreffen von gezielt bewegter Einströmmasse mit Abgasmasse die undefiniert im Brennraum vorliegt, auf die Intensität der Ladungsbewegung im Brennraum kaum positiv auswirken. Eine verringerte Ladungsbewegung führt jedoch zu einer Erhöhung der Rauchemissionen, wie noch eingehend in Kap. 4.3 beschrieben wird.

Im Rahmen dieser Untersuchung wurde daher erkannt, dass eine interne Rückführung des Abgases für den konventionellen dieselmotorischen Betrieb keinen wirkungsvollen Kompromiss zwischen Verbrauch, NO<sub>x</sub>- und Rauchemissionen ermöglicht.

Schatzberger [Lit. 4.7] hat ähnliche Untersuchungen an einem Einzylinder Forschungsmotor mit Hinblick auf die Potenziale, die eine interne AGR für die Realisierung von alternativen Brennverfahren bietet, angestellt. Diese Untersuchungen wurden mit den Ventilsteuervarianten (e) und (f) durchgeführt, wobei diese Ventiltriebsvarianten durch ein elektrohydraulisches Ventilsteuersystem am Forschungsmotor realisiert wurden. Diese Untersuchungen zeigen im Rauch/NO<sub>x</sub>-TradeOff ebenfalls, dass eine interne Abgasrückführung zu einer Verschlechterung des Emissionsniveaus führt. Die Erhöhung der NO<sub>x</sub>-Emissionen durch das steigende Temperaturniveau wird zum Teil durch eine Verringerung des Abgasmassenstromes kompensiert (bei Betrachtung der Emissionen in g/h bzw. in g/kWh). Der massive Anstieg der Rauchemissionen ist auch bei diesen Untersuchungsergebnissen deutlich zu erkennen.

Positive Auswirkungen hat die interne Abgasrückführung auf die HC- und CO-Emissionen. Das höhere Temperaturniveau mit interner AGR führt zur Nachreaktion der unverbrannten Kohlenwasserstoffe und des Kohlenmonoxids während der späten Expansions- und Ausschubphase. In späteren Kapiteln dieser Abhandlung (4.3 und 4.4) wird noch explizit auf die Probleme, die eine starke Absenkung der NO<sub>x</sub>-Emissionen für die HC- und CO-Emissionen mit sich bringt, eingegangen. Ein zeitlich begrenzter Einsatz der internen AGR im Warmlauf bzw. bei Betriebspunkten niedrigster Last könnte, den vollvariablen Ventiltrieb als realisiert vorausgesetzt, eine Möglichkeit zur Erhöhung der Abgastemperatur darstellen und somit zur Verringerung der Anspringzeit des Oxidationskatalysators oder für die Temperaturanhebung im Katalysator genutzt werden.

## **4.2. Änderung des Füllungsablaufes beim Arbeitsprozess des Dieselmotors**

### **4.2.1. Miller Cycle**

In den 1950er Jahren, entwickelte der US-amerikanische Ingenieur Ralph Miller ein Ventilsteuerverfahren, das durch ein frühes Schließen des Einlassventils charakterisiert ist (wiewohl auch Rudolf Diesel in seiner theoretischen Abhandlung „Auslegung und Konstruktion einer rationellen Wärmekraftmaschine“ die Luftzufuhr auf nur 75% des Weges der Abwärtsbewegung des Kolbens aus thermodynamischen Gründen angedacht hat [Lit. 4.30]. Ausgangsbasis für die Entwicklungen von Miller ist das bereits Jahrzehnte zuvor entwickelte Atkinson-Verfahren (wird im nachfolgenden Kapitel 4.2.2 behandelt), das durch extrem spätes Schließen des Einlassventils ein gegenüber dem Verdichtungsverhältnis höheres Expansionsverhältnis ermöglicht. Mit seiner Idee des frühen Einlass Schließens will Miller die Nachteile beim Atkinson-Verfahrens - das Rückschiebens von Ladungsmasse in den Ansaugtrakt in der frühen Aufwärtsbewegung des Kolbens - vermeiden.

In den in Kapitel 4.1 erwähnten Untersuchungen zum Thema Variabilitäten im Ventiltrieb wurde das Miller-Verfahren sowohl rechnerisch als auch im Rahmen von experimentellen Untersuchungen für den Einsatz am Pkw Dieselmotor beurteilt [Lit. 4.5, 4.6].

### Randbedingungen für die Simulation

Die Simulationsrechnungen wurden mit dem 1D-Motorprozessrechenprogramm Boost durchgeführt, wobei eine Vielzahl von Ventilhubkurven für die Einlassnockenwelle berücksichtigt wurden. Allen gemeinsam war die Randbedingung, dass der „Einlass Schluss“ vor UT liegen muss. Beispielhaft sind in Diagramm 4.5 drei dieser Ventilhubkurven gemeinsam mit den Serienhubkurven für das Auslass- und Einlassventil aufgezeichnet. Wichtig für die Auslegung der Hubkurven mit frühem „Einlass Schluss“ war die Limitierung der maximalen Öffnungsgeschwindigkeit. Die maximale Ventilöffnungsbeschleunigung mit den alternativen Hubkurven sollte die mit der konventionellen Einlasshubkurve nicht überschreiten. Aus dieser Forderung ergibt sich bei kürzerer Einlassdauer eine Verringerung des maximalen Hubes des Einlassventils, was auch im Diagramm 4.5 deutlich zu erkennen ist.

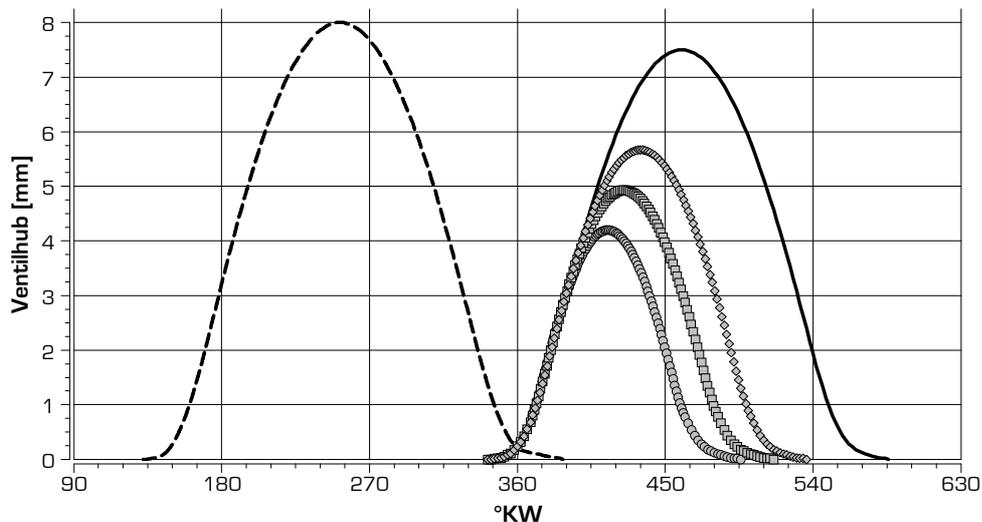


Diagramm 4.5: konventionelle Ventilhubkurven und Einlasshubkurven mit frühem Einlass-Schluss [Lit. 4.6]

Die Berechnung des Verbrauchs- und Emissionsverhaltens des Ventilsteuerverfahrens nach Miller erfolgte mit dem 1D-Motorprozessrechenprogramm AVL-Boost unter Einbeziehung des MCC-Verbrennungsmodells [Lit. 4.12, 4.13]. Mit diesem Modell wird nach Vorgabe eines Einspritzverlaufes der Verbrennungsablauf, sowie parallel die Bildung von NO<sub>x</sub>-Schadstoffkomponenten modellbasiert errechnet. Das NO<sub>x</sub>-Bildungsmodell muss anhand von Messdaten für jeden Lastpunkt abgestimmt werden. Die Berechnungen haben am Beginn gezeigt, dass eine Verlegung des „Einlass Schlusses“ vor UT für den Erfolg des Verfahrens zwingend erforderlich ist. Letztendlich konnten zwei Lagen für den „Einlass Schluss“ gefunden werden, deren Stickoxid senkende Wirkung laut Simulation verbrauchsneutral ist.

Ein wichtiger Aspekt bei der Umsetzung von Miller Cycle ist die Kompensation des Füllungsverlustes. Durch die Verkürzung der Öffnungsdauer des Einlassventils kommt es ohne Gegenmaßnahmen zu einer deutlichen Reduktion der zugeführten Frischluftmasse. Dies hätte eine Verringerung des Luftverhältnisses zur Folge, was zu einer deutlich höheren Verbrennungstemperatur und einer damit einhergehenden höheren NO<sub>x</sub>-Emission führen würde. Um den Füllungsverlust auszugleichen, wurde den Millervarianten bei den Simulationsrechnungen ein höherer Ladedruck aufgezwungen, der zu einem Luftverhältnis führt, das mit dem des konventionellen Betriebs identisch ist.

### Rechenergebnisse

Die Berechnungen wurden für zwei emissionsrelevante Lastpunkte durchgeführt: 1300/3 und 2000/8. Zielsetzung war die NO<sub>x</sub>-Ermittlung bei verbrauchsneutralem Betrieb mit Nockenwellen die einen früheren „Einlass Schluss“ aufweisen. Als wichtige Randbedingung wurde die Gleichstellung der AGR Rate festgelegt, da die Menge des rückgeführten Abgases einen wesentlichen Parameter für die konventionelle NO<sub>x</sub>-Optimierung eines dieselmotorischen Brennverfahrens darstellt.

In Diagramm 4.6 ist das Resultat der NO<sub>x</sub>-Berechnung für zwei Lastpunkte und jeweils zwei unterschiedlich kurze Ventilöffnungsdauern aufgetragen. Im Lastpunkt 1300/3 zeigt sich je nach Öffnungsdauer eine Reduktion der simulierten NO<sub>x</sub>-Emissionen um bis zu 30%, während beim Lastpunkt 2000/8 eine maximale Reduktion der NO<sub>x</sub>-Emissionen um 20% errechnet wurde. Da das gewählte Schadstoffbildungsmodell sehr empfindlich auf einzelne Parameter reagiert und daher durch falsche Wahl einzelner Größen zu starke Abweichungen vom gezeigten Resultat führen, wurde zu den Ergebnissen im Diagramm ein Fehlerbereich eingetragen.

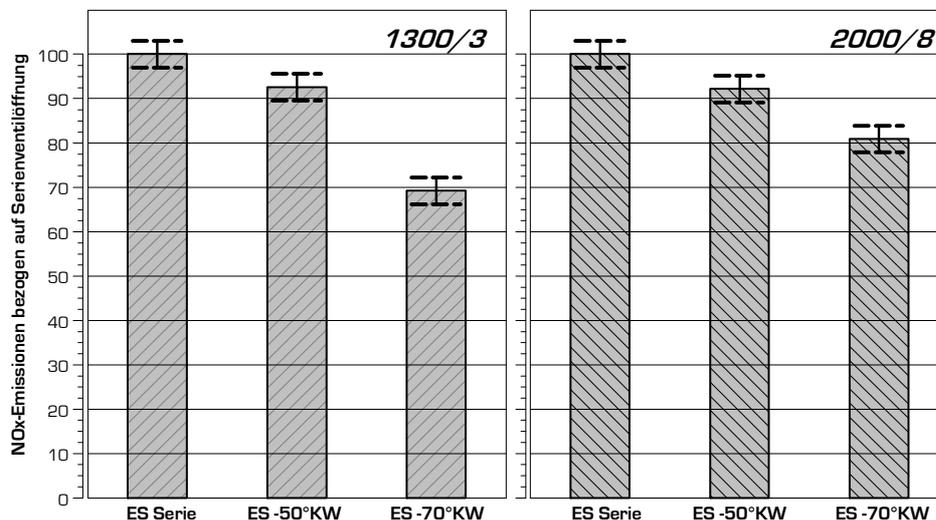


Diagramm 4.6: Errechnete NO<sub>x</sub>-Reduktion durch frühes Einlass Schließen (Miller Cycle), Ergebnisse 1D-Simulation mit MCC Modell [Lit. 4.5]

### Versuchsmethodik

Für die Verifikation dieser Resultate waren experimentelle Untersuchungen mit den gewählten Ventilhubformen notwendig. Als Versuchsmotor bei den Untersuchungen, die 2002/2003 durchgeführt wurden, war Motor A im Einsatz. Zur einfacheren Darstellung wurden fixe Nockenwellen gefertigt, deren Einlassventilhubverläufe denen der Simulation entsprechen. Wichtig war die Einhaltung der Forderung nach Füllungserhöhung zur Beibehaltung des Luftverhältnisses. Diese sollte durch den Anbau eines kleinen Turboladers mit Fixgeometrie, der einem 4-Zylinder Dieselmotor mit 2.0lt Hubraum entnommen wurde, erzielt werden. Da der Turbolader nicht beeinflusst werden konnte (das integrierte Wastegate ist nur für das „bypassing“ bei Hochlastpunkten relevant) mussten die sich einstellenden Ladedrücke hingenommen werden. Ein genaues „Treffen“ des exakt füllungskompensierenden Ladedruckes konnte daher nicht gewährleistet werden. Für eine weitreichende Vergleichbarkeit des konventionellen Brennverfahrens mit dem Millerverfahren wurde in den untersuchten Lastpunkten durch Variation der Abgasrückführtrate ein Rauch/NO<sub>x</sub>-TradeOff aufgezeichnet. Durch die Beeinflussung der AGR-Rate wird bei einem Lader mit Fixgeometrie auch der Ladedruck verändert. Damit können sowohl Betriebspunkte die eine, zum konventionellen Motor, gleiche AGR-Rate aufweisen und Betriebspunkte mit identischem Luftverhältnis vermessen werden. Letztendlich hat sich gezeigt, dass der gewählte kleine Turbolader in beiden Lastpunkten den erforderlichen höheren Ladedruck mit überraschend geringen Abweichungen geliefert hat.

### Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

Beispielhaft für die Versuche mit den Miller-Nockenwellen, die für insgesamt 8 emissionsrelevante Lastpunkte durchgeführt wurden, wird in Diagramm 4.7 der Rauch/NO<sub>x</sub>-TradeOff im Lastpunkt 1300/3 dargestellt.

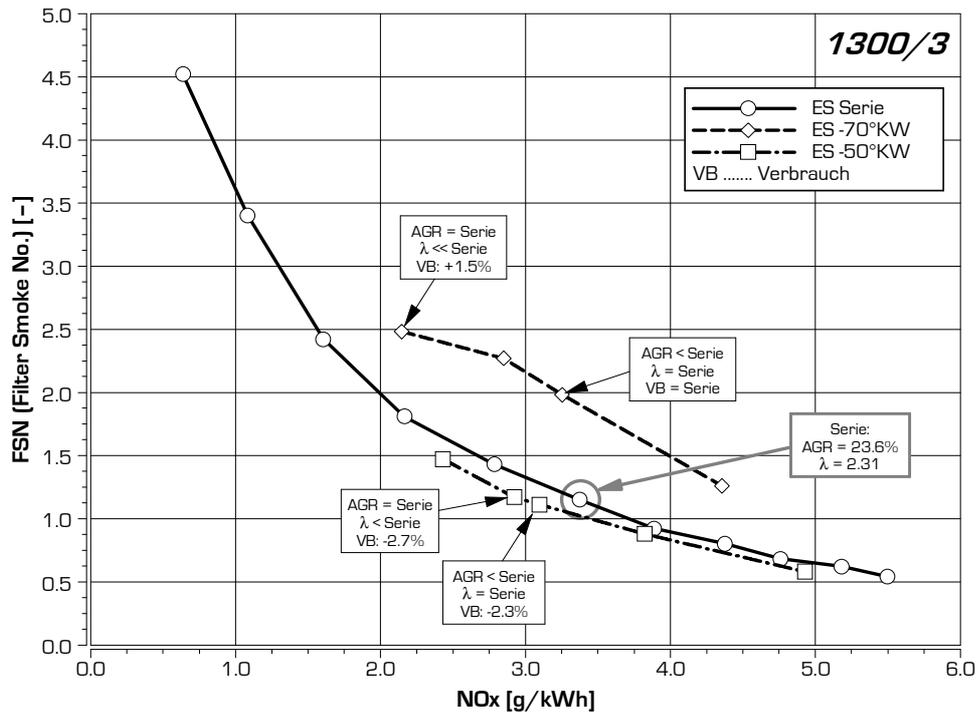


Diagramm 4.7: Versuchsresultate mit frühem „Einlass Schluss“ im NOx/Rauch TradeOff – Lastpunkt 1300/3 [Lit. 4.6]

Zusätzlich zu den Kurvenverläufen für den Zusammenhang NOx- und Rauchemission sind zu einigen Betriebspunkten der Versuchsdurchführung die Daten für die erzielte AGR Rate, das sich einstellende Luftverhältnis  $\lambda$  und die Verbrauchsänderung VB angeführt.

Wie zuvor erwähnt, konnte aufgrund des eingesetzten Turboladers mit Fixgeometrie keine direkte Beeinflussung des Ladedruckes erfolgen. Ein Rauch/NOx-TradeOff wird durch Variation der AGR Rate (unterschiedliche Ansteuerung des AGR-Ventils) ermittelt, wobei sich dabei mit fixem Turbolader auch der Ladedruck verändert, da die unterschiedlichen Ventilstellungen die Druckverhältnisse vor der Abgasturbine beeinflussen.

Bei Betrachtung der AGR-freien Betriebspunkte (die am rechten Ende jeder Kurve liegenden Punkte) zeigen sich beide wesentlichen Tendenzen: die NOx-Emissionen reduzieren sich mit zunehmender Frühverstellung des Einlass Schlusses, die Rauchemission steigen an.

Die Kurve, die die Resultate des Betriebs mit einem um 50°KW nach früh gesetztem „Einlass Schluss“ abbildet, liegt gänzlich unter dem TradeOff-Verlauf der Serienvariante. Mit dieser Miller-Variante stellt sich daher ein vorteilhaftes Emissionsverhalten ein. Bei Betrieb mit äquivalenter AGR Rate zeigt sich bei niedrigerem Luftverhältnis ein Verbrauchsvorteil von 2,7%. Bei geringerer AGR-Rate wird ein zur Serie gleichgestelltes Luftverhältnis erzielt. Hier sinkt der Verbrauch um 2,3%. Es zeigt sich, dass mit einem um 50°KW nach früh verstellten „Einlass Schluss“ sowohl das Emissions- als auch das Verbrauchsverhalten im Lastpunkt 1300/3 positiv beeinflusst wird.

Bei Analyse der Miller-Variante mit um 70°KW nach früh verstelltem „Einlass Schluss“ (gestrichelt Kurve in Diagramm 4.7) zeigt sich ein deutlich anderes Bild. Die TradeOff Kurve liegt gänzlich über der des Serienmotor. Das Emissionsverhalten ist demzufolge schlechter als beim Serienmotor. Zudem zeigen die beiden, zur Serien AGR-Rate bzw. zum Serienluftverhältnis äquivalenten Betriebspunkte keine Verbrauchsverbesserung. Das Betriebsverhalten des Motors im Lastpunkt 1300/3 mit einem um 70° nach früh verstellten „Einlass Schluss“ ist daher eindeutig negativ zu bewerten.

Interessant an den Ergebnissen bei diesem Lastpunkt ist die Tatsache, dass die durch die Simulationsrechnung ermittelten NOx-Reduktionen bei beiden Ventilhubvarianten erreicht wurden. Die um 50° kürzere Einlassventilöffnung führt im Versuch zu einer NOx Reduktion um ~10% bei verringertem Verbrauch, die Rechnung ergab eine NOx-Reduktion von ~7% bei gleich bleibendem Verbrauch. Auch die 30%ige NOx-Reduktion der um 70°KW kürzere Einlassventilöffnung zeigt sich bei gleichgestellter AGR Rate, dabei jedoch mit einem um 1,5% erhöhten Verbrauch. Leider steigt in beiden Fällen die Rauchemission gegenüber dem Serienbetriebspunkt. Die Rauchemission konnte mit den, zum Zeitpunkt der Untersuchung verfügbaren 1D-Rechnungsmethoden nicht berechnet werden. Heute sind zwar Modelle für die Rauchemissionsrechnung vorhanden, eine exakte Rauchmodellierung wird den 3D-Berechnungsmethode vorbehalten bleiben, da die räumliche Ladungsbewegung das Rauchverhalten hochgradig beeinflusst.

Die Ergebnisse wiesen große Unterschiede im Vergleich der beiden Nockenwellen- und somit Millervarianten auf, daher werden im nachfolgenden Diagramm 4.8 auch die Ergebnisse im Lastpunkt 2000/8 gezeigt.

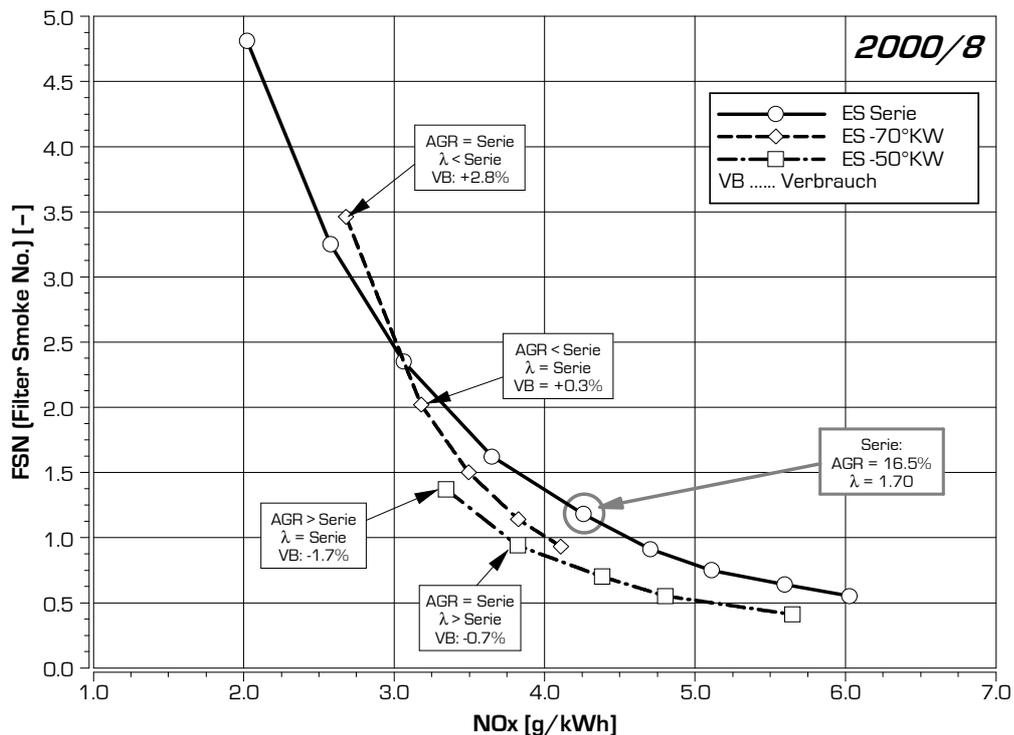


Diagramm 4.8: Versuchsresultate mit frühem „Einlass Schluss“ im NOx/Rauch TradeOff – Lastpunkt 2000/8bar [Lit. 4.6]

Die Ergebnisse in diesem Lastpunkt bestätigen die Resultate bei 1300/3bar. Die errechneten Reduktionen der NOx-Emission werden erreicht, bzw. übertroffen. Die Rauchzahl erhöht sich dabei mit der um 70°KW verkürzten Einlassventilöffnung deutlich. Das TradeOff-Verhalten zwischen NOx und den Rauchemissionen zeigt Vorteile für beide Nockenvarianten. Vorteile im Verbrauch sind mit dem um 50°KW früheren „Einlass Schluss“ zu erzielen. Im AGR-freien Betrieb ist wieder die NOx reduzierende Wirkung des frühen ES, bei gleichzeitiger Erhöhung der Rauchemission zu erkennen. Eine Rauchzunahme ist hier aber nur bei der Frühverstellung des Einlass Schlusses um 70°KW zu erkennen.

Nach der Auswertung der Ergebnisse weiterer, mit beiden Ventilöffnungsvarianten untersuchten, emissionsrelevanter Lastpunkte hat sich gezeigt, dass dabei durchgehend ähnliche Resultate erzielt werden. Das Rauchverhalten stellt sich dabei gegenüber den hier gezeigten Lastpunkt zum Teil noch ungünstiger dar.

Aufgrund der Kenntnis des Einflusses der Ladungsbewegung auf die Rauchemissionen (siehe dazu Diagramm 4.26), lässt sich dieses negative Rauchverhalten durch eine erhöhte Beruhigung der Ladungsbewegung mit Frühverstellung des Einlass Schlusses begründen. Nachdem die Kanalgeometrie und das Drosseln der Strömung eines Einlasskanals (beim Vierventilkonzept mit Drallklappe) für die Ladungsbewegung im Brennraum entscheidend sind und diese somit nur während der Einströmphase beeinflusst werden kann, muss der Zeitpunkt des Schließens des Ventils Auswirkung auf diese Ladungsbewegung haben. Ab dem Schließen der Ventile ist die Zufuhr von kinetischer Energie zur Ladung beendet und die Ladung beginnt sich zu beruhigen. Die für die Beruhigung zur Verfügung stehende Zeit hat großen Einfluss auf diesen Vorgang. Mit zunehmender Frühverstellung des Einlass Schlusses erhöht sich diese Zeit und die Beruhigung der Ladung ist eine physikalisch erklärable Folge (näheres dazu in Kap. 4.3).

Bei Schutting et al. [Lit. 4.11] werden die Ergebnisse einer 3D-Simulation für Miller- und Atkinsonverfahren gezeigt, die die zuvor aufgestellte These verhärtet. Beim Miller-Verfahren ist die Strömungsgeschwindigkeit im oberen Totpunkt, nach Verdichtungsende, deutlich niedriger als bei konventionellem Betrieb.

Überlegungen zur Steuerung der Ladungsbewegung durch unterschiedlich schließende Einlassventile folgen dieser Erkenntnis und werden in Kap. 4.3 speziell behandelt.

## Miller Cycle für Dieselmotoren in der Literatur

Die bereits erwähnten Arbeiten von Schutting et. al [Lit. 4.11] und Schatzberger [Lit. 4.7] zeigen ebenfalls Simulations- und Versuchsergebnisse zum Ventilsteuerverfahren nach Miller auf, wobei insbesondere die Simulation der Auswirkungen des höheren Ladedruck- und Luftkühlbedarfs auf den Wirkungsgrad behandelt werden. Dabei stellen sich die Ergebnisse mit Miller-Cycle im AGR-freien Betrieb ähnlich zu den zuvor beschriebenen Resultaten dar. Die Versuchsführung für den Vergleich mit AGR war zur hier angewendeten unterschiedlich. Während bei Schutting et. al am 1-Zylinder Forschungsmotor, ausgehend von einem konventionellen Betriebspunkt, der Einlass nach früh verstellt wurde, erfolgten die Versuche in dieser Arbeit durch Variation der AGR Rate bei fix definiertem Einlass Schluss. Zudem wurde bei den Versuchen mit dem 1-Zylinder Forschungsmotor Ladedruck und Abgasgegendruck extern bereitgestellt. Bei Schutting et al. liegt der Rauch/NOx-TradeOff mit Millerverfahren schlechter als bei konventioneller Variation durch Verstellen der rückgeführten Menge an externem Abgas.

### Zusammenfassung Miller Cycle

Die Ergebnisse, die sich bei den hier durchgeführten Untersuchungen gezeigt haben, sind nicht grundsätzlich negativ zu bewerten. Wenn der Verlust an Füllung durch ein effizientes Aufladesystem kompensiert werden kann, zeigten sich beim hier berücksichtigten Versuchsträger bei einigen Lastpunkten positive Ergebnisse. Das Aufladesystem muss aber bereits bei niedrigsten Lastpunkten einen deutlich höheren Ladedruck mit niedrigen Ladelufttemperaturen bereitstellen. Dies könnte mit zweistufigen Aufladesystemen, wie sie bereits bei Hochleistungsdieselmotoren im Einsatz sind, leichter realisierbar sein.

Für die hier dargestellte Untersuchung wurde ein „alter“ Pkw Dieselmotor mit Emissionsauslegung nach EU 3 eingesetzt. Neuere Pkw Dieselmotoren kennzeichnen sich insbesondere durch eine bessere AGR Verträglichkeit positiv hinsichtlich Rauchemissionen aus. Diese wird durch eine optimierte, stellbare Ladungsbewegung erzielt. Es ist zu vermuten, dass bei modernen Pkw Dieselmotoren der frühe Einlassschluss bei Millerbetrieb zu einer bedeutenden Verringerung der Ladungsbewegung führt und dies negative Auswirkungen auf die AGR Verträglichkeit hat.

Wesentlich ist jedoch, dass sich die optimalen Frühverstellwinkel für den Einlass Schluss im gesamten emissionsrelevanten Teil des Kennfeldes unterschiedlich darstellen. Ein Einlassventilschluss der z.B. bei 1250/2 günstig für die Emissionen ist, kann bei 2000/5 zu hohen Rauchemissionen führen. Für eine Realisierung durch ein Umschaltnockensystem, mit dem zwischen zwei Ventilhuben umgeschaltet werden kann, muss daher der späteste unter den günstigen „Einlass Schluss“ Zeitpunkten für ein Miller Verfahren gewählt werden. Dadurch geht Potenzial verloren.

Mit dem Anbau eines vollvariablen Einlassventiltriebs, der, zum Zeitpunkt der Niederschrift dieser Arbeit, durch das von Fiat vorgestellte System MultiAir wirtschaftlicher denn je erscheint, kann jedoch im gesamten Kennfeld ein optimaler „Einlass Schluss“ gewählt werden. Damit könnten Vorteile hinsichtlich NOx-Emission erzielt werden, wobei jedoch zu vermuten ist, dass bei EU5/EU6-Motoren mit geringsten NOx Rohemissionen die Rauchemission bei Betrieb mit Millercycle stark ansteigen. Der Betrieb mit dem Miller Verfahren ist dann nicht realisierbar.

### 4.2.2. Atkinson Cycle

Bereits im 19. Jhdt. entwickelte der britische Ingenieur James Atkinson einen Verbrennungsmotor, der durch Einsatz einer komplexen Kurbelschwinge, alle vier Arbeitstakte in einer Kurbelwellenumdrehung vollzog [Lit. 4.14]. Damit konnte er Patente von N. A. Otto zum Viertaktprinzip umgehen. Mit diesem Motor wurde erstmals ein Arbeitsprozess realisiert, dessen Expansionsverhältnis deutlich höher war als das Verdichtungsverhältnis.

Beim konventionellen 4-Takt Verbrennungsmotor mit einfachem Kurbeltrieb ist ein derartiger Unterschied zwischen Verdichtungs- und Expansionsverhältnis nur durch extrem spätes Schließen des Einlassventils möglich.

### Anwendung und Einsatz am Ottomotor

Heute wird dieses, als Atkinsonverfahren bekannte, Ventilsteuerverfahren bei Ottomotoren verwendet. Bei stationären Ottomotoren ist das günstige Klopfverhalten und die geringere mechanische Belastung eines

derartigen Motors, bei gleichzeitig hohem Wirkungsgrad aufgrund der besseren Expansionsausnutzung, Grund für die Anwendung.

Bei Pkw-Ottomotoren hat dieses Verfahren in den letzten Jahren ebenfalls an Bedeutung gewonnen. Mazda stattete seit 1995 einzelne Fahrzeugserien mit Motoren, die mit einem Ventilsteuerverfahren nach dem Atkinsonprinzip arbeiten, aus (Xedos, Demio). Das Ventilsteuerverfahren wird bei Mazda jedoch als Millerprinzip bezeichnet. Toyota hat bereits seit der Erstvorstellung des Hybridfahrzeuges Prius I (1997) einen nach dem Atkinsonprinzip arbeitenden Ottomotor als Antriebsaggregat in diesem Fahrzeugtyp verbaut. Dieser Motor mit 1.5l Hubraum und 57kW wurde unverändert im Prius II eingesetzt. Der Wirkungsgrad dieses Motors wird im Bestpunkt mit 37% angegeben [Lit. 4.9], was für einen Ottomotor dieser Größenordnung außergewöhnlich ist. Auch Mercedes und Ford rüsten die Ottomotoren ihrer Hybrid-SUV's bereits mit Atkinsonverfahren aus [Lit. 4.10].

Um einen Ottomotor mit Atkinsoncycle realisieren zu können, muss neben dem späten Schließen des Einlassventils auch das Totvolumen reduziert werden. Die Reduktion des Totvolumens ist erforderlich, da es ansonsten zu einer Verringerung des effektiven Verdichtungsverhältnisses kommen würde, was dem eigentlichen Ziel dieses Verfahrens widerspricht.

In Diagramm 4.9a/b wird das pV-Diagramm eines konventionellen Ottomotors in einem Teillastpunkt dem eines Motors mit Atkinsonverfahren gegenübergestellt, wobei im linken Diagramm die Arbeitsschleifen für den idealen Prozess und im rechten Diagramm die für den realen Prozess dargestellt sind. Als Randbedingung für den Vergleich dieser unterschiedlich ventilgesteuerten Motoren wurde gleiches Hubvolumen und gleiches effektives Verdichtungsverhältnis festgelegt, da dies dem Ziel des Atkinsonverfahrens entspricht. Diese beiden Randbedingungen führen zu einem, aus den Diagrammen deutlich ersichtlich, reduzierten Totvolumen und zu einer reduzierten Füllungsmasse des Atkinsonmotor, da als Basis für den Vergleich ein Saugmotor gewählt wurde, und daher davon ausgegangen wird, dass die Füllung zu „Einlass Schluss“ bei gleicher Temperatur und annähernd gleichem Druck vorliegt.

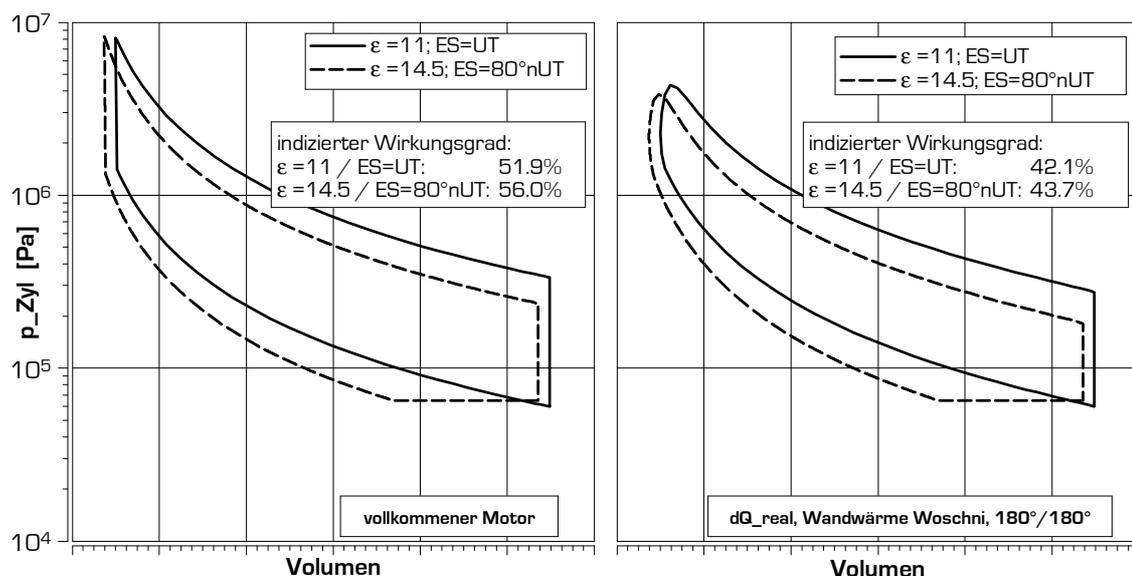


Diagramm 4.9: Arbeitsschleifen eines Saug-Ottomotors; Vergleich konventionelles- mit Atkinsonverfahren. Idealer Prozess (li) und realer Prozess (re); zugeführte Energie entspricht einem eff. Mitteldruck von ~4bar, Realprozess gerechnet für 2500 U/min

Im Diagramm sind die Zylinderdrücke auf der logarithmisch skalierten Ordinate aufgetragen. Dadurch zeigt sich deutlicher als linear skaliert, dass sich die Krümmung der Verdichtungs- und Expansionslinien der beiden Varianten unterscheiden. Die Fläche in dieser Schleife (bei linearer Skalierung) entspricht der als Arbeit nutzbaren Energie. Die Energie bezogen auf die jeweils der Berechnung zugrunde gelegte eingebrachte Energie entspricht dem indizierten Wirkungsgrad des jeweiligen Prozesses. Im linken Diagramm ist daher der indizierte Wirkungsgrad des vollkommenen Motors und rechts der des realen Motors aufgelistet. Bei idealer Prozessführung steigt der Wirkungsgrad von 51.9% auf 56.0%, bei realer Prozessführung und Berücksichtigung der Wandwärmeverluste erhöht sich der Wirkungsgrad mit dem Atkinsonverfahren von 42.1% auf 43.7%.

Der geringfügige Anstieg des Drucks im Ansaugtakt beim Atkinsonverfahren wurde bewusst gewählt und lässt sich wie folgt begründen: durch das, am Beginn der Kolbenaufwärtsbewegung, offene Einlassventil kommt es zu einem Ausschleichen bereits angesaugter Ladungsmasse in den Ansaugtrakt. Das zweifache Durchströmen des Ventils ist zwar verlustbehaftet, reduziert jedoch den Drosselungsbedarf des Motors, was zu einer verkleinerten Ladungswechselschleife führt. Die Ladungswechselverluste wurden bei dieser Betrachtung nicht berücksichtigt.

Ein Nachteil dieses Verfahrens ist die reduzierte spezifische Leistung, da im Vergleich zu konventionellen Ottomotoren ein Teil des nutzbaren Hubraums für die Füllung verloren geht. Bei einer Spätverstellung des Einlass Schlusses von UT auf  $80^\circ\text{KW nUT}$ , die den hier beschriebenen Berechnungen zugrunde gelegt wurde, muss ein Leistungsverlust von 27% durch die Verringerung der eingebrachten Ladungsmasse in Kauf genommen werden. Dieser Leistungsverlust könnte durch Vergrößerung des Hubraumes oder durch Aufladung kompensiert werden, wobei im Falle der Aufladung zusätzlich Faktoren hinsichtlich Ladungswechsel und Ladeluftkühlung berücksichtigt werden müssen. Diese sind vorab schwer zu quantifizieren und erschweren eine Aussage über die Effizienz eines Atkinsonverfahrens mit Leistungskompensation durch Aufladung gegenüber einem konventionell gesteuerten Saugottomotor.

Das Atkinsonverfahren wird, den zuvor gewonnen Erkenntnissen entsprechend, vorwiegend in Bereichen eingesetzt, wo höchste Wirkungsgrade erzielt werden müssen, die spezifische Leistung (Literleistung) jedoch klein bleiben kann. Der Einsatz in stationären (auch aufgeladenen) Gasottomotoren ist daher nahe liegend. Bei diesen Motoren ist eine Limitierung hinsichtlich Baugröße und Gewicht in den seltensten Fällen gefordert, und eine Hubraumerhöhung wird daher im Allgemeinen akzeptiert.

Im Fahrzeugbereich ist der Ottomotor mit Atkinsonverfahren ein inzwischen bewährtes Aggregat für Hybridfahrzeuge. Da bei diesem Antriebskonzept Leistungsspitzen durch Zuschalten des Elektromotors erzielt werden können, ist ein Bedarf an hoher Literleistung nicht gegeben. Der Verbrennungsmotor kann daher hinsichtlich seines Wirkungsgrades optimiert werden, was den Einsatz des Atkinsonverfahrens für Hybridfahrzeuge sinnvoll macht.

### **Atkinson Cycle am Dieselmotor**

Die Realisierung des „echten“ Atkinsonverfahrens beim Dieselmotor ist nicht so einfach darstellbar wie im Ottomotor. Die Forderung nach gleich bleibendem effektiven Verdichtungsverhältnis kann entweder durch Reduktion des Tot- und somit des Muldenvolumens oder durch Vergrößerung des Hubes bei gleichem Muldenvolumen erzielt werden. Die Muldenform und somit das Muldenvolumen ist ein entscheidender Parameter für das Brennverfahren und kann daher nur bei möglicher Anpassung des Einspritzsystems geändert werden. Ein Erhöhung des Hubes würde größere Kolbengeschwindigkeiten und somit ein höheres Reibniveau bringen, das sich bei Beibehaltung der Pleuellänge nochmals erhöht (siehe Kapitel 5.3).

Die realisierbare Variante für den Dieselmotor ist somit das späte Schließen des Einlassventils, ohne Änderung des Mulden- oder Hubvolumens. Damit ergibt sich eine Reduktion des effektiven Verdichtungsverhältnisses, was dem eigentlichen Kriterium des Atkinsonverfahrens nach konventionellem effektivem Verdichtungsverhältnis, aber höherem Expansionsverhältnis widerspricht.

### **Atkinson am Dieselmotor: Berechnung des idealen Prozess**

Ähnlich den zuvor für den Ottomotor angestellten Berechnungen wurde vorab das Atkinsonverfahren beim Dieselmotor einer Reduktion des geometrischen Verdichtungsverhältnisses gegenüber gestellt. Ein erster Berechnungsschritt bestand darin, die Arbeitsschleife des idealen Prozesses mit isentroper Verdichtung, vollständiger und verlustfreier Energiezufuhr in OT und isentroper Expansion, abzubilden. Ein spätes Schließen des Einlassventils führt zu einem reduzierten Startvolumen des Verdichtungs Vorganges. Für einen Vergleich mit dem idealen Prozess mit Start der Verdichtung in UT ergeben sich daher am aufgeladenen Dieselmotor zwei Varianten die beide gerechnet wurden: die Annahme, dass beim Beginn der Verdichtung der selbe Druck und die selbe Temperatur wie beim Prozess mit Verdichtungsbeginn in UT herrscht (entspricht annähernd der zuvor beim Ottomotor definierten Atkinsonvariante), oder beim späteren Beginn der Verdichtung ist die Ladungsmasse identisch wie beim konventionellen Verfahren in UT. Bei beiden Varianten wurde die Temperatur konstant gehalten. Eine gleich bleibende Ladungsmasse auf gleichem Temperaturniveau bei geringerem Startvolumen ist nur durch einen höheren Druck bei Verdichtungsbeginn möglich, was eine höhere Aufladung bedingt. Dabei muss eine entsprechend effiziente Ladeluftkühlung erfolgen um das definierte Temperaturniveau zu erzielen.

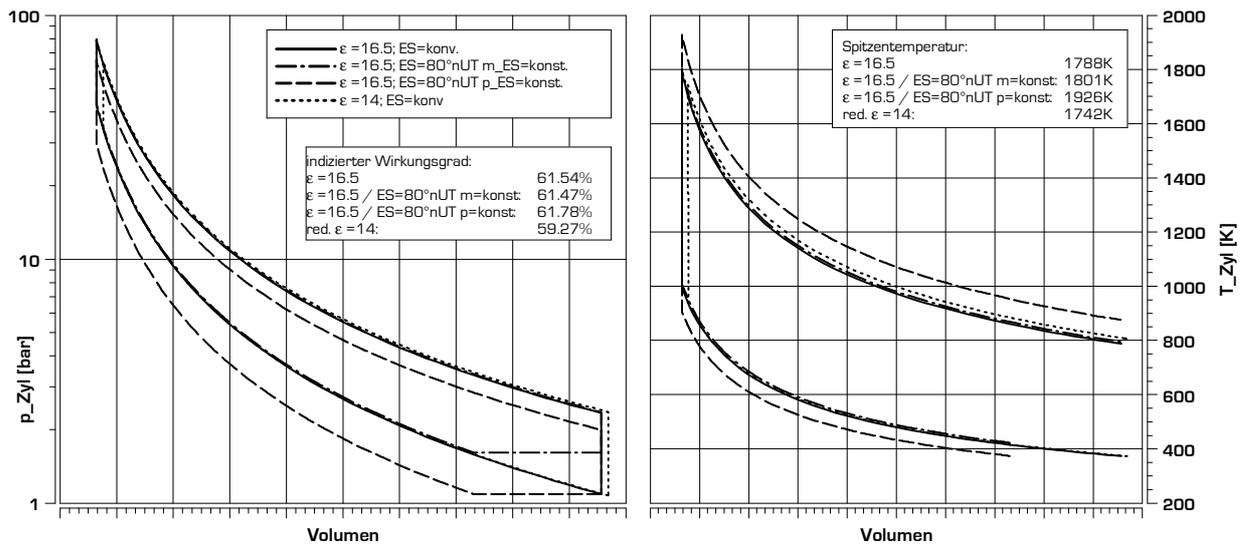


Diagramm 4.10: Vergleich Atkinsonvarianten (+ reduziertes Verdichtungsverhältnis) - idealer Hochdruckprozess (Energiezufuhr gleichgestellt, entspricht ~2 bar eff. Mitteldruck)

In Diagramm 4.10 sind die pV- und TV-Kurven dieser Berechnung dargestellt, wobei der Druck zur besseren Veranschaulichung in logarithmischer Form aufgetragen wurde. Die Darstellung der Temperatur wurde hier gewählt, da beim Dieselmotor die Verbrennungstemperatur für die Bildung von Stickoxiden entscheidend ist und die Temperatur daher niedrig gehalten werden soll.

Man kann im Gegensatz zum Ottomotor erkennen, dass das Totvolumen gleich bleibt bzw. bei reduziertem Verdichtungsverhältnis größer wird. Die beiden Varianten mit spätem „Einlass Schluss“ starten mit der Verdichtung bei gleicher Temperatur und gleichem Volumen, wobei die Variante mit identischer Ladungsmasse durch einen höheren Startdruck charakterisiert ist.

Der Vergleich des indizierten Wirkungsgrades (Hochdruckphase von UT zu UT, verlustfrei zwischen UT und ES bei Atkinsonvarianten) des Gleichraumprozesses zeigt, dass nur der ideale Arbeitsprozess bei reduzierter Verdichtung einen wesentlichen Wirkungsgradverlust aufweist. Einen, wenn auch kleinen, Wirkungsgradgewinn zeigt die mit Ansaugmassenverlust gewählte Atkinsonvariante mit ES=80°nUT. Diese hat aber mit der gewählten Randbedingung „gleiche Kraftstoffmasse“ ein niedrigeres Luftverhältnis und somit eine hohe Spitzentemperatur, die aber vermieden werden soll, wenn man mit diesem Verfahren eine Reduktion der NOx-Emission erzielen will. Mit der Randbedingung „gleiches Lambda“ wäre bei vergleichbarem indiziertem Wirkungsgrad die Spitzentemperatur niedrig (1715 K). Durch die geringere Kraftstoffmasse wäre damit ein Verlust an Mitteldruck von ca. 0.8 bar verbunden, wodurch sich ein anderer Lastpunkt einstellen würde und der Vergleich somit nur bedingt sinnvoll ist.

Die Spitzentemperatur mit reduzierter Verdichtung liegt für den Idealprozess unter dem Niveau von Basismotor und den Atkinsonvarianten.

### Atkinson am Dieselmotor: Berechnung realer Prozess

Die Betrachtung des idealisierten Arbeitsprozesses kann zwar Erkenntnisse liefern, entscheidend ist die Abbildung dieser Verfahren bei Anwendung auf den realen Motorprozess.

Dementsprechend wurden diese Berechnungen auch für den Prozessablauf mit Wärmeverlusten und realem Brennverlauf, aber ohne Ladungswechsellaufwand durchgeführt. Zudem wurden hier, im Gegensatz zu den Realprozessrechnungen beim Ottomotor, reale Hochdruckphasensteuerzeiten berücksichtigt. Als Randbedingung wurde bei den Atkinsonvarianten der Druck zwischen dem Serieneinlassschluss und realem Einlassschluss konstant gehalten.

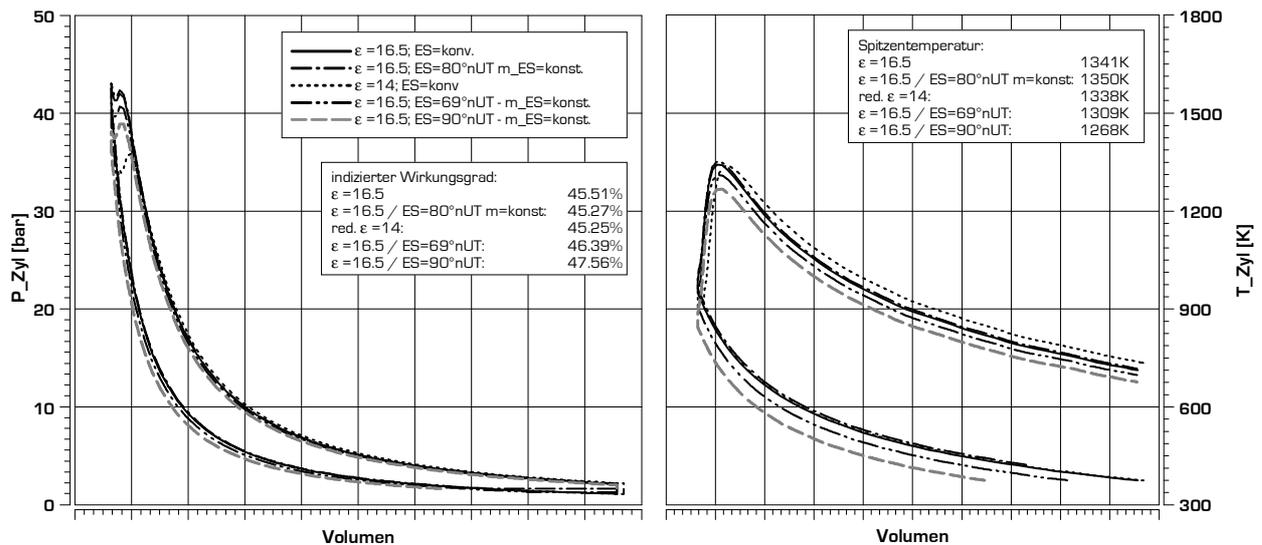


Diagramm 4.11: Vergleich Atkinsonvarianten (+ reduziertes Verdichtungsverhältnis) – realer Prozess (Hochdruckphase) – Daten und realer Brennverlauf: Motor D – 2000/2bar

Diagramm 4.11 zeigt die pV- und TV-Schleifen der Berechnung des realen Prozesses. Im Gegensatz zur Vorgehensweise beim idealisierten Prozess wurde hier für das Atkinsonverfahren (später „Einlass Schluss“ ES) nur mehr die Variante mit konstanter Masse berücksichtigt, da die Nachteile der Variante mit unkompensiertem Füllungsverlust durch die hohe Spitzentemperatur für den Einsatz zur NOx Reduktion als nicht sinnvoll erscheint. Dafür wurden hier zwei Steuerzeitvarianten berechnet:

- ES=69°nUT → mit dieser Spätstellung ergibt sich dasselbe effektive Verdichtungsverhältnis wie bei geometrischem Verdichtungsverhältnis 14 und konventionellem „Einlass Schluss“ (45°nUT). Für die Erfüllung der Randbedingung „Ladungsmassenkonstanz“ in dieser Konfiguration müsste der Ladedruck von 1.08 bar<sub>abs</sub> auf 1.29 bar<sub>abs</sub> erhöht werden.
- ES=90°nUT → als zweite, extreme, Einlasssteuerzeit wurde ES=90°nUT gewählt. Zur Füllungskompensation müsste bei dieser Konfiguration der Ladedruck bereits auf 1.61 bar<sub>abs</sub> erhöht werden, was bei der, diesem Betriebspunkt zu Grunde gelegten, AGR Rate von ~40% als derzeit nur durch mechanische Aufladung und somit stark verlustbehaftet, erfüllbar scheint.

Die Resultate zeigen hier, dass die Atkinsonvarianten im Gegensatz zum Idealprozess einen Gewinn an Volumsänderungsarbeit zur Folge haben, wobei der erhöhte Ladungswechsellaufwand nicht berücksichtigt ist, da die Berechnung nur für die Hochdruckphase erfolgte. Die Reduktion des Verdichtungsverhältnisses führt zu einem geringen Verlust an Volumsänderungsarbeit (-1.0%). Die Spitzentemperaturen zeigen einen deutlich Vorteil des Atkinsonverfahrens, wobei wieder berücksichtigt werden muss, dass dieser Berechnung die Rückkühlung der Ladeluft auf das Serientemperaturniveau trotz erhöhtem Druckniveau vorausgesetzt wird. Interessant ist, dass die Spitzentemperatur bei reduzierter Verdichtung der des konventionellen Motors entspricht. Diese Erkenntnis wird im Kapitel 4.4 (reduziertes Verdichtungsverhältnis) ausführlich behandelt.

Die errechneten Zugewinne an Volumsänderungsarbeit beim Atkinsonverfahren, die zu einer Erhöhung des Wirkungsgrades führen, sind bescheiden. Es ist bereits nach diesen Ergebnissen zu vermuten, dass mit dem Zusatzaufwand für den Ladungswechsel in Summe ein Nachteil für das Atkinsonverfahren zu verzeichnen sein wird. Der Temperaturvorteil kann sich jedoch positiv auf die NOx-Emissionen auswirken, die für eine Änderung der Applikationsparameter genutzt werden kann. Daraus können positive Auswirkungen auf den Verbrauch resultieren.

### Änderungen im Ladungswechsel bei Atkinson

Ein weiterer Vorteil des Atkinsonverfahrens am Ottomotor, die Entdrosselung, die den Nachteil der Verluste beim Ausschleiben von bereits angesaugter Ladungsmasse überkompensieren soll, kann beim ungedrosselt betriebenen Dieselmotor nicht genutzt werden. Somit kommt es beim Dieselmotor durch das Ausschleiben zu Ladungswechselverlusten die sich ebenfalls negativ auf den Wirkungsgrad auswirken.

Insbesondere diese Ladungswechselverluste waren ausschlaggebend dafür, dass bei den früheren Untersuchungen zum Ventiltriebs-Variabilitätsthema im Jahr 2002/2003 der Atkinsoncycle nicht untersucht wurde.

### V Versuchsergebnisse mit Atkinson Verfahren

Bei den im Kapitel 4.2.1 beschriebenen Untersuchungen zum Thema Miller Cycle konnte bei den Versuchen das vorab errechnete Reduktionspotenzial für die NO<sub>x</sub>-Emissionen dargestellt werden. Die Rauchemission erhöhte sich jedoch stark. Dies führte im Rauch/NO<sub>x</sub>-TradeOff zu einer deutlich schlechteren Lage des Brennverfahrens „Miller Cycle“ gegenüber konventionellem Betrieb. Als Ursache wurde vorerst die durch den früheren „Einlass Schluss“ zeitlich verlängerte Verweildauer der bewegten Ladung im Brennraum angenommen. Diese längere Dauer zwischen „Einlass Schluss“ und Verdichtungsende muss zu einer Reduktion der Ladungsbewegung im Brennraum führen (siehe auch Kapitel 4.3).

Nachdem mit dem Motor [D] im Jahre 2009 Untersuchungen zur Steuerung der Ladungsbewegung und zur Reduktion des Verdichtungsverhältnisses durchgeführt wurden, lag es nahe, auch den Betrieb mit Nockenwellen zu untersuchen die durch eine längere Öffnungsdauer und somit einem späteren „Einlass Schluss“ gekennzeichnet sind. Interessant ist diesbezüglich auch die Möglichkeit, diesen Diesel-Atkinsonbetrieb nicht nur mit dem konventionellen Motor mit gleichem geometrischen Verdichtungsverhältnisses zu vergleichen, sondern auch mit den Ergebnissen die mit dem reduzierten Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon=15$ ) erzielt wurden.

Der „Einlass Schluss“ der speziell für diesen Versuch gefertigten Einlassnockenwellen lag um 30°KW später als der Serieneinlassschluss von Motor [D]. Dadurch verringert sich das effektive Verdichtungsverhältnis von 15.1 auf 13.2 (bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 16.5). Das effektive Verdichtungsverhältnis des Basismotors mit reduziertem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 15 beträgt mit Serieneinlassschluss 13.7.

Mit dieser Konfiguration wurden für unterschiedliche Lastpunkte Versuche durchgeführt, die Aufschluss über das Verbrauchs- und Emissionsverhalten geben sollen. Als zu untersuchende Lastpunkte wurden jene gewählt, die auch bei den Untersuchungen zu den Themen Ladungsbewegungssteuerung (Kap. 4.3) und reduziertes Verdichtungsverhältnis (Kap. 4.4) einer Bewertung unterzogen wurden. Diejenigen Diagramme in Kapitel 4.4, die Versuchsergebnisse zum reduzierten Verdichtungsverhältnis zeigen, wurden um die Ergebnisse der Versuche mit der „Atkinson“-Einlassnockenwelle erweitert. Dadurch kann der Serienmotor mit einem Motor mit reduziertem Verdichtungsverhältnis und mit dem Atkinson-Betrieb verglichen werden.

In diesem Kapitel werden daher ergänzend zu den in Kapitel 4.4 abgebildeten Ergebnisse, die Resultate der Lastpunkte 1500/5 und 2000/4 dargestellt, hier nur den Serienmotor mit dem Motor mit Atkinsonverfahren vergleichend.

In den folgenden Diagrammen werden je Lastpunkte immer zwei TradeOff Verläufe dargestellt: der TradeOff zwischen Rauch- und NO<sub>x</sub>-Emissionen und zwischen Verbrauch und NO<sub>x</sub>-Emissionen.

Diagramm 4.12 und Diagramm 4.13 zeigen die Emissions- und Verbrauchszusammenhänge bei einer Variation der AGR Rate im Lastpunkt 1500/5. Das Rauchverhalten in diesem Lastpunkt ist grundsätzlich ungünstig, die FSN-Werte sind deutlich höher als in weiten Bereichen des Motorkennfeldes. Insbesondere bei niedrigen NO<sub>x</sub>-Werten steigt die FSN stark an. Hier ist nur ein geringfügiger Unterschied zwischen dem Serien- und dem Atkinsonmotor zu erkennen. Der Verbrauch zeigt sich in diesem Lastpunkt für das Atkinsonverfahren erhöht. Bei einer NO<sub>x</sub>-Emission des Serienmotors von ~8 g/h ist ein um 2 g/kWh und somit um 0.8% erhöhter Verbrauch zu verzeichnen.

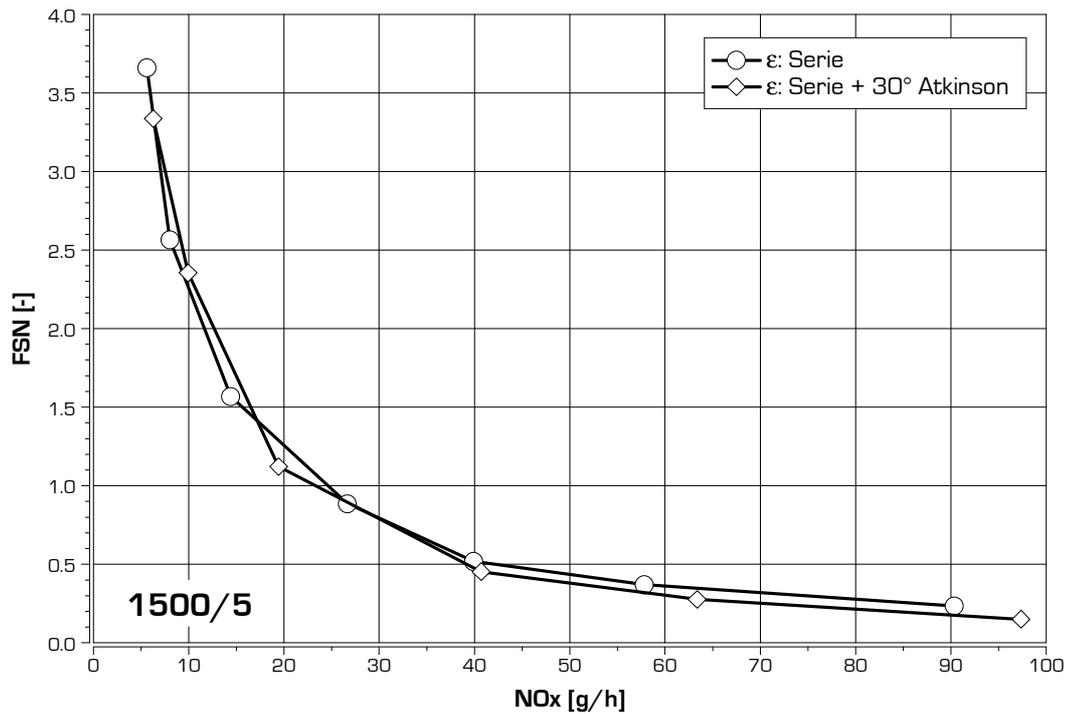


Diagramm 4.12: Vergleich Rauch/NOx-TradeOff : Serienmotor vs. Atkinson (ES +30°) im Lastpunkt 1500/5

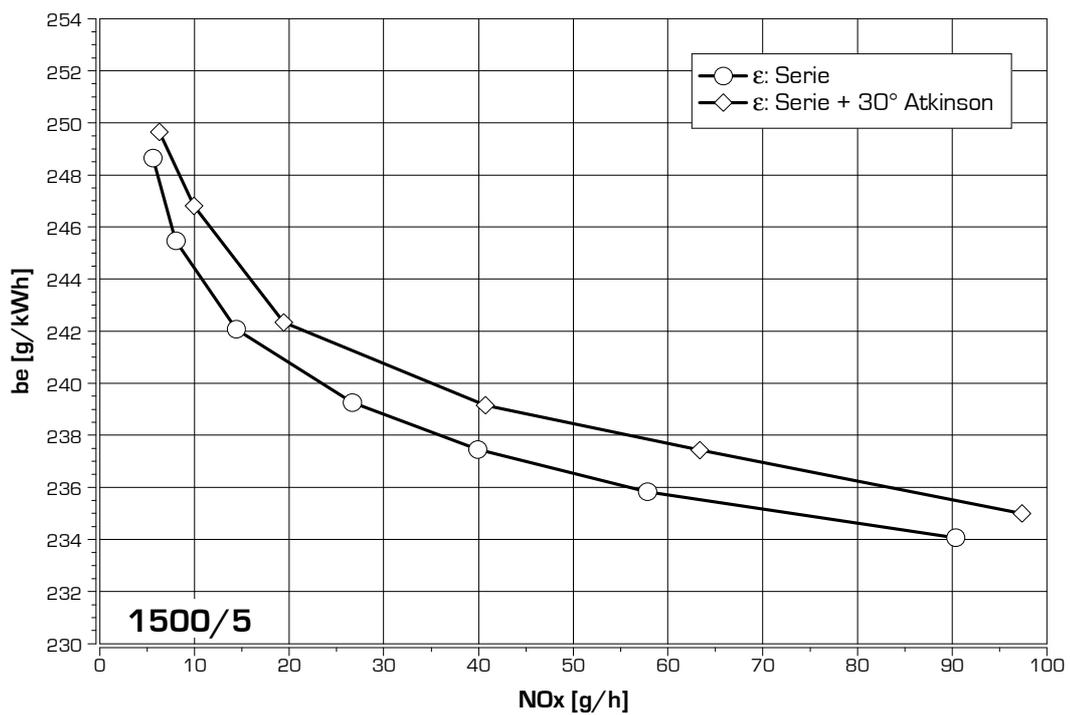


Diagramm 4.13: Vergleich Verbrauch/NOx-TradeOff : Serienmotor vs. Atkinson (ES +30°) im Lastpunkt 1500/5

Im Lastpunkt 2000/4 (Diagramm 4.14 und Diagramm 4.15) zeigt sich das Rauchverhalten des Motors mit Atkinsonverfahren verbessert. Der Verbrauch ist nur unwesentlich unterschiedlich, wobei die TradeOff Kurve des Serienmotors bei ungenauem Blick irritieren kann, da beim Erhöhen der AGR Rate nach dem Betriebspunkt mit 15 g/h NOx ein zu großer AGR Sprung gewählt wurde und nun durch die direkte Kurvenverbindung zum Betriebspunkt bei 5 g/h NOx ein vermeintlich besseres Verbrauchsverhalten zu erkennen ist. Bei der Vermessung des Serien-Äquivalenzpunktes (bei 7.5 g/h NOx) wurde für den Atkinson Betrieb nur ein geringfügiger Verbrauchsunterschied gemessen (siehe Diagramm 4.46), daher kann davon ausgegangen werden, dass sich die Verbrauchs/NOx-Tradeoff Kurve des Serienmotors bei NOx-Emissionen unter 10 g/h mit der Kurve des Atkinsonmotors überdeckt.

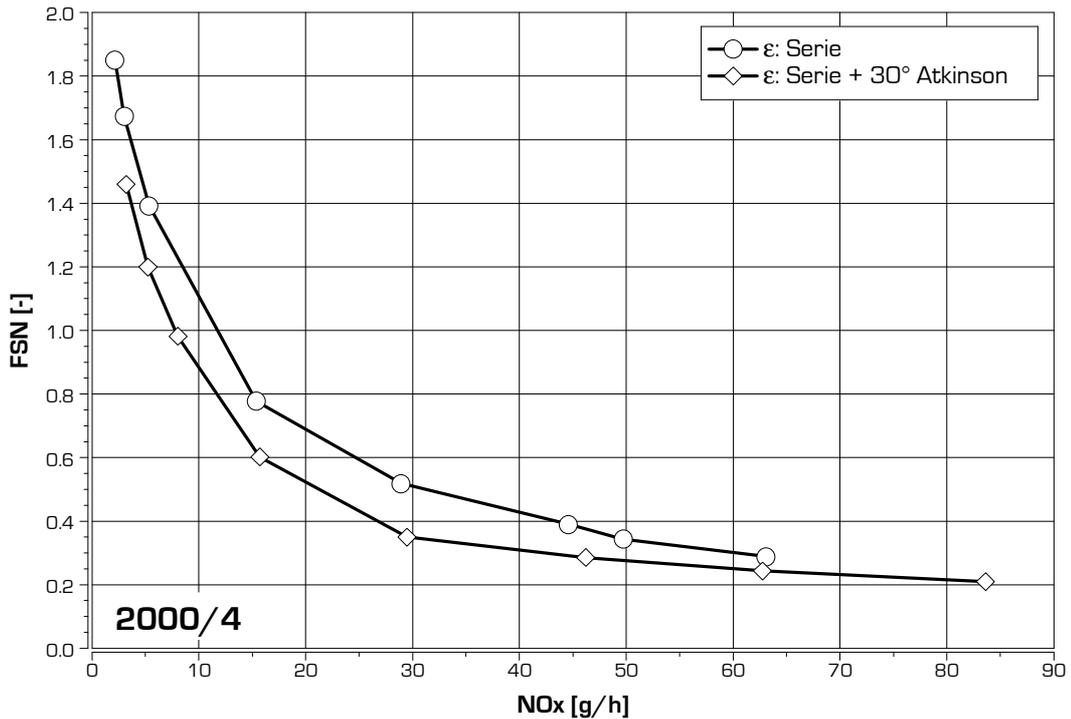


Diagramm 4.14: Vergleich Rauch/NOx-TradeOff : Serienmotor vs. Atkinson (ES +30°) im Lastpunkt 2000/4

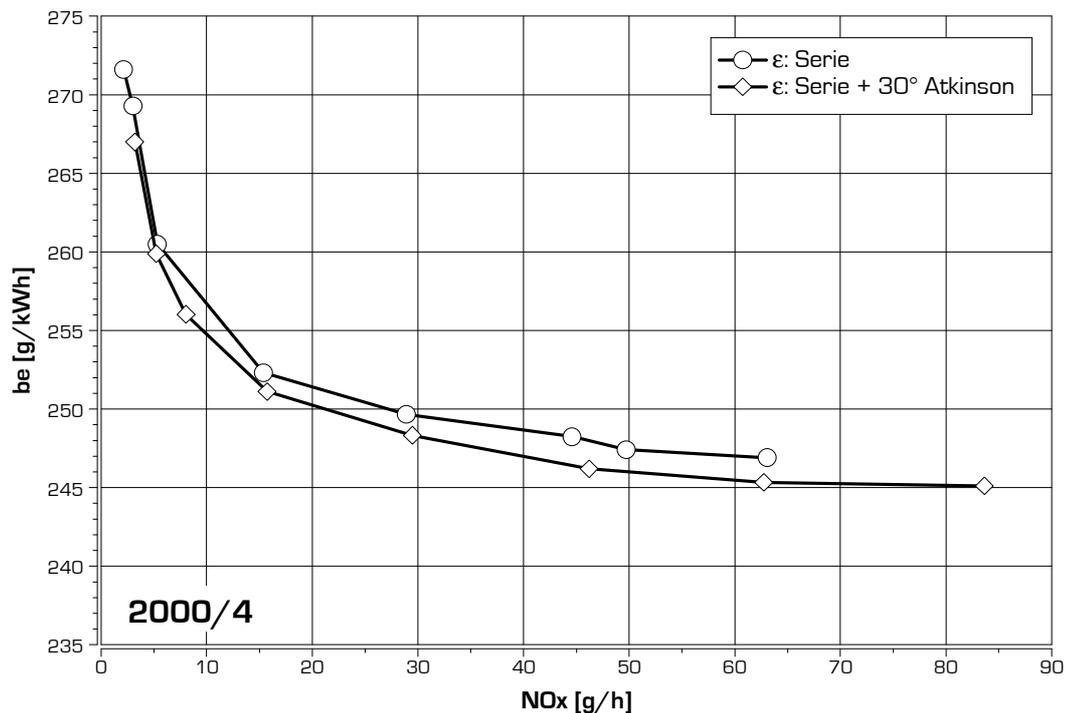


Diagramm 4.15: Vergleich Verbrauch/NOx-TradeOff : Serienmotor vs. Atkinson (ES +30°) im Lastpunkt 2000/4

Interessant ist in diesen Lastpunkten, dass mit dem Atkinson Motor bei Betrieb ohne AGR geringere FSN und höhere NOx-Resultate als in Serienkonfiguration gemessen wurden. Auch bei den in Kapitel 4.4 dargestellten TradeOffs der Lastpunkte 1300/3 und 2000/2 (Diagramm 4.42 bis Diagramm 4.45) ist dies der Fall. Das führt zum Schluss, dass die Ladungsbewegung mit dem Atkinsonverfahren gegenüber dem Serienbetrieb verbessert ist. Dies war auch eine wesentliche Fragestellung die am Anfang dieses Kapitels aufgeworfen wurde. Im nächsten Kapitel, in dem eine alternative Art der Steuerung der Ladungsbewegung beschrieben wird, sind die Ergebnisse einer Berechnung des Drallaufbaus und der Drallstabilität vom Ansaugbeginn bis zum Verdichtungs-OT aufgetragen. In Diagramm 4.25 ist das Ergebnis einer Vergleichsberechnung der Drallentwicklung zwischen

Serie, Miller- und Atkinsonverfahren dargestellt. Dabei wird deutlich, dass mit dem Atkinsonverfahren der Drall zum Einspritzzeitpunkt höher ist als beim Serienbetrieb. Dieses Ergebnis konnte durch die zuvor präsentierten TradeOff Kurven bestätigt werden.

Eine zusammenfassende Auflistung der Ergebnisse in allen vermessenen Lastpunkten zeigen in Balkenform Diagramm 4.46 bis Diagramm 4.48. Dabei wird ersichtlich, dass mit dem Atkinsonverfahren bei den Lastpunkten im AGR-Bereich keine großen Änderungen, weder hinsichtlich Verbrauch noch bei den NO<sub>x</sub>- und Rauchemissionen zu verzeichnen sind. Die Hochlastpunkte sind bei Betrieb mit dem Atkinsonverfahren negativ zu bewerten. Hier ist der Füllungsverlust durch den späten „Einlass Schluss“ bedeutend. Die notwendige Kompensation dieses Verlustes durch Erhöhung des Aufladegrades ist verlustbehaftet und führt zu negativen Auswirkungen für Verbrauch und Emissionen. Im Lastpunkt 1000/VL kann der Füllungsverlust nicht kompensiert werden. Hier kommt es zu hohen Rauchemissionen.

### **Atkinsonverfahren für den Dieselmotor in der Literatur**

Schutting et al. [Lit. 4.11] haben Berechnungen und Versuche mit dem bereits in Kap. 4.1 angeführten 1-Zylinder Forschungsmotor angestellt. Bei gleich bleibendem Mulden- und Hubvolumen wurde der „Einlass Schluss“ nach spät verstellt mit dem Ziel eines verringerten Temperaturniveaus in der Arbeitsphase und einer daraus folgenden Absenkung der NO<sub>x</sub>-Emissionen. Im Gegensatz zum Ottomotor wird der Dieselmotor qualitativ, also über das Luftverhältnis geregelt, wobei der Energieeintrag in den Arbeitsprozess der zugeführten Kraftstoffmenge proportional ist. Wenn nun bei konstantem Hubvolumen der „Einlass Schluss“ nach spät verstellt wird, führt das, wie bereits beschrieben, zu einer Verringerung der zugeführten Frischluftmasse. Dadurch wird sich bei konstantem Energieeintrag das Luftverhältnis reduzieren. Mit sinkendem Luftverhältnis steigt das Temperaturniveau im Brennraum (siehe Diagramm 4.10 rechts – strichlierte TV-Schleife) mit den bekannten negativen Folgen für die NO<sub>x</sub>-Bildung. Um folglich beim Dieselmotor einen Nutzen aus dem Atkinsonverfahren für die NO<sub>x</sub>-Emissionen ziehen zu können, ist eine höhere Aufladung des Motors erforderlich. Da der dafür notwendige höhere Ladedruck ohne weitere Maßnahmen nur bei gesteigerter Ladelufttemperatur beigestellt werden kann, muss eine intensivere Ladeluftkühlung erfolgen. Ziel soll sein, den Diesel-Atkinsonmotor mit einem späteren Einlassschluss, aber mit gleicher Ladungsmasse und gleicher Ladungstemperatur wie den konventionellen Motor zu betreiben.

Schutting et al. (Lit. 4.11) haben sich intensiv mit der Frage der Darstellbarkeit und der Effizienz der Bereitstellung von höherem Ladedruck, sowie den Auswirkungen des erhöhten Ladeluftkühlbedarfes auf den Motorprozess beschäftigt. Die Autoren kommen zum Schluss, dass durch die Realisierung des Atkinsonverfahrens beim Dieselmotor (ohne Anpassung des Tot- und Hubvolumens), für äquivalente Leistungen zum konventionellen Motorbetrieb, Verdichtungsarbeit vom Kolben zur externen Aufladeeinheit verlagert wird. Je nach Effizienz dieser externen Aufladung und Rückkühlung kann sich dies positiv oder negativ auf den Wirkungsgrad des Atkinsonprozesses am Dieselmotor auswirken. Durch die Rückkühlung der Ladeluft auf ein, dem konventionellen Motor vergleichbares, Temperaturniveau zum Start der Verdichtung wird sich eine Reduktion des Verbrennungstemperaturniveaus zeigen. Dies kann für eine Verbesserung der NO<sub>x</sub>-Emission genutzt werden. Dadurch ergeben sich neue Optimierungspotenziale für den Verbrauch und für die Rauchemission. Diese müssen mit Hilfe einer Lastpunktoptimierung durch geänderte Applikationsstrategien genutzt werden.

Um diese Potenziale zu bewerten wurden von Schatzberger (Lit. 4.7) Versuche an einem Einzylinder Forschungsmotor durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass mit diesem Verfahren, bei AGR-freiem Betrieb, eine Absenkung der NO<sub>x</sub>-Emissionen bei gleichzeitig neutralen Ergebnissen für indizierten Verbrauch, Rauch und HC/CO erzielt werden kann. Im Betrieb mit externer Abgasrückführung ist jedoch keine Verbesserung des Betriebsverhaltens gegenüber dem gängigen Verfahren zur NO<sub>x</sub>-Absenkung, der externen Abgasrückführung, zu erkennen. Bei neutralem indizierten Verbrauch zeigt sich im Rauch/NO<sub>x</sub>- und im CO/NO<sub>x</sub>-TradeOff ein ungünstigeres Emissionsverhalten. Unter Berücksichtigung des erhöhten Aufwandes für die Bereitstellung der Luftmasse bei höherem Ladedruck wird sich für diese Ergebnisse auch der effektive Verbrauch negativ entwickeln.

### **Zusammenfassung Atkinson Verfahren**

Die Ergebnisse der theoretischen Überlegungen und Berechnungen waren ernüchternd. Viele der Vorteile, die dieses Verfahren beim ottomotorischen Arbeitsprozess bietet, sind beim Dieselmotor nicht nutzbar.

Es hat sich sowohl rechnerisch als auch im Versuch gezeigt, dass durch einen späten „Einlass Schluss“ die Ladungsbewegung im OT höher ist als mit konventionellen Ventilsteuerzeiten und insbesondere mit Miller-

Cycle, da mit diesem Ventilsteuerverfahren in den Lastpunkten mit geringem Mitteldruck eine höhere AGR Verträglichkeit zu erzielen ist. Diese geringere Rauchneigung des Brennverfahrens öffnet Freiheitsgrade bei der Motorsteuerparametrierung, die zu einer geringfügigen Änderung des Brennverlaufes führen können und die daher mit Simulationsrechnungen, bei denen von einem gleich bleibenden Brennverlauf ausgegangen wird, nicht erfasst werden.

Trotzdem sind die Gewinne durch Atkinson gesamthaft bescheiden. Im gesamten Kennfeld müssen deutlich höhere Aufladegrade gefahren werden. Insbesondere an der Volllast bei niedriger Drehzahl ist der Atkinsonbetrieb wegen des maximal erzielbaren Ladedruckes kritisch.

Ein Atkinsonbetrieb beim Pkw-Betrieb im gesamten Kennfeld ist daher nicht sinnvoll. Zur Realisierung muss mindestens eine Schalt- und/oder Phasenschiebemöglichkeit der Einlassnockenwelle vorgesehen werden.

Die positiven Auswirkung der erhöhten Ladungsbewegung sind bei entsprechendem Freiheitsgrad im Ventiltrieb durch alternative Steuerungsmöglichkeiten ebenfalls nutzbar, wie im nachfolgenden Kapitel ausführlich dargestellt wird.

Das Atkinson-Verfahren wird daher vorerst den stationären Ottomotoren und den Pkw-Ottomotoren, die in Hybridfahrzeugen eingesetzt werden, vorbehalten bleiben. Sollten jedoch am Pkw Dieselmotor vollvariable Ventiltriebe in Serie angebaut werden, wird die Anwendung des späten Einlass Schusses in einigen Bereichen des Kennfeldes Vorteile bringen. Ein Betrieb mit flexibel an den Lastpunkt angepasstem „Einlass Schluss“ wird mit solchen Systemen dann selbstverständlich sein.

### **4.3. Alternative Steuerung der Ladungsbewegung**

#### **4.3.1. Grundlagen zur Ladungsbewegung bei Dieselmotoren**

Um bei der dieselmotorischen Verbrennung eine rasche Brennstoffumsetzung zu erzielen ist eine gute Durchmischung des eingebrachten Kraftstoffes mit der für die Verbrennung zugeführten Luft bzw. mit den Sauerstoffteilen der zugeführten Luft erforderlich. Durch eine günstige Kraftstoffverteilung reduziert sich der Zündverzug und in Folge der raschen und ohne ausgeprägten Luftmangel erfolgenden Kraftstoffumsetzung die Rußemissionen. Die rasche Kraftstoffumsetzung führt zu einem besseren Wirkungsgrad, die damit erhöhte Verbrennungsspitzen temperatur resultiert wiederum in höheren NO<sub>x</sub>-Emissionen.

Einflussgrößen für eine möglichst günstige Durchmischung des Kraftstoffes mit der eingebrachten Luft sind die Ladungsbewegung im Brennraum zum Zeitpunkt der Verbrennung und die geometrische und hydraulische Ausbildung der Düsen des Einspritzinjektors. Als wesentliche geometrische und hydraulische Parameter der Einspritzdüse sind die Lochanzahl, der Lochdurchmesser und die Lochausformung sowie Einspritzdruck und Strahlwinkel zu nennen. Alle zuvor angeführten Düsenparameter führen zu einem Strahlbild, das gemeinsam mit der geometrischen Ausbildung der Kolbenmulde entwickelt und optimiert werden muss. Die Lochanzahl hat Einfluss auf die räumliche Kraftstoffverteilung, was für die Auslegung zudem berücksichtigt werden muss.

Ein optimal ausgelegter Einspritzinjektor müsste eine vollkommen gleichmäßige Kraftstoffverteilung gewährleisten. Aufgrund der großen Einspritzmengenspreizung zwischen Leerlauf und Höchstlast ( $> 1:20$ ) sowie des breiten Drehzahlbandes zwischen Leerlauf und Höchstdrehzahl ( $> 1:6$  beim Pkw Dieselmotor) ist eine Injektorauslegung, die eine gleichmäßige Kraftstoffverteilung über den ganzen Brennraum im gesamten Kennfeld gewährleistet, nicht möglich. Die realisierbare Injektorauslegung stellt demzufolge einen Kompromiss dar.

Um bei real darstellbaren Injektoren die Kraftstoffverteilung zu verbessern, ist eine erzwungene Bewegung der Ladung im Brennraum hilfreich. Diese Ladungsbewegung kann nur durch erhöhten Ladungswechselfwand und daher mit Einbuße hinsichtlich Wirkungsgrad erzeugt werden. Seit Anbeginn der Entwicklung von schnelllaufenden Dieselmotoren hat sich gezeigt, dass mit der Ausbildung einer gezielten Ladungsbewegung eine deutliche Verbesserung des Emissions-, Rauch- und Verbrauchsverhaltens zu erzielen ist.

Moderne schnelllaufende Dieselmotoren sind daher durchgängig derart konstruiert, dass beim Einbringen der Ansaugluft in den Zylinder eine Luftbewegung im Zylinder erzwungen wird.

Die Ladungsbewegung wird durch entsprechend ausgebildete Einlasskanäle erzeugt. Man unterscheidet grundsätzlich zwei Hauptarten der Ladungsbewegung im Brennraum eines Verbrennungsmotors, die nach der räumlichen Orientierung der Bewegung benannt sind: Drall- und Tumbleströmung. Als Tumbleströmung wird eine walzenförmige Bewegung der Ladungsmasse quer zur Einströmrichtung bezeichnet, wobei sich die

„normale“ Tumbleströmung durch eine Drehrichtung gekennzeichnet, bei der die Ladung unter dem Auslassventil zum Kolbenboden strömt. Eine umgekehrte Drehrichtung charakterisiert den „reverse“ Tumble.

Die Drallströmung ist durch eine Rotation der Ladung um die Zylinderhochachse gekennzeichnet, wobei die Drehrichtung für die Benennung keine Rolle spielt.

Prinzipiell sind beide Ladungsbewegungsarten für den Einsatz bei dieselmotorischen und ottomotorischen Brennverfahren möglich. Es hat sich jedoch gezeigt, dass für konventionelle Ottomotoren die Tumbleströmung und für Dieselmotoren die Drallströmung vorteilhaft ist [Lit. 4.23].

Die charakteristischen Kenngrößen für die Ladungsbewegung sind die Drall- und die Tumblezahl. Die Kenngröße die den „Einströmwirkungsgrad“ beschreibt, bezeichnet man als Durchflusskennwert  $\mu\sigma$ . Alle drei Kenngrößen sind mit der konstruktiven Gestaltung der einzelnen Kanäle festgelegt und können durch Vermessung an einem speziellen Strömungsprüfstand erfasst werden (siehe Kap. 3.4).

Im Diagramm 4.16 werden nochmals die drei Kenngrößen des Strömungsverhaltens durch einen oder mehrere Einlasskanäle eines Versuchsmotors (Motor [D]) dargestellt. Die Darstellung beinhaltet sowohl die Kennzahlen für die beiden Kanäle bei getrennter, als auch bei gemeinsamer Durchströmung.

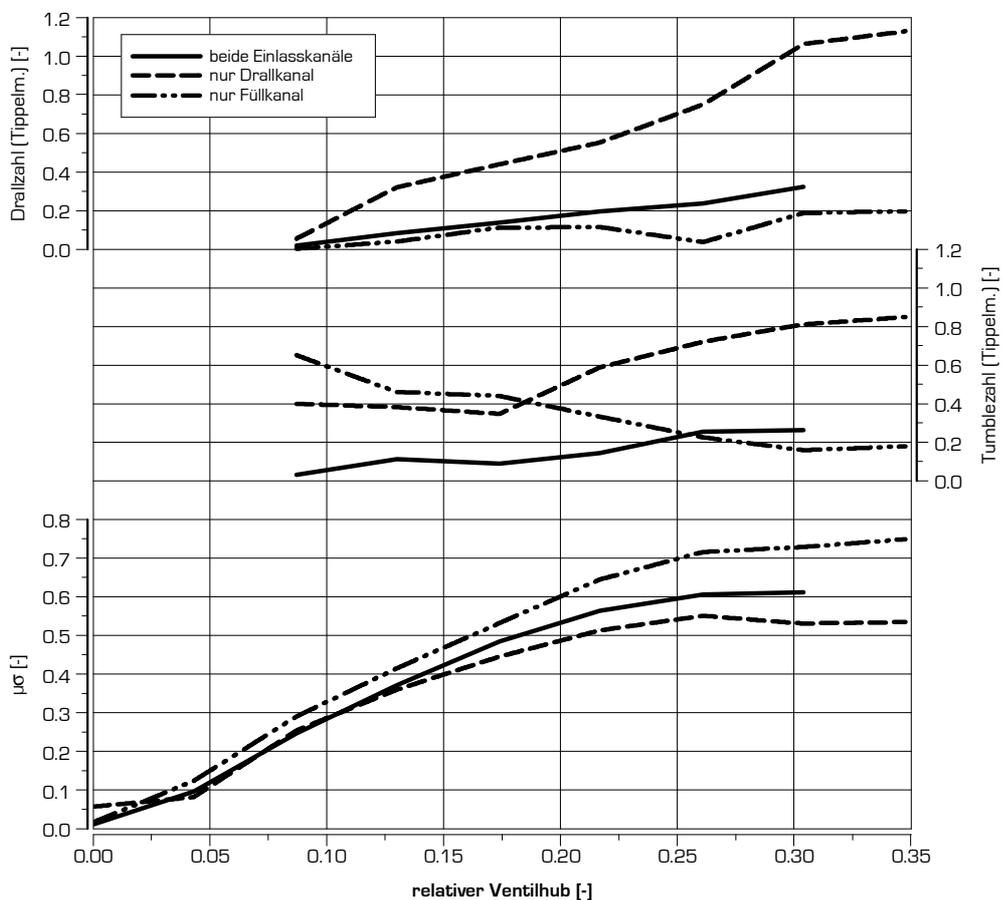


Diagramm 4.16: Kenngrößen des Strömungsverhaltens - Motor [D]

Man kann anhand dieses Diagramms sofort erkennen, dass beide Kanäle ein gegenläufiges Verhalten hinsichtlich Strömungswiderstand und Ladungsbewegung zeigen. Der Füllkanal liefert hohe  $\mu\sigma$ -Werte, die ein geringeren Strömungswiderstand kennzeichnen, aber eine derart geringe Drallzahl, dass der Einströmvorgang durch diesen Kanal praktisch ohne Drallerzeugung im Brennraum erfolgt. Beim Drallkanal ist es umgekehrt, die Drallzahl ist hoch während der Strömungskennwert  $\mu\sigma$  niedrig ist.

### 4.3.2. Konventionelle Methoden zur Steuerung der Ladungsbewegung bei Dieselmotoren

Während sich bei nicht aufgeladenen Ottomotoren die Mehrventiltechnik als unabdingbare Voraussetzung für eine hohe spezifische Leistung zeigt, sind bei Dieselmotoren auch mit konventionellen Zweiventilkonzepten hohe spezifische Leistungen darstellbar. Trotzdem wurden in den letzten Jahren fast ausschließlich 4-Ventil Dieselmotoren entwickelt und auf den Markt gebracht.

Die Vorteile des Mehrventilkopfes liegen nicht vorrangig im höheren Füllungspotenzial. Bei einem 4-Ventil Zylinderkopf kann eine zentrale, rotationssymmetrische Anordnung der Einspritzstrahlen erfolgen. Die Hohlräume für die Kühlmittelströmung können im Bereich der Kanäle so konstruiert werden, dass eine gleichmäßigere Kühlungssituation beim Vierventilkopf zu erzielen ist.

Ein wesentlicher Vorteil ist auch, dass beim Mehrventilkopf Steuerelemente in einen oder mehrere Einlasskanäle integriert werden können, mit denen die Ladungsbewegung beeinflusst werden kann.

Im emissionsrelevanten Teillastbereich eines Pkw Dieselmotors ist zur Erhöhung der AGR-Toleranz und somit zur Vermeidung einer rußenden Verbrennung eine hohe Ladungsbewegung notwendig. Im Hochlastbereich werden und wurden Pkw Dieselmotoren immer ohne Abgasrückführung betrieben. Hier wird ein bestmöglicher Liefergrad angestrebt um hohe Wirkungsgrade zu erzielen. Dadurch sind bei Pkw Dieselmotoren heute 4 Ventilkonzepte vorherrschend, bei dem jeweils ein Einlasskanal eines Zylinders als Füll- und der andere als Drallkanal ausgeführt ist. Der Drallkanal im 4-Ventilzylinderkopf wird vielfach auch als Tangentialkanal benannt, da er im Gegensatz zum Einlasskanal eines 2-Ventilkopfes die Drehbewegung der Ladung vorrangig durch tangenciales Einströmen in den Zylinder erzeugt und nicht allein durch eine drallerzeugende Kanalgeometrie.

Im Diagramm 4.16 zeigen sich die typischen Verläufe der Kennwerte der Einlasskanäle eines 4-Ventil Zylinderkopfes eines Pkw Dieselmotors. Die Drallzahl ist bei Durchströmung des Drallkanals ausgeprägter. Umgekehrt ist der Durchflusskennwert des Füllkanals höher. Hier zeigt sich, dass mit hohem Drall, aufgrund des energetischen Aufwandes für die Erzeugung dieses Dralls, ein größerer Strömungsverlust einhergeht. Alle Kennwerte wurden hier über dem relativen Ventilhub aufgetragen, der sich durch Bezugnahme auf den inneren Ventilsitzdurchmesser  $d_v$  errechnet.

Es zeigt sich weiters, dass beim Einströmen durch beide Kanäle die Drallzahl deutlich geringer ist als mit dem Drallkanal alleine und dass dabei der Strömungskennwert  $\mu\sigma$  niedriger ist als mit dem Füllkanal.

Da beim Einströmen Kräfte normal zur Zylinderachse auf den Messgleichrichter wirken, wurde beim Strömungsversuch zum Diagramm 4.16 auch eine Tumblezahl ermittelt. Es ist jedoch zu erkennen, dass sich die resultierende Tumblezahl mit der Ventilöffnung nur geringfügig ändert. Daraus kann geschlossen werden, dass die Kanäle beim Einströmvorgang keine gezielte Tumblebewegung hervorrufen.

Die Drall- und Tumblezahlen unterhalb eines relativen Ventilhubs von 0.08 wurden im Diagramm 4.16 nicht dargestellt, da hier durch den niedrigen Massenstrom bereits geringe Kräfte zu hohen Drall- oder Tumblezahlen führen (vgl. F3.26 bzw. F3.27). Für die Erzeugung der Ladungsbewegung sind die Kennwerte bei geringsten Ventilöffnungen nicht von Belang.

Durch schaltbare Einbauten in den Füllkanal kann dieser versperrt werden, was den Anteil der Ladung, die durch den Tangentialkanal eingebracht wird, erhöht. Mit dieser Schaltmöglichkeit kann nun zwischen den Drallniveaus des Tangentialkanals und dem durch beide Kanäle erzeugten Drallniveau umgeschaltet werden.

Bei Pkw Dieselmotoren, die mit dem Emissionsziel Euro 3 entwickelt wurden, kamen entweder keine oder pneumatische 2-Punkt Stellglieder zum Einsatz die den Füllkanal nur entweder vollständig geschlossen oder vollständig offen halten konnten.

Die Potenziale die eine variabel stufenlos einstellbare Drallklappe bietet, kann dem Diagramm 4.17 entnommen werden.

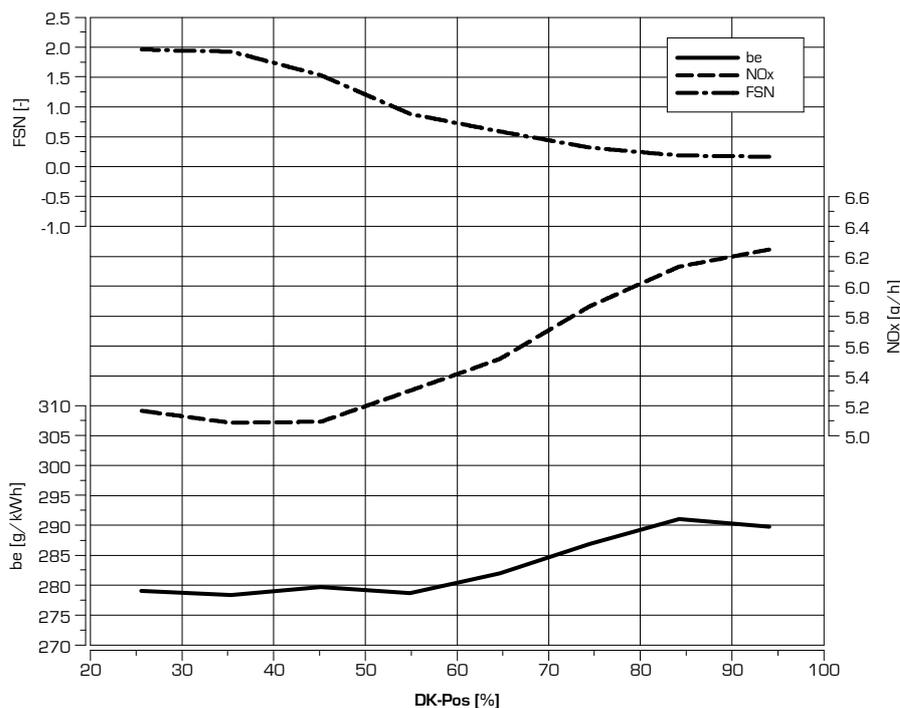


Diagramm 4.17: Emissionen und Verbrauch in Abhängigkeit der Drallklappenposition – 1500/5bar [Motor D] (DK-Pos=0% → Füllkanal geöffnet)

Deutlich zu erkennen ist der gegenläufige Trend zwischen Rußemissionen und NOx bzw. Verbrauch. Es ist augenscheinlich, dass nur bei Einsatz einer kontinuierlich stellbaren Drallklappe ein für die Optimierungstriade NOx/Rauch/Verbrauch günstiger Betriebspunkt gefunden werden kann.

Pkw Dieselmotoren, die für die Einhaltung der Abgasnorm Euro 5 entwickelt wurden und eine spezifische Leistung von über 55 kW/lit. aufweisen, sind ausschließlich mit stufenlos stellbaren Drallklappenantrieben ausgestattet.

### 4.3.3. Alternativer Ansatz zur Steuerung der Ladungsbewegung von Dieselmotoren

In Kapitel 4.2 wurde der große Einfluss des Einlass Schlusses auf die Ladungsbewegung zum oberen Totpunkt nach dem Verdichtungstakt erwähnt. Die Erkenntnisse aus den Versuchsergebnissen bei Miller- und bei Atkinsoncycle lassen den Schluss zu, dass ein hoher Drallimpuls am Ende des Einlassvorganges zu einer größeren Ladungsbewegung führt.

Gemeinsam mit der Erkenntnis, dass durch das Versperren des Füllkanals der Liefergrad und der damit höheren Ladungswechselerarbeit der Wirkungsgrad sinkt, ergibt sich daraus ein alternativer Ansatz zur Steuerung der Ladungsbewegung im Dieselmotor.

Wenn das Ventil des Füllkanals früher geschlossen wird als das Ventil des Drallkanals, dann kommt es gegen Ende des Einlasstaktes zu einem hohen Drallimpuls. Ob das daraus resultierende Drallniveau dem Drallniveau durch Drallklappeneinsatz entspricht und ob sich der Gewinn an Ladungswechselerarbeit oder verbesserte Verbrennungsbedingungen am spezifischen Kraftstoffverbrauch nutzbar zeigen, konnte in einem Versuchsprogramm untersucht werden.

Vor Beginn der Untersuchung wurden Ventilerhebungskurven ermittelt, die für das angestrebte Verfahren als günstig eingestuft wurden. Da am eingesetzten Versuchsträger [Motor D] kein vollvariabler Ventiltrieb aufgebaut werden konnte, mussten die Versuche mit Nockenwellen durchgeführt werden, die für den Füll- und den Tangentialkanal zu unterschiedlichen Ventilöffnungsverläufen führen. Randbedingung für diese Ventilerhebungskurven war eine gleichgestellte maximale Ventilöffnungsbeschleunigung, was bei einer reduzierten Ventilöffnungsdauer zu einem geringeren Hub führt. Um eine Kollision zwischen Ventil und Kolben zu vermeiden sollte der maximale Ventilhub der Seriennockenwelle nicht überschritten werden. Diese Randbedingung führt bei einer Verlängerung der Ventilöffnungsdauer zu einer geringeren Ventilöffnungsgeschwindigkeit.

Es wurde 3 Ventilhubkombinationen ausgewählt für die dieses Verfahren untersucht werden soll: bei den ersten beiden Varianten entspricht die Ventilöffnung des Tangentialkanals dem Serien-Ventilhub. Die Öffnungsdauer des Füllkanalventils wird im ersten Fall um 50°KW und im zweiten Fall um 70°KW verringert. Bei der dritten Ventilhubkombination wird das Füllkanalventil um 30°KW früher und das Tangentialkanalventil um 30°KW später als beim Serienventilhub geschlossen. Die ersten beiden Varianten werden entsprechend der Verkürzung der Öffnungsdauer in weiterer Folge mit ENW-70 und ENW-50 bezeichnet. Die dritte Varianten wird zukünftig als ENW±30 bezeichnet. Die Ventilhubkurven sind in Diagramm 4.18 aufgetragen.

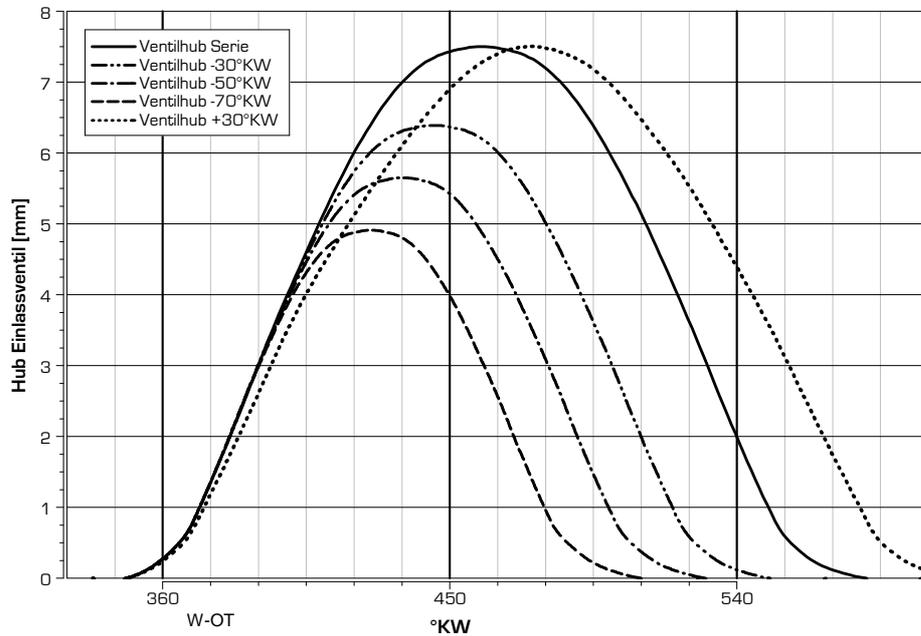


Diagramm 4.18: Ventilhubkurven für Drallkanal- und Füllkanalventil

Aus Strömungsversuchen waren die Drallzahlen und die Strömungskennwerte für die einzelnen Kanäle in Abhängigkeit des Ventilhubes bekannt. Auch für die synchrone Öffnung beider Kanäle waren Strömungskennzahlen bekannt.

Bei weiteren Versuchen konnten die Kennwerte bei unterschiedlich geöffneten Ventilen ermittelt werden. Die Ergebnisse dieser Messungen sind in Diagramm 4.19 und in Diagramm 4.20 aufgetragen.

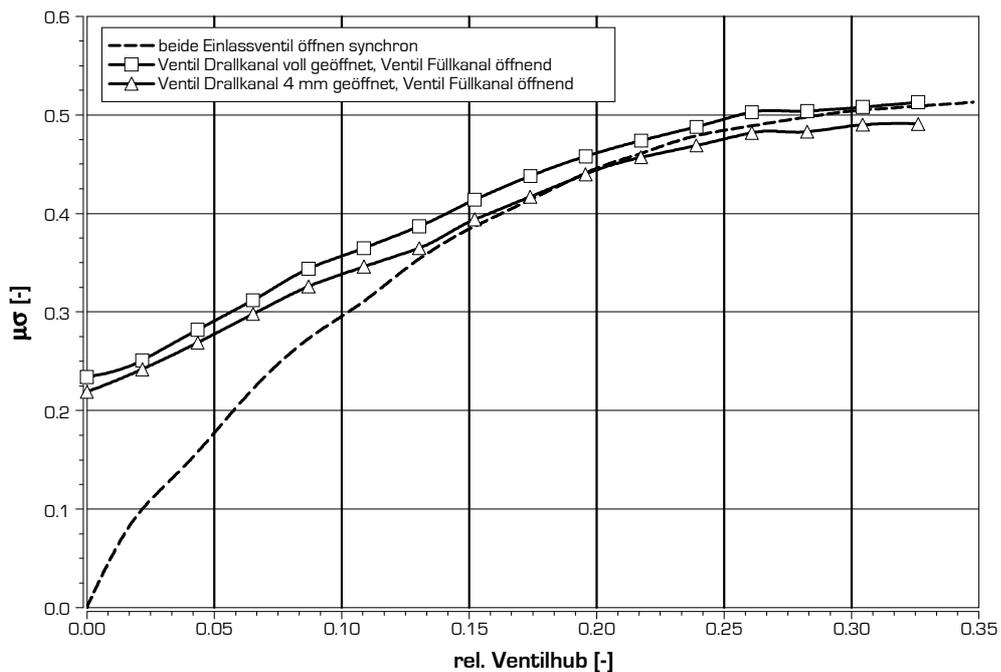


Diagramm 4.19: Strömungskennzahl bei unterschiedlich öffnenden Ventilen [Motor D]

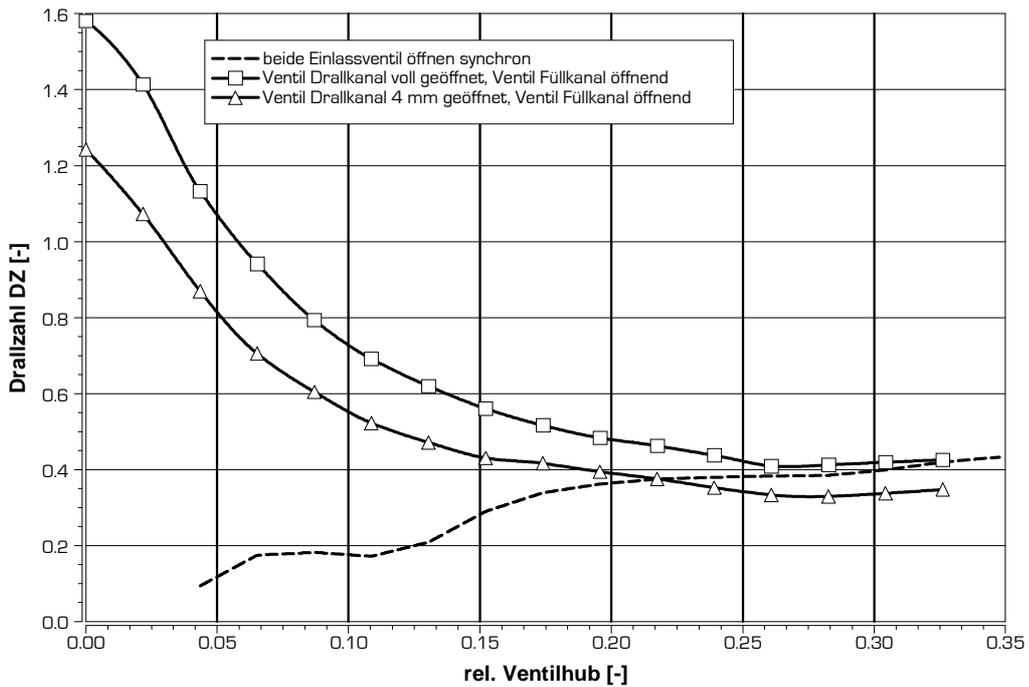


Diagramm 4.20: Drallzahl (nach Tippelmann) bei unterschiedlich öffnenden Ventilen [Motor D]

Besonders das Diagramm 4.20 zeigt die Auswirkung von asynchron geöffneten Ventilen auf die Drallzahl. Mit diesen Daten konnten für die Ventilhubkurven bei unterschiedlich schließenden Ventilen Drallverläufe und Durchflusskennwerte über den Kurbelwinkel errechnet werden. Diese Kennlinien sind in Diagramm 4.21 und Diagramm 4.22 aufgetragen.

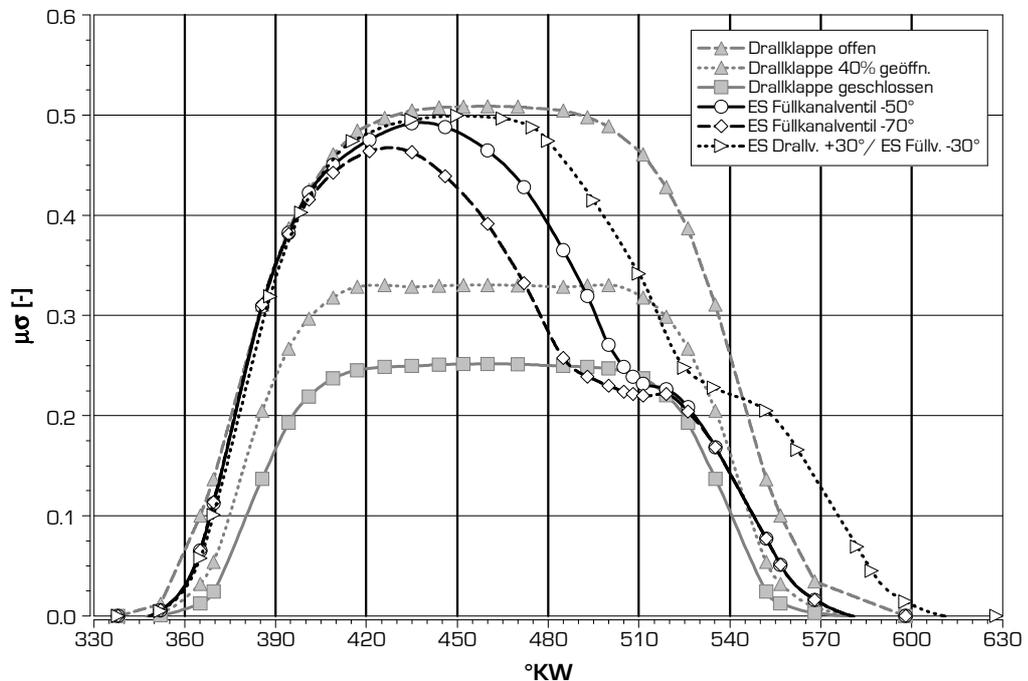


Diagramm 4.21: momentaner Durchflusskennwert der einströmenden Ladung bei Steuerung der Ladungsbewegung mit Drallklappe vs. Durchflusskennwert bei unterschiedlich schließenden Ventilen

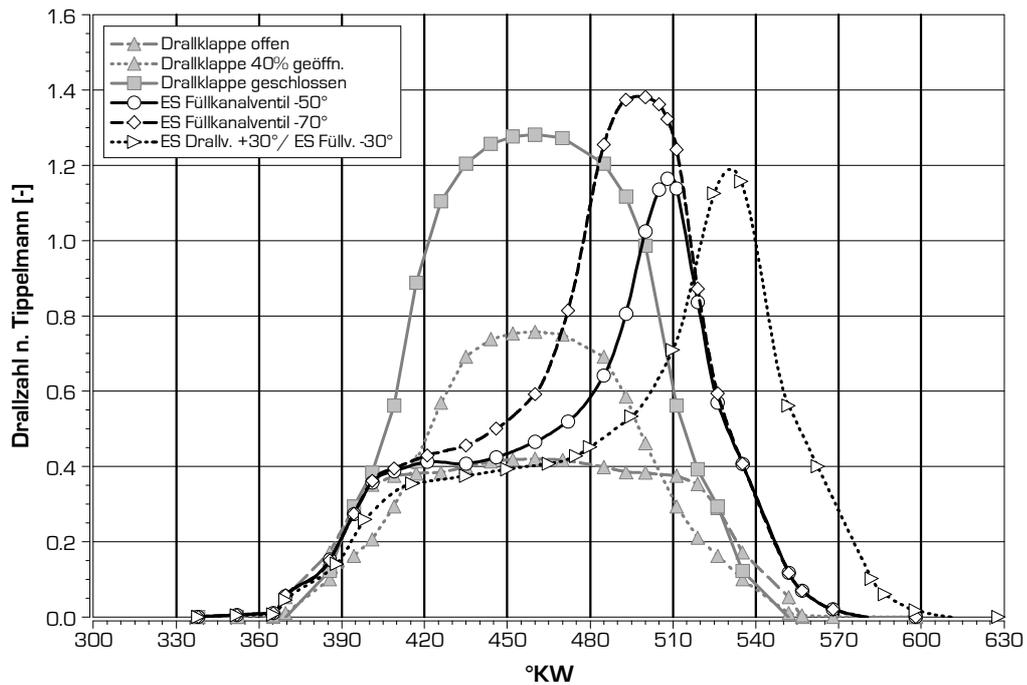


Diagramm 4.22: momentane Drallzahl der einströmenden Ladung bei Steuerung der Ladungsbewegung mit Drallklappe vs. Drallzahl bei unterschiedlich schließenden Ventilen

Diagramm 4.21 zeigt den  $\mu\sigma$ -Verlauf der alternativen Ventilsteuerung im Vergleich zu den Durchflusskennwerten mit synchronem Ventilhub bei drei Drallklappenstellungen. Wie zu erwarten, sind die  $\mu\sigma$ -Werte aller Varianten am Beginn der Ansaugphase ähnlich. Das Füllen bei geschlossener Drallklappe führt zu einem deutlich erhöhten Einströmwiderstand. Mit dem Schließen des Füllkanalventils gleichen sich die Durchflusskennwerte den Kennwerten bei geschlossener Drallklappe und somit deaktiviertem Füllkanal an.

Deutlich interessanter sind jedoch die Verläufe der Drallzahlen in Diagramm 4.22. Hier zeigt sich, dass mit dem alternativen Ladungsbewegungsverfahren bei entsprechend frühem Einlassschluss des Füllkanals eine ähnlich hohe maximale Drallzahl als bei konventioneller Ventilsteuerung mit vollständig geschlossener Drallklappe erzielt wird. Bedeutend ist auch, dass sich ein hoher intensiver Drall zu einem späteren Zeitpunkt als bei geschlossener Drallklappe einstellt. Dies sollte sich auf das Ladungsbewegungsniveau zum Zeitpunkt der Einspritzung positiv auswirken.

In Diagramm 4.23 ist das rechnerisch ermittelte Drallniveau während der Füllungsphase dargestellt. Da für eine derartige Berechnung der Massenstromverlauf der einströmenden Ladung und somit die Lösung der Durchflussgleichung benötigt wird, wurde das in Kapitel 3.1.1 angeführte „LabView basierende 0D-Simulationsprogramm“ zur Berechnung dieses Drallniveaus entsprechend den folgenden physikalischen Zusammenhängen, wie sie in Lit. 4.12 angeführt sind, erweitert.

Das Einströmen der Frischluftmasse erfolgt zu jeder Kolbenstellung mit einer Rotationsgeschwindigkeit die der Drallzahl nach Diagramm 4.22 entspricht. Um das Drallniveau am Ende des Ansaugvorganges beurteilen zu können muss der „Einströmdrall“ nach Gleichung F4.01 mit Bezug auf die einströmende Masse und die jeweilige Kolbengeschwindigkeit aufsummiert werden:

$$DZ(t + \Delta t) = \frac{1}{m_{Zyl}(t + \Delta t)} \left( m_{Zyl}(t) \cdot DZ(t) + dm_{in} \cdot \frac{v_{Kolben}}{c_m} \cdot DZ_{in} \right) \quad [F4.01]$$

$DZ$  ..... Drall im Brennraum

$DZ_{in}$  ..... Drall der einströmenden Masse

$dm_{in}$  ..... einströmende Masse

$m_{Zyl}$  ..... Masse im Zylinder

$v_{Kolben}$  ..... Kolbengeschwindigkeit

$c_m$  ..... mittlere Kolbengeschwindigkeit

Das Resultat dieser Integration für die unterschiedlichen Varianten der Ladungsbewegungssteuerung ist in Diagramm 4.23 zu sehen. Dabei wird ersichtlich, dass die alternativen Varianten ein höheres Drallniveau am Ende des Ansaugvorganges im Zylinder aufweisen als die konventionelle Ladungssteuervariante mit vollständig geöffneter Drallklappe bzw. der Variante mit 40% geöffneter Drallklappe. Nur die konventionelle Variante mit vollständig geschlossener Drallklappe zeigt ein höheres Drallniveau als die Varianten mit früh schließendem Füllkanalventil. Dies ist jedoch plausibel, da eine vollständig geschlossene Drallklappe einem deaktivierten Füllkanalventil entspricht.

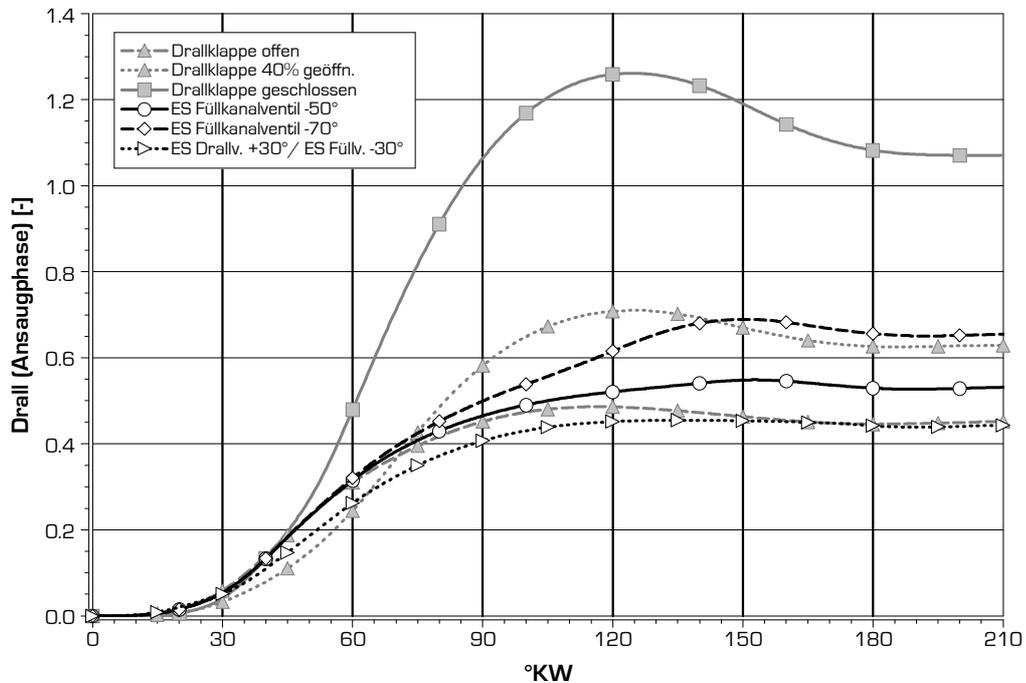


Diagramm 4.23: Drallzahl der Ladung bis Füllungsende: Drallsteuerung mit Drallklappe vs. Drallerzeugung durch kurze Öffnungsdauer des Füllkanalventils

Die Drallverläufe in Diagramm 4.23 zeigen die Entwicklung des Dralls bei der Kolbenabwärtsbewegung. Für diese Berechnung wurde eine Reibung der Ladung an Zylinderwand und am Kolben nicht berücksichtigt, da bei der Ermittlung der Drallzahlen eine reibungsbehaftete Strömung erfasst wird. Das hier angewandte Verfahren ist in der Literatur allgemein anerkannt und wird auch beim 1D-Simulationsprogramm AVL Boost berücksichtigt (bei AVL Boost muss die Vorgabe einer Einströmdrallzahl bis Ver. 5.0.1 jedoch ventilhubbezogen erfolgen und daher kann dieses Programm für die Drallberechnung des hier untersuchten Verfahrens, mit unterschiedlichen Ventilhuben der beiden Einlassventile während des Ansaugtaktes, nicht eingesetzt werden).

Entscheidend ist jedoch das Niveau der Ladungsbewegung bzw. das Drallniveau zum Zeitpunkt der Kraftstoffeinspritzung und somit knapp vor dem oberen Totpunkt. Obwohl davon ausgegangen werden kann, dass ein höheres Drallniveau in UT auch während der Verdichtungsphase gegenüber drallschwächeren Varianten erhalten bleibt, soll hier die Drallentwicklung während der Aufwärtsbewegung des Kolbens reibungsbehaftet errechnet werden.

Die nachfolgend angeführte Berechnungsvorschrift entspricht der Vorgehensweise wie sie in Lit. 4.21 definiert und beschrieben wurde. Dabei wird der muldenförmige Brennraum in zwei Bereiche unterteilt, einen Außenbereich über der Quetschfläche (Bereich 1) und einen inneren Bereich über der Kolbenmulde (Bereich 2). Für jeden dieser Bereiche wird der Erhaltungssatz des Drehimpulses angesetzt, wobei hier keine zu- oder abströmenden Massen berücksichtigt werden, da diese Berechnungsmethode in der hier dargestellten Untersuchung nur für die Verdichtungsphase und somit für ein geschlossenes System angewendet wird.

$$\frac{d(I_{1,2} \cdot \omega_{1,2})}{dt} = M_{q,12} + M_{vs,12} - M_{reib1,2} \quad [F4.02]$$

Als Startbedingung muss aus der zuvor ermittelten Drallzahl bei Füllungsende ein Drehimpuls errechnet werden. Dazu wird mit der Drallzahl die Winkelgeschwindigkeit der Ladung unter Berücksichtigung der Motordrehzahl nach F4.03 errechnet.

$$DZ = \frac{\omega_D}{\omega_{Mot}} \quad [F4.03]$$

Als Annahme wird festgelegt, dass am Beginn des Verdichtungsvorganges die Winkelgeschwindigkeit der Ladung im gesamten Brennraum und somit in den Bereichen 1 und 2 gleich ist.

Das Massenträgheitsmoment berechnet sich für den Bereich 2 wie für eine zylindrische Scheibe und für den Bereich 1 wie für einen zylindrischen Ring (F4.04)

$$I_2 = m_2 \frac{D_{Mulde}^2}{8} ; I_1 = m_1 \frac{B^2 + D_{Mulde}^2}{8} \quad [F4.04]$$

Die Massenaufteilung zwischen den beiden Bereichen erfolgt entsprechend dem Volumenverhältnis zur jeweiligen Kurbelstellung wobei für den gesamten Brennraum ein konstanter Druck angenommen wird.

Die ersten beiden der drei Terme auf der rechten Seite der Formel zur Impulserhaltung (F4.02) beschreiben den Impulsaustausch durch Quetschströmung bzw. durch viskose Scherkräfte und lassen sich wie folgt errechnen:

$$M_{q,12} = \frac{I_2}{m_2} \cdot \omega_2 \cdot \dot{m}_q \quad [F4.05]$$

$$M_{vs,12} = C_{vs} \cdot 4 \cdot \pi \cdot \mu_e \cdot h \cdot \frac{Rr_1^2 \cdot Rr_2^2}{Rr_2^2 - Rr_1^2} \cdot (\omega_2 - \omega_1) \quad [F4.06]$$

mit

$$\mu_e = v_e \cdot \rho$$

$$v_e = \sqrt{k} \cdot l_m$$

$$k = 0.74 \cdot v_m^2$$

$$l_m = 0.14 \cdot \frac{B}{4}$$

Der dritte Term auf der rechten Seite der Impulsleichung beschreibt die Drallreduktion durch Reibung an den Wänden.

$$M_{reib,1,2} = \lambda \cdot \int_{r_{1,2}} \frac{\rho}{2} \cdot c_f \cdot (r_{1,2} \cdot \omega_{1,2})^2 \cdot dA_{1,2} \quad [F4.07]$$

Für die Berechnung des Reibkoeffizienten  $\lambda$  dient ein Geometriefaktor und die Reynoldszahl an der Wand als Berechnungsgrundlage. Im Rahmen der hier getätigten rechnerischen Untersuchung wurde der Geometriefaktor so gewählt, dass sich der Drall im seriennahen Betriebspunkt (mit 40% Drallklappenöffnung) innerhalb der Kompressionsphase um 35% abschwächt. Der Literatur konnte entnommen werden, dass die Abschwächung des Dralls bei der Verdichtung sogar bis zu 50% beträgt (Lit 4.21). Mit dem so ermittelten Geometriefaktor wurden alle Ventilsteuervarianten berechnet.

Letztendlich erhält man mit Hilfe dieser Berechnungsvorschrift einen Verlauf der Winkelgeschwindigkeit für den Muldenraum und für den Ringraum im Quetschbereich über dem Kurbelwinkel. Aus dieser Winkelgeschwindigkeit kann wiederum entsprechend der Formel F4.03 eine Drallzahl für den Muldenraum bis zum oberen Totpunkt errechnet werden.

Die Berechnungen zeigten bei Deaktivierung des Wandreibungstermes eine Drallsteigerung in der Kompressionsphase von ~250-280%. In der Literatur (Lit 4.20 & 4.21) wurden Diagramme gefunden die ein ähnliches Drallsteigerungsniveau bei Reibungsfreiheit zeigten. Somit wurde die Berechnungsvorschrift als physikalisch plausibel beurteilt.

Die Berechnungsergebnisse zur Drallentwicklung während der Kompressionsphase zeigt Diagramm 4.24, wobei hier die zuvor beschriebenen Reibparameter berücksichtigt wurden.

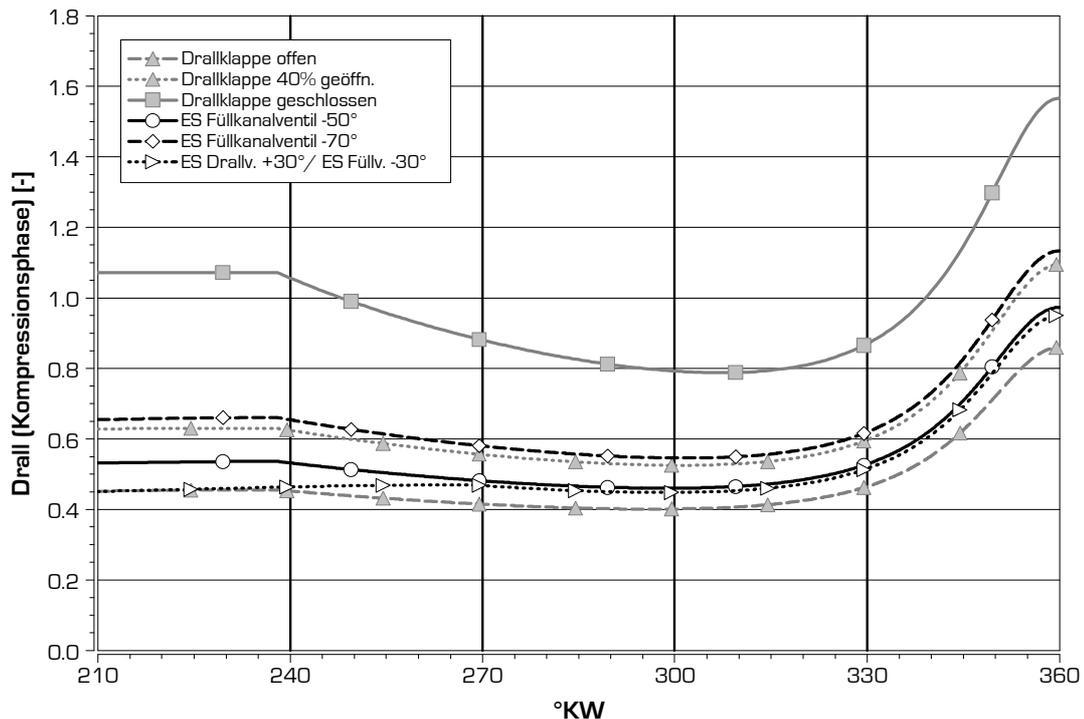


Diagramm 4.24: Drallentwicklung in der Kompressionsphase: Drallsteuerung mit Drallklappe vs. Drallerzeugung durch kurze Öffnungsdauer des Füllkanalventils

Die Berechnung der Kompressionsphase wurde mit Ende des Ladungsaustauschs im Brennraum gestartet, wobei das zuvor errechnete Drallniveau am Ende der Ansaugphase als Startdrall berücksichtigt wurde. Das Diagramm zeigt deutlich die Abschwächung des hohen Dralls der Serienvariante mit geschlossener Drallklappe durch die Wandreibung. Ebenfalls deutlich zu erkennen ist der Einfluss des späten Schließens der Varianten ENW+30 auf das Drallniveau im Zünd-OT (360° im Diagramm).

Die wesentliche Aussage des Diagramms ist jedoch, dass sich das Drallniveau von unterschiedlichen Versuchsvarianten bei „Einlass Schluss“ während der Kompression zueinander nicht grundlegend ändert. Dies gilt nur wenn der „Einlass Schluss“ für alle Varianten identisch ist. Ein hoher Drall wird durch den Reibungseinfluss stärker reduziert. Somit nähern sich die Drallniveaus unterschiedlicher Varianten in der Verdichtungsphase an.

Einen starken Einfluss auf den „Muldrall“ hat der Einlass Schluss. Bereits im Kapitel 4.2, bei der Diskussion der Messergebnisse mit Miller Cycle, wurde die Vermutung geäußert, dass eine Verringerung der Ladungsbewegung durch den frühen „Einlass Schluss“ zur hohen Rauchneigung des Miller Verfahrens geführt hat. Im folgenden wurde mit der Drallberechnungsmethode ein Vergleich des Drallniveaus der konventionellen Ventilsteuerung bei einer Drallklappenposition von 40% mit dem Miller- bzw. Atkinson-Verfahren durchgeführt. Für das Millerverfahren wurde der „Einlass Schluss“ um 50°KW nach früh verlegt, das Atkinsonverfahren wurde mit einem um 30°KW nach spät verlegtem „Einlass Schluss“ berücksichtigt. Bei beiden Alternativverfahren wurde die Drallklappe wie bei der konventionellen Basisvariante auf 40% geöffnet. Der Druck im Saugrohr wurde für die Alternativvarianten so vorgegeben, dass in allen drei Berechnungsfällen die gleiche Ladungsmasse in den Zylinder eingebracht wurde. Die Ergebnisse dieser Berechnung sind in Diagramm 4.25 abgebildet.

Daraus ist ersichtlich, dass das geringere Drallniveau mit Ventilsteuerungsverfahren nach Atkinson am Ende der Ansaugphase durch den späten Einlassschluss kompensiert wird und zum Verdichtungsende ein höheres Niveau beim Ventilschluss nach Atkinson vorhanden ist als beim konventionell betriebenen Motor. Das Drallniveau mit Millersteuerung ist aufgrund der kurzen Öffnungsdauer und des niedrigeren Ventilhubes bereits in der Ansaugphase niedrig. Die längere Verweildauer und die somit längere Wirkung der Reibung an der Zylinderwänden führt schließlich zu einem Drallniveau nach Verdichtungsende, das um ~35% niedriger ist als beim Motor mit konventioneller Ventilsteuerung.

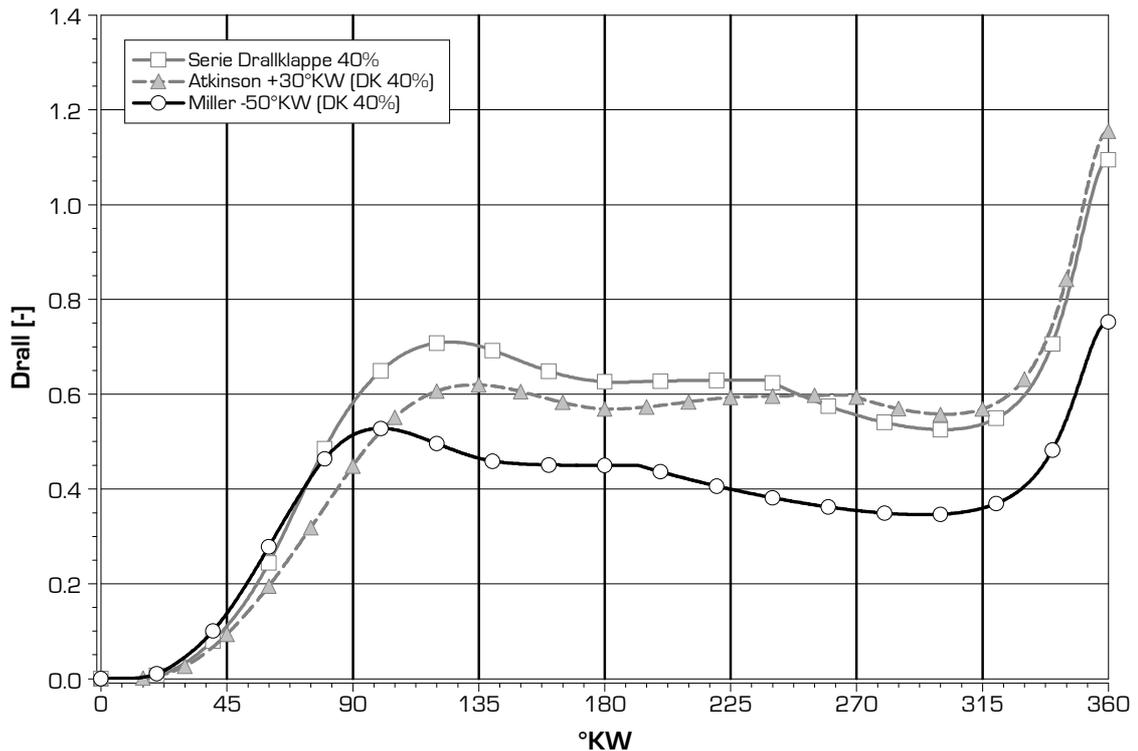


Diagramm 4.25: Vergleich Drallniveau: Konventioneller Motor vs. Miller- und Atkinsonverfahren

#### 4.3.4. Methodische Vorgehensweise für den Versuch

Mit den bereits erwähnten drei alternativen Nockenwellenvarianten wurden am stationären Motorprüfstand Versuche durchgeführt, bei denen das Emissions- und Verbrauchsverhalten des Versuchsträgers mit den alternativen Ventilhubverläufen erfasst wurde.

Für die Versuchsabwicklung war eine Beschränkung der Anzahl der zu messenden Lastpunkte notwendig, da für diese Lastpunkte jeweils eine manuelle Optimierung der Motorsteuerungsparameter erfolgen sollte.

Kriterien für die Auswahl der Lastpunkte waren einerseits die Relevanz im NEDC Prüfzyklus aber auch das Auftreten dieses stationären Lastzustandes im normalen Fahrbetrieb. Um eine Vergleichbarkeit mit früheren Untersuchungen zu erreichen, sollten zudem möglichst Lastpunkte gewählt werden die bereits in anderen Untersuchungen berücksichtigt wurden.

Folgende Lastpunkte wurden für die hier beschriebenen Versuche gewählt: 1250/2, 1300/3, 1500/5, 2000/2, 1750/5, 2000/4, 1750/6, 2000/8, 2000/10, 1000/VL, 3000/6, 2000/VL, 4000/VL (jeweils  $\text{min}^{-1}/\text{bar}_{\text{eff}}$ ).

Für die Durchführung der Versuche zur alternativen Ladungsbewegungssteuerung erfolgte vorerst die Vermessung der Serienkonfiguration mit dem Seriendatenstand des Steuergerätes. Dabei wurde im jeweiligen Lastpunkt eine AGR-Variation und eine Drallklappenvariation durchgeführt. Die AGR-Variation wurde entsprechend der in Kapitel 3.3 beschriebenen Methodik durchgeführt. Wesentlich dabei war, dass die Variation bei konstantem Ladedruck erfolgte.

In einem zweiten Schritt wurde die Drallklappenstellung variiert. Der Einfluss der Drallklappenstellung auf den Ladedruck ist zwar geringer als bei Änderung der AGR Rate, dennoch wurde der Ladedruck für jede Klappenposition auf den Wert im Serienpunkt korrigiert.

Nach Vermessung der Serienkonfiguration wurde zuerst die Nockenwelle eingebaut, bei der die Öffnungsdauer des Füllkanals um 50°KW reduziert war (ENW-50). Danach erfolgte die Untersuchung der Nockenwelle mit der um 70°KW reduzierten Öffnungsdauer des Füllkanals (ENW-70). Mit einigem zeitlichen Abstand wurde schlussendlich auch die Nockenwelle vermessen, bei der das Füllkanalventil um 30° früher und das Tangentialkanalventil um 30° später schließt als die Seriennockenwelle (ENW±30). Da zwischen den Messreihen Serie/ENW-50/ENW-70 einige Umänderungen am Prüfstand erfolgten, wurde im Anschluss an die Vermessung der Variante ENW±30 nochmals die Serienkonfiguration vermessen, um so etwaige Reproduzierbarkeitsfehler aufzeigen zu können.

Mit den drei alternativen Nockenwellen wurde am Beginn jeder Messreihe, wie bei der Serienvermessung, eine Drallklappenvariation durchgeführt. Die daraus resultierenden Ergebnisse waren Grundlage für die Definition einer neuen Basis-Drallklappenposition jedes Lastpunktes. Nachdem die Drallklappenposition großen Einfluss auf die Rauchemissionen hat wurde für diese erste Adaptierung als Entscheidungskriterium eine Gleichstellung der Rauchzahl FSN zur Serienkonfiguration gewählt.

Die Ergebnisse der Drallklappenvariation sind in Diagramm 4.26 beispielhaft für den Lastpunkt 2000/2 dargestellt. Klar ersichtlich ist dabei die Vorgehensweise für die Definition der neuen Basis-Drallklappenposition. Diese findet sich am Schnittpunkt des FSN-Wertes der Serienvariante mit der FSN-Kurve der jeweiligen Alternativvariante.

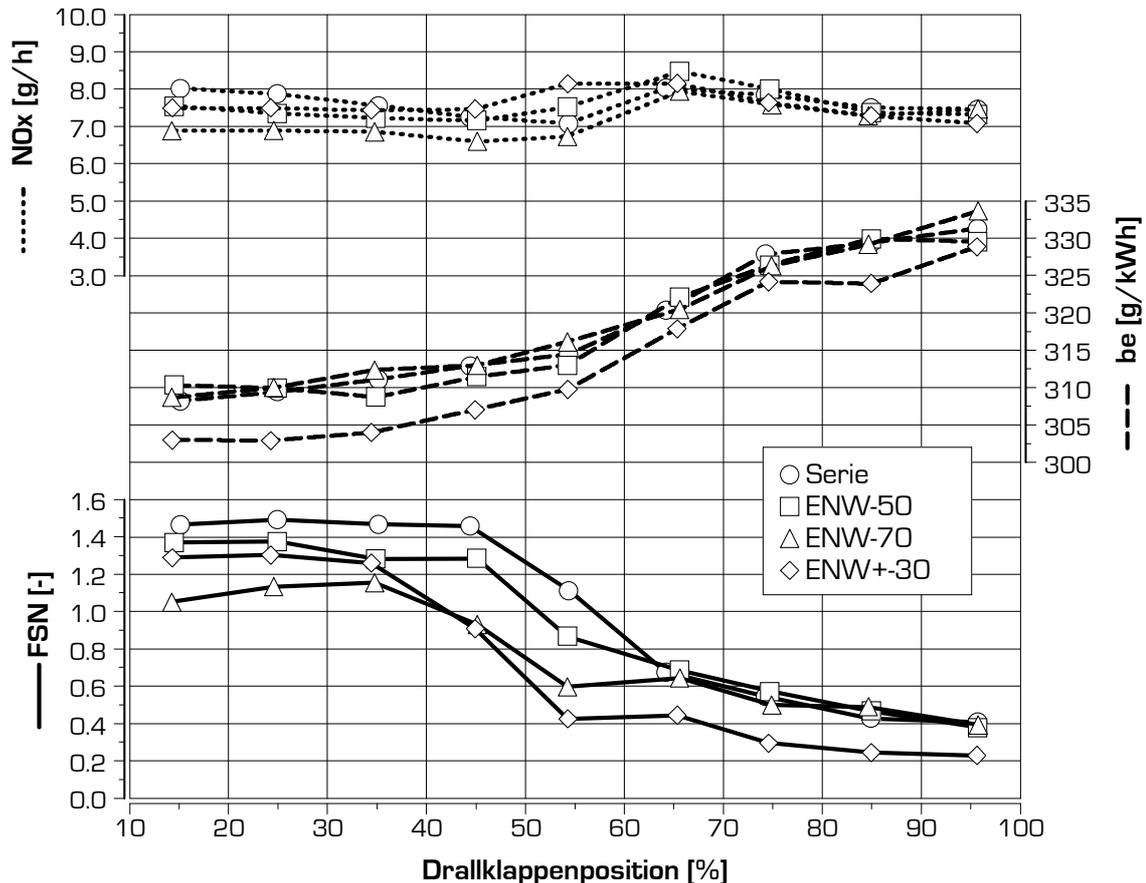


Diagramm 4.26: Ergebnisse für Verbrauch und Emissionen bei Drallklappenvariation unterschiedlicher Ventilhubpaarungen (Motorsteuerparameter noch nicht optimiert), Lastpunkt 2000/2 (hohe Drallklappenposition = geschlossener Füllkanal = max. Drall)

Die neue „optimale“ Drallklappenposition wurde als Startbedingung für eine einfache Optimierung der Motorsteuerparameter genutzt. Im Zuge dieses, in Kapitel 3.3.2 beschriebenen, Verfahrens wurde das Betriebspunktoptimum für jeden Lastpunkt ermittelt.

Für Lastpunkte im AGR-Bereich erfolgte zudem eine AGR-Variation.

#### 4.3.5. Ergebnisse mit alternativer Steuerung der Ladungsbewegung

Wie schon im vorigen Kapitel erwähnt, wurden für die Versuche mit den unterschiedlich schließenden Einlassventilhubkurven insgesamt 13 Lastpunkte bestimmt. Gezeigt werden nachfolgend die Ergebnisse von zwei der vermessenen Lastpunkte.

Bevor jedoch die Ergebnisse der optimierten Betriebspunkte dargestellt werden, soll nochmals das im vorigen Unterkapitel abgebildete Diagramm 4.26 diskutiert werden, da anhand dieses Diagramms die Wirkung der alternativen Ventilhubkurven gut nachvollzogen werden kann.

Das Diagramm zur Drallklappenvariation zeigt deutlich die positive Wirkung der geänderten Steuerzeiten der Einlassventile auf die Rauchemissionen und somit auf die AGR-Verträglichkeit. Die Varianten ENW-50 und ENW-70 zeigen einen späteren Anstieg der Rauchemissionen bei Öffnen der Drallklappe (Position >70%). Bei

deaktiviertem Füllkanal (Drallklappenposition  $> 70\%$ ) sind die Ergebnisse für die Varianten ENW-50 und ENW-70 annähernd identisch. Dies spricht für die Qualität der FSN-Messung, da bei deaktiviertem Füllkanal eine Ventilhubänderung des Füllkanalventils keine Auswirkung auf die Ladungsbewegung haben darf (sofern die Drallklappen dicht sind). Bei geöffneter Drallklappe (Drallklappenpos.  $15\%$ ) ist das Rauchniveau tendenziell geringer als mit den Serienventilhubverläufen.

Die Variante ENW $\pm 30$  zeigt bei geschlossener Drallklappe ein niedrigeres Rauchniveau als die bisher beschriebenen. Durch das um  $30^\circ\text{KW}$  später schließende Tangentialkanalventil beginnt der Verdichtungsprozess mit dieser Variante später. Mit den gewählten „Einlass Schluss“ Steuerzeiten der ENW $\pm 30$  Nockenwelle wird das in Kap. 4.2.2 beschriebene Atkinsonverfahren realisiert. Bei der Diskussion von Diagramm 4.25 wurde bereits die positive Wirkung eines späten Einlass Schlusses auf die Ladungsbewegung am Ende der Verdichtungsphase erwähnt. Im Diagramm 4.26 zeigt sich somit die praktische Auswirkung dieser Erkenntnis, eine höhere Ladungsbewegung zum Einspritzzeitpunkt und somit eine geringere Rauchneigungstendenz.

Da die Rauchemission der alternativen Varianten bei geöffneter Drallklappe (Drallklappenpos.  $<$ ) die Rauchemissionen im Serienbetriebspunkt (Drallklappenposition  $60\%$ ) nicht erreicht, ist auch mit den drei hier untersuchten Nockenwellenvarianten zusätzlich eine Drallklappe zur Erhöhung der Ladungsbewegung erforderlich. Die für alle im AGR-Kennfeldbereich liegenden Lastpunkte durchgeführte Drallklappenvariation lieferte ähnliche Ergebnisse wie für den Lastpunkt 2000/2. Die günstigsten Drallklappenöffnungen für die ENW-50 Variante liegen um  $\sim 5\text{-}10\%$  niedriger als im Seriendatenstand des Motorsteuergerätes hinterlegten Drallklappenpositionen. Bei den Varianten ENW-70 und ENW $\pm 30$  zeigt sich das Optimum bei einer um  $\sim 10\text{-}15\%$  erhöhten Drallklappenöffnung.

In Diagramm 4.27 ist das Ergebnis der AGR Variation im Lastpunkt 1500/5 aufgetragen. Hier zeigt sich interessanterweise, dass zwischen der Serien- und den Alternativvarianten keine großen Unterschiede im Rauch/NOx TradeOff Verhalten zu erkennen sind.

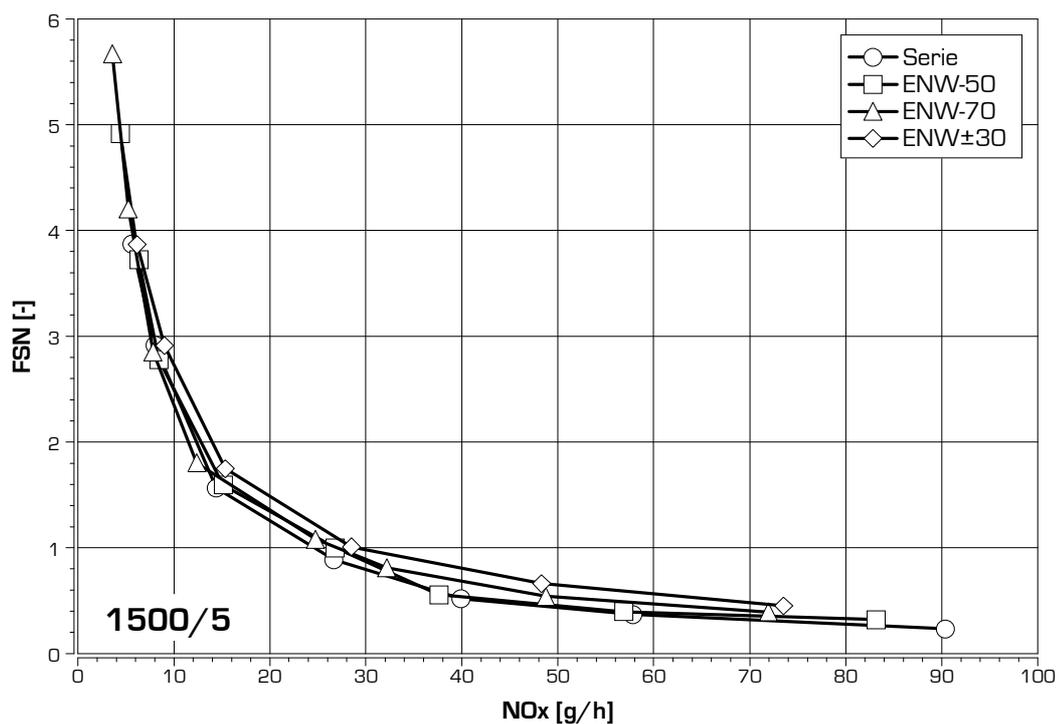


Diagramm 4.27: Rauch/NOx TradeOff - 1500/5

Bei genauer Betrachtung fällt jedoch auf, dass bei AGR-freiem Betrieb - die jeweils äußerst rechten Messpunkte der einzelnen Kurven - die Varianten mit versetztem „Einlass Schluss“ ein niedrigeres NOx-Emissionsniveau aufweisen als der Serienmotor. Dies konnte in allen 5 Lastpunkten beobachtet werden, bei denen eine AGR Variation durchgeführt wurde. Ursache für dieses Verhalten könnte ein höheres Luftverhältnis der Alternativvarianten durch eine vergrößerte Ansaugluftmasse sein. Eine Kontrolle der Ansaugluftmassen bzw. der Lambdamessdaten und somit des Luftverhältnisses der vier Versuchsreihen zeigte, dass die Luftverhältnisse der Basis und der drei Varianten innerhalb von  $0.04$  Lambdaeinheiten und somit im Bereich der Messgenauigkeit des Lambda- bzw. Luftmassensignals liegen. Zudem lag, entgegen den Erwartungen, das Luftverhältnis der Serienkonfiguration über den Varianten ENW-50 und ENW-70.

Nachfolgend eine kleine Tabelle mit den Daten zu Lambda und Ansaugluftmasse für die Versuche beim Lastpunkt 1500/5 (die Luftmasse aus dem Steuergerät, ML\_ECU, ist ein Rechenergebnis des Füllungsmodells und daher fehleranfällig bei Betrieb mit geänderten Baugruppen im Ansaugpfad):

		ML [kg/h]	Lambda (E <sub>tas</sub> )	ML ECU [kg/h]
<b>1500/5</b>	<b>Serie</b>	101.7	2.32	102.2
	<b>ENW-50</b>	98.2	2.29	102.9
	<b>ENW-70</b>	97.1	2.28	103.6
	<b>ENW±30</b>	99.9	2.32	102.6

Eine daraus zu ziehende Schlussfolgerung kann nur sein, dass die hier untersuchte alternative Art der Induktion einer Ladungsbewegung positive Auswirkung auf das Brennverfahren abseits vom Gewinn an Ladungswechselerarbeit haben muss.

Der bisher angeführte Rauch/NOx-TradeOff gibt keine Auskunft über den Wirkungsgrad der einzelnen Varianten. Um den Verbrauch beurteilen zu können, ist eine Darstellung des TradeOffs zwischen Verbrauch und NOx oder Rauch sinnvoll. Diagramm 4.28 beinhaltet den Zusammenhang zwischen Verbrauch und Stickoxidemissionen, der sich im Zuge der AGR-Variation abbildet.

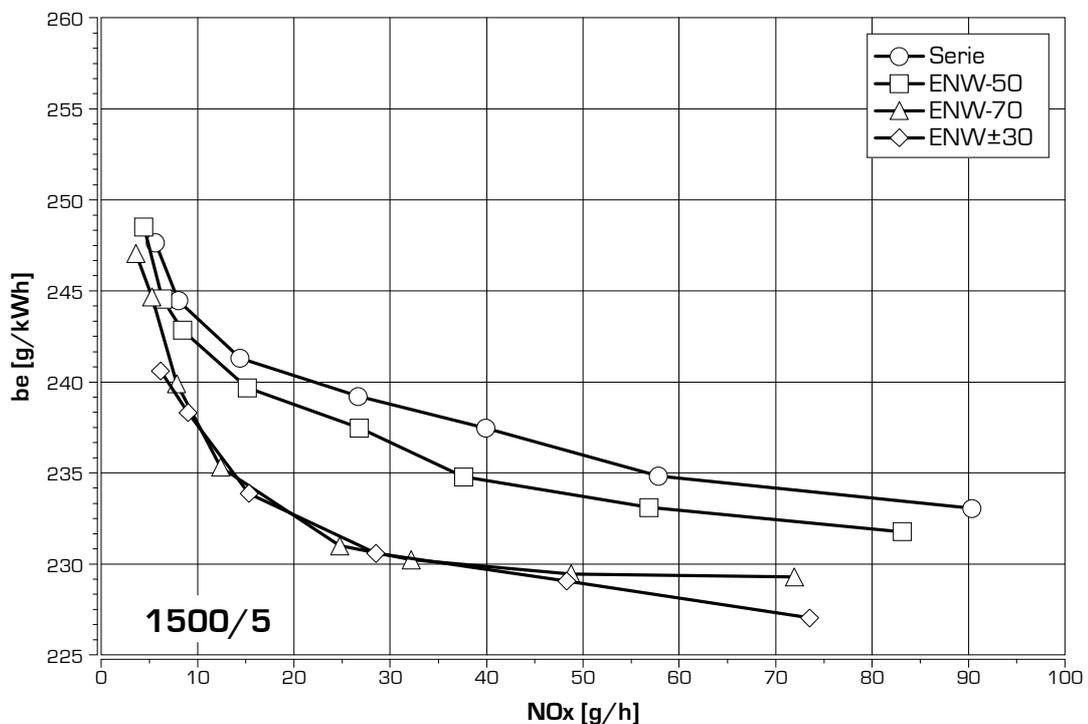


Diagramm 4.28: Verbrauch/NOx TradeOff - 1500/5

Hier zeigen sich offensichtlich positive Auswirkungen des alternativen Ladungsbewegungsverfahrens. Bei gleichem NOx-Emissionsniveau (~8.5g/h) wie der Serienmotor kann der Verbrauch im Lastpunkt 1500/5 mit der Variante ENW-50 um ca. 2 g/kWh und bei den Varianten ENW-70 und ENW±30 um ~5 - 6 g/kWh reduziert werden. Mit dem Steuerverfahren ENW±30 erhöht sich dabei die Rauchemissionen geringfügig (siehe Diagramm 4.27, ~0.3 FSN). Diese Erhöhung könnte durch Veränderung der Motorsteuerparameter mit geringer Erhöhung des Verbrauchs korrigiert werden. Letztendlich kann man davon ausgehen, dass bei diesem Lastpunkt mit den Varianten ENW-70 und ENW±30 eine Verbrauchsreduktion von ~2.5% im Lastpunkt 1500/5 erzielt werden kann. Die Alternativvariante ENW-50 zeigt mit einer Verbrauchsreduktion von ~0.8% ein weniger günstiges Resultat.

In Diagramm 4.29 und Diagramm 4.30 werden die gleichen Auswerteresultate für den Lastpunkt 2000/4 dargestellt. Der Rauch/NOx-TradeOff (Diagramm 4.29) zeigt wieder eine Übereinstimmung aller Versuchstypen, hier bei generell niedrigerem Rauchniveau als im Lastpunkt 1500/5. Erneut deutlich zu erkennen die NOx-

Vorteile der Alternativvarianten bei AGR-freiem Betrieb. Eine Überprüfung der Luftverhältnisse dieser Betriebspunkte brachte ein ähnliches Bild wie beim Lastpunkt 1500/5. Die Luftverhältnisse differieren hier um ~0.1 wobei wieder ENW-50 und ENW-70 ein geringeres Lambda aufweisen als die Serie und ENW±30. Auch hier werden die Füllungsdaten im AGR-freien Betrieb kurz in Tabellenform dargestellt:

		ML [kg/h]	Lambda [Etas]	ML ECU [kg/h]
2000/4	Serie	138.6	2.83	146.3
	ENW-50	132.9	2.79	145.2
	ENW-70	128.5	2.71	144.2
	ENW±30	135.4	2.85	145.4

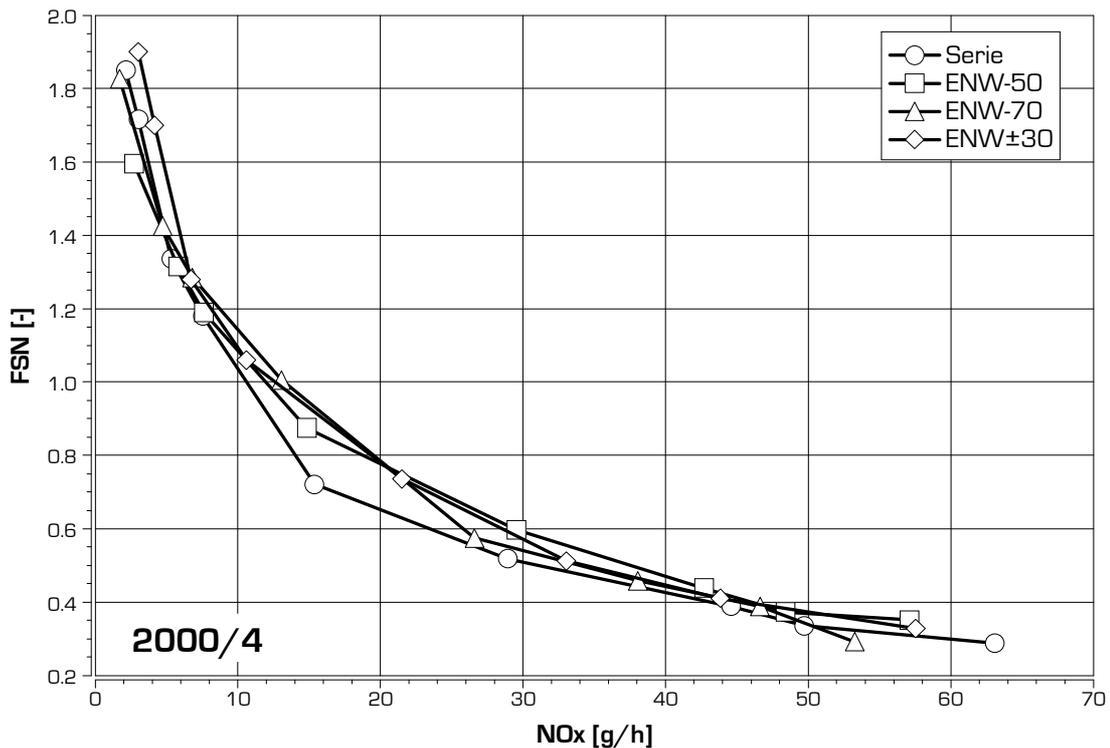


Diagramm 4.29: Rauch/NOx TradeOff - 2000/4

Der Verbrauch (Diagramm 4.30) zeigt sich im Lastpunkt 2000/4 für alle Alternativvarianten ebenfalls als vorteilhaft gegenüber der Serienkonfiguration. Mit der Füllkanalnockenvariante ENW-70 und ENW±30 ergibt sich bei einem NOx-Emissionsniveau das dem Serienmotor entspricht (7.5 g/h) ein Verbrauchsreduktionspotenzial von 5 bzw. 6 g/kWh, da hier keine zusätzlichen Verstellungen zur Kompensation einer Raucherhöhung durchgeführt werden müssen. Dies entspricht einem Verbrauchsgewinn von knapp 2 - 2.5%. Für die Alternativnockenvariante ENW-50 ist der Gewinn, wie bereits beim Lastpunkt 1500/5, geringer. Hier reduziert sich der Verbrauch um ~1%.

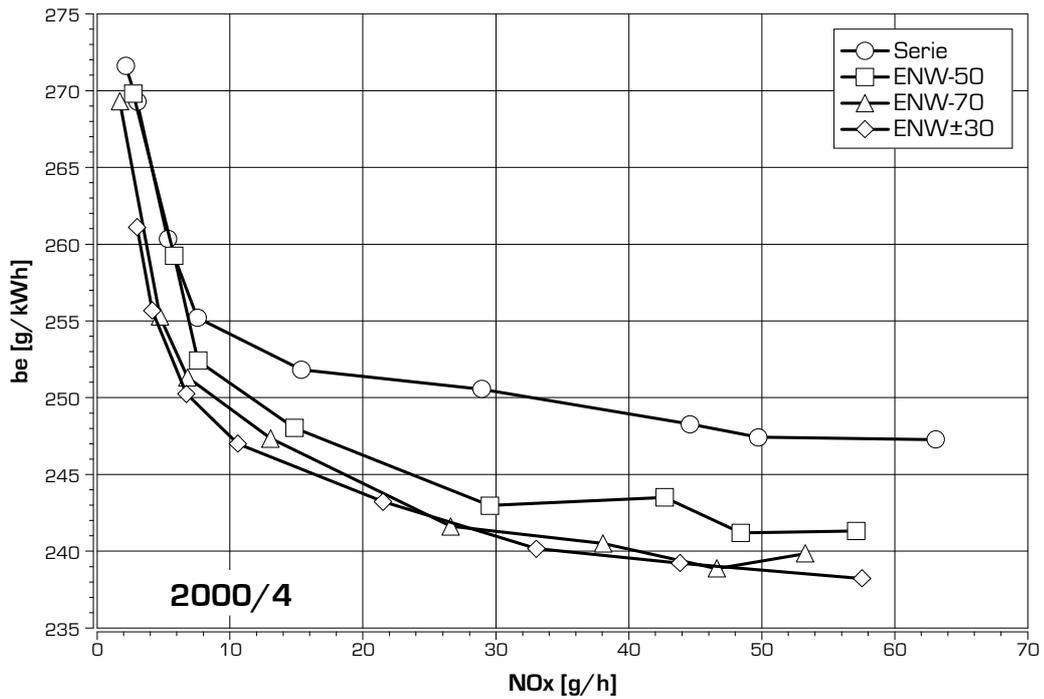


Diagramm 4.30: Verbrauch/NOx TradeOff - AGR Variation bei 2000/4

Für eine Bewertung der alternativen Steuerung der Ladungsbewegung sind auch die Ergebnisse in den Bereichen des Kennfeldes interessant, in denen bei hohen Lasten nur mehr niedrige AGR Raten gefahren werden. Also an der Grenze des Kennfeldbereiches in dem die Abgasrückführung aktiv ist. Hier wird bei Pkw Dieselmotoren eine geringe Anstellung der Drallklappe appliziert. Im Diagramm 4.31 wird das Ergebnis einer Variation der Drallklappenstellung von „halb geöffnet“ bis „vollständig geöffnet“ in den Lastpunkten 2000/8 und 2000/10 dargestellt.

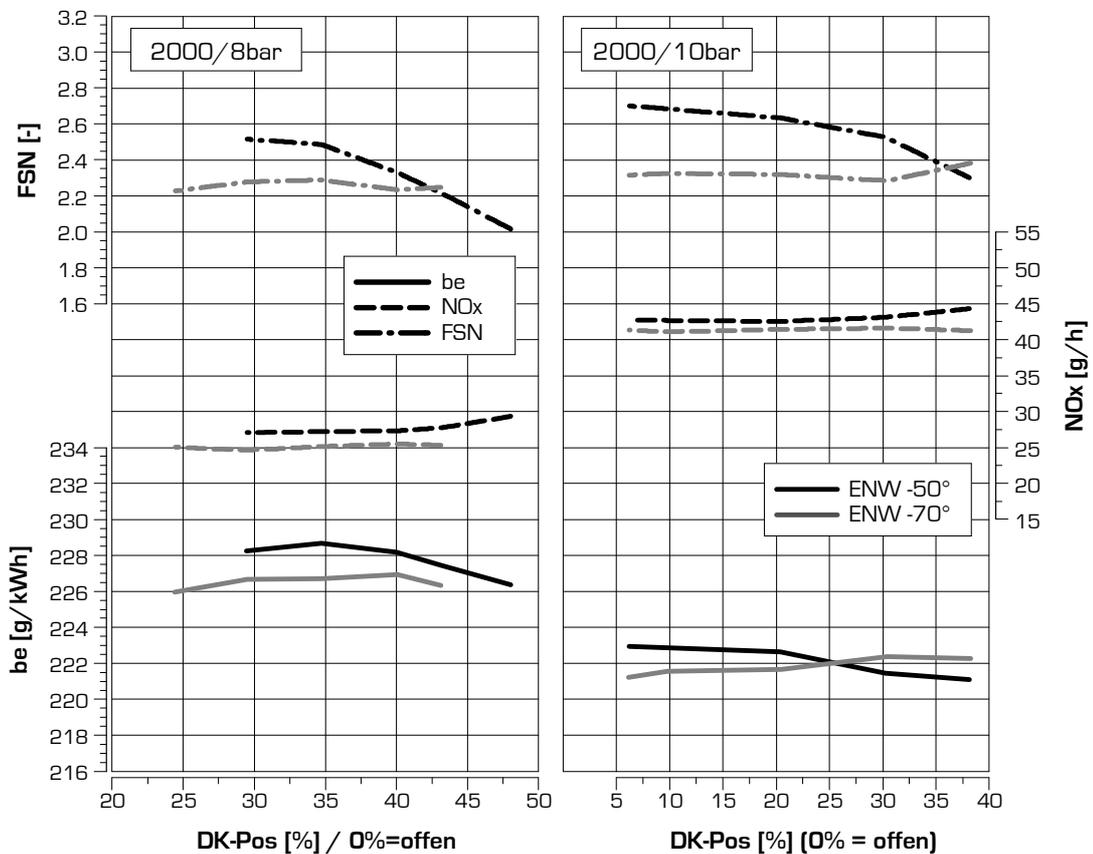


Diagramm 4.31: Drallklappenvariation in den Lastpunkten 2000/8 und 2000/10 bei frühem „Einlass Schluss“ des Füllkanalventils

Ein wesentliches Merkmal zur Beurteilung, ob die Ladungsbewegung dem Bedarf des Brennverfahrens entspricht ist die Rauchneigungstendenz im jeweiligen Lastpunkt. Im Diagramm 4.31 ist zu erkennen, dass mit dem um 50°KW nach früh verlegten Einlassschluss des Füllkanals (schwarze Kurven) noch ein deutlicher Zusammenhang zwischen Drallklappenposition und Rauchneigung besteht. Mit dem um 70°KW nach früh verlegten Einlassschluss des Füllkanals (graue Kurven) zeigt sich hier keine Beeinflussung der Rauchneigungstendenz durch eine Anstellung der Drallklappe (bis zur Mittellage). Hier hat die Drallklappe keine Auswirkung auf den Rauch. Während mit konventionellen Nockenwellen bei 2000/10 noch die Drallklappe eingesetzt werden muss, ist dies mit der Nockenwelle bei der der Füllkanal um 70° früher geschlossen wird (ENW-70) nicht mehr erforderlich. Dies bestätigt die Wirksamkeit des alternativen Verfahrens zur Steuerung der Ladungsbewegung als Ersatz bzw. als Unterstützung der Drallklappe.

Die Ergebnisse der übrigen Betriebspunkte zeigen ein lastabhängig unterschiedliches Potenzial im Rauch/NOx/Verbrauchsoptimum. In Lastpunkten mit niedrigem Mitteldruck zeigt sich ein höherer Verbrauchsgewinn, mit zunehmender Last reduziert sich der Vorteil. In den Volllastpunkten erhöht sich der Verbrauch. Dargestellt ist in Diagramm 4.32 das Verbrauchsverhalten bei allen untersuchten Betriebspunkten (ausgenommen Lastpunkt 1750/1 - wurde aus Skalierungsgründen weggelassen). Darin sind die Verbräuche aus den nach der Betriebspunktoptimierung durchgeführten Vermessungen dargestellt.

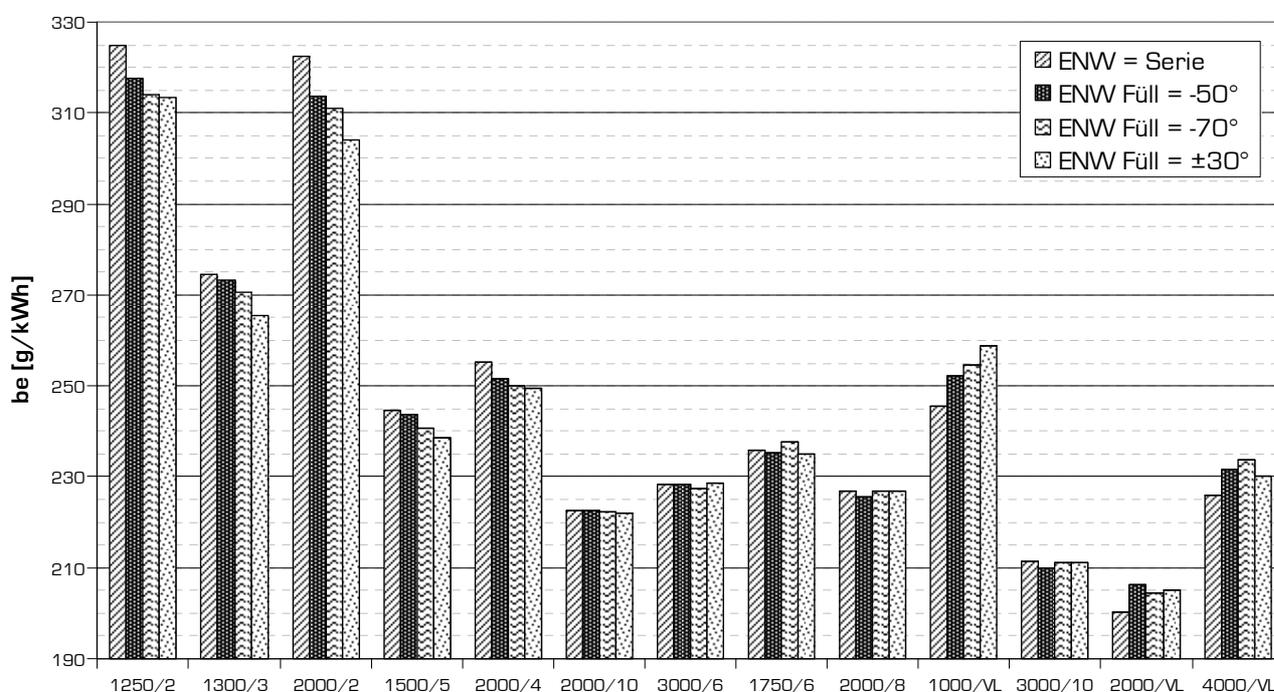


Diagramm 4.32: Spezifischer Kraftstoffverbrauch bei Betrieb mit alternativen Ventilhubkurven für den Füllkanalventilhub im Vergleich zur Serienkonfiguration

Bemerkenswert ist dabei der Verbrauchsvorteil im Niedriglastpunkt 2000/2, der oftmals als Referenzpunkt für einen Brennverfahrensvergleich dient. Hier verringert sich der Verbrauch mit der Variante ENW±30 um mehr als 4% und mit der Nockenwellenform ENW-70 immerhin noch um 3.5%. Um die Verbrauchsmeßmethode (AVL Kraftstoffwaage 730) zu verifizieren, und weil die Versuche auch in großem zeitlichen Abstand stattgefunden haben, wurde nach Ende der Alternativnockenversuche nochmals die Serienkonfiguration aufgebaut und vermessen. Die am Beginn gemessenen Verbräuche konnten bei 12 der 14 untersuchten Lastpunkte in einem Toleranzband von ±0.5% erneut gemessen werden (große Abweichungen bei 1750/1, deutliche bei 1250/2 und am Grenzbereich des Toleranzbandes bei 4000/VL), was für eine qualitativ ansprechende Verbrauchsmessung spricht. Die Messung eines spezifischen Kraftstoffverbrauchs unter 310 g/kWh im Lastpunkt 2000/2 mit einem Euro 5 Motor war für den, dieselmotorisch doch erfahrenen, Autor ein besonderes Ereignis, das zudem mit den Nockenwellen ENW-70 und ENW±30 reproduzierbar dargestellt werden konnte.

Im Diagramm 4.33 sind die, bei den hohen Lastpunkten, gemessenen NOx-Emissionen aufgeführt. Hier zeigt sich interessanterweise, dass durch den geänderten Ventilhubverlauf die NOx-Emissionen sinken. Der Volllastpunkt bei 2000 min<sup>-1</sup> bildet hier eine Ausnahme.

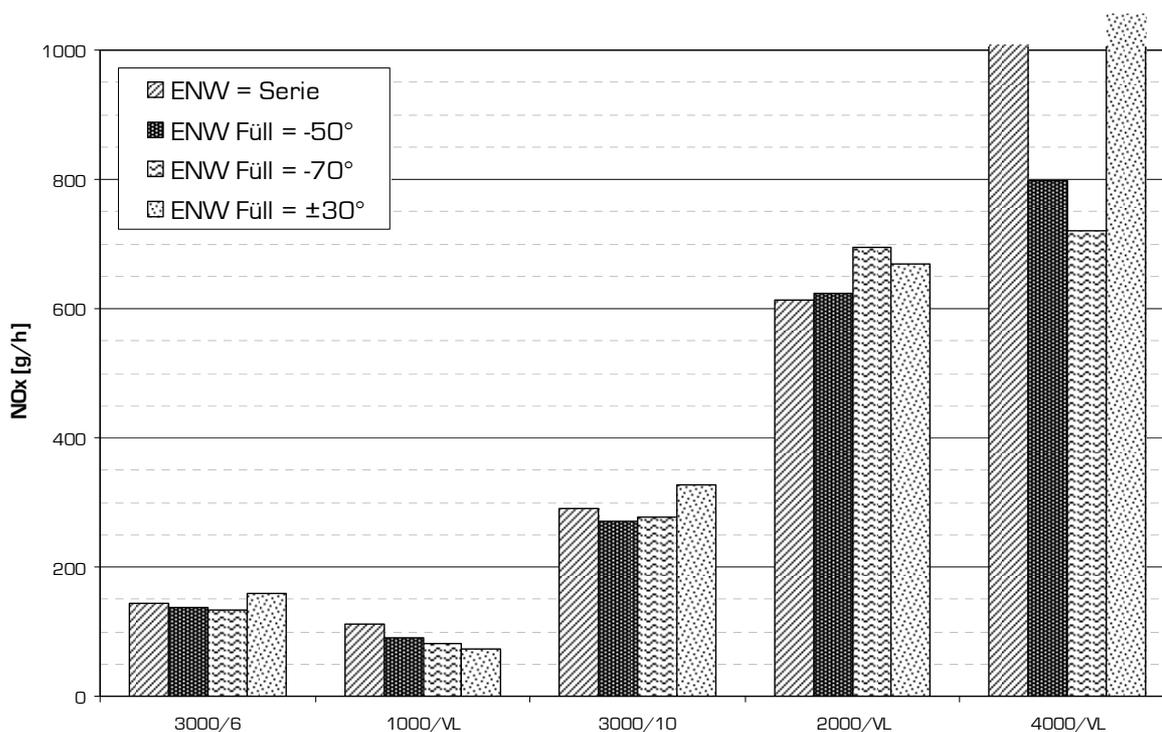


Diagramm 4.33: NO<sub>x</sub>-Emissionen in AGR-freien Lastpunkten bei Betrieb mit alternativen Ventilhubkurven für den Füllkanalventilhub im Vergleich zur Serienkonfiguration.

Neben der bereits im Zuge der Diskussion der Ergebnisse der AGR Variation vermuteten, besseren Ladungsbewegung bei Verwendung der unterschiedlich schließenden Nockenwellen, kann die diesbezügliche Ursache in einem weiteren wesentlichen Ergebnis der Hochlastversuche begründet werden. Nicht unerwartet hat sich gezeigt, dass es bei Lastpunkten mit hohem Luftbedarf zu einer Verringerung der angesaugten Ladungsmasse kommt. Im Nennleistungspunkt bei  $4000 \text{ min}^{-1}$  zeigt sich mit der Ventilhubvariante ENW-70 eine um 20% verringerte Ladungsmasse und demzufolge ein  $\lambda$  von 1.25. Dies hat eindeutig negative Auswirkungen auf die Durchbrennfunktion und damit auf die Verbrennungsdauer, was zu einer geringeren Spitzentemperatur führt. Dies hat geringere NO<sub>x</sub>-Emission bei gleichzeitig höherem Verbrauch zur Folge, wie in den beiden Diagrammen zu erkennen ist. Eine Analyse der gemessenen Druckverläufe und der daraus errechneten Brennverläufe hat die nachteilige Auswirkung dieser Ventilhubvariante bei den Hochlastpunkten bestätigt. Ein weiteres Indiz für den verschleppten Verbrennungsablauf zeigt sich in den Messergebnissen der Rauchemissionen: der FSN-Wert erhöht sich im Nennleistungspunkt von 0.78 in der Serienkonfiguration auf 2.74 für die Variante mit der um  $70^\circ$  reduzierten Ventilöffnungsdauer des Füllkanalventils.

Letztendlich ergeben sich mit den früher schließenden Füllkanalventilen an der Vollast durchwegs Nachteile für den Verbrauch und die Rauchemissionen. Diese Werte sind für eine Beurteilung des Betriebsverhaltens im Nennleistungspunkt wichtiger als die NO<sub>x</sub>-Emissionen. Aufgrund der Gasdynamik ist bei hohen Drehzahlen ein möglichst spätes Beenden der Einlassphase bei beiden Ventilen von großer Wichtigkeit, was auch die leicht besseren Ergebnisse der Variante ENW $\pm$ 30 erklärt. Mit den alternativen Ventilöffnungen ergibt sich am Füllkanal eine Versperrung am Ende der Einlassphase und somit eine geringere Ladungsmenge die nicht kompensiert werden kann. An der Vollast ist keine dralldominante Ladungsbewegung erforderlich, hier zählt für optimale Betriebseigenschaften vorrangig ein hoher Füllungsgrad. Durch die Einströmdynamik bei hoher Drehzahl und mit der Impulssteigerung der Muldenladung durch die hohe Einspritzrate ist auch ohne externe Maßnahmen ausreichend Ladungsbewegung vorhanden.

## Druckverlaufsanalyse

Die bisher dargestellten Diagramme geben zwar Auskünfte über die Auswirkungen der alternativen Methode zur Steuerung der Ladungsbewegung hinsichtlich Emissionen und Verbrauch. Eine Analyse der, zu diesen Resultaten führenden Ursachen geben sie jedoch nicht.

Aus diesem Grund erfolgte mit den Indizierdaten, die bei den einzelnen Versuchsreihen erfasst wurden, eine ausführliche Druckverlaufsanalyse. Wichtigstes Instrument für die Analyse der Zylinderdruckverläufe ist die Verlustteilung. Nach Optimierung der Motorsteuerparameter in den einzelnen Lastpunkten wurden alle gewählten Lastpunkte, wie in Kapitel 4.3.4 beschrieben einer detaillierten Vermessung unterzogen. Die in Diagramm 4.32 und Diagramm 4.33 gezeigten Resultate wurden bei dieser „Endvermessung“ erfasst. Im Zuge dieser Messung wurde auch eine gewissenhafte Druckindizierung aller Zylinder durchgeführt. Mit dem gemittelten Druck dieser 4 Druckverläufe wurde eine Verlustteilung durchgeführt.

Im folgenden wird in Diagramm 4.34 das Ergebnis dieser Verlustanalyse für den Lastpunkt 2000/4 dargestellt und diskutiert.

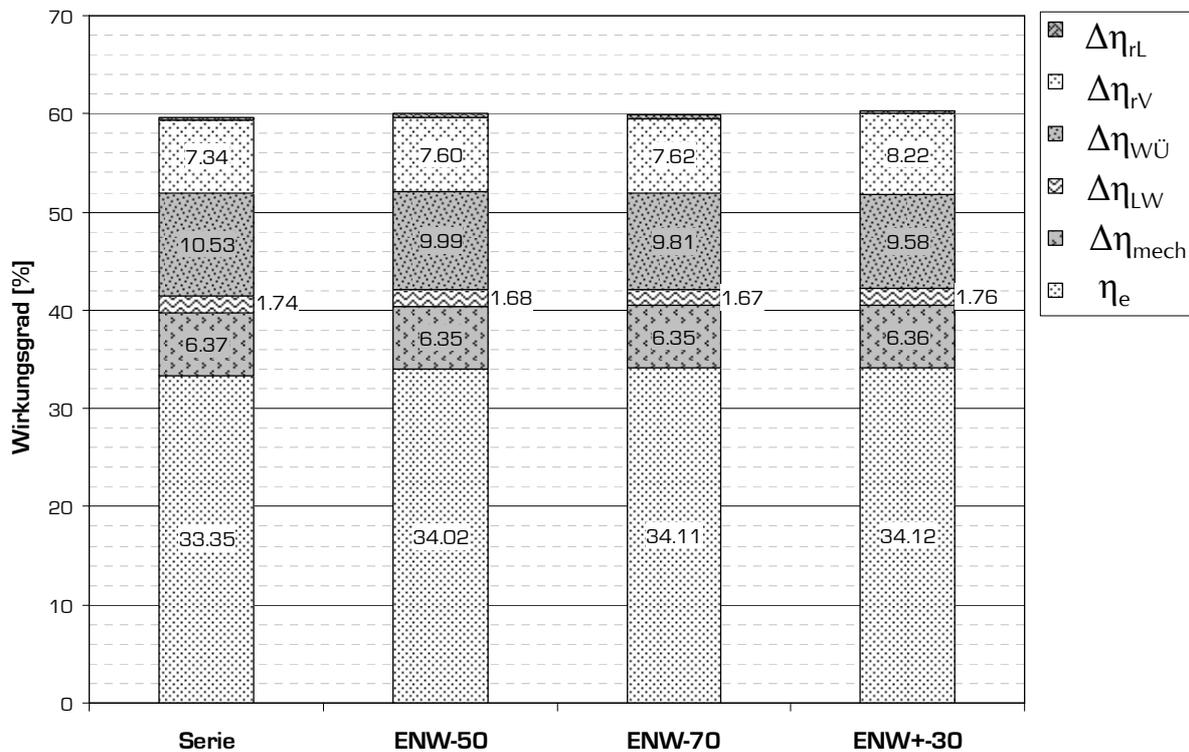


Diagramm 4.34: Vergleich Serie vs. Früher „Einlass Schluss“ des Füllkanalventils: Ergebnisse der Verlustteilung.

Die Höhe der vier Balken zeigt den Wirkungsgrad des Vergleichsprozesses des vollkommenen Motors für den Serienmotor und jede Versuchsvariante. Dabei sind nur geringe Unterschiede zwischen den einzelnen Balken zu erkennen. Der Wirkungsgrad des Vergleichsprozesses ist vorrangig abhängig vom (geometrischen) Verdichtungsverhältnis und von der Füllung des Motors im realen Betrieb. Der Unterschied zwischen den Varianten liegt mit  $0.2-0.4\%_{abs}$  im Genauigkeitsbereich die mit einer Verlustteilung erzielt werden kann. Eine Diskussion dieses Unterschiedes wäre daher müßig.

Eine wichtige Fragestellung für diese Analyse war der Einfluss des Ladungswechsels auf den Wirkungsgrad. Wie nun im Diagramm 4.34 zu erkennen ist, zeigt sich bei den Varianten ENW-50 und ENW-70 nur ein geringfügig reduzierter Ladungswechselverlust. Die spät schließende Einlassnockenwelle ENW±30 liegt mit dem Ladungswechselverlust sogar auf ähnlichem Niveau wie der Serienmotor. Dies überrascht nicht, da der Füllungsverlust durch den späten „Einlass Schluss“ (Atkinson) über einen höheren Ladedruck kompensiert werden muss.

In Diagramm 4.35 sind die pV-Kurven des Ladungswechsels für zwei Lastpunkte angeführt. Die zuvor bei der Verlustteilung erkannten geringen Änderungen des Ladungswechselaufwandes sind hier anhand der wenig unterschiedlichen Ladungswechselschleifen zu erkennen. Für die Variante ENW+30 bestätigt sich die Erklärung zum hohen Ladungswechselaufwand. Der Druck im Ansaugtakt (Ladedruck) ist geringfügig höher als bei den anderen Varianten. Gleichzeitig ist auch der Druck beim Ausschleiben des Abgases höher. Die Fläche innerhalb der Druckschleife ist mit der bei Serienkonfiguration vergleichbar.

In diesem Diagramm wurden zudem die Ladungswechselschleifen im Lastpunkt 1300/3 dargestellt. Dabei zeigt sich ein geringfügig besseres Bild für den Ladungswechsel, obgleich die Änderung der Fläche der Ladungswechselschleife auch hier nicht gravierend ausfällt.

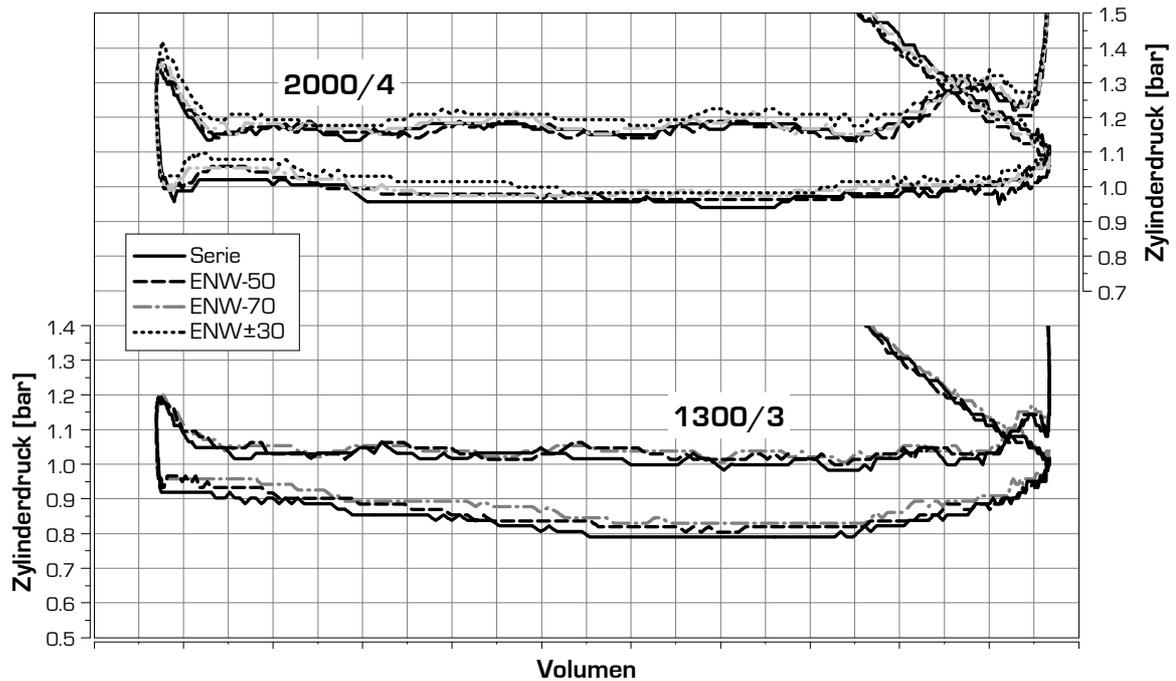


Diagramm 4.35: Vergleich Serie vs. früher „Einlass Schluss“ des Füllkanalventils: Ergebnisse der Verlustteilung.

Wenn man die Hauptverlustterme „Reale Verbrennung (rV)“ und „Wandwärmeverlust (WÜ)“ vergleicht, zeigt sich bei den Varianten mit alternativer Ladungsbewegung, dass die Verringerung des Wandwärmeverlustes die Vergrößerung des Verlustes an realer Verbrennung übersteigt (die beiden Verlustanteile verhalten sich im Normalfall gegenläufig – siehe Bemerkung Kapitel 2.2). Grundsätzlich überrascht dieses Resultat, da vorab angenommen werden konnte, dass sich durch eine erhöhte Ladungsbewegung der Verbrennungsablauf verbessert, der Wärmeübergang aber durch die höhere Turbulenz in Wandnähe steigt. Dazu muss jedoch erwähnt werden, dass der Wandwärmeverluste modellbasiert errechnet wird. Im hier verwendeten Wärmeübergangsmodell von Woschni/Huber (siehe Kapitel 3.1.1.) wird die Ladungsbewegung durch die Eingabe einer Flügelradrehzahl bei einem stationären Strömungsversuch des Zylinderkopfes berücksichtigt. Die hier untersuchte Drallerzeugungsmethode zeigt jedoch im Laufe des Ansaugtaktes eine veränderliche Drallausbildung. Somit ist die Änderung des Wärmeübergangsverlustes in der Verlustanalyse nicht auf die geänderte Ladungsbewegung zurück zu führen, sondern auf die Änderungen von Druck und Temperatur in der Hochdruckphase. Wie groß sich der reale Einfluss der unterschiedlichen Ladungsbewegung auf den Wärmeübergang darstellt kann nur durch 3D Simulation erfasst werden.

Letztendlich zeigt sich der Wirkungsgradvorteil bei den Varianten ENW-50 und ENW-70 als Summe aus geringen Verbesserungen im Ladungswechsel, einer rechnerischen Reduktion des Wärmeüberganges und eines geringfügig höheren Wirkungsgrades des Vergleichsprozesses. Die Varianten ENW±30 zeigt keinen Ladungswechselvorteil. Hier ist ein deutlich reduzierter Wärmeübergang zu verzeichnen (erklärbar durch das geringere effektive Verdichtungsverhältnis der spät schließenden Tangentialkanalventils) kombiniert mit einem hohen Wirkungsgrad des Vergleichsprozesses.

Die Unterschiede zwischen der Serie und den verschiedenen Varianten betragen bei den einzelnen Verlustanteilen großteils weniger als  $0.7\%_{\text{abs}}$ . Der Autor schätzt die Unsicherheit der einzelnen Anteile bei einer Verlustteilung auf  $\sim 0.5\%_{\text{abs}}$ , wobei für diese Genauigkeitsangabe die möglichen Fehler bei der Ermittlung von Ansaugluftmasse, Zylinderdruck, Kurbelwellenstellung, Kraftstoffmessung und Zylinderdruckmittelung berücksichtigt wurden. Eine Antwort auf die Fragestellung welche physikalisch/chemischen Effekte den Wirkungsgradvorteil der alternativen Ladungsbewegungssteuerung erwirken, kann daher auch mit dem Verfahren der Verlustteilung zumindest für den Mehrzylindermotor nicht eindeutig getätigt werden.

Die Untersuchung dieser Ladungsbewegungsmethode an einem Einzylinder-Forschungsmotor könnte hier hilfreich sein. Unsicherheiten die sich aus der Mittelung der Einzeldruckverläufe eines Mehrzylindermotors und aus der Ungenauigkeit der Kurbelwinkelzuordnung unterschiedlicher Zylinder ergeben, können dabei ausgeschlossen werden. Der Einfluss des zeitlich veränderlichen Dralls auf den Wärmeübergang sollte für die Berücksichtigung bei der 0D Simulation zudem eingehend untersucht werden.

### 4.3.6. Zusammenfassung der Untersuchungen zur alternativen Ladungsbewegungssteuerung

Ziel der Untersuchung dieses alternativen Steuerverfahrens für die Ladungsbewegung war die Lösung der Fragestellung, ob durch unterschiedliches Schließen der beiden Einlassventile Vorteile hinsichtlich Verbrauch/NO<sub>x</sub>/Rauch gegenüber der am Serienmotor eingesetzten konventionellen Steuerung mit Drallklappen erzielt werden kann. Diese Fragestellung kann eindeutig mit ja beantwortet werden.

Da am gewählten Versuchsmotor aus zeitlichen und wirtschaftlichen Gründen keine vollvariable Ventilsteuerung angebaut werden konnte, musste dieses Verfahren mit Fixnockenwellen untersucht werden. Dabei wurden für diese Untersuchung drei alternative Nockenwellen gefertigt. Die Untersuchungen führten zu dem Erkenntnis, dass mit den gewählten Nockenwellenvarianten beim untersuchten Motor auf eine Drallklappe nicht verzichtet werden sollte. Für eine volle Ausschöpfung der Potenziale hinsichtlich Verbrauch/NO<sub>x</sub>/Rauch ist eine zusätzliche Drallsteigerung durch eine konventionelle Drallklappe notwendig. Diese Funktionsanforderung kann jedoch nicht generalisiert werden. Eine weitere Verkürzung der Öffnungsdauer des Füllkanalventils, als mit den beiden dargestellten Nockenwellen, kann eventuell noch günstigere Bedingungen für die Ladungsbewegung bringen. Zudem kann für Motoren mit geringeren Emissionsanforderungen bzw. für Motoren mit geringerer spezifischer Leistung der Betrieb auch ohne Drallklappe ausreichend Potenzial für eine Emissionierung bieten.

Mit den bisher in Serie eingesetzten variablen Ventilsteuerverfahren ist eine Trennung der Ventilerhebungskurven der Ventile eines Zylinders nur mit hohem konstruktiven Aufwand möglich. Einzig mit einer Schaltenockenvariante wäre die Kombination von füllungs- und ladungsbewegungsoptimierten Ventilhubkurven denkbar. Dabei ist jedoch keine wirkliche Variabilität möglich und die Anzahl der darstellbaren Ventilhubverläufe auf max. drei beschränkt.

Mit dem im Jahr 2009 durch FIAT vorgestellten MultiAir Ventilsteuerverfahren [Lit. 4.27] gibt es nunmehr ein in der Serie eingesetztes System, das in einfacher Weise für den Dieselmotor adaptiert werden kann, und mit dem zyklussynchron unterschiedliche Ventilerhebungskurven für die beiden Einlassventile einfach realisiert werden können. Bis jetzt werden mit diesem Verfahren beide Einlassventile eines Zylinders durch ein Hydraulikventil parallel gesteuert. Für die gewünschte Funktionalität der Steuerung der Ladungsbewegung müsste daher die Anzahl der Hydraulikventile verdoppelt werden um jedes Einlassventil getrennt ansteuern zu können.

Dadurch wird jedoch eine Vollvariabilität möglich, mit der eine Drallklappe gänzlich eingespart werden könnte. Dies kann jedoch nur durch Untersuchungen mit weiteren Fixnockenwellen oder mit einem Ventiltriebssystem, das eine vollständig getrennte Ansteuerung der beiden Einlassventile ermöglicht, beurteilt werden. Eine Optimierung der jeweils günstigsten Ventilhubkurve bei voller Variabilität muss letztendlich im Versuch ermittelt werden.

## 4.4. Änderung des Verdichtungsverhältnisses

Das Verdichtungsverhältnis ist eines der wesentlichsten Konstruktionsmerkmale für die Auslegung eines Verbrennungsmotors. Mit dem Verdichtungsverhältnis kann beim Ottomotor die Klopfneigung und beim aufgeladenen Dieselmotor die mechanische Belastung wesentlich beeinflusst werden. Wie in Kapitel 2.1 ausgeführt, ist die Wahl des Verdichtungsverhältnisses zudem entscheidend für den Wirkungsgrad und somit für den Kraftstoffverbrauch eines Motors.

Historisch betrachtet war bei den „großen“ Erfindern am Beginn der Geschichte der Verbrennungskraftmaschine, das Verdichtungsverhältnis ein viel diskutiertes Fachproblem. Nikolaus A. Otto, hauptberuflich Kaufmann und sein „Mechanikus“ Eugen Langen, derjenige Ingenieur der Ottos Ideen zu „Eisen“ gebracht hat, waren der Meinung, die „Verdichtung im Motor ist ein unvermeidliches Übel und muss so gering als möglich gehalten werden“ [Lit. 4.29]. Die ersten Motoren von Otto & Langen wurden daher mit einem Verdichtungsverhältnis von ~3 betrieben. Im Zuge ihrer Experimente erkannten die beiden dann zwar die Wirkung einer höheren Verdichtung auf den „Gasverbrauch“, die theoretischen Grundlagen dazu blieben Otto und Langen jedoch verborgen.

Erst der thermodynamisch hervorragend ausgebildete und im Kältemaschinen-Betrieb seines universitären Lehrers Carl Linde angestellte Rudolf Diesel hat die Verdichtung als einen wesentlichen Faktor zur Steigerung des Wirkungsgrades von Wärmekraftmaschinen erkannt. Den ersten Berechnungen nach seinen Ideen zu einem selbstzündenden Verbrennungsmotor hat er ein Verdichtungsverhältnis von 50 zugrunde gelegt, was zu einem Spitzendruck von 250 Atmosphären führen soll. Er hat jedoch langfristig mit Spitzendrücken von 2500 Atmosphären gerechnet, da diese Drücke in den damaligen Schusswaffen beherrscht würden (!). Im Zuge der

konstruktiven Ausgestaltung seines Prototypenmotors hat er sein erstes Auslegungskriterium auf ein festigkeits-technisch verträgliches Maß reduziert. Dem in seiner Publikation [Lit. 4.30] konstruktiv dargestellten Motor war ein Spitzendruck von 90 Atmosphären zugrunde gelegt. Beim ersten Versuchsmotor den Diesel in der Maschinenfabrik Augsburg baute, reduzierte er den maximalen Spitzendruck auf 30 bar. Der Begriff Verdichtungsverhältnis war damals scheinbar nicht bekannt, es findet sich dazu kein Hinweis in seinem Buch [Lit 4.30].

Im folgenden sollen nun nach einer kurzen theoretischen Potenzialbewertung die Ergebnisse von Simulations- und Prüfstandsuntersuchungen zur Reduktion des Verdichtungsverhältnisses bei Pkw Dieselmotoren präsentiert und der dadurch realisierbare Nutzen bewertet werden. Wie in weiterer Folge dargestellt, wird sich bei niedrigem Verdichtungsverhältnis das Kaltstart- und Warmlaufverhalten verschlechtern. Hier wurde ein Verfahren entwickelt, das eine Verbesserung des Kaltstartverhaltens bringt und in diesem Kapitel abschließend beschrieben und beurteilt wird.

#### 4.4.1. Theoretisches Wirkungsgradpotenzial bei Änderung des Verdichtungsverhältnisses

Bereits im Kapitel 2.3 wurden die Auswirkungen der Änderung des Verdichtungsverhältnisses auf den Wirkungsgrad diskutiert. Für den vollkommenen Motor, definitionsgemäß mit isentroper Verdichtung und vollständiger Umsetzung des Kraftstoffes in OT, folgt der Wirkungsgrad in Abhängigkeit von Verdichtungsverhältnis und Füllungsmedium (hier entweder reine Luft, Luft/Kraftstoffdampfgemisch oder Luft/Abgasgemisch) der einfachen Formel:

$$\eta_{th,v} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{\kappa-1}} \quad \text{F 4.08}$$

Der daraus darstellbare Zusammenhang zwischen Verdichtungsverhältnis, Lambda und  $\eta_{th,v}$  ist bereits in Diagramm 2.1 aufgeführt.

Damit ist für den vollkommenen Motor festzustellen: mit steigendem Verdichtungsverhältnis erhöht sich bei gleich bleibendem Füllungsmedium der Wirkungsgrad. Die Wirkungsgradkurve verläuft jedoch degressiv.

Die Voraussetzungen für einen vollkommenen Motor sind idealisierte Randbedingungen die der Vereinfachung der Berechnungsvorgänge und zur Definition eines Grenzpotenziales dienlich sind. In der Realität stellt sich der Motorprozess in allen idealisierten Belangen verlustbehaftet dar, was zu einem geänderten Zusammenhang von Verdichtungsverhältnis und Wirkungsgrad führen könnte. Diagramm 4.36 zeigt die Resultate einer Simulationsrechnung zum Potenzial der Änderung des Verdichtungsverhältnisses (siehe Kapitel 2.3). Im Diagramm wird der indizierte Wirkungsgrad in fünf Lastpunkten gezeigt, der durch OD-Berechnung mit dem Motorprozessrechenprogramm CORA (siehe Kapitel 3.1) bei Variation des Verdichtungsverhältnisses ermittelt wurde.

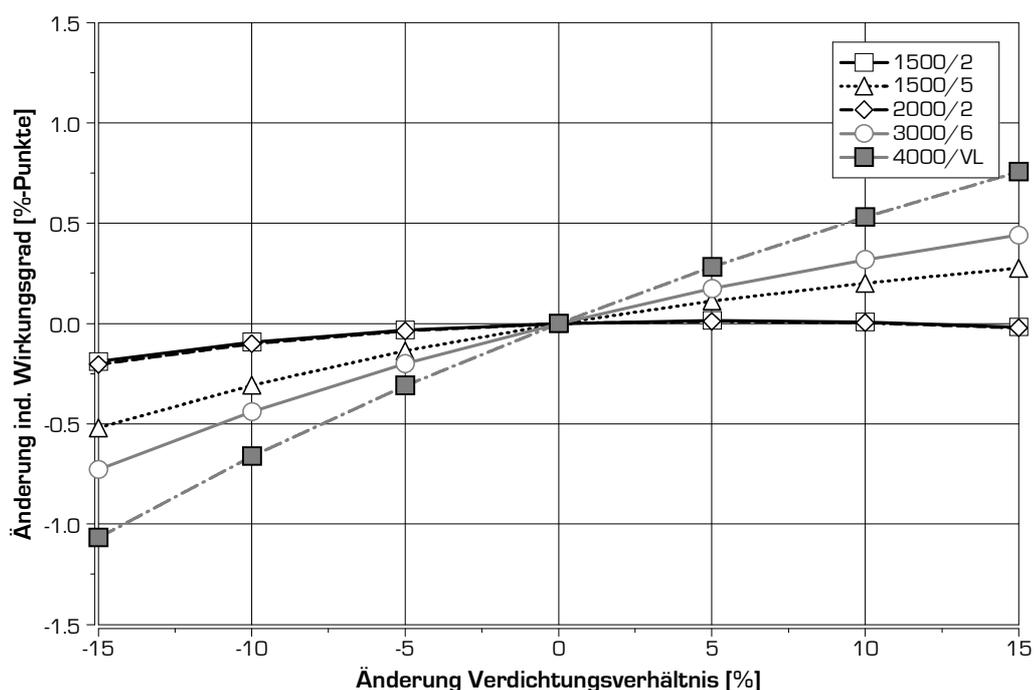


Diagramm 4.36: Änderung des indizierten Hochdruckwirkungsgrades bei Veränderung des Verdichtungsverhältnisses

Diesen Berechnungen sind Resultate von Messungen mit dem Motor D zugrunde gelegt. Die gemessenen Druckverläufe wurden vorerst einer Druckverlaufsanalyse mit CORA unterzogen. Der dabei für jeden Betriebspunkt ermittelte Brennverlauf war Basis für die Variation des Verdichtungsverhältnisses. Die zugeführte Luft- und Kraftstoffmasse und, in den 3 Niedriglastpunkten, die AGR Rate wurde konstant gehalten. Als Wärmeübergangsmodell diente Woschni/Huber (1990). Basisverdichtungsverhältnis ist 16,5, die 6 alternativen Verdichtungsverhältnisse waren 14,03 (-15%), 14,85 (-10%), 15,68 (-5%), 17,33 (+5%), 18,15 (+10%), 18,98 (+15%). Die Drücke vor und nach den Ventilen wurden gleich gehalten. Das Diagramm zeigt, dass mit zunehmender Last das Potenzial zur Wirkungsgradänderung mit Variation des Verdichtungsverhältnisses steigt.

Eine prinzipiell ähnliche Berechnung, mit denselben Randbedingungen wie zuvor beschrieben, wurde zu genau definierten Verdichtungsverhältnissen durchgeführt. Basis für die Simulation war wiederum Motor D. Gerechnet wurde von Verdichtungsverhältnis 12,5 bis 18,5 mit einer Schrittweite von einer Verdichtungsverhältniseinheit.

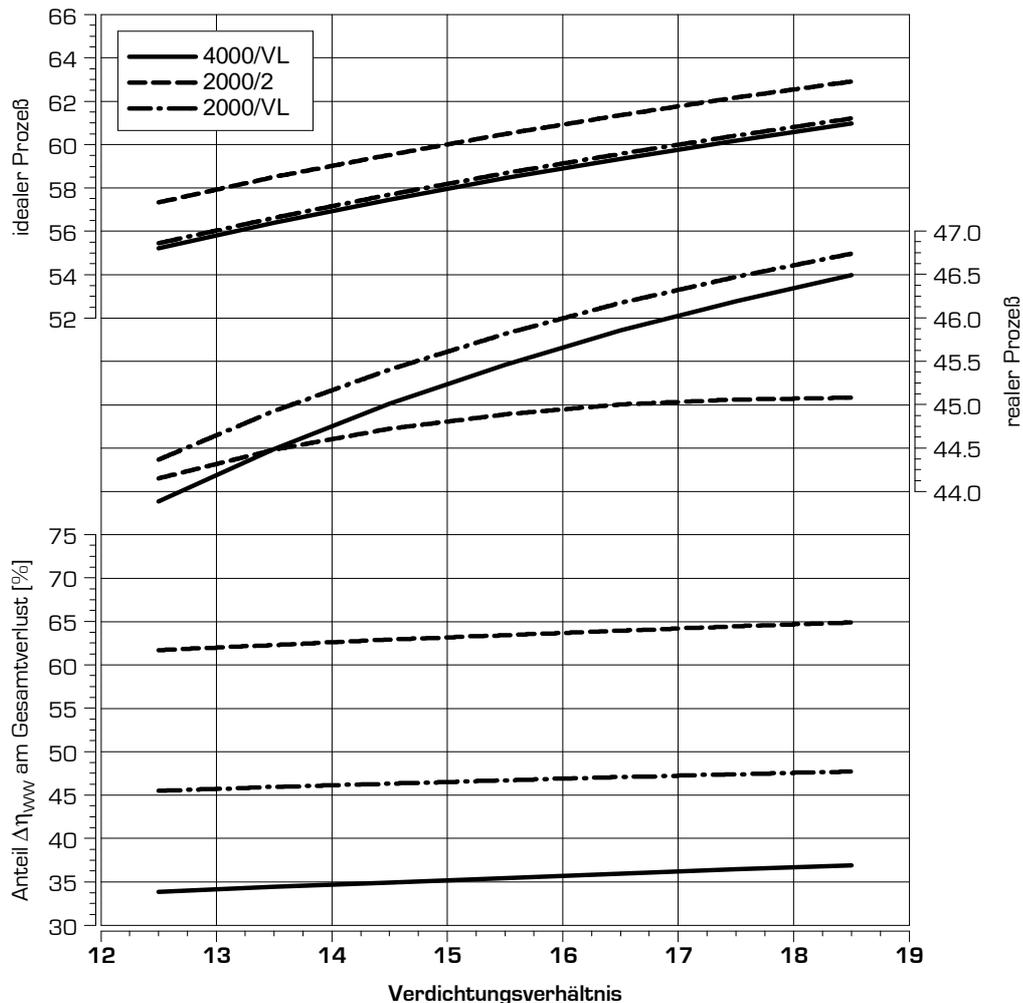


Diagramm 4.37: Ergebnisse Simulation Änderung des Verdichtungsverhältnisses

Die Ergebnisse dieser Simulation sind in Diagramm 4.37 für 3 Lastpunkte: 4000/VL, 2000/2bar und 2000/VL dargestellt. Aufgetragen wurde in mehreren Ordinaten der Wirkungsgrad des idealen Prozesses mit realer Ladung, der Wirkungsgrad des realen Prozesses (nach Abzug der Verlustanteile „realer Brennverlauf“ und „Wandwärme“ jedoch ohne Berücksichtigung der Ladungswechselverluste und der Reibung) sowie der Anteil der Wandwärmeverluste zu den beiden zuvor aufgetragenen Verlusten.

Das Diagramm zeigt, wie schon Diagramm 4.36, dass bei Betriebspunkten mit höherer Last ein stärkerer Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den Wirkungsgrad zu erkennen ist. Der hohe ideale Wirkungsgrad des Teillastpunktes 2000/2 kann mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis nur mehr zu einem geringeren Teil genutzt werden. Die Ursache für diesen Zusammenhang ist im Wärmeübergang zu finden. Wie in den, der untersten Ordinate zugeordneten Kurven zu erkennen ist, zeigt sich beim Lastpunkt 2000/2 ein Anteil von ~65% des Wärmeübergangs am aufgetragenen Gesamtverlust. Bei den Vollastpunkten liegt dieser Wert durchwegs unter 50%, wobei der Anteil bei 4000min<sup>-1</sup> naturgemäß geringer ist, da hier die Zeitspanne eines Zyklus geringer ist und daher weniger Wärme über die Wand verloren gehen kann.

Der höhere Anteil des Wärmeübergangs an den angeführten Verlusten ist Grund für den geringeren Gewinn an realem Wirkungsgrad bei höherem Verdichtungsverhältnis im Lastpunkt 2000/2. Entsprechend der Randbedingung der Berechnung, identischer Brennverlauf, ergibt sich die Änderung des Gesamtverlustes nur aus einer Änderung im Wärmeübergang und dieser steigt beim niedrigen Lastpunkt überproportional an.

### Temperaturniveau bei unterschiedlichem Verdichtungsverhältnis

Ohne tiefgehende Beschäftigung mit diesem Thema sind auch fachkundige Thermodynamiker unter den Motorenbauern geneigt, einem Motor mit niedrigerem Verdichtungsverhältnis ein grundsätzlich niedrigeres Temperaturniveau im Motorprozess zuzuschreiben.

Simulationsrechnungen die ausgehend von Messergebnissen des Serienmotors durchgeführt wurden, zeigen jedoch ein anderes Bild. Mit Hilfe des OD-Motorprozess-Rechenprogrammes CORA (siehe Kapitel 3.1.1) wurden aus Indizier- und langsamen Messdaten, analytisch, Brennverläufe für unterschiedliche Betriebspunkte ermittelt. Diese Brennverläufe waren Grundlage für eine Simulation des Motorprozesses, die mit gleich bleibenden Brennverläufen und gleichen Vorgaben für Brennstoff- und Luftmassezufuhr durchgeführt wurden. Variiert wurde dabei nur das Verdichtungsverhältnis. In Diagramm 4.38 sind die resultierenden Druck- und Temperaturverläufe der derart simulierten Verdichtungsreduktionen bei den Lastpunkten 2000/2 und 4000/VL aufgetragen. Die Druckverläufe des Motors mit reduziertem Verdichtungsverhältnis entsprechen noch den Vorstellungen, die man bei oberflächlicher Betrachtung dieser Fragestellung vermuten würde. Sowohl in der Verdichtungs- als auch in der Arbeitsphase zeigt sich beim Motor mit reduziertem Verdichtungsverhältnis ein geringeres Druckniveau. Der Verlauf der gemittelten Temperatur liefert jedoch ein auf den ersten Blick unerwartetes Ergebnis. Während in der Verdichtungsphase die Temperatur bei geringerem Verdichtungsverhältnis unter der mit Serienverdichtung fällt, dreht sich im Arbeitstakt dieser Zusammenhang um.

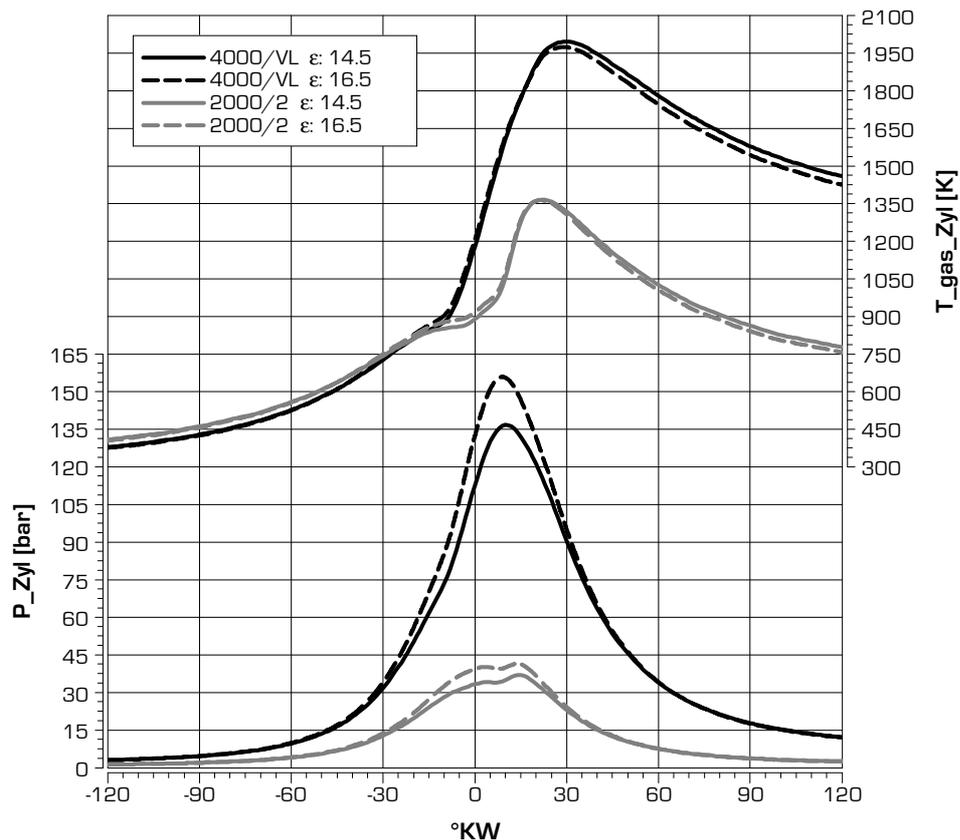


Diagramm 4.38: Druck- und Temperaturverläufe bei unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen

Die mittlere Gastemperatur im Nennleistungspunkt wurde für weitere Verdichtungsverhältnisse, entsprechend den zuvor angeführten Randbedingungen, errechnet. Diese Temperaturverläufe sind in Diagramm 4.39 dargestellt.

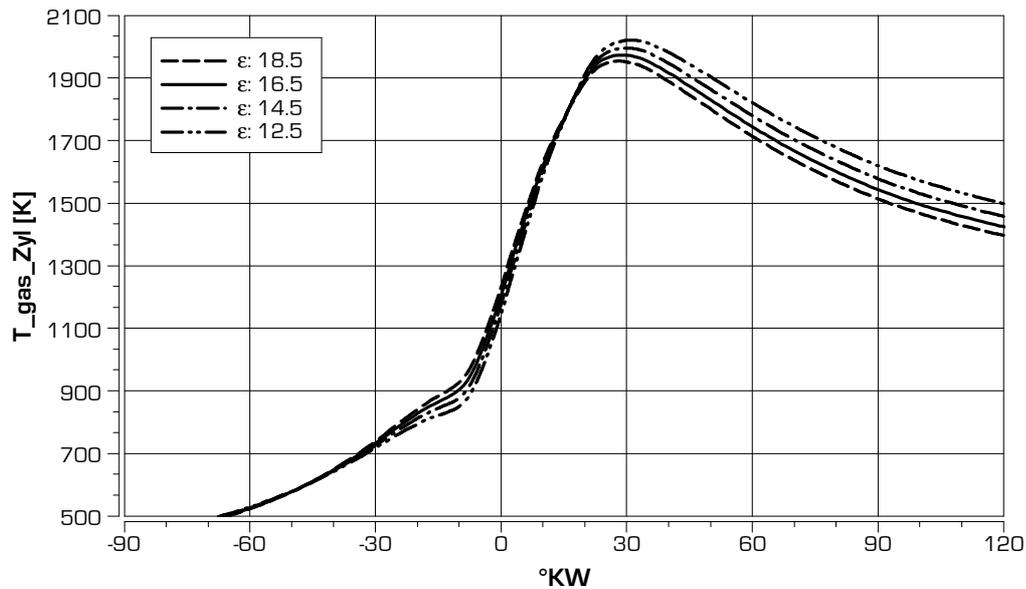


Diagramm 4.39: aus Messergebnis analytisch ermittelt: Verlauf mittlere Gastemperatur ( $\epsilon$ : 16.5) & simulierte Temperaturverläufe für 4000/VL bei unterschiedlichem Verdichtungsverhältnis.

Dabei ist nochmals zu erkennen: mit sinkendem Verdichtungsverhältnis steigt der Maximalwert der mittleren Brennraumtemperatur. In der Expansionsphase zeigt sich mit geringerem Verdichtungsverhältnis eine höhere Gastemperatur.

Eine eingehende Analyse dieses unerwarteten Temperaturverlaufes hat gezeigt, dass bereits eine Berechnung mit trivialen Rechenmethoden nach dem 1. HS der Thermodynamik ähnliche Resultate liefert. Der Wärmeübergang konnte als Ursache ausgeschlossen werden, da der Temperaturverlauf auch bei Unterdrückung des Wärmeüberganges ein ähnliches Ergebnis zeigt. Entscheidend für das Verständnis dieses Zusammenhanges ist die Erkenntnis, dass bei reduziertem Verdichtungsverhältnis das Volumen des Brennraums in OT (Kompressionsvolumen  $V_c$ ) größer ist als bei hohem Verdichtungsverhältnis. Aus der Gleichung für ideales Gas:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \Rightarrow T = \frac{p \cdot V}{m \cdot R} \quad \text{F 4.09}$$

lässt sich damit noch keine Aussage für das Temperaturverhalten im Arbeitstakt treffen.

Zusammen mit dem 1. Hauptsatz:

$$\begin{aligned} dU &= dQ + dA \\ dU &= (dQ_B + dQ_W) - pdV \end{aligned} \quad \text{F 4.10}$$

der sich mit der Gleichung für  $dU$  bei der isentropen Zustandsänderung

$$dU = c_v dT$$

$$\text{aus } p \cdot V = R \cdot T \text{ erhält man: } dT = \frac{1}{R} (pdV + Vdp)$$

$$\text{für } c_v \text{ gilt: } c_v = \frac{R}{\kappa - 1} \quad \text{F 4.11}$$

$$\Rightarrow dU = \frac{(pdV + Vdp)}{\kappa - 1}$$

in die Form

$$dp = \frac{(\kappa - 1) \cdot (dQ_B + dQ_W) - \kappa \cdot pdV}{V} \quad \text{F 4.12}$$

bringen lässt, ergibt sich ein Zusammenhang zwischen Druck und Temperatur der vorrangig vom Volumen (und geringfügig von der Temperaturabhängigkeit des Isentropenexponenten und des Wärmeübergangs) abhängig ist. Bei Energiefreisetzung (Term  $dQ_B$ ), wie im Arbeitstakt üblich, führt das vergrößerte Muldenvolumen

(~Kompressionsvolumen) zu einem unterschiedlichen Verhältnis zwischen Druck- und Temperaturänderung. Bei einem größeren Volumen (gleicher Masseninhalt vorausgesetzt) steigt die Temperatur stärker als der Druck.

Zur Verifikation dieses Zusammenhanges wurde die Temperatur- und Druckänderung bei Freisetzung einer Energiemenge in unterschiedlichen Ausgangsvolumina (die sich durch unterschiedliches Verdichtungsverhältnis einstellen) errechnet. Die Änderungen beziehen sich auf eine Schrittweite von  $1^\circ\text{KW}$ . Masse, Volumsänderung und Stoffgrößen entsprechen dabei den Werten des Motors D im Nennleistungspunkt zum Zeitpunkt  $5^\circ\text{KW nOT}$ , der Brennraumdruck musste für die unterschiedlichen Volumina simulatorisch errechnet werden. Die zugeführte Energie entspricht ebenfalls der bei  $5^\circ\text{KW nOT}$  zugeführte Energie. In Diagramm 4.40 ist das Resultat dieser Berechnung dargestellt. Deutlich zu erkennen ist die mit zunehmendem Volumen steigende Temperaturänderung bei der definierten Energiezufuhr, während die Druckänderung sinkt. Hier wurde weiters eine Kurve aufgetragen, an der abgelesen werden kann, welches Verdichtungsverhältnis für das jeweilige der Berechnung zugrunde gelegte Brennraumvolumen zur Kurbelwellenposition  $5^\circ\text{nOT}$  nötig wäre.

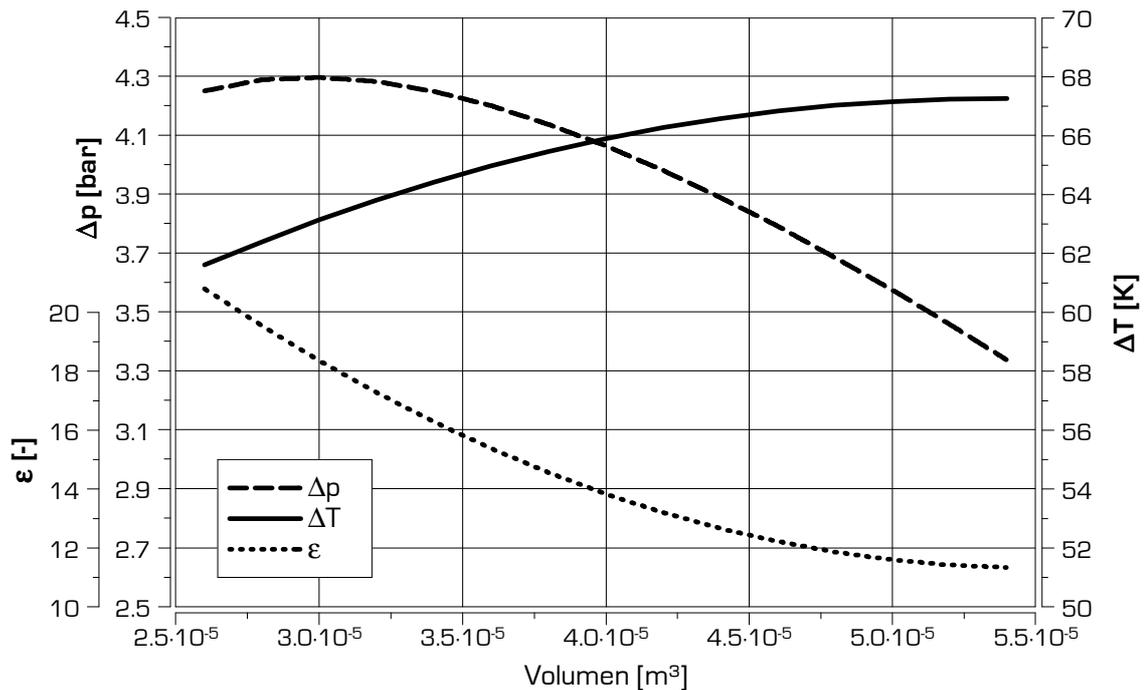


Diagramm 4.40: Druck- und Temperaturänderung durch definierte Energiezufuhr für unterschiedliche Ausgangsvolumina

Offen ist jedoch noch, wie sich die Verbrennungslage auf den Druck- und Temperaturanstieg bei freisetzen einer definierten Energie auswirkt. Dazu wurde mit dem selben Formelwerk wie zuvor (F 4.09, F 4.12) der Temperatur- und Druckanstieg bei Gleichraumverbrennung zu unterschiedlichen Zeitpunkten mit vier Verdichtungsverhältnissen errechnet. Um den Einfluss der „plötzlich“ freigesetzten Menge an Energie auf den Temperaturanstieg bewerten zu können, wurde neben der Verbrennung der gesamten Energiemenge (100%) des Serienmotors eine Variante berechnet, bei der zum jeweiligen Zeitpunkt nur 10% der Energiemenge des Serienmotors der Berechnung zugrunde gelegt wurde.

Die Ergebnisse dieser Simulationsrechnung sind in Diagramm 4.41 dargestellt.

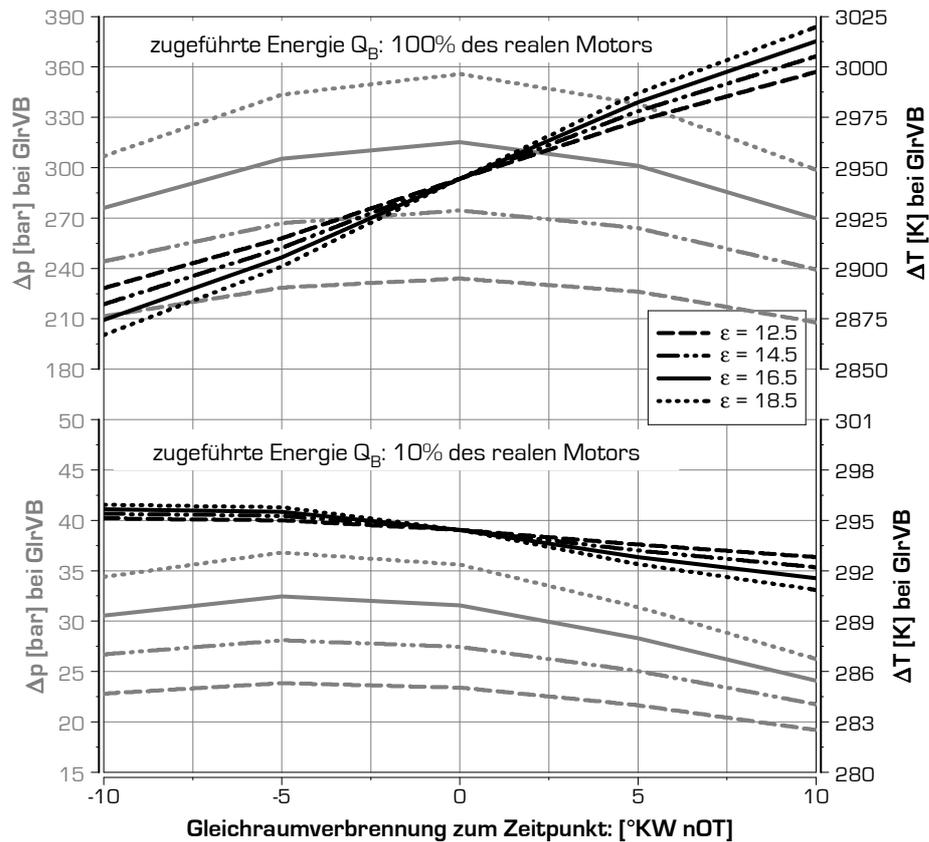


Diagramm 4.41: Druck- und Temperaturänderung durch definierte Energiezufuhr für unterschiedliche Ausgangsvolumina (Rechenschrittweite 1°KW)

Aus den in diesem Diagramm dargestellten Zusammenhängen können weitere, vorab großteils nicht erwartete Erkenntnisse gewonnen werden. Interessant ist auf jeden Fall, dass bei einer Gleichraumverbrennung in OT (hier ist  $dV=0$ ) die Temperaturänderung durch Freisetzen von thermischer Energie, unabhängig vom Verdichtungsverhältnis und somit vom Kompressionsvolumen, gleich ist. Dies sowohl bei Freisetzung der gesamten, im Nennleistungspunkt dem Serienmotor zugeführten Energie, als auch für die Einbringung von 10% dieser Energiemenge. Der Druckanstieg ist jedoch bei großem Verdichtungsverhältnis, also bei geringerem Kompressionsvolumen, höher. Wenn man nun die Energie abseits des oberen Totpunktes (hier ist  $dV \neq 0$ ) umsetzt, zeigen sich abhängig vom Verdichtungsverhältnis unterschiedliche Temperaturanstiege. Diese Temperaturerhöhungen sind zudem noch von der Menge der umgesetzten Energie abhängig. Aus dem Diagramm ist zu erkennen, dass bei einer Gleichraumverbrennung von 100% der Energie zum Zeitpunkt  $10^\circ \text{nOT}$ , der Temperaturanstieg beim Motor mit 18.5 Verdichtungsverhältnis um  $\sim 25\text{K}$  höher ist als beim Motor mit einem Verdichtungsverhältnis von 12.5. Wenn jedoch nur 10% dieser Energiemenge zum Zeitpunkt  $10^\circ \text{nOT}$  umgesetzt werden, ist der Temperaturanstieg beim Motors mit einem Verdichtungsverhältnis von 12.5 um  $\sim 2\text{K}$  höher als beim hoch verdichteten Motor. Bei Gleichraumverbrennung vor OT kehrt sich dieser Zusammenhang um, wobei aufgrund des Wärmeübergangs der Ausgangszustand für die Verbrennung unterschiedlich ist und daher bei  $10^\circ \text{vOT}$  unterschiedliche Größenordnungen zu den Resultat bei  $10^\circ \text{nOT}$  zu erkennen sind.

Nach Studium von Diagramm 4.41 kann man hinsichtlich Temperaturentwicklung bei Absenkung des Verdichtungsverhältnisses vermerken, dass sich eine vorab erwartete Temperaturabsenkung dann nicht einstellen wird, wenn sich der Brennverlauf, der beim Betrieb mit konventionellem Verdichtungsverhältnis vorliegt, nicht ändert. Die aus der Energiefreisetzung resultierende Gastemperatur ist vom jeweils vorliegenden Volumen (und somit vom Kompressionsvolumen bzw. vom Verdichtungsverhältnis), von der Volumsänderung (somit von der Verbrennungslage) und von der jeweils umgesetzten Energiemenge (und somit dem jeweiligen Kurbelwinkel zugeordneten  $dQ_B$ ) abhängig. Ohne genaue Kenntnis des Brennverlaufs der bei Betrieb mit niedrigem Verdichtungsverhältnis erzielt wird, können vorab keine Aussagen über das Temperaturverhalten von Motoren mit niedrigem Verdichtungsverhältnis getroffen werden.

Die vorab erwartete Absenkung der Temperatur bei Reduktion des Verdichtungsverhältnisses wird sich nicht grundsätzlich einstellen. Somit ist eine positive Auswirkung auf das  $\text{NO}_x$  Emissionsverhalten nicht zwangsläufig Folge der Absenkung des Verdichtungsverhältnisses.

#### 4.4.2. Auswirkungen eines geringeren Verdichtungsverhältnis auf das Zusammenspiel Verbrauch und Emissionen

Das vorige Kapitel hat gezeigt, dass mit einem reduzierten Verdichtungsverhältnis, je nach Lage im Motorkennfeld, eine mehr oder weniger starke Einbuße im Wirkungsgrad zu erwarten ist. Bei den bisher gezeigten Ergebnissen von Simulationsrechnungen wurden der Ladungswechselfaufwand und die Reibung nicht berücksichtigt und zudem ein gleich bleibender Brennverlauf angenommen. Während beim Ladungswechsel nur unbedeutende Auswirkungen einer Reduktion des Verdichtungsverhältnisses auf den Wirkungsgrad zu erwarten sind, kann sich ein geringeres Druckniveau positiv auf die Reibung auswirken.

Zudem wurde bei den bisherigen Berechnungen Auswirkungen auf die Emissionen nicht berücksichtigt. Durch das geringere Verdichtungsverhältnis ist zum Zeitpunkt des Brennbeginns ein niedrigeres Druck- und Temperaturniveau zu erwarten. Dadurch kann sich, je nach Entwicklung der Temperatur im Brennraum, eine niedrigere NO<sub>x</sub>-Emission einstellen, da die Brennraumtemperatur großen Einfluss auf die NO<sub>x</sub>-Bildung hat [siehe Kapitel 2.5].

Moderne Pkw Dieselmotoren müssen heute den Zielkonflikt Verbrauch/NO<sub>x</sub>-Emission/Rauch/Geräusch bestmöglich erfüllen. Die bei der Applikation festgesetzten Stellparameter der Motorsteuerung stellen einen Kompromiss zu Erfüllung dieses Zielkonfliktes dar. Wenn nun die Zielgröße „NO<sub>x</sub>-Emission“ Reserven bietet, z.B. durch Verbesserung aufgrund eines geringeren Verdichtungsverhältnisses, können diese Reserven durch Optimierung hinsichtlich des Verbrauchs genutzt werden. Der Wirkungsgrad und somit der Verbrauch ist demzufolge nur bedingt an die theoretisch ermittelten Wirkungsgradänderungen gekoppelt. Vielmehr ist eine Beeinflussung durch Stellparameter, die eine elektronische Motorsteuerung bietet, eine wichtige Einflussgröße für den real erreichbaren Wirkungsgrad.

Bei optimierten Stellparametern im Motorsteuergerät kann mit der Reduktion des Verdichtungsverhältnisses eine Verbesserung des Wirkungsgrades einhergehen. Diese ist dann Folge der Reduktion der NO<sub>x</sub>-Emission oder anderer für den Zielkonflikt Verbrauch/NO<sub>x</sub>/Rauch/Geräusch positiver Effekte. Da insbesondere die Emissionswerte eines Dieselmotors, auch mit hohem Aufwand, nur ungenügend genau errechnet werden können und der Warmlauf eine wesentliche Rolle spielt, ist zur endgültigen Beurteilung eine experimentelle Untersuchung am Rollenprüfstand notwendig.

Der technische Aufwand für die Adaptierung eines Versuchsträgers ist nach ersten Überlegungen gering. Eine einfache Reduktion des Verdichtungsverhältnisses erhält man durch Vergrößern der Kolbenmulde. Hier muss jedoch auf eine Schwächung der Kolbenbodenwand zum Kühlkanal hin geachtet werden. Als vorteilhaft wird die Vergrößerung der Kolbenmulde in Richtung der Einspritzstrahlen gesehen.

Es wurden daher für den Motor [D] Kolben gefertigt, mit denen, ausgehend vom Serienverdichtungsverhältnis 16.5, ein Verdichtungsverhältnis von 15 untersucht werden konnte.

In der Literatur findet sich auch die Möglichkeit, das Verdichtungsverhältnis durch Vergrößern des Kolbenspaltes (Abstand zwischen Kolbenboden und Zylinderkopf) abzusenken [Lit. 4.4]. Während diese Methode im Rennsport zur Leistungsanhebung von Ottomotoren durch Turboaufladung oftmals angewendet wird, ist sie für den Dieselmotor, wie auch in der angeführten Literatur nachgewiesen, nicht zielführend. Die durch die Verdrängung von Volumen aus der Quetschfläche induzierte erhöhte Ladungsbewegung in der Mulde im oberen Totpunkt ist für das Betriebsverhalten eines Dieselmotors von entscheidender Bedeutung. Dies wurde vom Verfasser durch Einsatz von optischen Verbrennungsdiagnosemethoden im Rahmen eines Vergleichs zweier unterschiedlicher Motorenkonzepte nachgewiesen und ist auch in der einschlägigen Fachliteratur allgemeine Lehrmeinung [Lit. 4.32]. Eine Vergrößerung des Kolbenspalts führt zu einer Reduktion des „Quetschpalts“ und damit zu einer geringeren Ladungsbewegung in der Mulde. Das daraus resultierende negative Rauchverhalten ist in [Lit. 4.4] deutlich erkennbar dargestellt. Eine Untersuchung eines derart geänderten Motors wurde daher nicht in Betracht gezogen.

Was jedoch zusätzlich untersucht wurde, ist ein Vergleich des Atkinsonverfahrens mit der Reduktion des geometrischen Verdichtungsverhältnisses. In Kapitel 4.2.2 wurde bereits erwähnt, dass im Zuge der Untersuchungen mit Motor D auch eine Nockenwelle eingesetzt wurde, die zu einer um 30°KW längeren Ventilöffnungsdauer führt. Dadurch reduziert sich das effektive Verdichtungsverhältnis von 15.1 auf 13.2 (bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis des Motors mit 16.5). Das effektive Verdichtungsverhältnis des Motors mit reduziertem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 15 beträgt 13.7 (bei gleichem „Einlass Schluss“ wie der Serien Motor).

In weiterer Folge werden die Ergebnisse mit Atkinssonockenwelle den Ergebnissen mit reduziertem (geometrischem) Verdichtungsverhältnis in die Ergebnisdarstellung integriert und bei der Bewertung darauf eingegangen.

### Methodik der experimentellen Untersuchungen zum reduzierten Verdichtungsverhältnis

Wie schon in den vorherigen Kapiteln soll auch hier eine kurze Zusammenfassung über die Durchführung der Versuche erfolgen. Im Besonderen werden die Randbedingungen zur Betriebspunktoptimierung bei reduziertem Verdichtungsverhältnis beschrieben. Obgleich sich die Auswirkungen einer vergrößerten Kolbenmulde für die Einstellung der Motorsteuerparameter im Vergleich zu den Auswirkungen einer geänderten Ladungsbewegungssteuerung weniger kritisch darstellen, ist eine Optimierung der Steuerparameter unablässig, wenn die Potenziale zum reduzierten Verdichtungsverhältnis genau erfasst werden sollen.

Wie schon in Kapitel 2 erwähnt, wird auch hier auf den Einsatz von DOE-Methoden verzichtet, da sich das unterschiedliche Betriebs- und Emissionsverhalten bei manuellem Verstellen der Motorsteuerparameter für den Prüfstandsingenieur direkt verdeutlicht. Diese Vorgehensweise führt zu einem besseren Feingefühl für die jeweiligen Optima der einzelnen Parameter. Die hier umgesetzte Applikationsmethodik entspricht auch der, die bei der Motorabstimmung in der Entwicklungsabteilung des Fahrzeugherstellers, der den Versuchsträger [Motor D] zur Verfügung gestellt hat, für die Endoptimierung gewählt wird.

Nach Inbetriebnahme des Motors mit den Kolben, die zu einem geringeren Verdichtungsverhältnis führen, wurde der Motor in 14 Lastpunkten betrieben. In diesen Lastpunkten wurden, jeweils ausgehend von den Einstellungen des Serienmotors [Motor D], durch Verstellen unterschiedlicher Motorsteuerparameter die Betriebspunktoptima ermittelt. Nachfolgend angeführte Tabelle 4.1 zeigt die einzelnen Verstellgrößen die bei der Optimierung der jeweiligen Betriebspunkte variiert wurden.

	1250/2	1300/3	2000/2	1750/1	1500/5	2000/4	1750/6	2000/8	2000/10	3000/6	1000/VL	3000/10	2000/VL	4000/VL
<b>Beginn HE - Haupteinspritzung</b>	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
<b>Menge VE1 - Voreinspritzung 1</b>	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
<b>Zeitpunkt VE1</b>	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
<b>Menge VE2</b>	X	X	X	X	X	X								
<b>Zeitpunkt VE2</b>	X	X	X	X	X	X								
<b>AGR Rate</b>	X	X	X	X	X	X	X	X	X					
<b>Raildruck</b>	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X		X		
<b>Drallklappenstellung</b>	X	X	X	X	X	X	X	X	X					
<b>Ladedruck</b>	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X

Tabelle 4.1: Variationsparameter bei Optimierung der jeweiligen Lastpunkte

Da sich auch bei dieser Fragestellung, wie in fast allen Optimierungsansätzen beim Dieselmotor, die Hauptgrößen Verbrauch, NOx, Rauch, Geräusch durch gegenläufige Trends abbilden, ist die Wahl des Optimierungsziels eine wesentliche Grundlage für die Bewertung des Verbesserungspotenzials einer technischen Maßnahme. Für die Optimierung des Motors mit reduziertem Verdichtungsverhältnis wurde die Gleichstellung der NOx-Emissionen als Hauptkriterium zur Betriebspunktoptimierung gewählt. Das Geräusch wurde hinsichtlich Optimierung außer Acht gelassen, während Verbrauch und Rauchemissionen bei gleichgestellten NOx-Emissionen auf optimale Werte getrimmt wurden. Da sich die Verbrauchsänderung zum Teil gegenläufig zur Änderung der Rauchemission entwickelt, wurde dem Verbrauch bei der Optimierung eine höhere Priorität als den Rauchemissionen gegeben.

Wie in der zuvor angeführten Tabelle zu erkennen, sind in den Lastpunkten außerhalb des AGR-Bereichs nur die dabei relevanten Stellgrößen der Motorsteuerung verändert worden. Insbesondere im Nennleistungspunkt ist der Freiheitsgrad zur Optimierung der Motorsteuerung stark eingeschränkt. Hier ist einzig die Veränderung des Einspritzzeitpunktes, der VE-Parameter (wobei hier nur eine Voreinspritzung stattfindet) und des Ladedrucks möglich. Eine Reduktion des Raildrucks ist zwar möglich aber nicht sinnvoll, da im Nennleistungspunkt schon eine geringe Änderung des Raildrucks zu überproportionalem Rauchanstieg führt.

Im Anschluss an die Optimierung der einzelnen Lastpunkte konnte für die Punkte im AGR-Bereich eine AGR-Variation durchgeführt werden. Ausgangspunkt für diese AGR-Variation waren die Einstellwerte die bei der Optimierung ermittelt wurden. Um diesen Basisbetriebspunkt wurde die AGR-Rate durch Verstellen der Sollluftmasse, beginnend mit dem AGR-freien Betrieb, stufenweise erhöht bis entweder keine weitere Erhöhung der AGR Rate festgestellt werden konnte, oder aber der Rauchwert unverhältnismäßig groß wurde ( $>4\text{-}5$  FSN). Der Ladedruck wurde in allen Stellstufen auf den Wert des zuvor ermittelten Betriebspunktoptimums gehalten. Die Einstellwerte aller restlichen Stellparameter wurden nicht geändert.

Die Methodik der experimentellen Untersuchung mit der Atkinson Variante wurde in Kapitel 4.2.2 angeführt, sie entspricht dem hier beschriebenen Verfahren zur Untersuchung des Motors mit reduziertem Verdichtungsverhältnis vollinhaltlich.

### Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen

Entsprechend der zuvor angeführten Methodik wurde der Basismotor, nach Tausch der Serienkolben gegen jene die zu einem Verdichtungsverhältnis von 15 führen, am Prüfstand untersucht.

In den angeführten Lastpunkten wurde die Motorsteuerung optimiert, wobei wie erwähnt als vorrangiges Optimierungsziel die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs bei einer dem Serienmotor möglichst gleichgestellten  $\text{NO}_x$ -Emission galt.

In Diagramm 4.42 sind die Rauch/ $\text{NO}_x$ -TradeOff Linien des Motors mit Verdichtungsverhältnis 15 denen des Serienmotors im Lastpunkt 1300/3 gegenübergestellt. Zudem ist auch das Ergebnis des Motors mit Atkinsonverfahren eingetragen. Im Gegensatz zu dem bei Änderung der Ladungsbewegungssteuerung erzielten Ergebnis für den Rauch/ $\text{NO}_x$ -TradeOff zeigen sich hier mit dem reduzierten Verdichtungsverhältnis positive Auswirkungen auf das Emissionsverhalten. Das Atkinsonverfahren liefert bei seriennahen  $\text{NO}_x$ -Werten ( $\sim 7.5$  g/h) eine dem Serienmotor vergleichbare Rauch/ $\text{NO}_x$  Charakteristik, bei geringer AGR und somit hohen  $\text{NO}_x$  Werten zeigt das Atkinsonverfahren in diesem Lastpunkt ein schlechteres Rauchverhalten.

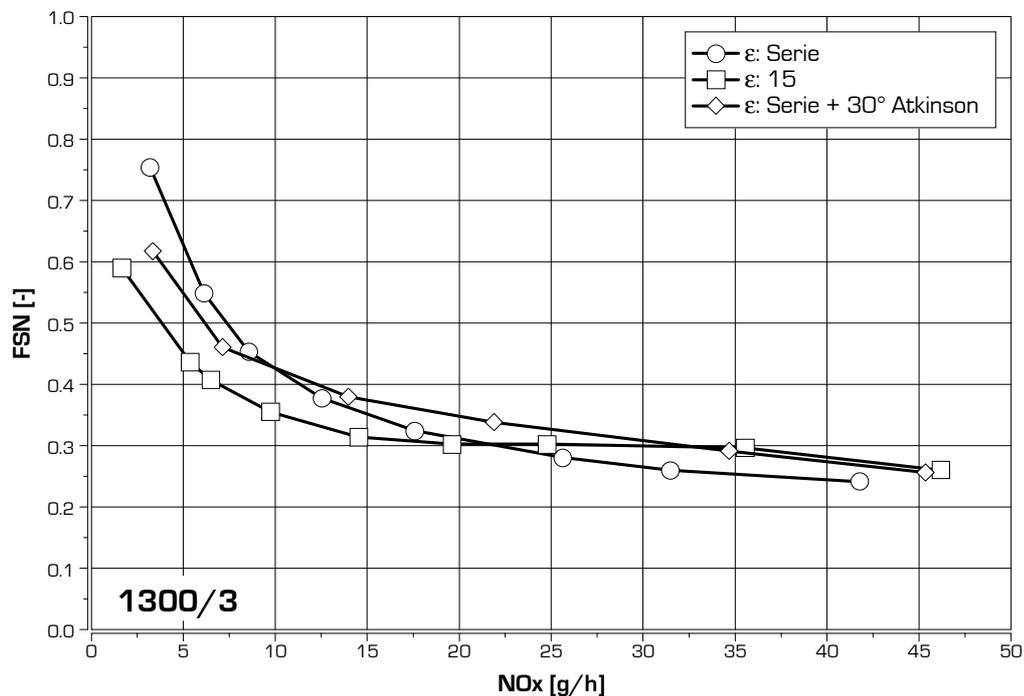


Diagramm 4.42: Vergleich Rauch/ $\text{NO}_x$ -TradeOff bei  $\epsilon=15$  und  $\epsilon=16.5$  im Lastpunkt 1300/3

Wie schon in Kapitel 4.3 sollte auch hier das Verbrauch/ $\text{NO}_x$ -Verhalten zur Bewertung herangezogen werden um die Auswirkung auf den Verbrauch beurteilen zu können. Der Verbrauch/ $\text{NO}_x$ -Zusammenhang ist in Diagramm 4.43 abgebildet.

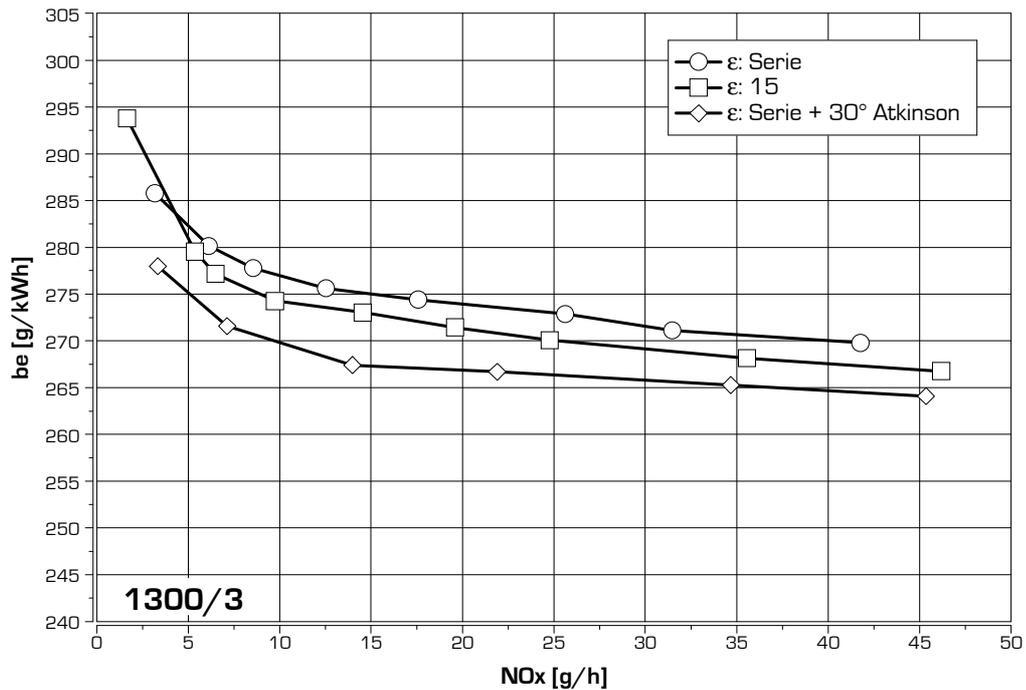


Diagramm 4.43: Verbrauch/ $\text{NOx}$ -Verhalten bei AGR-Variation im für  $\epsilon=15$  optimierten Lastpunkt 1300/3 (Vergleich mit Serie)

Auch das Verbrauchs/ $\text{NOx}$ -Verhalten mit reduziertem Verdichtungsverhältnis ist als positiv zu bewerten, wobei hier für die Atkinsonvariante größere Vorteile als für den Motor mit Verdichtungsverhältnis 15 zu erkennen sind. Bei gleichgestellten  $\text{NOx}$ -Emissionen sollten entsprechend den angeführten Diagrammen der Verbrauch und die Rauchemissionen sinken. Den Ergebnissen nach kann auch die Aussage getätigt werden, dass im Lastpunkt 1300/3 mit dem reduzierten Verdichtungsverhältnis, durch Erhöhung der AGR Rate, eine Verringerung der  $\text{NOx}$ -Emission um 30% erzielt werden kann, dies bei annähernd gleichbleibendem Verbrauch und Rauchemissionen.

Bei Betrachtung der Ergebnisse für den Lastpunkt 2000/2 zeigt sich ein ähnliches Bild. In Diagramm 4.44 ist zu erkennen, dass die Rauch/ $\text{NOx}$ -TradeOff Kurve für beide Alternativvarianten unter der Linie der Serienkonfiguration zu liegen kommt. Im Gegensatz zum Lastpunkt 1300/2 zeigt hier der Atkinsonmotor einen günstigeren Rauch/ $\text{NOx}$ -TradeOff als der Motor mit Verdichtungsverhältnis 15.

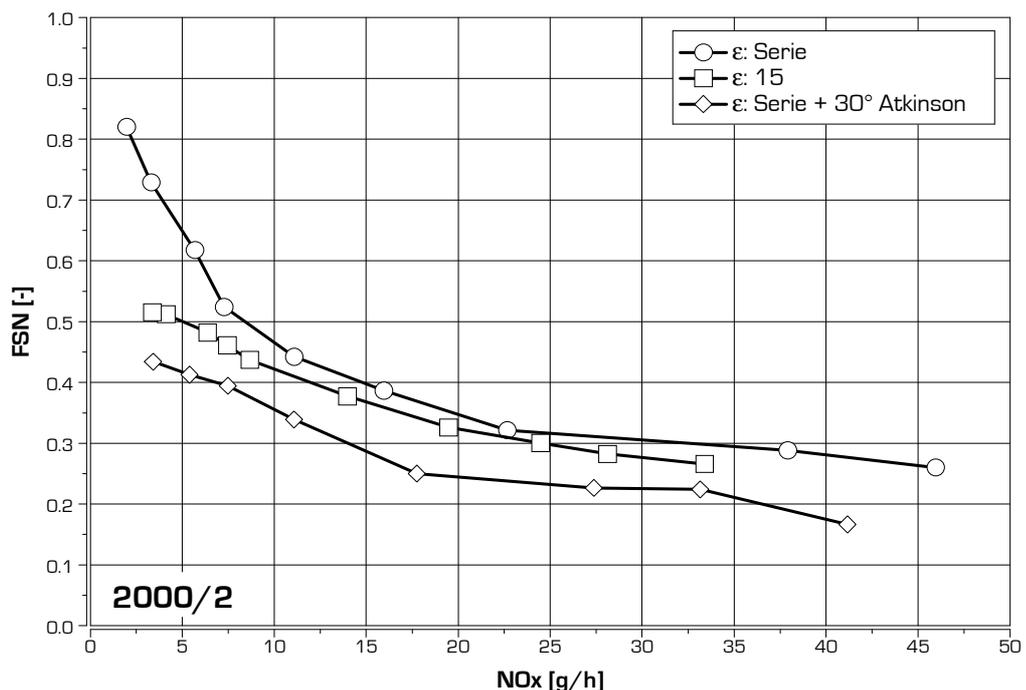


Diagramm 4.44: Vergleich Rauch/ $\text{NOx}$ -TradeOff bei  $\epsilon=15$  und  $\epsilon=16.5$  im Lastpunkt 2000/2

Für das Verbrauch/NO<sub>x</sub>-Verhalten (Diagramm 4.45) ergibt sich ebenfalls für beide Varianten ein besseres Verhalten, hier jedoch mit größeren Vorteilen für den Motor mit verringertem geometrischen Verdichtungsverhältnis.

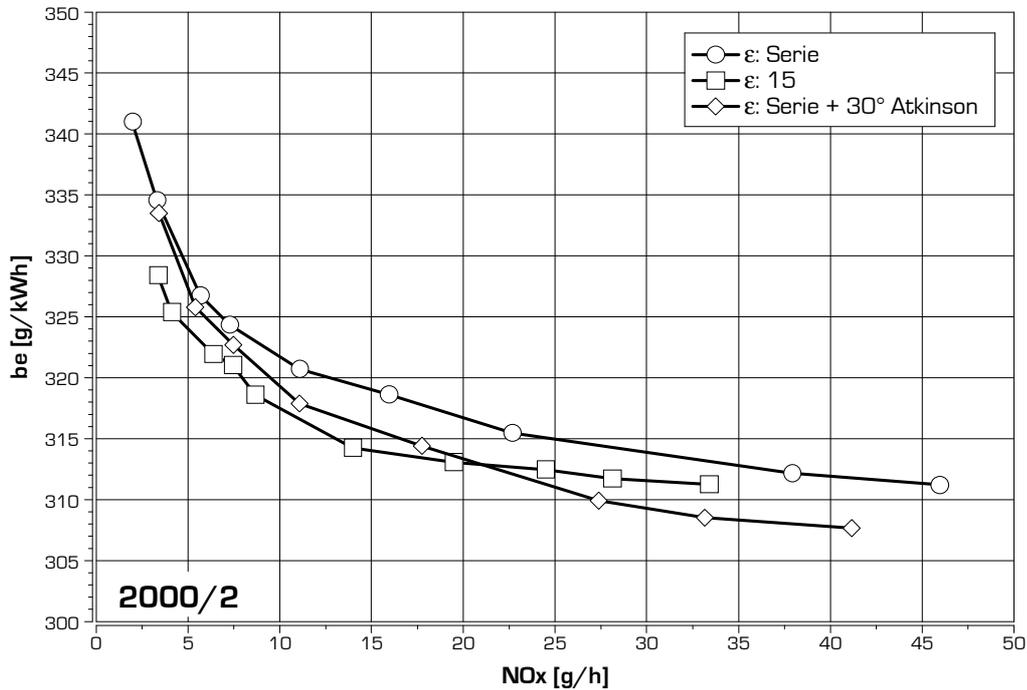


Diagramm 4.45: Verbrauch/NO<sub>x</sub>-Verhalten bei AGR-Variation im für  $\epsilon = 15$  optimierten Lastpunkt 2000/2 (Vergleich mit Serie)

Beide Diagramme führen vorerst zur Annahme, dass sich eine Reduktion des Verdichtungsverhältnisses, aber auch der Betrieb mit dem Atkinsonverfahren entsprechend den für Pkw Dieselmotoren bisher wesentlichen Entscheidungskriterien Rauch-/NO<sub>x</sub>-Emissionen und Verbrauch als positiv darstellt. Das bisher nicht angeführte konventionelle Beurteilungskriterium „Geräusch“ ist zumindest bei verringertem geometrischem Verdichtungsverhältnis als unkritisch anzusehen. Resultate, die der Literatur entnommen wurden [Lit. 4.4], konnten durch die Versuche am Prüfstand bestätigt werden. Die aus dem Zylinderdruck errechnete Verbrennungsgeräusch-anregung hat sich beim Betrieb mit reduziertem Verdichtungsverhältnis in allen untersuchten Lastpunkten gebessert. Eine negative Auswirkung auf das subjektive Geräuschverhalten, das letztendlich erst im Fahrzeug überprüft werden kann, ist nicht zu erwarten.

Die bisher angeführten Resultate stellen die Ergebnisse von Variationen der AGR Rate in zwei Lastpunkten des Kennfeldbereichs mit AGR Betrieb dar. Außerhalb dieses Bereichs kann zwangsläufig keine AGR Rate verstellt werden. Die bewährte Methode der Darstellung des Rauch/NO<sub>x</sub>/Verbrauchs-Verhaltens mittels AGR TradeOff kann daher hier nicht angewendet werden. Nachfolgend werden daher die Ergebnisse für Verbrauch/Rauch/NO<sub>x</sub> aller optimierten Lastpunkte in Balkenform dargestellt.

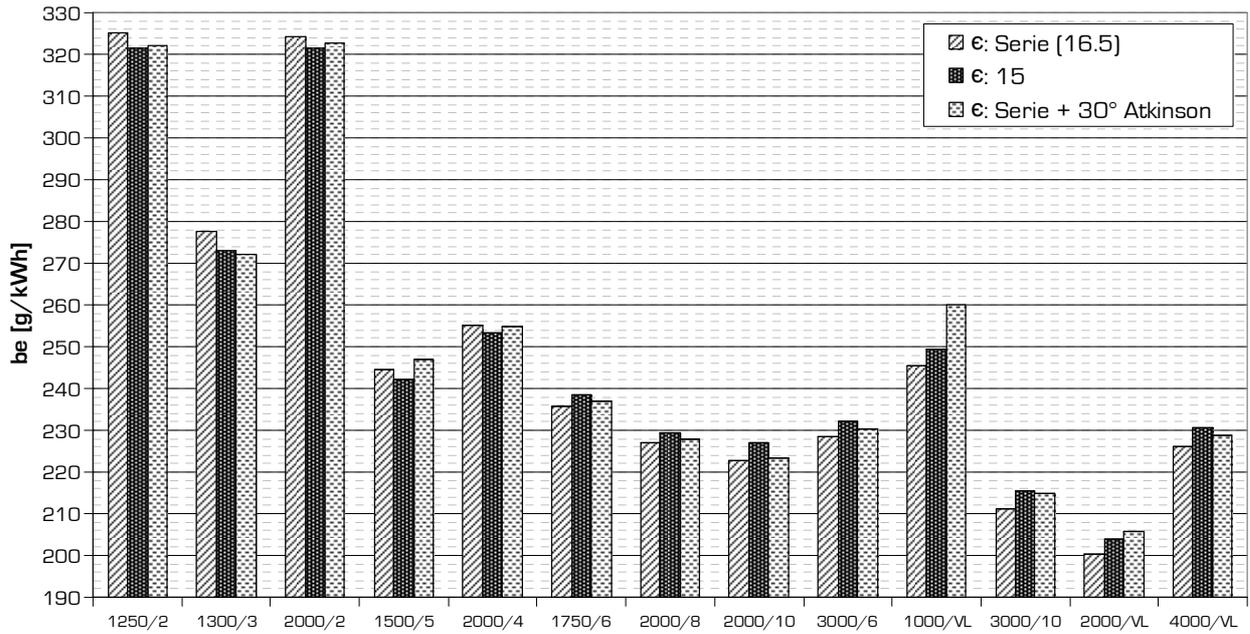


Diagramm 4.46: Auswirkung des Betriebs mit reduziertem Verdichtungsverhältnis auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch

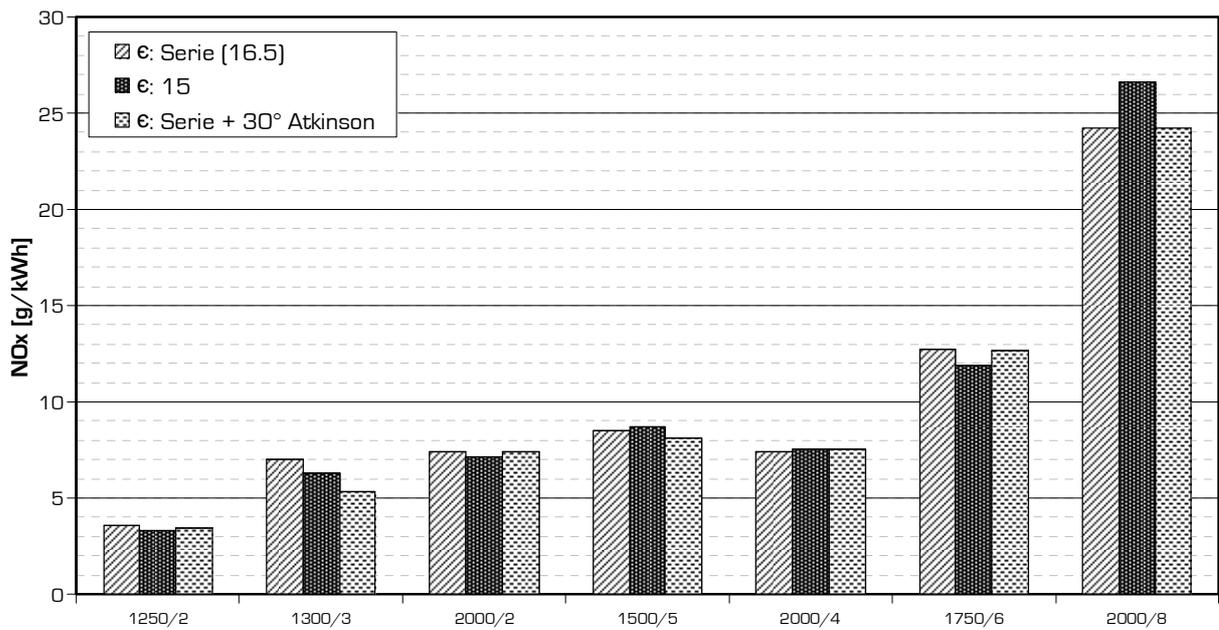


Diagramm 4.47: Änderung der NOx Emission bei Betrieb mit reduziertem Verdichtungsverhältnis

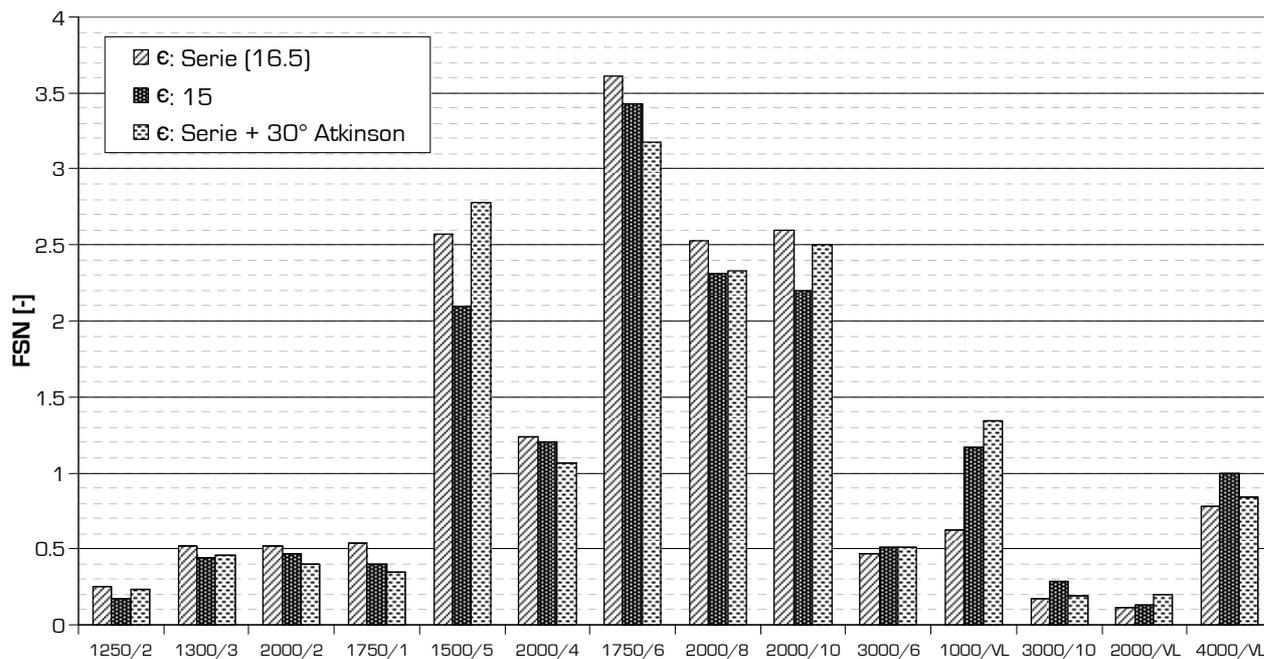


Diagramm 4.48: Änderung der Rauchemissionen bei Betrieb mit reduziertem Verdichtungsverhältnis

Die Ergebnisse der konventionellen Betriebsparameter Verbrauch, NO<sub>x</sub>- und Rauchemission zeigen, dass sich bei einer geometrischen Reduktion des Verdichtungsverhältnisses der Verbrauch im niedrigen Lastbereich bis zu einem effektiven Mitteldruck von ~5bar verringert. Die Reduktion liegt hier zwischen 1% und 2%. Mit spätem „Einlass Schluss“ verbessert sich der Verbrauch nur in den Lastpunkten bis zu einem Mitteldruck von 3 bar merkbar. Der Verbrauchsgewinn liegt hier bei ~1%. Die Reduktionen der beiden Varianten stellen sich bei annähernd gleichen NO<sub>x</sub>-Emissionsniveau ein (im Lastpunkt 1300/3 wurde die Atkinsonvariante mit deutlich verringerten NO<sub>x</sub> Emissionen betrieben, der dabei resultierende Verbrauchsgewinn von 2% wird sich bei gleichgestellten NO<sub>x</sub>-Emissionen reduzieren und wurde daher zuvor nicht erwähnt.)

Das Verbrauchsverhalten des Motors mit Verdichtungsverhältnis 15.0 zeigt sich in Lastpunkten mit Mitteldrücken über 6 bar gegenüber dem Serienmotor negativ. Eine Reduktion des geometrischen Verdichtungsverhältnisses ist hier schlechter zu bewerten als der Betrieb mit Atkinsonverfahren, das jedoch bereits bei Mitteldrücken über 5 bar einen höheren Verbrauch als die Serie liefert.

Die Rauchemissionen zeigen im untersuchten Lastpunktkollektiv ein indifferentes Verhalten. Im emissionsrelevanten Kennfeldbereich ist durchwegs eine Verbesserung im Rauchverhalten festzustellen. Dies sowohl für den Motor mit reduziertem geometrischen Verdichtungsverhältnis, als auch für den Atkinsonmotor. Ursache hierfür könnte beim Alternativmotor mit Verdichtungsverhältnis von 15.0, neben etwaigen systemischen Vorteilen des reduzierten Verdichtungsverhältnisses, eine gewissenhaftere Optimierung der Drallklappenstellung in den ausgewählten Lastpunkten bei der manuellen Applikation sein. Das Atkinsonverfahren könnte zudem vom höheren Drallniveau am Verdichtungsende profitieren, das sich laut Simulationsergebnis (siehe Kapitel 4.3) einstellen sollte.

Im Hochlastbereich erhöhen sich die Rauchemissionen, was wohl beim Motor mit Verdichtungsverhältnis 15.0 darauf zurück zu führen ist, dass durch die vergrößerte Kolbenmulde eine geänderte Ladungsbewegung in der Mulde für eine schlechtere Kraftstoffaufbereitung am Ende der Einspritzphase sorgt. Im Lastpunkt 1000/VL fehlt dem Atkinsonmotor definitiv Ladungsmasse, da hier die Einbußen hinsichtlich Zylinderfüllung vom Turbolader nicht kompensiert werden können. Dadurch stellt sich ein geringeres Lambda im Betrieb ein, das zu den in diesem Lastpunkt hohen Rußemissionen führt.

Die oftmals für die Rußbildung bei geringem Verdichtungsverhältnis geäußerte Begründung einer geringeren Temperatur dürfte entsprechend den Ergebnissen der OD-Prozeßanalyse in diesem Lastpunkt nicht zutreffen, da sich dabei gezeigt hat, dass die mittlere Gastemperatur bei einem Verdichtungsverhältnis von 14.5 am Ende der Verbrennung höher ist als die Gastemperatur bei  $\epsilon=16.5$  (siehe Diagramm 4.38). Die als Folge der schlechteren Kraftstoffaufbereitung erhöhte Rußkonzentration kann am Ende der Verbrennung durch die höheren Temperaturen nicht kompensiert werden.

Zusammenfassend kann zu den Ergebnissen der konventionellen Betriebsparameter Verbrauch, NO<sub>x</sub>- und Rauchemission gesagt werden, dass sich der Verbrauch mit steigender Last gegenüber Betrieb mit Verdichtungsverhältnis 16.5 erhöht. Im emissionsrelevanten AGR-Bereich zeigt sich bei einigen Lastpunkten eine Verbesserung im Verbrauch. Hier ist der Verbrauch in hohem Maße von der Applikationsstrategie abhängig und es ist zu vermuten, dass bei der manuellen Lastpunktoptimierung ein günstigeres Optimum gefunden wurde als mit dem Serienstand bei höherem Verdichtungsverhältnis. Ein Vergleich des Verbrauchs ohne Berücksichtigung von NO<sub>x</sub>- und Rauchemissionen ist wiederum keinesfalls sinnvoll, da, wie bereits mehrfach in dieser Arbeit erwähnt, die systemimmanente Gegenläufigkeit von Verbrauch und Rauch zu NO<sub>x</sub>-Emissionen umfangreiche Möglichkeiten zu alternativen Applikationsstrategien bei der Steuergeräteabstimmung eröffnet.

Eine Beurteilung des um 1.5 Einheiten reduzierten Verdichtungsverhältnisses wäre entsprechend den bisher dargestellten Ergebnissen positiv, da zu den günstigen Ergebnissen die Vorteile einer reduzierte Bauteilbelastung (siehe nachfolgendes Kapitel 4.4.3) hinzugezählt werden müssen.

Neben den konventionellen Betriebsparametern Verbrauch, NO<sub>x</sub>-Emissionen und Rauchverhalten haben sich in den letzten Jahren zwei weitere Emissionsgrößen als wichtig für die Beurteilung des dieselmotorischen Betriebs gezeigt: CO- und HC-Emissionen. Die Abhängigkeit der NO<sub>x</sub>-Entstehung von der Temperatur führt dazu, dass eine niedrige NO<sub>x</sub>-Emission vorrangig durch Absenken der Gastemperatur zu erzielen ist. Mit Einführung der EU4-Abgasnorm wurden die CO- und HC-Emissionen zu einem weiteren wichtigen Kriterium bei der Brennverfahrensentwicklung und bei der Steuergeräteapplikation.

In bisherigen, dem Verfasser bekannten, Veröffentlichungen zum Thema „reduziertes Verdichtungsverhältnis“ (Lit. 4.4, Lit. 4.33) wird durchgehend auf eine Verschlechterung der CO- und HC-Emissionen hingewiesen. Die Auswertung der CO- und HC-Resultate nach den experimentellen Untersuchungen war daher eine wesentliche Aufgabe.

In Diagramm 4.49 und Diagramm 4.50 sind sowohl die CO- als auch die HC-Emissionen, die bei der experimentellen Untersuchung der manuell optimierten Lastpunkte gemessen wurden, im Vergleich zu den Messergebnissen der Serienkonfiguration aufgetragen.

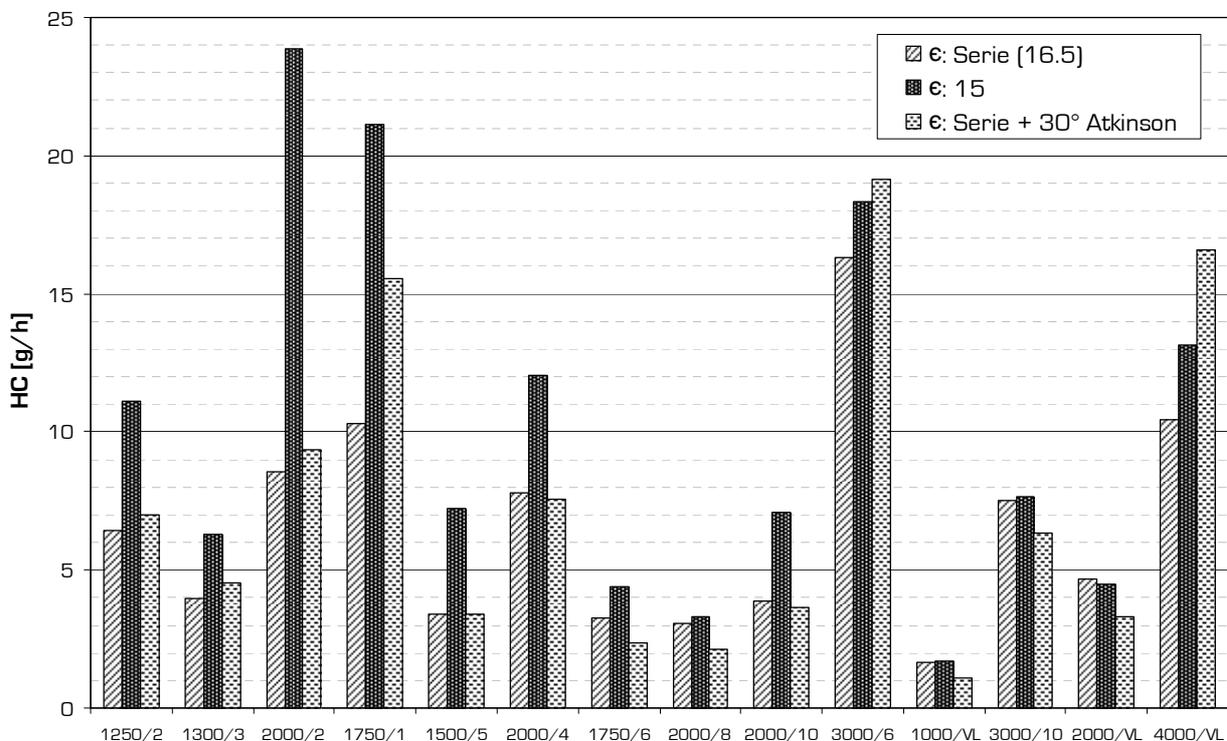


Diagramm 4.49: HC-Emissionen bei unterschiedlichen Verdichtungsverhältnis (ε =16.5: Serienapplikation; ε =15 & 30°Atk.: manuelle Optimierung)

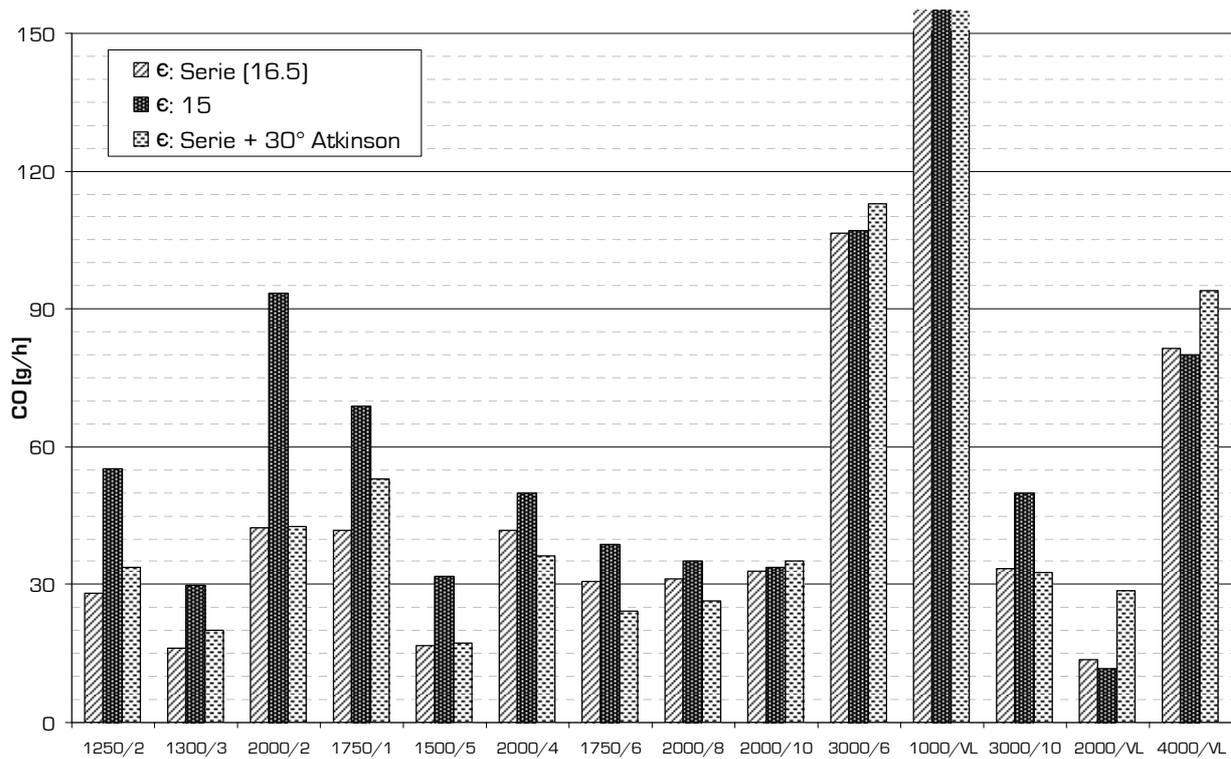


Diagramm 4.50: CO-Emissionen bei unterschiedlichen Verdichtungsverhältnis (ε =16.5: Serienapplikation; ε =15 & 30°Atk.: manuelle Optimierung)

Es zeigt sich, dass die aktuelle Lehrmeinung zum Zusammenhang Verdichtungsverhältnis und CO/HC-Emissionen weitgehend wiedergegeben wird. Leider ist die CO/HC-Erhöhung insbesondere bei den emissionsrelevanten Lastpunkten im AGR-Bereich am deutlichsten. Hier zeigen sich Änderungen der CO- und HC-Emissionen von bis zu 100%. In den Hochlastpunkten fällt die CO- und auch die HC-Änderung bescheidener aus. Zuweilen ist auch eine Reduktion dieser Emissionen zu erkennen (z.B. 2000/VL). Besonders interessant ist, dass die CO/HC-Emissionen der Atkinsonvariante im niedrigen Lastbereich zwar höher sind als beim Serienmotor, die Werte des Motors mit geometrisch reduziertem Verdichtungsverhältnisses aber bei weitem nicht erreicht werden.

Die extrem hohen CO- und HC-Emissionen mit Verdichtungsverhältnis 15 sind jedoch ausschließlich in Lastpunkten die in einem frühen Stadium des NEDC Fahrzyklus oder bei Lastpunkten mit einer Abgastemperatur unter 300°C von Relevanz. Dies, da der Oxidationskatalysator bei Abgastemperaturen über 300°C, aufgrund des Luftüberschusses im Abgas von Dieselmotoren, etwaige CO- und HC-Anteile im Abgas effizient zu CO<sub>2</sub> bzw. H<sub>2</sub>O oxidiert. Um mit der Abgastemperatur die Wirksamkeit des Oxidationskatalysators beurteilen zu können, wird hier eine Tabelle der Temperaturen vor und nach Abgasturbolader für die einzelnen „stationären“ Lastpunkte bei den beiden Versuchskonfigurationen gezeigt (Tabelle 4.2).

Lastpunkt	Pe [kW]	λ [-]	ε: Serie (16.5)		ε: 15		ε: Serie + 30° Atk.	
			T_31	T_41	T_31	T_41	T_31	T_41
1250/2	4.4	2.07	244.0	218.4	250.2	213.0	237.9	209.9
1300/3	6.7	1.87	289.2	245.9	290.7	248.6	286.3	240.4
2000/2	7.0	2.19	279.8	245.3	273.2	241.9	279.9	245.1
1750/1	3.2	3.09	214.1	193.1	210.3	186.5	216.4	186.5
1500/5	12.7	1.37	414.5	341.7	424.3	365.6	419.0	347.5
2000/4	13.6	1.56	400.8	346.5	430.2	374.6	407.0	351.1
1750/6	33.4	1.36	475.6	404.7	496.8	426.0	484.8	410.8
2000/8	30.2	1.34	539.3	450.2	560.8	471.7	554.2	461.7
2000/10	17.6	1.28	585.0	482.0	602.3	496.6	594.3	483.5
3000/6	26.7	2.81	384.8	317.5	415.5	357.4	394.7	321.1
1000/VL	16.9	1.12	545.9	456.1	548.9	457.5	572.8	468.3
3000/10	50.0	2.20	475.8	380.9	527.9	450.1	482.5	384.4
2000/VL	70.6	1.39	652.5	500.8	655.4	502.3	670.4	509.2
4000/VL	125.2	1.41	791.4	647.6	798.8	653.3	797.3	646.9

Tabelle 4.2: Abgastemperaturen vor Turbolader (T<sub>31</sub>) und vor Oxidationskatalysator (T<sub>41</sub>) für verschiedene Motorkonfigurationen (Steuergerätedatenstand für ε = 15 & 30°Atk manuell optimiert)

Für die Abgastemperatur ist sowohl die Leistung als auch das Luftverhältnis entscheidend. Daher wurden in dieser Tabelle neben den Temperaturen auch diese beiden Größen aufgelistet. Die angeführten Temperaturen zeigen, dass beim untersuchten Motor, der einen Hubraum von 2.0lt aufweist, bei Leistungen über ~12 kW eine Abgastemperatur vor Oxidationskatalysator ( $T_{41}$ ) von über 340°C erreicht wird. Im Diagramm 4.51 wird die Abgastemperatur  $T_{41}$  des Motors im gesamten Motorkennfeld dargestellt. Hier sind auch die, im NEDC bei Verwendung dieses Motors in einem konventionellen PKW der Schwungmassenklasse 1500 kg gefahrenen, Lastpunkte eingetragen.

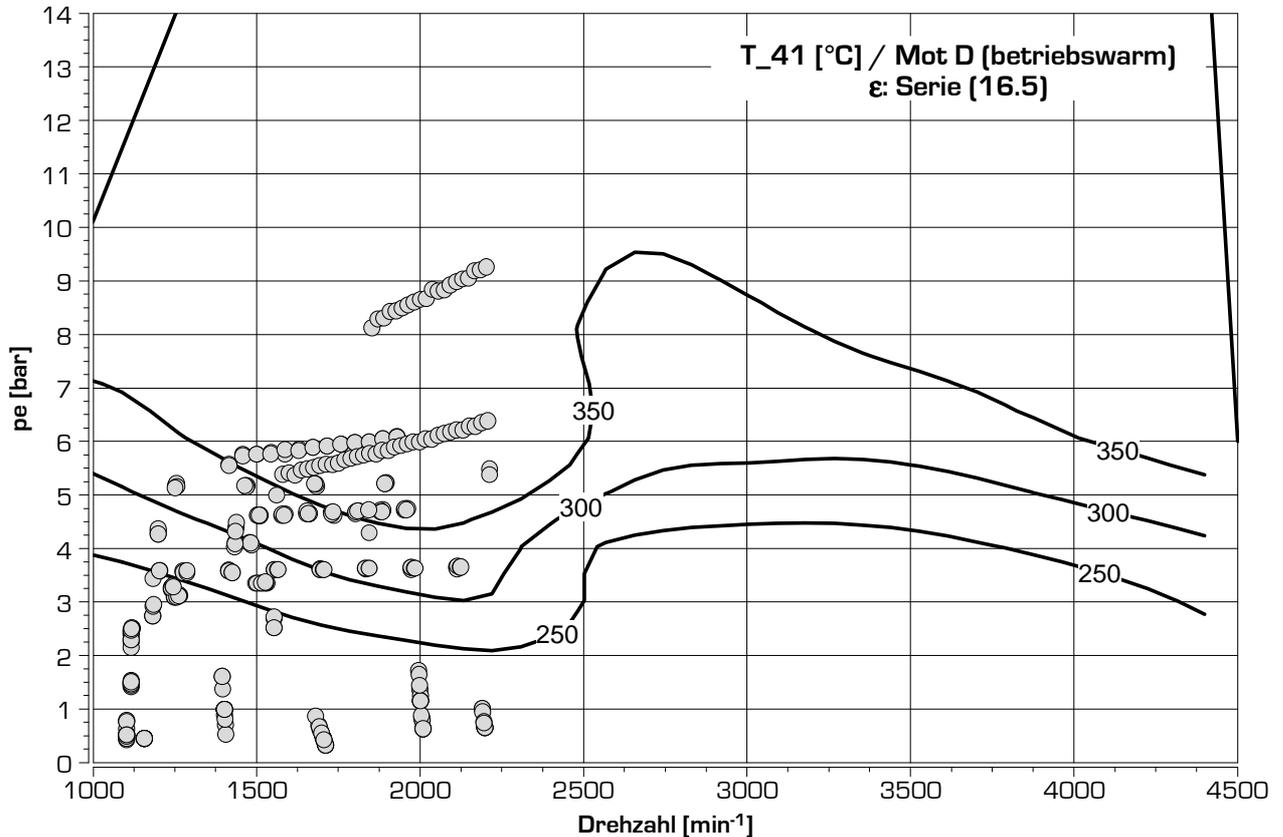
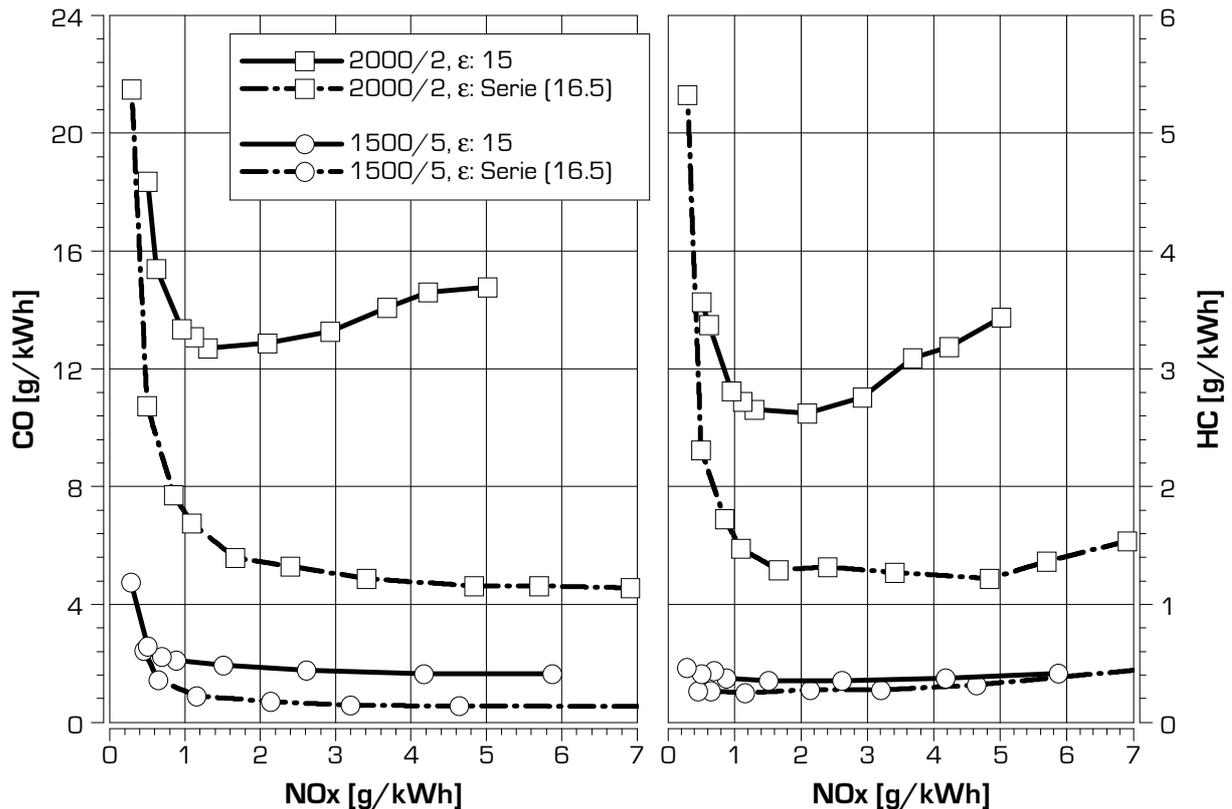


Diagramm 4.51: Abgastemperatur vor Oxidationskatalysator (Motor D - betriebswarm) und Lastpunkte im NEDC (Auflösung 1 sec)

Es zeigt sich, dass sogar im betriebswarmen Motorbetrieb ein großer Teil der für den Fahrzyklus relevanten Lastpunkte bei einer Abgastemperatur von unter 300°C gefahren werden. Dass diese und weitere Lastpunkte im realen Fahrzyklus nach Kaltstart eine niedrige Abgastemperatur von deutlich unter 300°C liefern werden, liegt auf der Hand.

Eine weitere Analyse der Abgastemperaturen des Serienmotors, die in Tabelle 4.2 den Abgastemperaturen des Motors mit reduziertem Verdichtungsverhältnis gegenüber gestellt wurden, zeigt, dass die Temperaturen, sowohl vor- als auch nach Turbolader bei Betrieb mit einem Verdichtungsverhältnis 15 tendenziell höher sind als beim Serienmotor. Während dieses Ergebnis bei den Teillastpunkten auf etwaige Unterschiede durch die manuelle Steuergeräteoptimierung zurück geführt werden kann, ist bei den 3 Vollastpunkten nur der Einspritzzeitpunkt derart angepasst worden, dass der Verbrennungsschwerpunkt identisch dem bei Serienkonfiguration ist. In diesen Vollastpunkten zeigt sich die Abgastemperatur bei niedrigem Verdichtungsverhältnis geringfügig höher. Dieses Ergebnis entspricht den Erwartungen die nach den Ausführungen über das höhere Temperaturniveau, das bei der 0D-Simulation, wie in Kapitel 4.4.1 beschrieben, errechnet wurde.

Um die CO/HC-Emissionen für den Motor mit reduziertem Verdichtungsverhältnis im Rahmen einer Variation der AGR Rate bewerten zu können, wurden die dabei erzielten Messergebnisse für CO und HC ausgewertet und in Diagramm 4.52 aufgetragen.

Diagramm 4.52: CO/HC-Emission bei Reduktion der NO<sub>x</sub>-Emissionen durch Variation der AGR-Rate [Motor D]

In diesem Diagramm sind für 2 Lastpunkte (1500/5 und 2000/2) die CO- und HC-Emissionen bei unterschiedlichen AGR Raten und der daraus resultierenden Abhängigkeit von den NO<sub>x</sub>-Emissionen dargestellt. Es zeigt sich einerseits, dass auch bei den spezifischen Größen die Höhe der CO- und HC-Emissionen stark lastpunktabhängig sind (in Diagramm 4.49 und Diagramm 4.50 sind die CO- und HC-Emissionen in g/h aufgetragen), und andererseits, dass diese Emissionen bei Reduktion der NO<sub>x</sub>-Emissionen überproportional ansteigen. Bei NO<sub>x</sub>-Emissionen unter 1 g/kWh zeigt sich insbesondere im Lastpunkt 2000/2 ein extremer Anstieg dieser Schadstoffkomponenten. Ursache hierfür ist das niedrige Temperaturniveau bei der Verbrennung, das zur Erzielung niedrigster NO<sub>x</sub>-Emissionen notwendig ist. Die im Zuge der Verbrennung kraftstoffreicher Zonen entstandenen CO- und HC-Emissionen werden im Normalfall in der Expansion- und Ausschubphase mit dem Restsauerstoff zu CO<sub>2</sub> und H<sub>2</sub>O oxidiert. Das Gleichgewicht dieser Oxidationsreaktion ist jedoch von der Temperatur abhängig. Mit der für niedrige NO<sub>x</sub>-Emissionen grundsätzlich geringeren Verbrennungstemperatur sinkt auch die Abgastemperatur und somit werden weniger CO- und HC Moleküle aufoxidiert.

Interessant ist der Vergleich der HC/CO-Emissionen des Serienmotors mit reduzierter Verdichtung. Wie im einleitenden Kapitel aufgezeigt wurde, liegt die Brennraumtemperatur am Ende der Verbrennung bei geringerem Verdichtungsverhältnis höher. Das müsste zu einer besseren Nachreaktion und somit zu niedrigeren HC/CO-Emissionen bei niedrigem Verdichtungsverhältnis führen. Wie aus den Diagrammen 4.47, 4.48 und 4.50 ersichtlich, ist genau das Gegenteil der Fall. Dies wird vom Autor wie folgt begründet: die Verdichtungsendtemperatur und somit die Temperatur zum Zeitpunkt der Voreinspritzung ist niedriger (siehe Diagramm 4.38, ~15K@20°KWvOT). Nachdem die erste Voreinspritzung (Motor D wird in niedrigen Lastpunkten mit 2 Voreinspritzungen betrieben) deutlich vor OT liegt, führt eine niedrigere Verdichtungsendtemperatur dazu, dass ein geringfügig höherer Anteil der Voreinspritzmenge ohne chemische Reaktion in den Außenrandbereich des Zylinders, bzw. in den Ringspalt kommt. Die so der Hauptverbrennung entzogenen Kraftstoffmengen kommen erst in einer späten Phase des Expansionstaktes mit heißem Abgas in Interaktion und können dann, bei entsprechendem Abgastemperaturniveau, oxidiert werden. In niedrigen Lastpunkten ist das Abgastemperaturniveau gering, hier sind die Kraftstoffanteile die nicht in die Kolbenmulde eingebracht werden von wesentlichem Einfluss auf die HC- und auch auf die CO Emissionen. Dadurch lassen sich die, in Diagramm 4.49 und Diagramm 4.50 gezeigten, HC- und CO-Emissionen bei verringertem Verdichtungsverhältnis erklären: in niedrigen Lastpunkten, bei denen eine frühe erste Voreinspritzung gefahren wird, führt die verringerte Verdichtungsendtemperatur zu einem erhöhten Anteil unverbrannten Kraftstoffs. Bei hohen Lastpunkten wird

nur eine Voreinspritzung getätigt und zudem liegen hier hohe Abgastemperaturen vor. Durch die zeitliche Nähe der Voreinspritzung reduziert sich die Wahrscheinlichkeit, dass unverbrannter Kraftstoff in Randbereiche des Zylinders kommt. Die höhere Abgastemperatur führt zu besseren Nachreaktionsbedingungen.

Alle zuvor angeführten Daten der CO/HC-Emissionen wurden bei betriebswarmem Motor in stationären Lastpunkten ermittelt. Zu berücksichtigen ist, dass nach Kaltstart und bei dynamischem Betrieb die CO/HC-Rohemissionen noch deutlich höher als beim Motor mit Serienverdichtungsverhältnis werden können. Eine endgültige Bewertung der CO/HC-Emissionen nach dem Kaltstart ist daher ohne spezielle Kaltstartuntersuchungen nicht möglich.

#### **4.4.3. Potenzial zur Steigerung des Mitteldruckes bei reduziertem Verdichtungsverhältnis**

Eine Reduktion des Verdichtungsverhältnisses hat, wie in Diagramm 4.38 klar ersichtlich, grundsätzlich ein geringeres Druckniveau in der Hochdruckphase des Motorprozesses zur Folge.

Die maximale Leistung eines Dieselmotors, egal ob für Pkw-, Lkw- oder Non-Road-Anwendung, wird heute häufig durch den zulässigen Spitzendruck begrenzt. Der zulässige Spitzendruck ist durch die Konstruktion des Triebwerkes, insbesondere durch das Kurbelgehäuse, bestimmt. Während Teile des Kurbeltriebes wie Kolben, Pleuel leicht gegen leistungsfähigere Bauteile getauscht werden können, ist eine Verstärkung des Kurbelgehäuses nicht auf einfache Weise zu bewerkstelligen. Eine Änderung des gewählten Werkstoffes kann in beschränktem Maße für eine Leistungserhöhung genutzt werden [Lit. 4.22]. Um die spezifische Leistung für Pkw auf Werte über 90kW/lit. bzw. bei Lkw auf über 75kW/lit. anzuheben sind jedoch deutlich höhere Spitzendrücke notwendig. Eine konstruktiv robustere Ausbildung des Kurbelgehäuses ist nur am Beginn einer neuen Motorgeneration realisierbar, wobei dabei eine Erhöhung des Gewichtes und eine Vergrößerung der Hauptlagerabmessungen und damit der Reibung unvermeidlich ist. Da der „Produktionszyklus“ eines Kurbelgehäuses, aus wirtschaftlichen Gründen, über mehrere Jahre, zum Teil über Jahrzehnte laufen muss, kann der zulässige Spitzendruck innerhalb dieser Produktionslaufzeit nur geringfügig angehoben werden.

Durch eine Reduktion des Verdichtungsverhältnisses könnte jedoch, als Folge des geringeren Zylinderdruckniveaus, eine Anhebung der spezifischen Leistung bei bestehendem Triebwerk auf einfache Weise möglich werden.

Mit Hilfe des Motorprozessanalyse- und Simulationstools CORA wurden auf Basis von Messergebnissen mit dem Motor [D], mögliche Potenziale zur Leistungsanhebung durch Verringerung des Verdichtungsverhältnisses errechnet. Ausgangsbasis für diese Rechnungen waren die Indizier- und Füllungsdaten, die im Rahmen der in Kapitel 4.3 und 4.4.2 angeführten Messungen in den Volllastpunkten ermittelt wurden.

Ziel dieser Simulationen war es, durch Erhöhung der zugeführten Kraftstoffmenge Werte für Spitzendruck, Spitzentemperatur und für den indizierten Mitteldruck bei geringerem Verdichtungsverhältnis zu errechnen, die dann den Daten des Serienmotors gegenüber gestellt werden können.

Die Berechnungen wurden sowohl für den Nennleistungspunkt als auch für den Lastpunkt mit maximalem Mitteldruck errechnet. Der Lastpunkt mit maximalem Mitteldruck stellt häufig auch den Betriebspunkt mit maximalem Spitzendruck dar. Nachdem aus den Ergebnissen der Berechnungen in beiden Betriebspunkten annähernd gleiche Schlussfolgerungen gezogen werden können, werden im nachfolgenden nur die Ergebnisse der Simulationen des Nennleistungspunktes gezeigt.

Als Randbedingung wurden die Nennleistungs-Messergebnisse von Motor [D] den Simulationsrechnungen zugeführt. Eine Erhöhung der Leistung kann zwangsläufig nur durch eine Erhöhung der eingebrachten Kraftstoffmenge realisiert werden. Wesentlich war die Wahl des Brennverlaufes für die erhöhte Kraftstoffzufuhr. Eine Übernahme des Brennverlaufes des Serienmotors für die vergrößerte Kraftstoffmenge würde nur dann der Realität nahe kommen, wenn entweder der Raildruck erhöht oder aber die Düsenaustrittsfläche vergrößert würde. Bei gleich bleibendem Raildruck und gleicher Düsengeometrie müsste die Einspritzdauer und somit der Brennverlauf verlängert werden.

Für die nachfolgend dargestellten Berechnungen wurde ein Mittelweg definiert. Die nötige Erhöhung der Energiezufuhr wird nur zu 50% in eine Verlängerung des Brennverlaufes (eigentlich in eine Vergrößerung der Fläche unter der Brennverlaufskurve) umgerechnet. Um den Schwerpunkt der Verbrennung dadurch nicht auf einen späteren Zeitpunkt zu setzen wurde der so veränderte Brennverlauf entsprechend nach früh verschoben.

Am realen Motor könnte dieser Brennverlauf durch gleichzeitige Anhebung des Raildrucks, bei Einbau von Injektoren mit leicht erhöhtem Durchfluss erzielt werden.

Eine weitere wesentliche Randbedingung ist die Beibehaltung des Luftverhältnisses des Serienmotors, dies bedeutet, dass mit einer Erhöhung der Kraftstoffmassenzufuhr auch die zugeführte Luftmasse im selben Verhältnis erhöht werden muss. Der hierfür notwendige Ladedruck wurde der Berechnung aufgezwungen. Die Simulationsrechnung berücksichtigt den sich dabei ändernden Ladungswechselfaufwand bei der Ermittlung der Leistung nicht.

In Diagramm 4.53 sind die Resultate dieser Simulationsrechnungen aufgetragen. Gerechnet wurde für zwei reduzierte Verdichtungsverhältnisse: 12.5 und 14.5 (Serienverdichtungsverhältnis: 16.5). Die Ergebnisse sind über die zugeführte Mehrmenge an Kraftstoff aufgetragen.

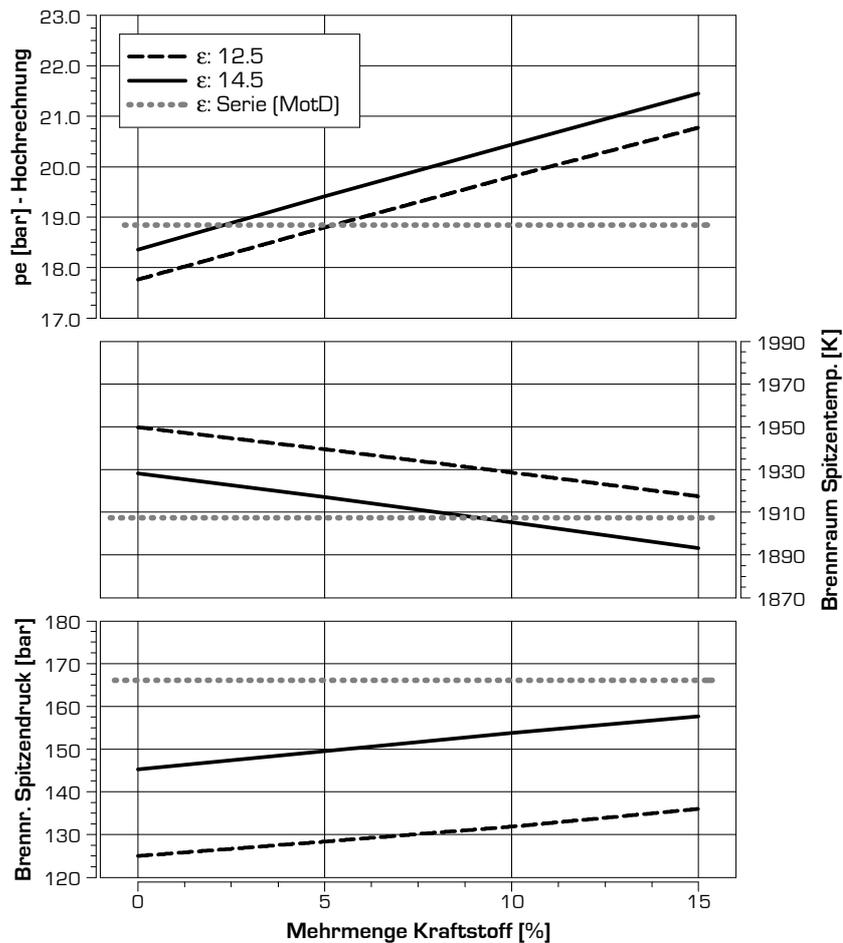


Diagramm 4.53: Auswirkung einer zugeführten Mehrmenge an Kraftstoff bei Reduktion des Verdichtungsverhältnisses auf Druck, Temperatur im Zylinder sowie auf die Leistung.

Aus dem Diagramm wird ersichtlich, dass, wie bereits im einleitenden Abschnitt 4.4.1 erwähnt, die Spitzentemperatur bei Absenkung des Verdichtungsverhältnisses steigt. Aufgrund des geringeren Wirkungsgrades sinkt auch der indizierte Mitteldruck und somit die Nennleistung. Der größte Unterschied ist im Spitzendruck des Nennlastpunktes zu erkennen. Mit der Reduktion des Verdichtungsverhältnisses von 16.5 auf 14.5 reduziert sich der Spitzendruck im Nennlastpunkt von ~168 bar auf 145 bar bzw. 125 bar bei einer weiteren Reduktion auf 12.5. Das zeigt deutlich den überproportional starken Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den Spitzendruck.

Wenn nun dem Motorprozess eine erhöhte Menge an Kraftstoff zugeführt wird zeigt sich, dass mit einer Mehrmenge von 15% bei einem Verdichtungsverhältnis von 14.5 ein Leistungsgewinn von ~14% erzielt werden kann, wobei hier der Spitzendruck mit ~158 bar noch unter dem der Serienkonfiguration liegt. Mit einem Verdichtungsverhältnis von 12.5 kann mit einer Mehrmenge von 15% ein Leistungsgewinn von 10% erzielt werden, wobei der Seriendruck trotzdem weit unter dem des Serienmotors bleibt.

Ob der reale Brennverlauf dann dem hier angenommenen entspricht, und ob nicht große Einbußen für die erforderliche Aufladung die Leistung am real dargestellten Motor reduzieren, kann nur durch aufwändige Simulationen bei bekannten Turboladerdaten oder im Versuch ermittelt werden.

Neben diesen stationären Prozesskennwerten sind in Diagramm 4.54 die Druck- und Temperaturkurven aus den Simulationsrechnungen dargestellt. Die Erhöhung der Spitzentemperatur nach Absenkung des Verdichtungsverhältnisses kann hier kurbelwinkelbezogen abgelesen werden. Bei einer Mehrmengenzufuhr zeigt sich, dass es bei den Temperaturverläufen mit zunehmender Einspritzmenge zu einer Verschiebung des Temperaturmaximums nach spät und somit zu einer Abnahme der Spitzentemperatur kommt.

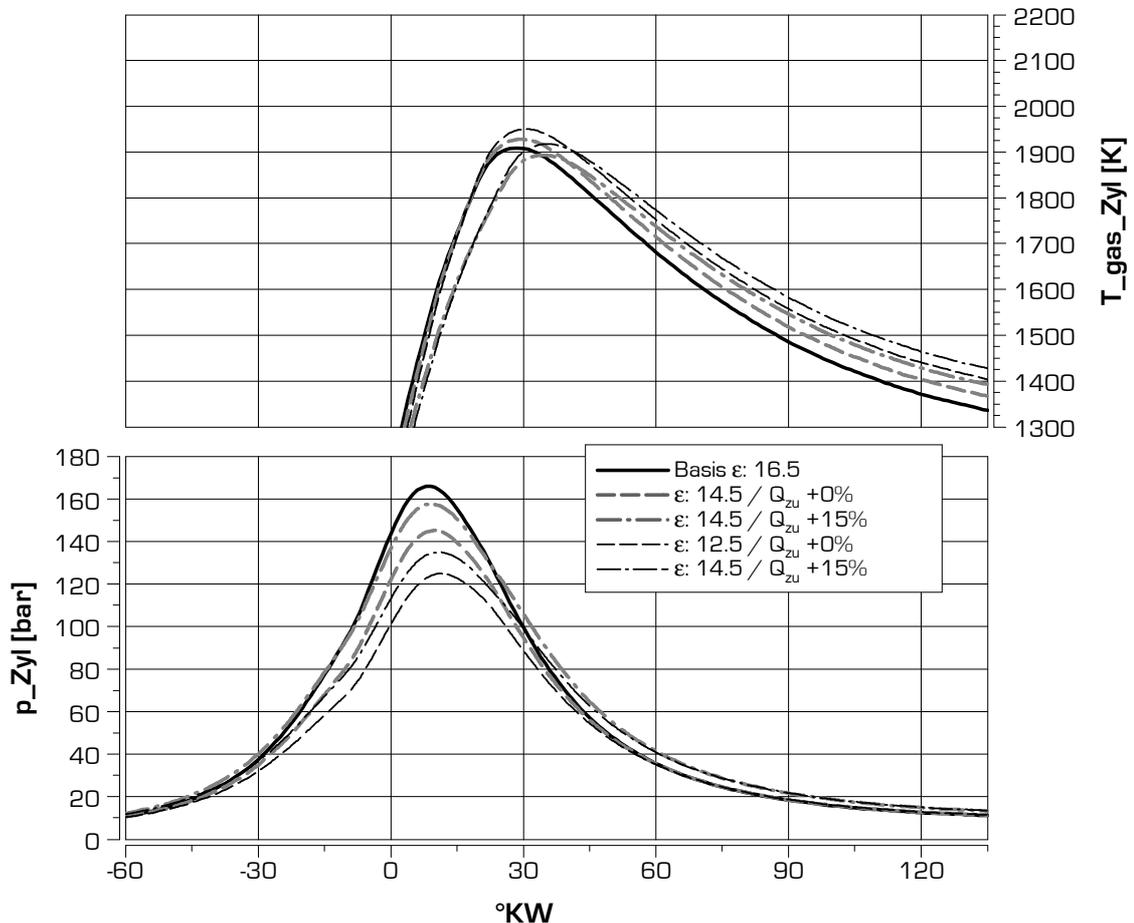


Diagramm 4.54: Druck- und Temperaturverlauf bei 4000/VL: Simulation reduziertes Verdichtungsverhältnis + Kraftstoffmehrmenge

Da mit dem Druckniveau auch die Reibung der Kolben/Pleuelgruppe sinkt (siehe Kapitel 5.2) kann eine Absenkung des Verdichtungsverhältnisses neben der Möglichkeit zur Leistungsanhebung auch Potenzial zur Reibungsreduktion bieten.

#### 4.4.4. Verfahren zur Verbesserung des Kaltstartverhaltens von Dieselmotoren mit geringem Verdichtungsverhältnis

Die Qualität des Motorwarmlaufes und das Startverhalten eines Dieselmotors sind stark vom Temperatur- und Druckniveau im Brennraum zum Einspritzzeitpunkt abhängig. Bei kaltem Motor und sehr kaltem Außenzustand ist das Start- und Kaltleerlaufverhalten des Dieselmotors bekanntermaßen schlechter als bei Ottomotoren. Eine Absenkung des Verdichtungsverhältnisses von Pkw Dieselmotoren hätte auf das Startverhalten und auf die Stabilität des Motorwarmlaufs negative Auswirkungen. Um bei Pkw Dieselmotoren mit Verdichtungsverhältnissen unter 15 einen gesicherten Kaltstart und stabilen Motorwarmlauf gewährleisten zu können sind daher gesonderte Betriebsstrategien nötig. Durch die Entwicklung in der Glühstifttechnik hat sich in den letzten Jahren das Kaltstart- und besonders das Warmlaufverhalten von Dieselmotoren deutlich gebessert. Trotzdem muss davon ausgegangen werden, dass für Motoren mit einem Verdichtungsverhältnis von  $\sim 14$  das Kaltstart- und Warmlaufverhalten bei einer Außentemperatur von  $-25^{\circ}\text{C}$  weiterhin eine besondere Herausforderung darstellt.

Im Zuge eines Forschungsprojektes wurde bereits im Jahr 2003 eine Methode entdeckt, die hohes Potenzial für ein sicheres Kaltstarten bei tiefen Temperaturen bietet. Diese, durch eine spezielle Ventilöffnungsstrategie

charakterisierte Methode wurde experimentell verifiziert und ein kurzer Einblick in die Ergebnisse im Jahr 2003 publiziert [Lit. 4.4]. Zudem wurde das Verfahren als Erfindung offen gelegt [Lit. 4.34].

Nachfolgend erfolgt eine Beschreibung dieser Methode. Zudem werden die theoretischen Zusammenhänge für die Wirksamkeit der Methode begründet und die Ergebnisse experimenteller Untersuchungen dargestellt.

### Spätes Einlass Öffnet

Wesentliches Merkmal dieser Methode ist ein spätes Öffnen der Einlassventile. Durch Spätverstellen des „Einlass Öffnet“ wird ein höheres Maß an Arbeit in der Ansaugphase bis EÖ (bei der Abwärtsbewegung des Kolbens) notwendig. Diese erhöhte Arbeit wird nach Öffnen des Einlassventils in innere Energie der zugeführten Ladung umgewandelt. Nach dem Ende des Einströmvorganges stellt sich bei „Einlass Schluss“ ein Ladungszustand ein, der dadurch charakterisiert ist, dass die Ladung ein ähnliches Druckniveau zeigt wie beim Motor mit konventioneller Ventilsteuerung. Die Temperatur der Ladung ist dabei jedoch deutlich erhöht. Diese Temperaturerhöhung am Beginn der Verdichtungsphase führt zu einer deutlich gesteigerten Temperatur bei Einspritzbeginn. Der Zündverzug reduziert sich daher mit diesem Verfahren, was zu einem deutlich verbesserten Start- und Warmlaufverhalten führt.

Zur Erzeugung des Unterdrucks im Brennraum in der frühen Phase des Ansaugtaktes muss natürlich Volumsänderungsarbeit zugeführt werden, was sich negativ auf den Wirkungsgrad auswirkt. Diese erhöhte Volumsänderungsarbeit muss beim Startvorgang vom elektrischen Startermotor zusätzlich aufgebracht werden.

Die physikalischen Auswirkungen dieses Ventilsteuerungsverfahrens wurden vorab mit einem 1D-Simulationstool (AVL Boost) berechnet. Dabei hat sich eine Temperaturerhöhung zum Einlassschluss gezeigt. Zudem zeigten diese Berechnungen, dass das Druckniveau im Brennraum zum Einlassschluss annähernd dem bei konventioneller Ventilsteuerung entspricht. In Diagramm 4.55 ist das pV- und TV-Diagramm des Motorprozesses abgebildet, der mit Hilfe einer 1D-Simulation von Motor [A] bei einem Verdichtungsverhältnis von 15.5 (zwei  $\epsilon$ -Einheiten geringer als im Serienzustand) und einer Umgebungstemperatur von  $-25^{\circ}\text{C}$  vorab berechnet wurde. Der Öffnungszeitpunkt des Einlassventils wurde hierfür mit  $52^{\circ}\text{KW nOT}$  festgelegt. An den Zylinderdruckkurven kann deutlich der Unterdruck in der Abwärtsbewegung des Kolbens, aber auch das vergleichbare Druckniveau in der Verdichtungsphase identifiziert werden.

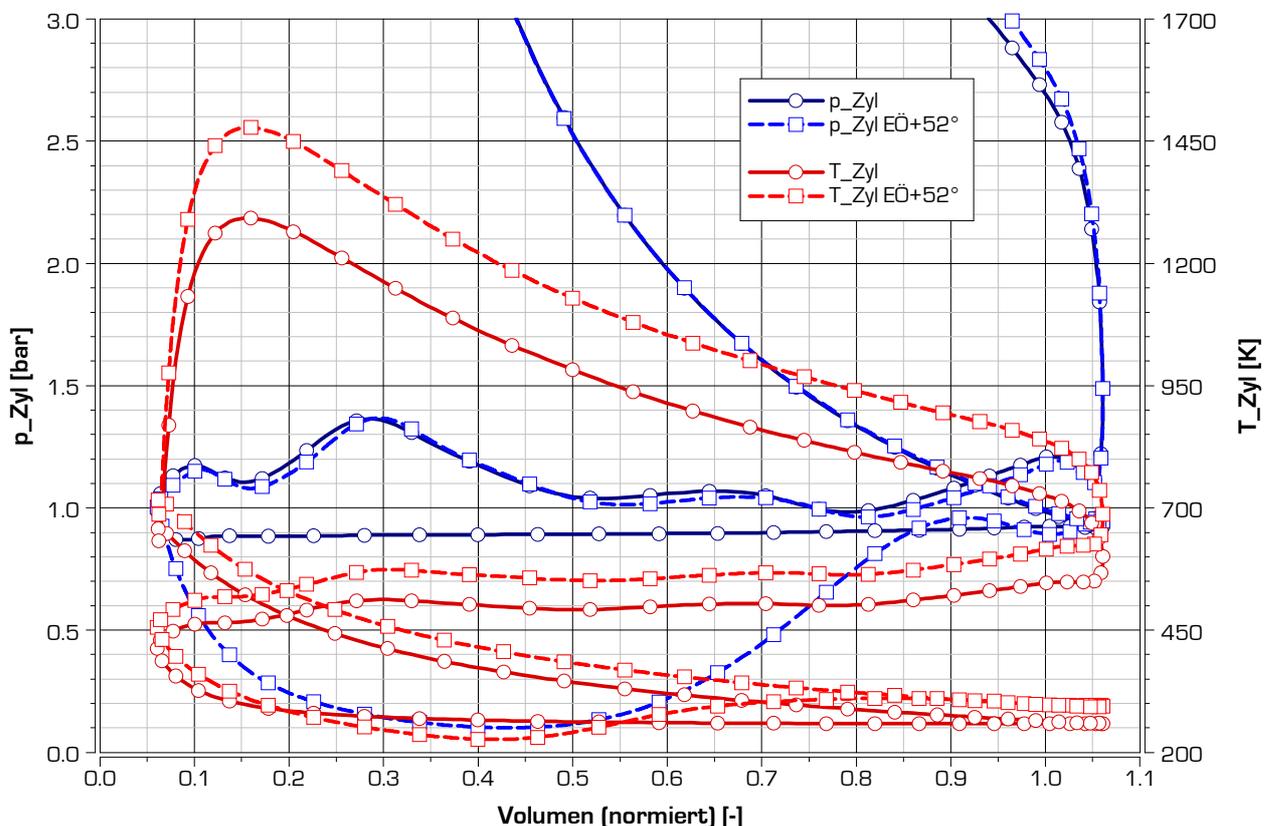


Diagramm 4.55: pV/TV-Diagramm Daten aus 1D-Simulation: Motor A bei  $\epsilon=15.5$  und Kaltleerlauf mit  $1000 \text{ min}^{-1}$  bei  $-25^{\circ}\text{C}$ : Vergleich konventionelle Ventilöffnung vs. Spätes „Einlass Öffnet“.

Entscheidend für die Beurteilung dieser Rechenergebnisse sind jedoch die Temperaturkurven. Hier zeigt sich, dass während der Evakuierung des Brennraumes eine starke Abkühlung der Restgasmasse zu verzeichnen ist. Nach dem Öffnen des Einlassventils stellt sich jedoch ein starker Temperaturanstieg ein, der dazu führt, dass die Ladung bei Schließen des Einlassventils deutlich wärmer ist als mit konventionellen Ventilsteuerzeiten. Die erhöhte Temperatur am Beginn der Verdichtung führt entsprechend des idealisierten physikalischen Zusammenhanges der isentropen Verdichtung und des daraus ableitbaren Zusammenhanges:

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1}$$

zu einer erhöhten Temperatur knapp vor Ende der Verdichtung, zum Zeitpunkt des Einspritzens. Der Verdichtungsprozess selbst ist verlustbehaftet, die resultierende Temperatur entspricht daher nicht der, die idealisiert errechnet werden kann. Zwischen den Varianten sind die Randbedingungen für die Verluste bei der Verdichtung gleich. Ein Gewinn an Temperatur am Beginn der Verdichtung muss daher am Ende der Kompression weiterhin gegeben sein, was auch durch das Resultat der Simulation bestätigt wird.

Für die Berechnung der zuvor gezeigten Druck- und Temperaturverläufe wurde das 1D-Motorprozessrechenprogramm AVL Boost verwendet. Nachdem die Ursachen für die Erwärmung des Gases nach Auswertung der Ergebnisse thermodynamisch nicht exakt nachvollzogen werden konnten, wurde vom Autor ein 0D-Berechnungsprogramm selbst verfasst, das bereits in Kapitel 3.2 beschrieben wurde, und das unter Berücksichtigung der Durchflussgleichung und der thermodynamischen Grundgleichung des 1. Hauptsatzes die Temperatur während des Ladungswechsels und in der Hochdruckphase berechnet. Damit konnten Unsicherheiten bei der Interpretation der Ergebnisse der 1D-Berechnung geklärt werden und zudem das Verständnis für die Abläufe bei diesem Verfahren gesteigert werden. Mit diesem Tool können auch Einflüsse unterschiedlichster Randbedingungen auf den Verfahrensablauf rasch und unkompliziert dargestellt werden.

Die Resultate der Berechnungen mit diesem Tool bestätigten die Ergebnisse der 1D-Simulation. In Diagramm 4.56 sind die Temperatur- und Druckverläufe für unterschiedlich spät öffnende Einlasszeitpunkte aufgetragen. Die Berechnung wurde für einen Startvorgang bei  $-25^\circ\text{C}$  mit einer Startdrehzahl von  $250 \text{ min}^{-1}$  durchgeführt.

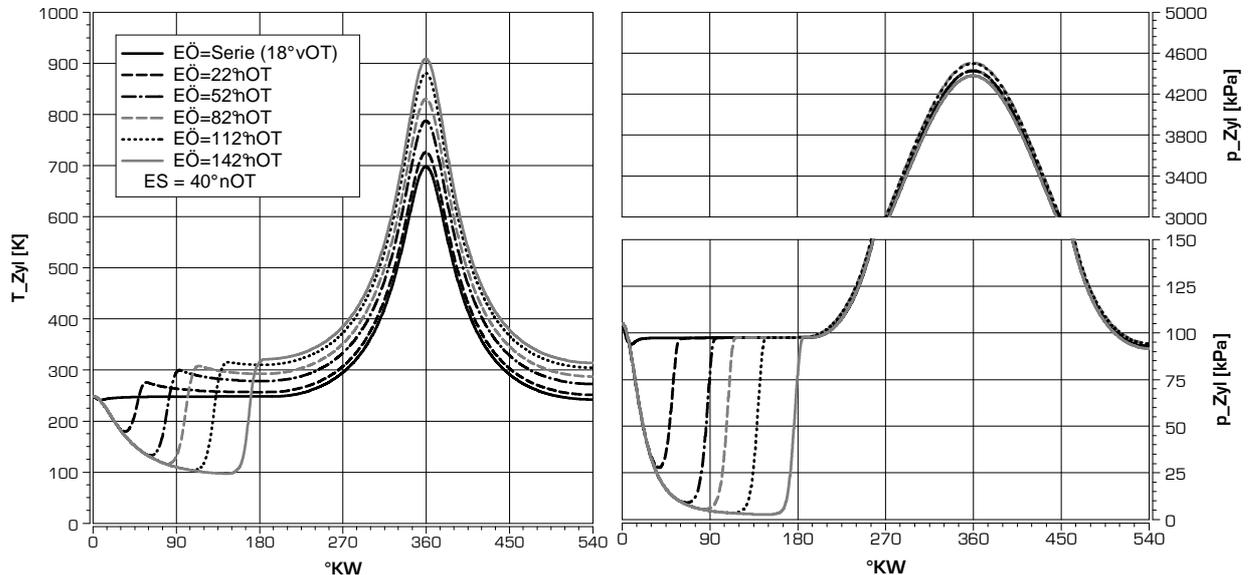


Diagramm 4.56: Betriebspunkt: **Startvorgang mit  $250 \text{ min}^{-1}$  bei  $-25^\circ\text{C}$** : Simulation mit 1. HS und Durchflussgleichung (mit Wandwärme nach Woschni/Huber – Faktor 2.0), Temperatur- und Druckverlauf bei späten „Einlass Öffnet“

Es zeigt sich am Druckverlauf eindeutig, dass nach Öffnen des Einlassventils ein rascher Druckausgleich stattfindet und dass nach diesem Druckausgleich die Temperatur höher liegt als bei Varianten mit früher öffnenden Einlassventilen. Eine Auswertung der errechneten Ansaugmasse zeigt erwartungsgemäß eine Reduktion der Ladungsmasse mit später öffnenden Einlassventilen.

Mit Hilfe dieses Berechnungstools konnte auch der Einfluss des Wandwärmeüberganges auf den hier angeführten Arbeitsprozess untersucht werden. Dabei hat sich gezeigt, dass durch Deaktivierung des Wärmeüberganges nur unbedeutende Veränderungen im Druck- und Temperaturverlauf zu verzeichnen sind. Damit

konnte bestätigt werden, dass die Ursache für die Überhöhung der Temperatur nicht der Wärmeübergang an die Brennraumwände ist.

Wesentlich jedoch ist, dass dieses Programm bei nulldimensionaler Betrachtungsweise ähnliche Ergebnisse liefert wie das 1D Programm AVL Boost. Eine hohe Einströmgeschwindigkeit in den evakuierten Brennraum und daraus resultierende Energieumwandlungsphänomene können daher als alleinige Ursache für den Temperaturanstieg ausgeschlossen werden.

Wie schon beim mit verringertem Verdichtungsverhältnis erhöhten Temperaturanstieg (siehe Kapitel 4.4.1) kann auch hier der unerwartete Temperaturanstieg mit unterschiedlichen Druck- und Temperaturanstiegsraten bei geänderten Ausgangsbedingungen (Volumen, Masse) mit nachfolgender Massenzufuhr begründet werden.

Der Unterdruck im Brennraum, der durch die Evakuierung des Brennraumes bei geschlossenen Ventilen unter Aufwendung von Volumsänderungsarbeit durch den Kolben entsteht, führt bei Öffnen des Einlassventils zwar kurzfristig zu einer hohen Einströmgeschwindigkeit. Die dabei auftretende kinetische Energie wird, wenn man sie in eine Temperaturänderung der im Brennraum befindlichen Masse umrechnet, nur eine Änderung von wenigen Kelvin verursachen (für die Variante EÖ=82°nOT in Diagramm 4.56 wurde diesbezüglich eine Temperaturerhöhung von ~4K errechnet).

Die Reibung im Ventilspalt, die bei der 0-dimensionalen Betrachtungsweise ebenfalls unberücksichtigt bleibt, kann entsprechend einer überschlägigen Berechnung nur eine Temperaturerhöhung von wenigen 1/10 Kelvin verursachen. Somit ist der bereits in Kapitel 4.4.1 abgeleitete Effekt auch hier in hohem Maße für die Temperaturerhöhung verantwortlich.

Zur einer groben Verifikation der Ergebnisse wurde zudem die vom Kolben bei der Abwärtsbewegung bis zum Öffnen des Einlassventils aufgewendete Volumsänderungsarbeit in eine Änderung der Temperatur der Zylinderladung umgerechnet. Dabei hat sich das Temperaturerhöhungspotenzial bestätigt.

Wie sich nun die theoretisch nachgewiesene Temperaturerhöhung auf den Start- bzw. den Kaltleerlauf auswirkt wird in den nächsten Abschnitten dieses Unterkapitels beschrieben. Vorerst noch einige Worte zum Zündverzug.

## Zündverzug

Ein wesentliches Kriterium für die Qualität des Kaltleerlaufes und des Warmlaufverhaltens bei niedrigen Umgebungstemperaturen ist der Zündverzug. Mit dem Zündverzug steigt die Masse des in den Brennraum vor Brennbeginn eingebrachten Kraftstoffes. In der ersten Phase kurz nach Entzündung wird dann eine größere Kraftstoffmasse umgesetzt, was zu höheren Druckanstiegsraten und folglich zu einem deutlich erhöhten Verbrennungsgeräusch führt. Umgangssprachlich wird dieses physikalische Phänomen als „Dieselnageln“ bezeichnet.

Der Zündverzug kann entweder messtechnisch, durch analytische Auswertung von Druckverlauf und Einspritz-, bzw. Injektornadelhub- oder Ansteuerungsverlauf ermittelt, sowie mit Hilfe von Berechnungsmodellen abgeschätzt werden.

Für die Berechnung des Zündverzuges hat sich der Modellansatz nach Wolfger etabliert [Lit. 4.35]. Dieser Modellansatz wurde durch Aktualisierung der Modellparameter vielfach verbessert, wobei sich für unterschiedliche Motorkonzepte verschiedene Parametersätze etabliert haben. Für den direkteinspritzenden Dieselmotor mit geringem Einzelzylinderhubraum hat sich der Parametersatz von Watson als zielführend gezeigt [Lit. 4.36]. Der Modellansatz nach Wolfger mit den Faktoren aus dem Parametersatz von Watson stellt sich folgendermaßen dar:

$$ZV[{}^{\circ}KW] = 6 \cdot 3.45 \cdot n[\text{min}^{-1}] \cdot 10^{-3} \cdot e^{\frac{2100}{T}} \cdot \frac{1}{p^{1.02}} \quad \text{F 4.13}$$

Entsprechend dieser Gleichung kann nun, mit Kenntnis von Temperatur, Druck und Drehzahl, zu einem bestimmten Zeitpunkt der Verdichtungsphase der Zündverzug errechnet werden. Für die bei den Simulationsrechnungen berücksichtigten Ventilsteuerdaten wurden die resultierenden Temperaturen und Drücke zum definierten Einspritzzeitpunkt 10°KW vOT ausgelesen und der Zündverzugsberechnung zugrunde gelegt.

Das mit den Ergebnissen der Zündverzugsberechnung erstellte Diagramm für den Lastpunkt Leerlauf bei 1000 min<sup>-1</sup> und einer Umgebungstemperatur von -25°C ist als Diagramm 4.57 nachfolgend abgebildet.

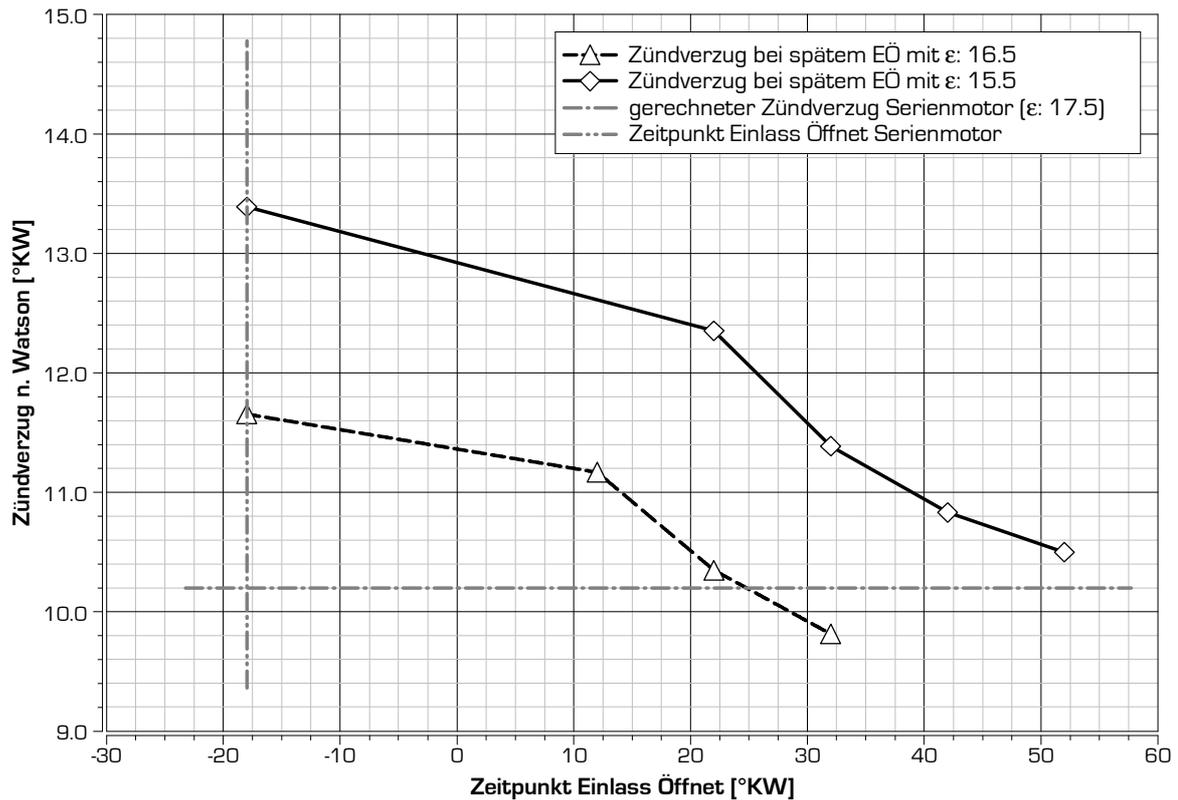


Diagramm 4.57: Berechnete Zündverzögerungen, Motor [A]. Vergleich Serienverdichtungsverhältnis mit reduziertem Verdichtungsverhältnis bei späterem „Einlass Öffnet“ / Leerlauf bei 1000 min<sup>-1</sup> und -25°C Umgebungstemperatur

Die Ergebnisse zeigen, dass durch spätes Öffnen des Einlassventils eine Erhöhung des Zündverzuges kompensiert werden kann. Bei einem um zwei  $\epsilon$ -Einheiten abgesenkten Verdichtungsverhältnis wird durch Spätverstellen des Öffnens des Einlassventils um 80°KW, ein annähernd gleicher Zündverzug als mit der Serienkonfiguration erzielt.

### Methodik der experimentellen Untersuchungen zum Ventilsteuerverfahren „spätes Einlass Öffnet“

Da der Aufbau eines, in seinem Verdichtungsverhältnis reduzierten Motors mangels geeigneter Kolbenvarianten nicht möglich war, wurden die Versuche zu diesem Thema mit dem Motor [A] mit Serien-Verdichtungsverhältnis von 17,5 gefahren. Da zudem kein vollvariables Ventiltriebssystem verfügbar war und aus wirtschaftlichen Gründen auch nicht entwickelt werden konnte, wurde das Verfahren spätes „Einlass Öffnet“ mit Hilfe von Nockenwellen untersucht deren Nockenprofile so gefertigt wurden, dass sie das Einlassventil entsprechend spät öffnen. Das Schließen des Einlassventils erfolgte aber zum selben Zeitpunkt wie in der Serienkonfiguration. Um unterschiedliche Ventilöffnungszeiten bewerten zu können wurden zwei Nockenwellen gefertigt. In Diagramm 4.58 sind die Ventilhubkurven der beiden Nockenwellen dargestellt.

Während die in Kapitel 4.3 gezeigten Ventilhubkurven des Füllkanalventils so gewählt wurden, dass die maximale Öffnungsgeschwindigkeit der voll öffnenden Ventile nicht überschritten wird, wurden hier bewusst Ventilhubkurven mit steileren Flanken gewählt, die ein schnelleres Öffnen der Ventile bewirken. Dies deshalb, da dieses Verfahren nur für den Startvorgang bzw. für den Kaltleerlauf und damit nur bei niedrigen Drehzahlen als sinnvoll erachtet wird.

Die Verschiebung des Ventilöffnungszeitenpunktes um 50°KW kennzeichnet die erste Versuchsnockenwelle (EÖ+50), eine Verschiebung um 70°KW die Zweite (EÖ+70°).

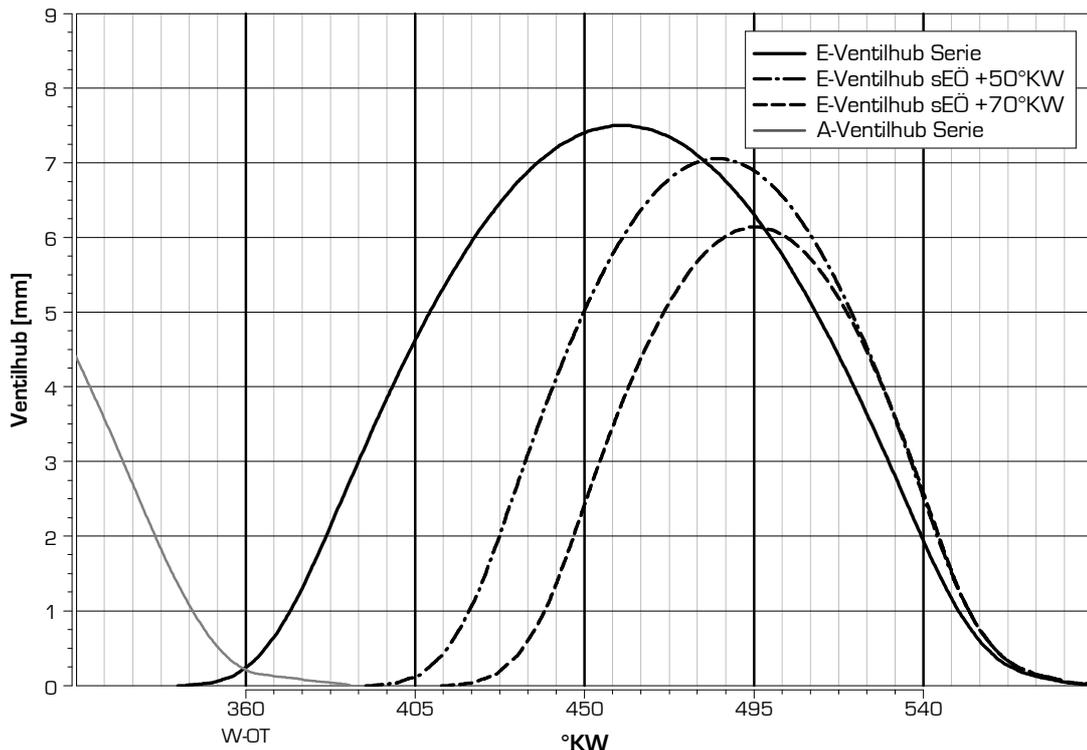


Diagramm 4.58: Ventilhubkurven der beiden Einlassnockenwellen für die experimentellen Untersuchungen zum späten „Einlass Öffnet“

Zur Bewertung des Verfahrens wurden die Ergebnisse hinsichtlich Startfähigkeit des Motors und die Laufstabilität im Kaltleerlauf bei  $1000 \text{ min}^{-1}$  herangezogen. Für dieses Funktionsziel wurde im Rahmen der Simulation mit  $-25^\circ\text{C}$  als Umgebungstemperatur gerechnet. Diese Temperatur sowie Versuche bei  $-10^\circ\text{C}$  waren Randbedingungen bei den experimentellen Untersuchungen. Zur Durchführung der Untersuchungen stand eine Klimakammer zur Verfügung, die eine Abkühlung des Prüflings auf bis zu  $-30^\circ\text{C}$  ermöglichte.

Der Versuchsträger, die Kühlmittelkonditioniereinheit, der Wasser/Luft-Ladeluftkühler und die elektrischen Bauteile (Batterie, Motorsteuerung) fanden in der Klimakammer Platz. Das Ansaugen der Luft erfolgte direkt aus der Klimakammer, die Zuluft in die Klimakammer wurde nicht konditioniert. Nachdem die Frischluft jedoch über den Wasser/Luft-Ladeluftkühler geführt wird, kann davon ausgegangen werden, dass für den Startvorgang und auch für den Kaltleerlauf, für zumindest 500 Zyklen ähnliche Bedingungen wie bei Kaltstart bei der gleichen Temperatur im Freien vorherrschen. Am Zylinder 1 des Versuchsmotors wurde ein Referenzdrucksensor zwischen Einlass- und Auslassventil installiert, der den Einbau eines Glühstiftes auch in Zylinder 1 ermöglichte. Die Glühfunktion konnte zudem durch Eingriff in die Motorsteuerung bei Bedarf deaktiviert werden.

Der Ablauf eines Versuchs zur Bewertung der Kaltstart- und Kaltleerlaufeigenschaften mit spät öffnenden Einlassventilen gliederte sich wie folgt:

- Startvorgang: der Motor wurde mit dem Elektrostarter und der, in der Klimakammer, auf Kaltstarttemperatur abgekühlten Batterie so lange mit dem Anlasser gestartet, bis die Motordrehzahl anstieg und der Anlasser dadurch ausgekuppelt wurde.
- Kaltleerlauf: nach dem Startvorgang sollte der Motor selbstständig hochlaufen und die Leerlaufdrehzahl, die für alle Versuche, durch Verstellen des entsprechenden Motorsteuergeräteparameters mit  $1000 \text{ min}^{-1}$  festgelegt wurde, erreichen.

Dabei wird die Indizierdatenerfassung bereits vor Start in Bereitschaft versetzt. Nach Überschreiten einer Drehzahl von  $250 \text{ min}^{-1}$  startet das Indiziersystem mit der Datenerfassung des Zylinderdruckes am Zylinder 1.

In weiterer Folge wurden die Versuche ausgeweitet und das Emissionsverhalten in der Warmlaufphase mit den spät öffnenden Einlassventilen untersucht. Die Versuchsabfolge wurde hier wie folgt festgelegt:

- Start in der Klimakammer bei Temperaturen von  $-10^\circ\text{C}$  und  $+20^\circ\text{C}$

- Nach dem Hochlaufen auf Leerlaufdrehzahl sofortiges Anfahren von verschiedenen zu untersuchenden Lastpunkten (1000/2, 1500/1, 1300/3, 2000/0.5, 2000/8) und Warmlauf bis zu einer Kühlmitteltemperatur von +60°C

Hier wird vor Beginn des Startvorganges die langsame Datenerfassung aktiviert, die ab diesem Zeitpunkt alle „langsamen“ Messgrößen mit einer Frequenz von 1Hz aufzeichnet. Die Indizierung erfolgt bei diesen Versuchen manuell und wird nach Erreichen der Stabilität des gewählten Lastpunktes erstmals und dann alle 30sec gestartet.

### Versuchsergebnisse zum Ventilsteuerverfahren „spätes Einlass Öffnet“

Hauptziel der experimentellen Untersuchungen war, die Ergebnisse der Simulation zum späten „Einlass Öffnet“ zu verifizieren. Gleichzeitig sollte jedoch auch die praktische Auswirkung auf das Kaltstart- und Kaltleerlaufverhalten bewertet werden.

Mit den Seriennockenwellen und den spät öffnenden Einlassnockenwellen wurden umfangreiche Versuche bei verschiedenen Umgebungstemperaturen mit und ohne Vorglühen getätigt. Nachfolgend werden die Ergebnisse des Startvorganges bei -10°C ohne Vorglühen gezeigt, da sich hier die Auswirkungen dieses Ventilsteuerverfahrens am deutlichsten zeigen.

In Diagramm 4.59 ist die aus den Indizierdaten ermittelte Drehzahl aufgetragen.

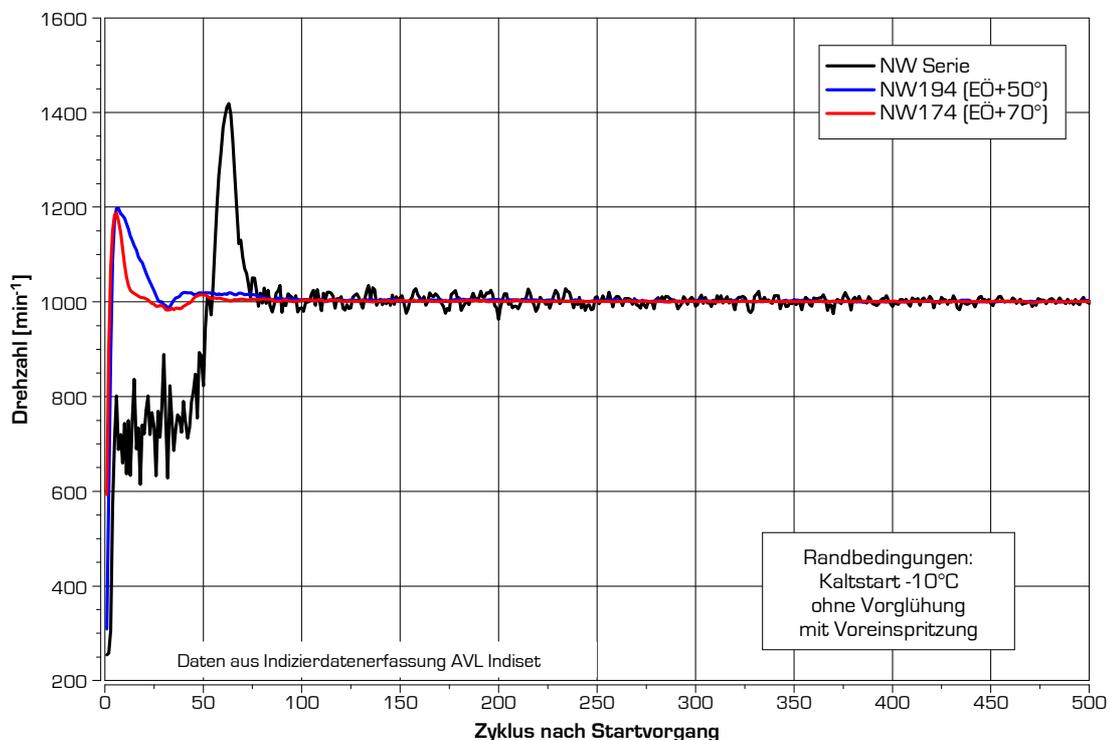


Diagramm 4.59: Vergleich Drehzahl bei und nach Kaltstart bei -10°C (ohne Vorglühen) für Serienmotor und später Ventilöffnung (Daten aus Druckindizierung Zylinder 1)

Es zeigt sich eindeutig, dass mit späterer Einlassöffnung ein deutlich stabilerer Kaltleerlauf erreicht wird als mit der Serienkonfiguration. Nach dem Start hat der Serienmotor ohne Vorglühen offensichtlich Probleme beim Hochlauf auf die Leerlaufdrehzahl. Dann erfolgt jedoch ein starkes Überschwingen, das vermutlich durch bis dahin unverbrannten Kraftstoff ausgelöst wird, der sich in der Kolbenmulde abgelagert hat und nun rasch umgesetzt wird. In Diagramm 4.60 sind die indizierten Mitteldrücke über die Zyklenzahl nach Beginn des Startvorganges aufgetragen.

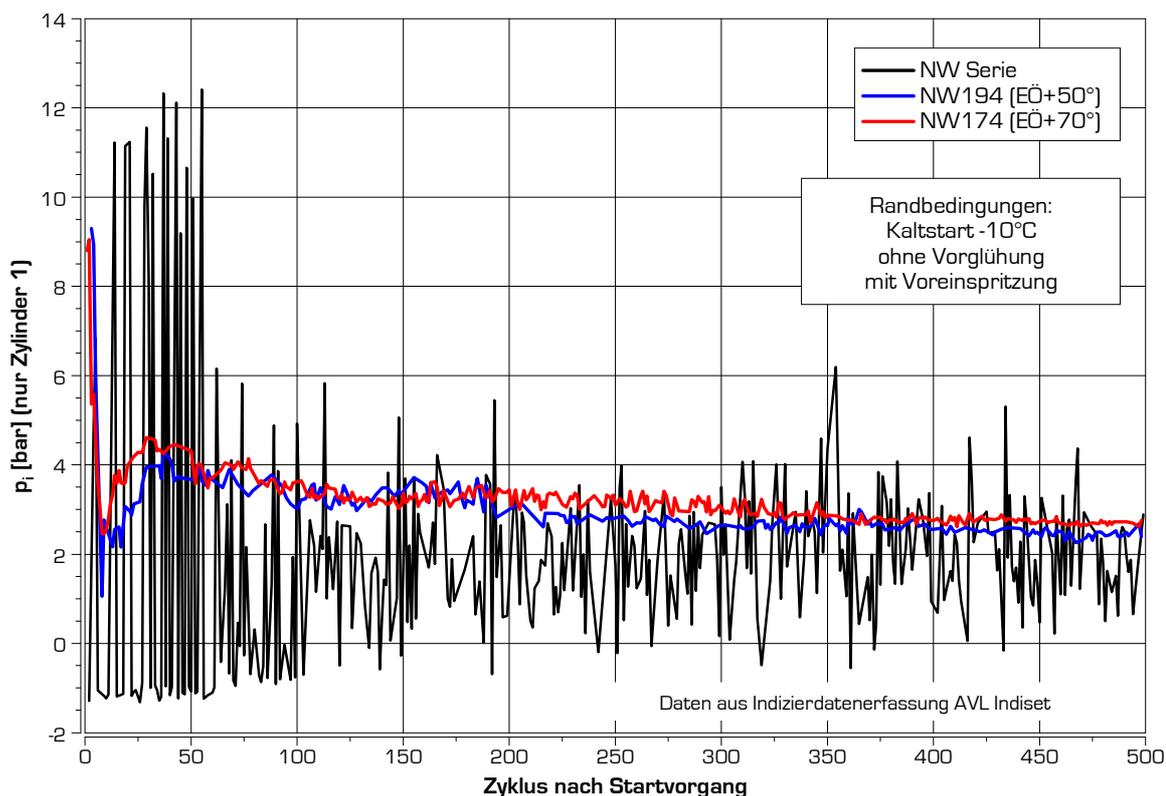


Diagramm 4.60: Vergleich indizierter Mitteldruck ( $p_i$ ) bei und nach Kaltstart bei  $-10^\circ\text{C}$  (ohne Vorglühen) für Serienmotor und später Ventilöffnung (Daten aus Druckindizierung Zylinder 1)

Dabei werden die Probleme, die der Serienmotor beim Startvorgang ohne Vorglühen bei dieser Temperatur hat, noch offensichtlicher. Bis zum 50. Zyklus zeigen sich in Diagramm 4.59 Hochlaufprobleme. Das Diagramm des indizierten Mitteldrucks (Diagramm 4.60) liefert hier Zyklen mit hohem Kraftstoffumsatz denen mehrere Zyklen ohne Kraftstoffumsetzung folgen ( $p_i < 0$  = Schleppzyklus). Bis zum 100. Zyklus gibt es weiterhin eine hohe Anzahl an geschleppten Zyklen und bis zum Ende der Datenaufzeichnung zeigen sich starke Schwankungen im indizierten Mitteldruck, wodurch sich der lt. Drehzahldiagramm instabile Kaltleerlauf des Serienmotors erklärt.

Im Gegenzug dazu sind die indizierten Mitteldrücke der spät öffnenden Ventilvarianten bereits in der Hochlaufphase stabil. In der nachfolgenden Kaltleerlaufphase schwankt der indizierte Mitteldruck nur um  $\sim \pm 0.3$  bar. Die Nockenwellenvariante mit den um  $70^\circ\text{KW}$  später öffnenden Einlassventilen zeigt hier geringfügig bessere Resultate als die, deren Ventilöffnung um  $50^\circ\text{KW}$  später liegt. Hier muss noch erwähnt werden, dass der betrachtete Zylinder 1 beim 6-zylindrigen Versuchsmotor hinsichtlich Kaltleerlauf, ebenso wie der Zylinder 6 gegenüber den 4 mittleren Zylindern benachteiligt ist, da er nur an einer Seite an einen „wärmenden“ Nachbarzylinder grenzt. Die Indizierung an einem der 4 mittleren Zylinder würde für den Serienmotor keinen derart schlechten Kaltleerlauf aufzeigen. Umso bemerkenswerter ist hier das Ergebnis des Betriebs mit spät öffnenden Einlassventilen.

Nach den bisherigen Ergebnissen kann für die eigentliche Zielsetzung der Fragestellung, ob mit diesem Verfahren das Startverhalten eines Motors mit reduziertem Verdichtungsverhältnis verbessert bzw. ein sicherer Start auch bei extrem kalten Außentemperaturen gewährleistet ist, mit hoher Wahrscheinlichkeit positiv beantwortet werden. Die Vorteile hinsichtlich Laufstabilität sind derart stark ausgeprägt, dass für eine Absenkung des Verdichtungsverhältnisses um bis zu zwei  $\varepsilon$ -Einheiten von einem guten Startverhalten bei Anwendung des Verfahrens mit spätem „Einlass Öffnet“ ausgegangen werden kann. Mit diesem Verfahren konnte der Versuchsmotor (mit Serienverdichtungsverhältnis 17.5) bei Umgebungstemperaturen von  $-25^\circ\text{C}$  ohne Einsatz der Glüheinrichtung gestartet werden. Der Motor lief dabei nach dem Anspringen, dem subjektiven Empfinden aus dem akustischen Verhalten nach, ähnlich stabil wie bei einem Motorstart bei  $+20^\circ$ .

Um die Simulationsergebnisse zu verifizieren, wurde ein Zyklus kurz nach Hochlaufen des Motors, am Beginn der Kaltleerlaufphase thermodynamisch analysiert. Die gewählten Berechnungsgrößen für Kraftstoff- und Luftmassenzufuhr für diese Analyse sind denkbar unsicher, da bei diesen Versuchen jeweils nur Zylinder 1 indiziert wurde, die Kraftstoffzufuhr und der Luftmassenstrom jedoch für den gesamten Motor gemessen

wurden. Eine gleichmäßige Aufteilung insbesondere der Kraftstoffmasse auf die einzelnen Zylinder ist eine idealisierende Annahme. Bei diesen tiefen Temperaturen muss davon ausgegangen werden, dass die Ungleichverteilung der Einspritzmenge der Zylinder beträchtlich sein kann. In Diagramm 4.61 sind vergleichende pV- und TV-Diagramme aus den zuvor dargestellten Versuchsergebnissen dargestellt. Für den Serienmotor wurde ein Zyklus gewählt, dessen indizierter Mitteldruck dem des Gesamtmotors entspricht.

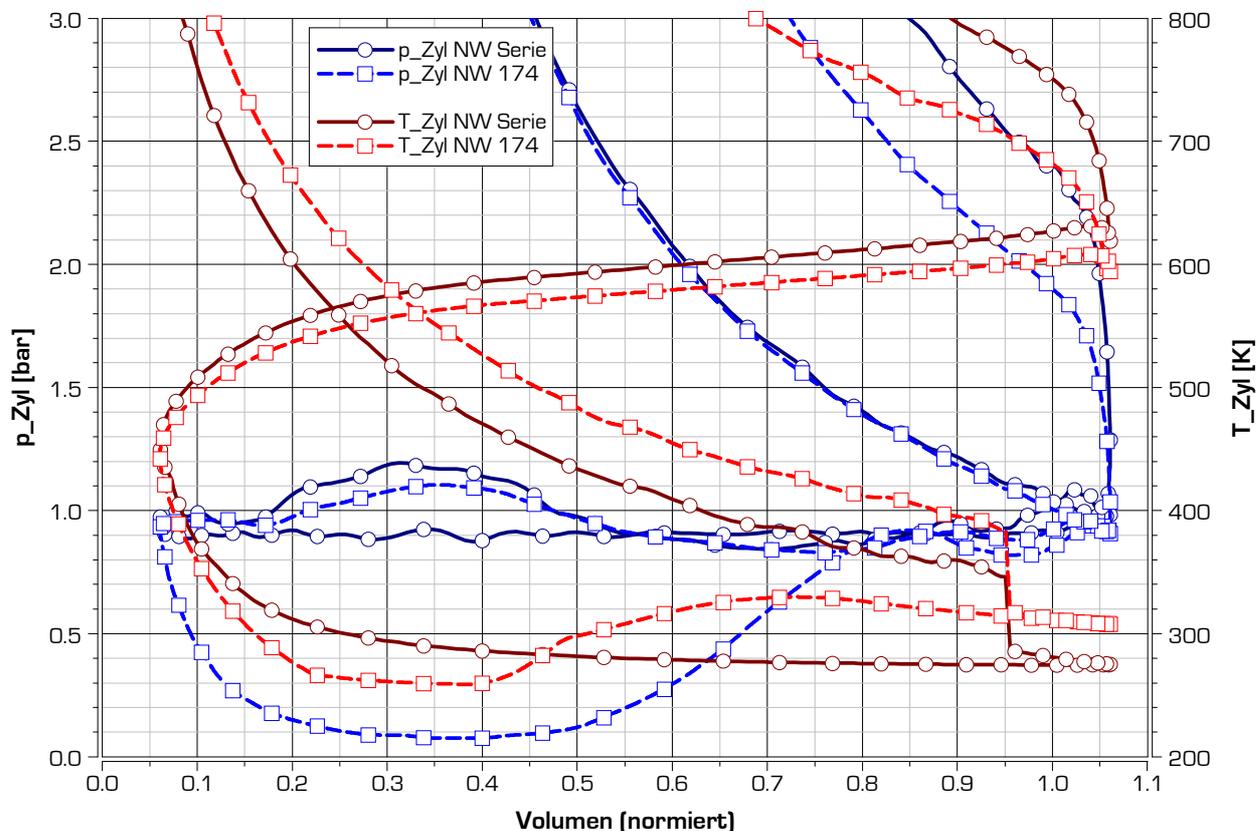


Diagramm 4.61: pV- und TV-Diagramm für Vergleich Serienmotor und spätes „Einlass Öffnet“ (ES +70°KW) bei 1000LL@-10°C; aus Indizierdaten Messung an Zylinder 1 / Prozessanalyse-Software: MOSES

Sowohl pV- als auch TV-Diagramm entsprechen im Verlauf annähernd den durch die Simulationen vorausgerechneten Verläufen. Bei den Simulationsrechnungen bei einer Umgebungstemperatur von -25°C konnte eine Temperaturerhöhung von 40K errechnet werden. Die Auswertung der Versuchsergebnisse bei -10°C zeigten eine Temperaturüberhöhung von ~30K gegenüber der konventionellen Ventilöffnung bei Verdichtungsbeginn. Damit konnten die am Beginn angezweifelten Berechnungsergebnisse vollinhaltlich bestätigt werden.

Im Vergleich zum TV-Diagramm der Simulation (Diagramm 4.55) ist bei Einlass Schluss (~0,95 norm. Volumen) ein Temperatursprung zu erkennen. Ursache für diesen Sprung ist eine Differenz in der Energiebilanz zwischen der durch den Kraftstoff zugeführten Energie und der Energiezufuhr die aus dem Druckverlauf errechnet werden kann. Hier äußern sich die oben angeführten Unsicherheiten wenn nur ein Zylinder indiziert wird. Bei der Errechnung des Brennverlaufes aus dem Druckverlauf wird der Wärmeübergang mithilfe eines Modellansatzes errechnet (hier Woschni/Huber-1990). Diese Wärmeübergangsmodelle sind üblicherweise nur für den betriebswarmen Motorlauf verifiziert, was für den vorliegenden Fall ebenfalls zu Unsicherheiten führt. Alle Eingangsgrößen könnten solange variiert werden bis der Energiebilanzfehler ein Minimum wird, was auch üblicherweise gemacht wird. Der Auto hat sich jedoch in diesem Fall entschlossen das Ergebnis mit den Ursprungsdaten unverändert anzuführen, und die Unstetigkeit im Temperaturverlauf zu belassen.

Am Temperaturverlauf in Diagramm 4.61 ist zudem zu erkennen, dass im Gegensatz zum Simulationsergebnis die Temperatur des Serienmotors am Ende der Expansion deutlich über der Temperatur bei spätem Einlass Öffnet liegt. Hier liegt die Ursache in der deutlich schnelleren Verbrennung des alternativen Verfahrens. Durch die Anhebung der Temperatur zum Verdichtungsende stellt sich eine stabilere Entflammung und eine schnellere Verbrennung mit besserer Energieausnutzung ein. Bei der Simulation wurde für beide Varianten ein identischer Brennverlauf vorgegeben, wodurch die Temperaturerhöhung am Ende der Verdichtung über den gesamten Arbeitstakt erhalten bleibt.

Im Diagramm 4.61 ist die negative Ladungswechselschleife als Folge des Unterdruckes im Brennraum bei der Abwärtsbewegung des Kolbens deutlich ersichtlich. Dies bewirkt, dass mit diesem Ventilsteuerverfahren für das Schleppen des Motors deutlich mehr Antriebsleistung aufgewendet werden muss. Konkret hat sich das bei den Versuchen in einer reduzierten Startdrehzahl geäußert. Während der Motor mit Serienventilsteuerung bei Umgebungstemperatur mit dem Elektrostarter eine Drehzahl von  $\sim 250$  U/min erzielt, ergibt sich mit dem späten Einlassöffnen nur eine Kurbeldrehzahl von  $\sim 210$  U/min. Dies hat zur Folge, dass bei einem Kaltstart bei  $-25^\circ\text{C}$  der Motor mit spätem Ventilöffnen nur mit  $\sim 160$  U/min kurbelt und beim Versuch der Anlasser einige Zeit bis zu den ersten Zündungen kurbeln musste (siehe Diagramm 4.62). Nach dem Anspringen zeigten sich jedoch auch bei  $-25^\circ\text{C}$  die Vorteile des stabileren Kaltleerlaufs.

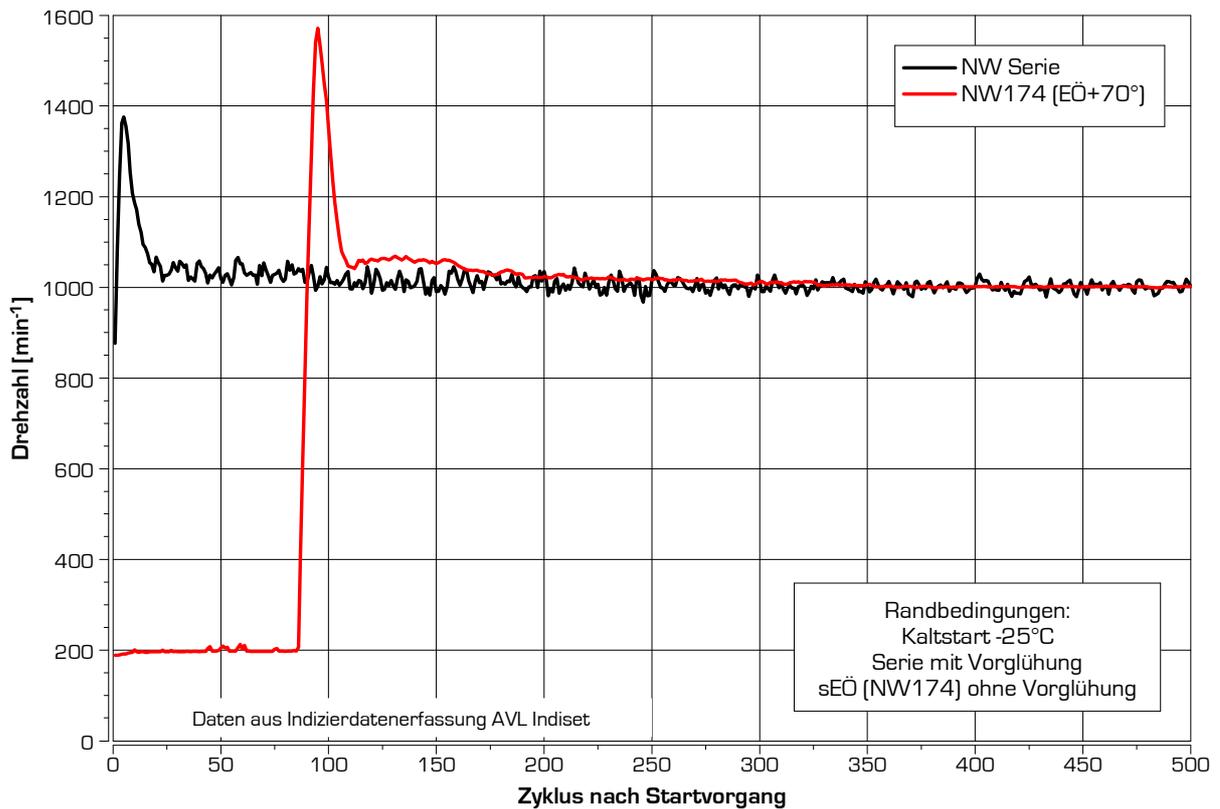


Diagramm 4.62: Vergleich Drehzahl bei und nach Kaltstart bei  $-25^\circ\text{C}$  für Serienmotor (mit Vorglühen) und später Ventilöffnung (ohne Vorglühen) - Drehzahl aus Indizierdatenerfassung

Die bisher gezeigten und aus den Kaltstart- und Kaltleerlaufversuchen abgeleiteten Resultate konnten einzig das Betriebsverhalten eines Motors hinsichtlich seiner Laufruhe im Betrieb bei kalter Umgebungstemperatur beschreiben. Dies ist zwar für die eigentliche Zielsetzung, der Verbesserung des Kaltstart- und Kaltleerlaufverhaltens, wesentlich, für eine Aussage hinsichtlich Verbrauch bzw. Emissionen mit diesem Verfahren waren die bisher durchgeführten Versuche nur bedingt geeignet.

Der Motor wurde daher bei erweiterten Versuchen nach dem Kaltstart einem Warmlauf bei konstantem Lastpunkt unterzogen. Dabei wurde der Kraftstoffverbrauch und die wesentlichen Emissionskomponenten  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}$  und  $\text{HC}$  aufgezeichnet. In Diagramm 4.63 bis Diagramm 4.65 sind die Messergebnisse für den Warmlauf ab  $+20^\circ\text{C}$  bei einem konstanten Lastpunkt dargestellt.

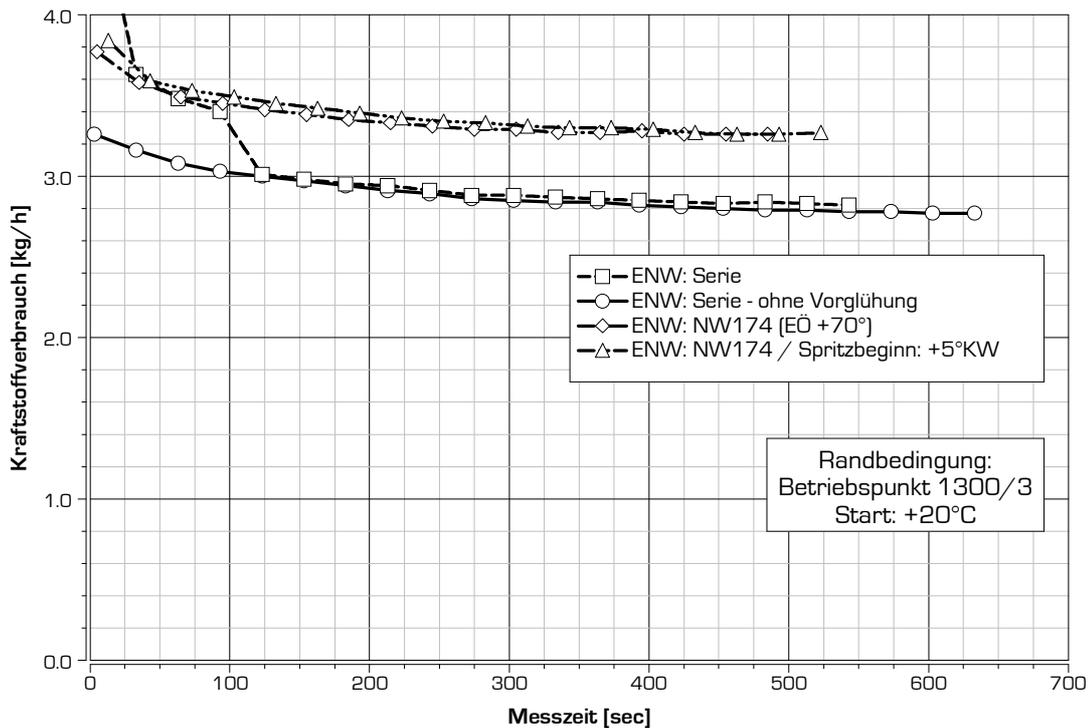


Diagramm 4.63: Verbrauch im Warmlauf bei 1300/3 ab +20°C; Vergleich Serienkonfiguration mit spätem Einlassventil Öffnen  
 Hinsichtlich Kraftstoffverbrauch (Diagramm 4.63) ist sofort eine deutliche Erhöhung durch das späte Öffnen der Einlassventile ersichtlich. Dies entspricht den Erwartungen, da bei diesem Verfahren der Arbeitsaufwand im Ansaugtakt deutlich erhöht wird und sich demzufolge die Verlustanteile hinsichtlich Ladungswechsel erhöhen. Kurz nach Start ist beim Serienmotor noch ein Zusatzaufwand für die Glühstromversorgung ersichtlich. Nach 100sec wird die Glühanlage abgeschaltet, danach zeigen die sEÖ-Varianten einen um ~15% höheren Kraftstoffverbrauch. Interessant ist, dass beim Motor in Serienkonfiguration der Energiebedarf für die Vorglühung den Kraftstoffverbrauch auf einen ähnlichen Wert bringt wie das späte Öffnen des Einlassventils.

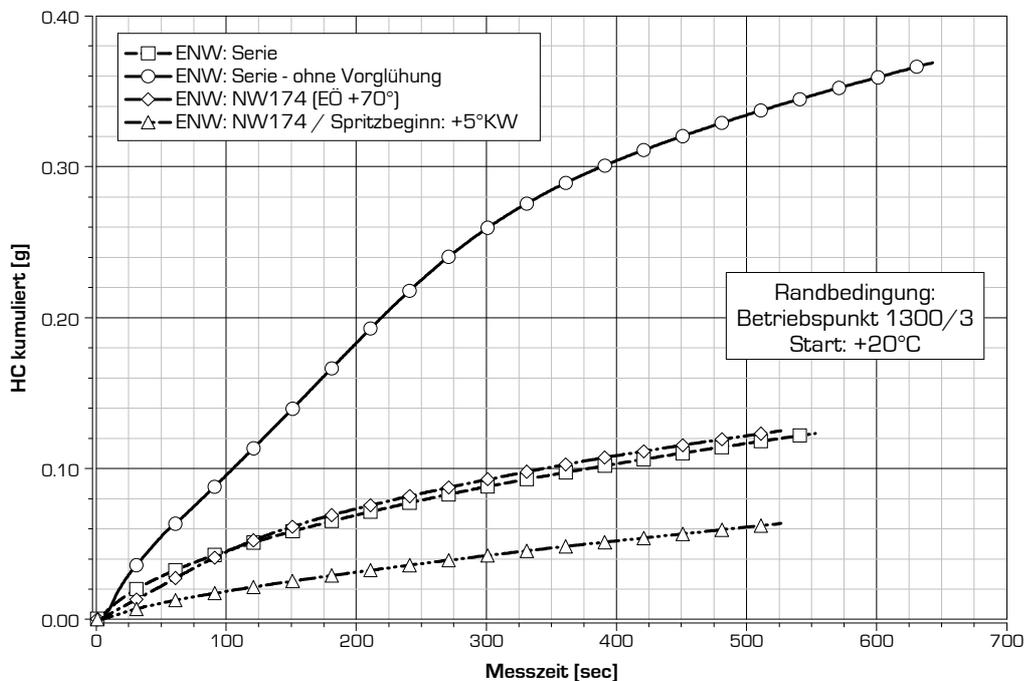


Diagramm 4.64: kumulierte HC-Emission im Warmlauf bei 1300/3 ab +20°C; Vergleich Serienkonfiguration mit spätem Einlassventil Öffnen

Die Emissionsdaten für HC und NOx sind kumuliert aufgetragen. In Diagramm 4.64 zeigen der Serienmotor (mit Vorglühung) und die sEÖ Variante NW174 einen vergleichbaren HC Ausstoß. Bei früherem Einspritzbeginn ergibt sich für die sEÖ Variante eine deutliche Reduktion der HC Emission. Der Kaltleerlauf des Serienmotors

bei 1300/3 ohne Vorglühlung führt zu einer mehr als dreifach so hohen HC Emission, wobei sich dabei die Laufzeit bis zur Erreichung der Zieltemperatur von 60°C um mehr als 100 Sekunden erhöht.

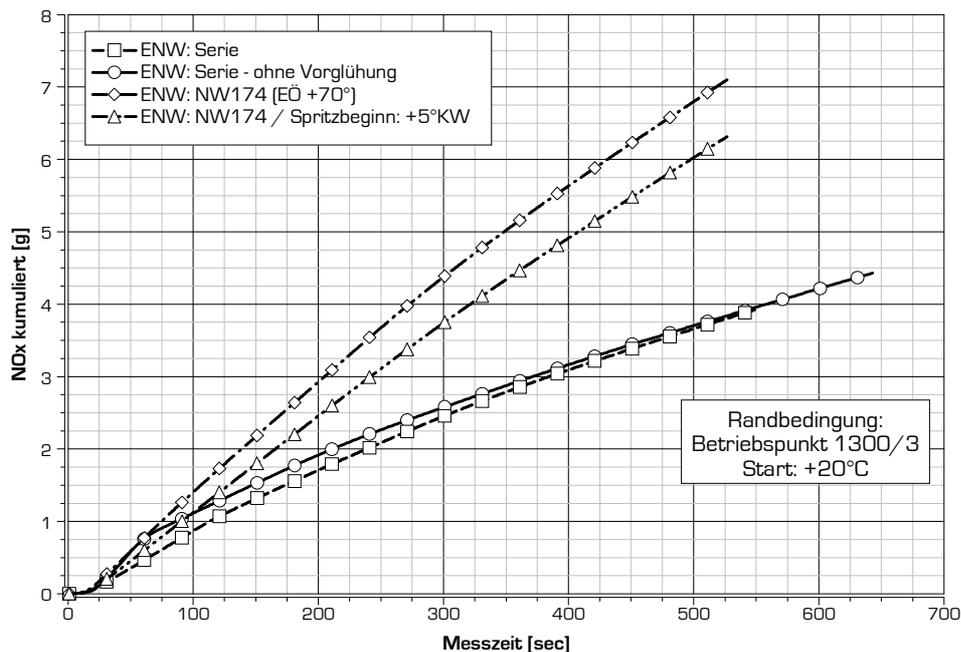


Diagramm 4.65: kumulierte NOx-Emissionen im Warmlauf bei 1300/3 ab +20°C;  
Vergleich Serienkonfiguration mit spätem Einlassventil Öffnen

Bei den NOx-Emissionen (Diagramm 4.65) gibt es ein, wie erwartet, umgekehrtes Ergebnis. Die Temperaturerhöhung in der Hochdruckphase führt verstärkt zur Bildung von NOx-Emissionen. Beim Warmlauf im Betriebspunkt 1300/3 bei einem Start bei +20°C führt das dazu, dass nach 500sec die kumulierten NOx-Emissionen der Ventilsteuervarianten EÖ+70° um fast 50% höher sind als die mit dem Motor mit Serienkonfiguration.

Letztendlich zeigen die Ergebnisse der Verbrauchs- und Emissionsuntersuchungen, dass das hier betrachtete Ventilsteuerungsverfahren die Laufruhe nach Kaltstart wesentlich verbessert. Für den Dauerbetrieb ist es jedoch keinesfalls geeignet, da der Verbrauch und die NOx-Emissionen stark ansteigen. Dass das Füllungsvermögen mit diesem Ventilsteuerungsverfahren deutlich eingeschränkt ist versteht sich von selbst. Die erhöhte Laufruhe und die Reduktion der CO/HC-Emissionen kurz nach Start, auch bei tiefsten Umgebungstemperaturen, bringen einen Effekt, der eventuell in Zukunft genutzt werden kann. Ein kurzzeitiger Betrieb mit spät öffnenden Einlassventilen gleich nach dem Start, kann den Motor rasch aus einem unangenehmen, und von vielen Kunden nicht akzeptiertem, Betriebsverhalten führen und zudem die CO/HC-Emissionen reduzieren. Ein optimierter Umschaltzeitpunkt zwischen dem Betrieb mit spätem „Einlass Öffnet“ und Normalbetrieb muss hierfür gefunden werden, um den Verbrauch nicht übermäßig zu erhöhen.

Mit diesem Verfahren könnte eventuell das Glühsystem eingespart werden. Wichtig für die bedarfsgerechte Nutzung dieses Verfahrens wäre eine variable Stellmöglichkeit des Ventilsteuerzeitpunktes „Einlass Öffnet“ . Das bereits mehrfach erwähnte Ventilsteuersystem MultiAir von Fiat würde diese Variabilität ermöglichen.

Ein weiterer Nutzen könnte die Unterstützung der Regeneration des Partikelfilters sein, da sich bei den Kaltleerläufen gezeigt hat, dass sich bei Anwendung dieses Verfahrens die Abgastemperatur erhöht. Ob der Mehrverbrauch bei Betrieb mit spätem „Einlass Öffnet“ geringer ausfällt als durch das konventionelle Nachspritzen muss jedoch versuchstechnisch verifiziert werden.

#### 4.4.5. Zusammenfassung der Untersuchungen zur Reduktion des Verdichtungsverhältnisses

Am Beginn dieses Abschnitts, in Kapitel 4.4.1. wurde gezeigt, dass das theoretische Wirkungsgradpotenzial bei einer Reduktion des Verdichtungsverhältnisses sinkt. Die dabei angestellte 0D-Simulationsrechnung beruhte einerseits auf den thermodynamischen Randbedingungen und dem Brennverlauf des Serienmotors. Zudem wurde nur der Hochdruckprozess berechnet, Änderungen im Ladungswechsel und bei der Reibung sind nicht in

die Potenzialbewertung in Kapitel 4.4.1. eingeflossen. Eine experimentelle Untersuchung mit einem Vollmotor war daher für eine gesamtheitliche Beurteilung zielführend und wurde durchgeführt.

Am modernen Pkw Dieselmotor ist der Wirkungsgrad, der sich im jeweiligen Betriebspunkt einstellt, und somit der Kraftstoffverbrauch immer das Resultat eines Kompromisses, der bei der Kalibrierung der Motorsteuerung eingegangen werden muss. Für die Betriebspunktoptimierung spielen neben dem Verbrauch auch Emissionen unterschiedlicher Abgaskomponenten und das Geräusch eine entscheidende Rolle.

Nach den theoretischen Wirkungsgradzusammenhängen und den darauf folgenden Simulationsrechnungen wurde daher im Rahmen der Untersuchungen ein Versuchsmotor [Motor D] sowohl mit Serienverdichtungsverhältnis (16.5) als auch mit einem reduzierten Verdichtungsverhältnis von 15.0 betrieben. Die Verdichtungsabsenkung wurde durch eine größere Kolbenmulde erzielt, wobei die Vergrößerung in Richtung der Einspritzstrahlen erfolgte.

Die Ergebnisse der Untersuchungen zeigen, dass bei den Lastpunkten, die im emissionsrelevanten Kennfeldbereich bis 5 bar effektivem Mitteldruck liegen, Einstellungen für die Motorsteuerung gefunden wurden, bei denen der Motor mit geringerem Verdichtungsverhältnis tendenziell geringfügig bessere Ergebnisse als mit Serienverdichtungsverhältnis liefert. Dies entweder hinsichtlich Verbrauch, oder hinsichtlich NO<sub>x</sub> bzw. Rauch. In einigen Betriebspunkten ist es sogar gelungen für alle dieser drei Hauptzielgrößen bessere Resultate zu erzielen. Für die Lastpunkte über 5 bar Mitteldruck hat sich jedoch gezeigt, dass hier die Verdichtungsreduktion mit einer Wirkungsgradeinbuße einhergeht. Die Erhöhung des Verbrauchs beträgt hier bis zu 2%.

Das Geräuschverhalten hat sich in fast allen untersuchten Betriebspunkten geringfügig verbessert, wobei hierfür die Ergebnisse der Analyse des Drucksignals zur Bewertung herangezogen wurden. Entscheidend für die Beurteilung des Geräuschverhaltens ist eine subjektive Bewertung des Motors im Fahrzeug, eine endgültige Beurteilung ist daher nur bei Fahrversuchen möglich. Der subjektive Eindruck des Motorgeräusches am Prüfstand war jedoch für den Betrieb mit niedrigem Verdichtungsverhältnis vorteilhaft gegenüber dem Serienmotor.

Wie in Literaturstellen bemerkt [Lit. 4.33] steigen die CO/HC-Emissionen bei Absenkung des Verdichtungsverhältnisses übermäßig stark an. Dies wurde auch bei den hier durchgeführten Untersuchungen festgestellt. Die HC/CO Erhöhung bei Betriebspunkten mit niedriger Last fällt deutlicher aus als in hochlastigen Betriebspunkten. Bei einer AGR-Variation hat sich eindeutig gezeigt, dass die HC/CO-Emissionen bei einem weiteren Absenken der NO<sub>x</sub>-Emissionen deutlich ansteigen. Eine NO<sub>x</sub>-Reduktion wird vorrangig durch Temperaturabsenkung erzielt und die dabei niedrigeren Verbrennungstemperaturen erschweren Nachreaktionen der HC- und CO-Anteile am Ende der Verbrennungsphase bzw. im Abgas. Die Erhöhung der HC/CO-Emissionen ist vermutlich das wesentliche Kriterium für eine mögliche Reduktion des Verdichtungsverhältnisses eines bestehenden Pkw Dieselmotorkonzeptes.

Ein entscheidender Vorteil bei einer Absenkung des Verdichtungsverhältnisses ist die Absenkung des Druckniveaus in der Hochdruckphase des Motorprozesses. Der zulässige Spitzendruck, der ein wesentliches Auslegungskriterium bei der Motorkonstruktion ist, limitiert die Kraftstoffzufuhr und somit die maximale Leistung eines Dieselmotors. Im Rahmen der Untersuchung wurde errechnet, welche Leistungssteigerung bei einer Verringerung des Verdichtungsverhältnisses erzielt werden kann, ohne dabei die bestehende Spitzendruckgrenze zu überschreiten. Es hat sich gezeigt, dass bei einer Verdichtungsabsenkung um zwei  $\epsilon$ -Einheiten der effektive Mitteldruck bei gleich bleibendem Spitzendruck um ~20% erhöht werden könnte.

Neben der Einschränkung durch steigende CO/HC-Emissionen ist eine Reduktion des Verdichtungsverhältnisses, zumindest bei Pkw-Motoren, durch die Kaltstartfähigkeit limitiert. Wie in Kapitel 4.4.4 beschrieben, kann durch das Ventilsteuerverfahren „spätes Einlass Öffnet“ eine essentielle Verbesserung des Kaltstart- und Kaltleerlaufverhaltens erreicht werden, jedoch auf Kosten des Verbrauchs und der NO<sub>x</sub>-Emissionen. Bei der Umsetzung dieses Verfahrens muss nach dem Kaltstart die Dauer des Betriebs mit diesem Verfahren minimiert werden um einen übermäßigen Verbrauchsanstieg und eine NO<sub>x</sub>-Erhöhung zu vermeiden.

## 5. Maßnahmen zur Reduktion der Reibung des Triebwerkes von Dieselmotoren

Obwohl bereits in Kapitel 2.4 kurz darauf eingegangen wurde, soll am Beginn dieses Kapitels nochmals Grundlegendes zur Reibung im Pkw Dieselmotor erläutert werden. In weiterer Folge werden die Ergebnisse von Simulationen und experimentellen Untersuchungen zu Maßnahmen für die Reduktion der Reibung der Kolben/Pleuelgruppe, sowie die Auswirkungen dieser Maßnahmen auf den Wirkungsgrad und somit den Verbrauch von Pkw Dieselmotoren beschrieben.

### 5.1. Grundlagen zur Reibung des Dieselmotors

Die Reibung ist ein wesentlicher Einflussfaktor für den Verbrauch von Verbrennungskraftmaschinen, insbesondere beim Betrieb mit niedrigen Lasten, wie er bei Pkws im Realbetrieb und ganz besonders im genormten Fahrzyklus üblich ist. Dieser Fahrzyklus wird bei einer Temperatur von 20°C gestartet. Die höhere Viskosität des kalten Öls führt zusätzlich zu einer deutlich höheren Reibung als im betriebswarmen Motorlauf. Das Verbrauchsergebnis, bzw. der daraus direkt ermittelte CO<sub>2</sub>-Ausstoß im genormten Fahrzyklus ist nicht nur für den Fahrzeughalter von Interesse, sondern ist in fast allen europäischen Ländern als Einstufungskriterium für Steuern bzw. öffentliche Abgaben wichtig. Eine Reduktion der Reibung im genormten Fahrzyklus ist daher seit Jahren vorrangiges Ziel bei der Motoroptimierung. In den letzten Jahren konnten diesbezüglich starke Verbesserungen erzielt werden, wobei diese Weiterentwicklungen nicht nur durch mechanische oder verbrennungstechnische Maßnahmen begründet sind. Durch die Optimierung des Aufwärmverhaltens von Pkw Dieselmotoren, aber auch durch Verbesserung des Reibungsverhalten der Nebenaggregate konnten entscheidende Schritte zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs im NEDC-Zyklus gemacht werden. Eine bedarfsgerechte Antriebssteuerung der Nebenaggregate war bei vielen Fahrzeugherstellern Resultat der Warmlaufoptimierung und ist bei modernen Pkw Dieselmotoren heute Stand der Technik.

Im Gegensatz zu den vielen Publikationen, die sich mit dem Verbrauchsverhalten im NEDC Zyklus beschäftigen [beispielhaft: Lit. 5.2, Lit. 5.3, Lit. 5.4], werden in dieser Arbeit Methoden betrachtet, deren Auswirkungen auf die Motorreibung unabhängig von der Betriebstemperatur sind. Es wird daher ausschließlich das Reibungs- und Betriebsverhalten des betriebswarmen Motors betrachtet.

Der Verbrauch des betriebswarmen Motors ist naturgemäß ebenfalls von der Reibung abhängig. Betrachtet man ein Reibkennfeld eines modernen Pkw Dieselmotors (Diagramm 5.1), so kann man erkennen, dass der Reibmitteldruck drehzahl- und lastabhängig ist, wobei die Drehzahlabhängigkeit deutlich stärker ausgeprägt ist. Die maximale Reibung eines modernen Pkw Dieselmotors ist ca. um den Faktor 2.5 höher als die Reibung im Leerlauf. Nachdem der maximale indizierte Mitteldruck des Motors um den Faktor 25 größer ist als der indizierte Mitteldruck im Leerlauf, erklärt sich damit auch, dass die Reibung im Niedriglastbereich ein wesentlicher Einflussfaktor auf den Verbrauch ist. Im Leerlauf, wo der effektive Mitteldruck 0 bar beträgt, ist der Verbrauch gänzlich reibungsabhängig, da in diesem Betriebszustand die gesamte zugeführte Energie einzig der Überwindung der Reibung dient. Daraus wird ersichtlich, dass nicht nur im NEDC wirksame Maßnahmen sinnvoll für das Verbrauchsverhalten sind, sondern durch Optimierung des „mechanischen“ Reibverhaltens im Lebenszyklus eines Fahrzeuges deutlich an Energie gespart werden kann.

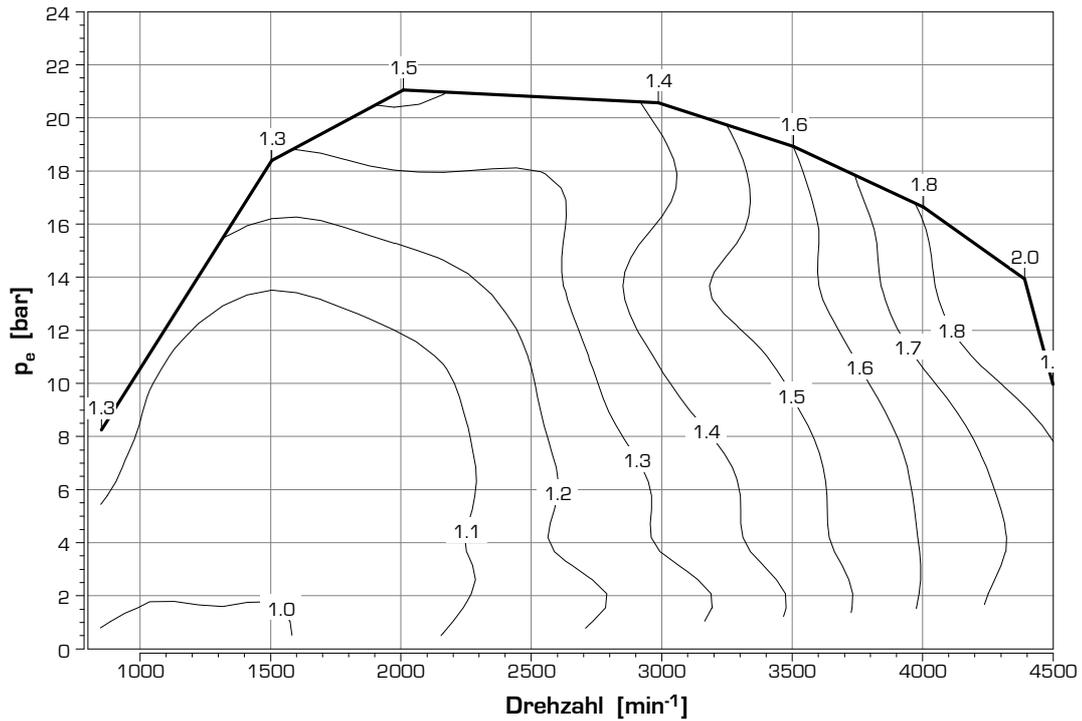


Diagramm 5.1: Kennfeld Reibmitteldruck  $p_r$  [bar], Motor B (betriebswarm)

Der große Einfluss der Reibung auf den Wirkungsgrad und somit auf den Verbrauch wird in Diagramm 5.2 ersichtlich. Darin aufgetragen ist das als mechanischer Wirkungsgrad bezeichnete Verhältnis effektiver/indizierter Mitteldruck .

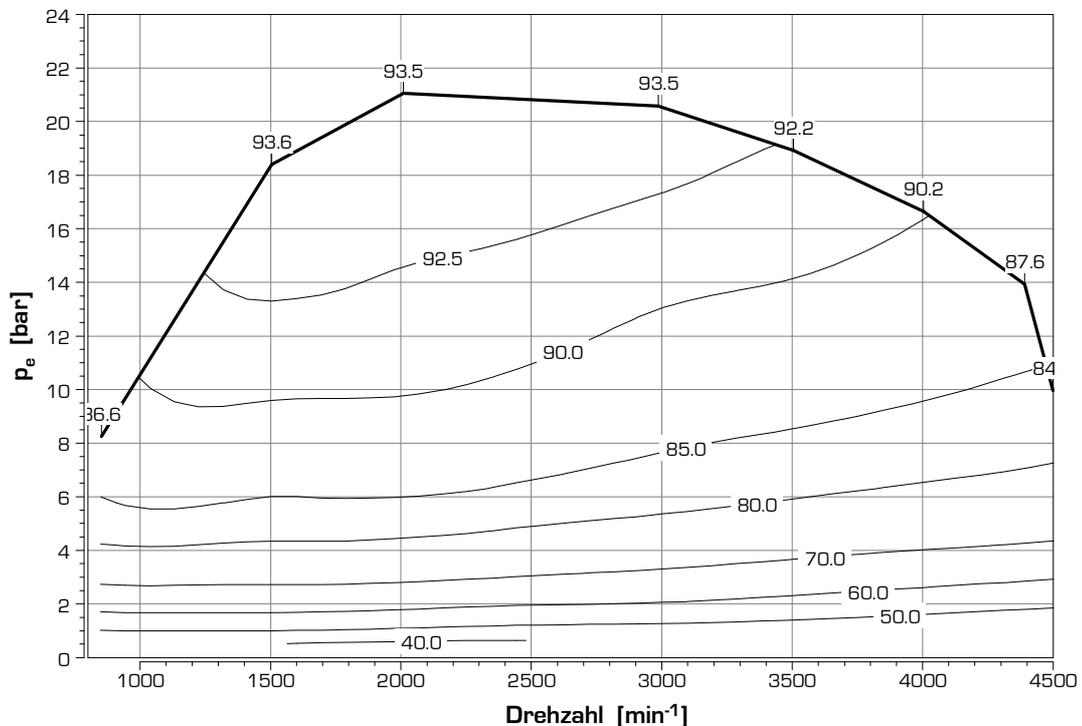


Diagramm 5.2: Kennfeld mechanischer Wirkungsgrad [%], Motor B (betriebswarm)

Nachdem der effektive Mitteldruck den indizierten Druck abzüglich des Reibmitteldruckes darstellt, zeigt sich in diesem Kennfeld, dass die Reibung, wie zuvor erwähnt, insbesondere im Niedriglastbereich für den Kraftstoffverbrauch eines Motors von wesentlicher Bedeutung ist.

Aus stationären Verbrauchs- und Reibungsmessergebnissen kann man den Anteil der Reibung am Kraftstoffverbrauch eines Pkw in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und gewähltem Gang errechnen. Das

nachfolgend aufgeführte Diagramm 5.3 zeigt das Ergebnis einer Berechnung, die mit Versuchsergebnissen des Motors [D] unter Berücksichtigung der Daten eines Fahrzeuges (Limousine) der Schwungmassenklasse 1500 kg durchgeführt wurde.

Die Kennfeldlinien innerhalb des Diagramms kennzeichnen den Verbrauch der durch Reibung im betriebswarmen Motor verursacht wird. Im Stationärbetrieb können sich nur Betriebspunkte an den Schnittstellen  $v=\text{konst.}$  mit dem jeweils gewählten Gang einstellen. Die starke Abhängigkeit des durch Motorreibung verursachten Verbrauchs vom gewählten Gang und somit von der Motordrehzahl ist deutlich zu erkennen.

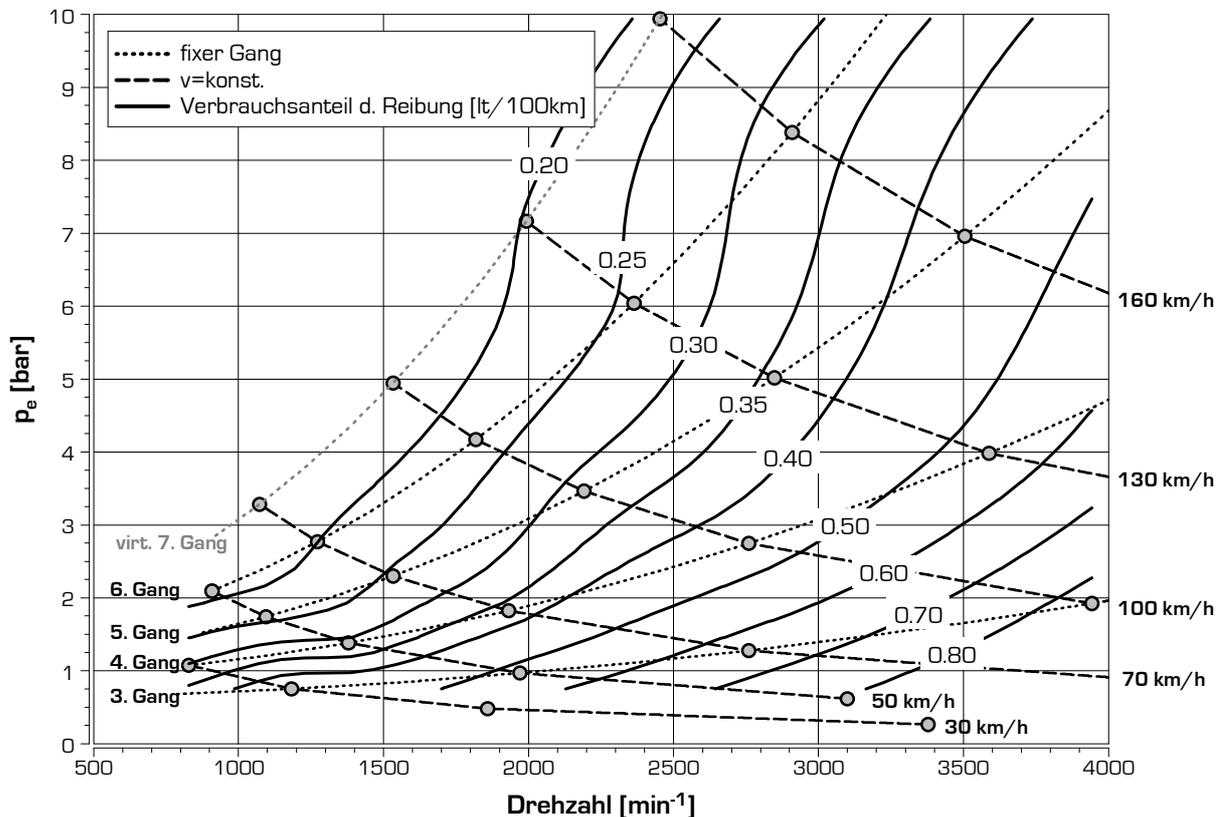


Diagramm 5.3: Kennfeld Verbrauch durch Motorreibung [l/100km] - Motor D (betriebswarm) in Limousine - SMK 1500 kg

## 5.2. Reibung durch die Kolben-Pleuel Gruppe

Die Gesamtreibung eines Motors setzt sich aus unterschiedlichsten Reibanteilen von Baugruppen in und um den Motor zusammen. Äußere Reibanteile sind beispielhaft die Antriebsverluste von riemengetriebenen Aggregaten wie Klimakompressor, Generator oder Vakuumpumpe. Zu den inneren Reibanteilen zählen die Verluste durch den Ventiltrieb, durch die Kurbelwellenlagerung, der Aufwand für die Kraftstoffhochdruckversorgung und die Reibung durch die Kolben-Pleuelgruppe.

Eine Reduktion der Gesamtreibung eines Motors kann nur durch Reiboptimierung der einzelnen Baugruppen erfolgen. Eine Analyse der einzelnen Reibanteilsbeträge ist daher sinnvoll.

Wie in Kapitel 3.5 beschrieben, kann die Messung der Reibung auf mehrere Arten erfolgen. Im Rahmen der hier angeführten Untersuchungen wurden sowohl Schleppanalysen als auch Indizieranalysen der Versuchsmotoren durchgeführt. Mit Hilfe der Schleppanalysen kann der Reibanteil für unterschiedliche Baugruppen im Rahmen von „strip-down“ Untersuchungen erfasst werden. Diagramm 5.4 zeigt das Ergebnis einer Schleppanalyse des Motors [D] bei betriebswarmen Medien von  $95^\circ\text{C}$  (Motoröl und Kühlmittel). Dabei ist der große Anteil durch die Kolben-Pleuelgruppe über den gesamten Drehzahlbereich zu erkennen. Über 40% der Gesamtreibung ist demnach auf Reibung durch die Kolben-Pleuel Gruppe zurückzuführen. Die Messung der Reibung im Schleppversuch hat jedoch einen, für die Reibbewertung der Kolben-Pleuelgruppe, entscheidenden Nachteil: bei den Schleppversuchen werden für die Ermittlung des Reibanteiles der Kolben-Pleuelgruppe die Ventile geöffnet. Die Drücke am Kolbenboden liegen daher im Bereich des Umgebungs-

druckes während der Kolben im realen Betrieb durch den Zylinderdruck belastet ist. Die Reibung der Kolben-Pleuelgruppe setzt sich aus folgenden Reibanteilen zusammen:

- Reibung im Pleuellager und am Kolbenbolzenlager
- Reibung der Kolbenringe in der Zylinderbuchse
- Reibung durch Normalkraft des Kolbens auf die Zylinderbuchse

Die Reibung im Pleuel- und Kolbenbolzenlager ist vorwiegend von der Drehzahl und dem Durchmesser des jeweiligen Lagers abhängig. Mit dem veränderlichen Zylinderdruck erhöhen sich zwar die radialen Kräfte in den Gleitlagern. Durch die hydrodynamische Schmierung dieser Lager ändert sich die Lagerreibung, sofern es zu keiner Mischreibung kommt, dabei jedoch nicht [Lit. 5.3].

Der von den Kolbenringen verursachte Reibanteil ist vorrangig von der Anzahl der Ringe und der jeweiligen Vorspannkraft abhängig.

Die Schrägstellung des Pleuels im Zuge der Kurbelwellenumdrehung und eine daraus resultierende Normalkraft des Kolbens auf die Laufbuchse bestimmt den dritten Anteil der Reibung durch die Kolben-Pleuelgruppe. Die Normalkraft des Kolbens wird durch die resultierende Kolbenkraft und die jeweilige Schrägstellung des Pleuels bestimmt. Die resultierende Kolbenkraft setzt sich aus der Kraft, die durch den Zylinderdruck auf den Kolben ausgeübt wird, und aus der Massenkraft zusammen. Daraus ergeben sich der Einfluss des Zylinderdruckes und auch der Einfluss der Drehzahl auf die Reibung der Kolben-Pleuelgruppe. Den Verlauf der Kolbennormalkraft für einen konventionellen Kurbeltrieb innerhalb eines Arbeitszyklusses zeigt beispielhaft Diagramm 5.10.

Da sich bei Schleppuntersuchungen nicht der Zylinderdruck des gefeuerten Motors einstellt, wird die Reibung durch das Fehlen des entsprechenden Normalkraftanteils des Kolbens gegenüber dem gefeuerten Betrieb reduziert dargestellt. Die Massenkraft und somit die daraus resultierende Reibung entspricht jedoch bei den Schleppversuchen der Reibung im gefeuerten Betrieb. Daraus resultiert, wie in Diagramm 5.4 ersichtlich, ein tendenzieller Anstieg der Reibung durch die Kolben-Pleuelgruppe bei zunehmender Drehzahl.

Im gefeuerten Betrieb sollte der Anteil der Reibung durch die Kolben-Pleuelgruppe höher liegen da, wie schon erwähnt, der Zylinderdruck zu größeren Normalkräften führt.

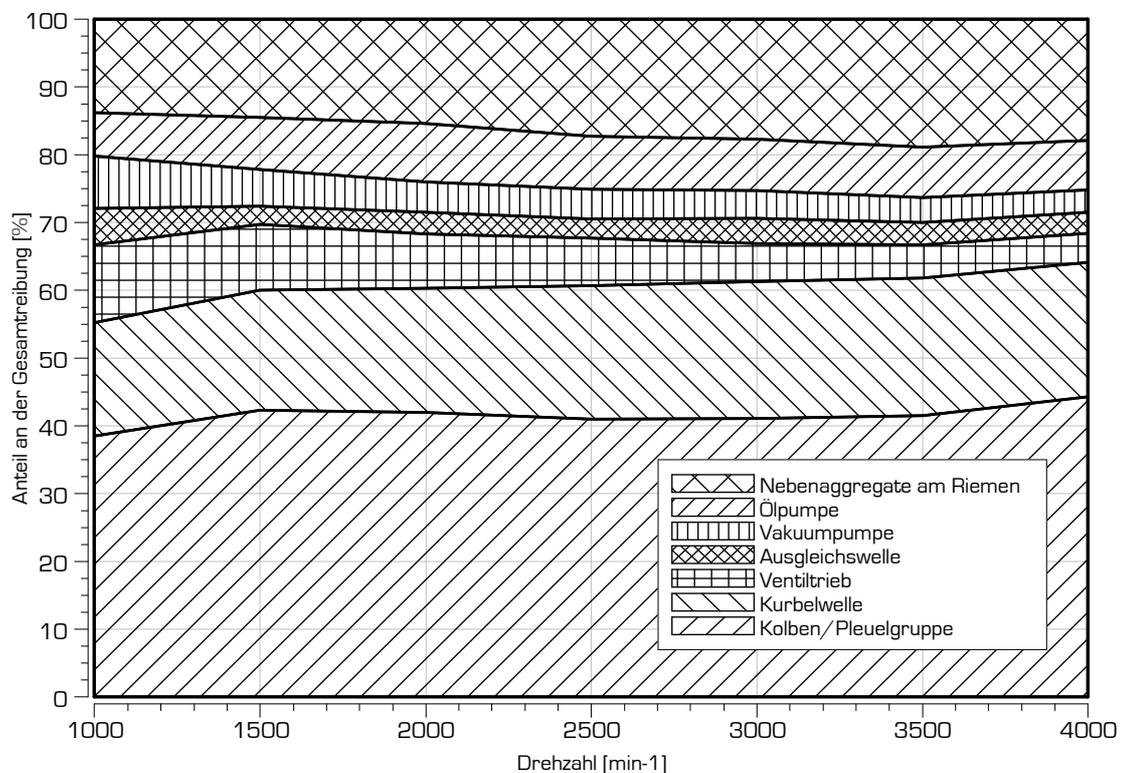


Diagramm 5.4: Aufteilung der Reibung auf Baugruppen eines Pkw Dieselmotors – Ergebnis aus Schleppuntersuchung [Lit. 5.3]

Die Ermittlung der Reibung im gefeuerten Betrieb ist grundsätzlich nur durch Messung des Zylinderdruckes und Berechnung des indizierten Mitteldruckes möglich. Aus dem allgemein bekannten Zusammenhang:

$$p_r = p_i - p_e \quad \text{mit} \quad p_e = \frac{4 \cdot \pi \cdot M_d}{V_h}$$

lässt sich bei Kenntnis des effektiven Drehmomentes der Reibmitteldruck errechnen.

Diagramm 5.5 zeigt den Verlauf des Reibmitteldruckes in Abhängigkeit des effektiven Mitteldruckes bei verschiedenen Drehzahlen. Dabei ist zu erkennen, dass der Reibmitteldruck mit zunehmender Drehzahl steigt, was auf die höheren Massenkräfte aber auch auf nichtlineare drehzahlabhängige Reibungsbeeinflussung der Nebenaggregate zurückzuführen ist. Ein Anstieg der Motorlast führt ebenfalls zu einer Erhöhung der Reibung, hier jedoch als Folge der höheren Brennraumdrücke im Arbeitstakt.

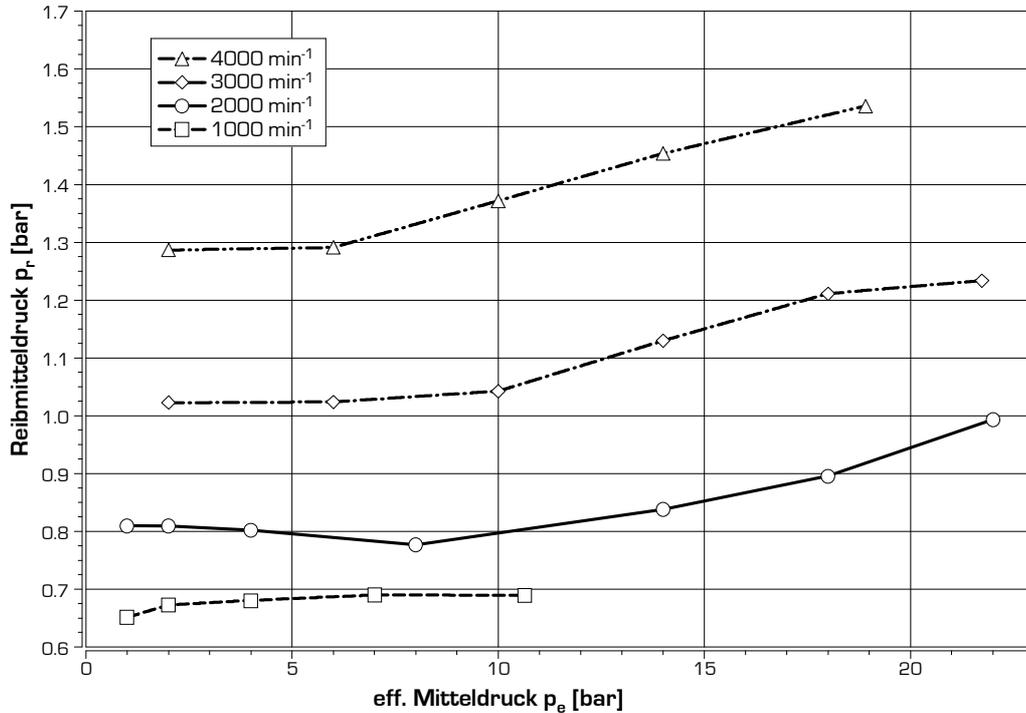


Diagramm 5.5: Reibmitteldruck in Abhängigkeit der Motorlast für unterschiedliche Drehzahlen [Motor D] – Ergebnis Indizierauswertung

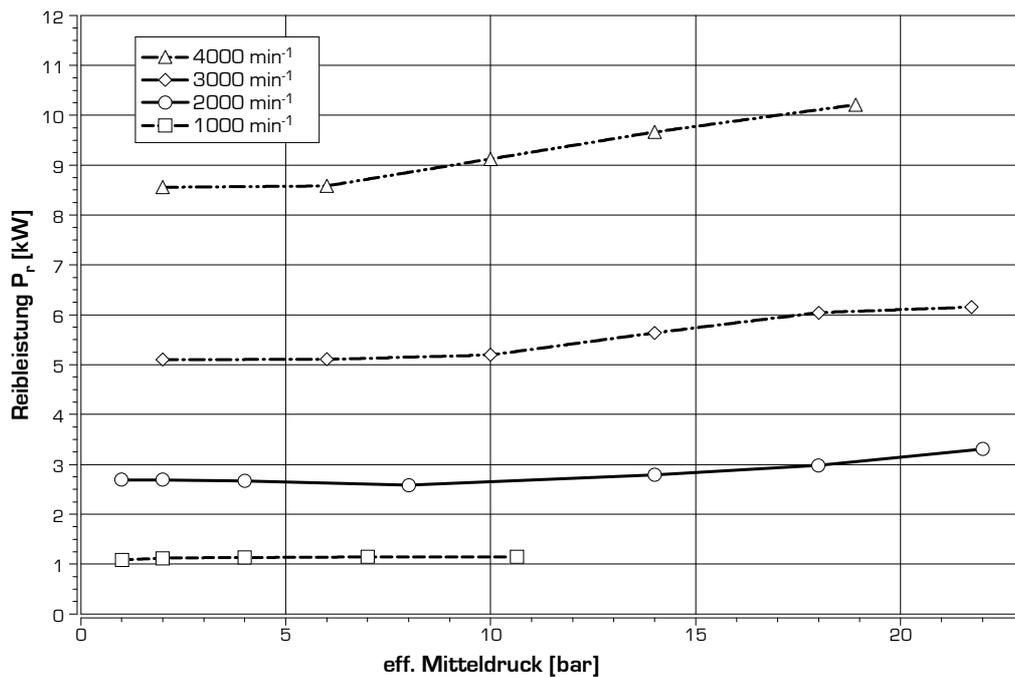


Diagramm 5.6: Reibleistung bei verschiedenen Drehzahlen und Lasten – Berechnung aus Daten Diagramm 5.5

Nachteil der Methode zur Ermittlung der Reibleistung aus der Druckindizierung ist, dass damit nur die Gesamtreibung des Motors ermittelt werden kann. Über die einzelnen Reibanteile können jedoch keine Erkenntnisse gewonnen werden.

Für die Reibung der Pleuelgruppe ist daher eine getrennte Bewertung des Einflusses von Reibung durch Pleuelringe, und Reibung durch das Pleuelhemd nicht exakt möglich.

Um die Reibung der Pleuelgruppe hinsichtlich ihrer Verbesserungspotenziale untersuchen zu können, ist eine modellhafte Berechnung der Reibung zielführend. In Kapitel 3.2 wurde ein vom Autor erstelltes Programm beschrieben, mit dem die Reibung der Pleuelgruppe in Abhängigkeit diverser Parameter vergleichend berechnet werden kann. Folgende Parameter können bei Verwendung dieses Programms variiert werden:

- Brennverlauf (und somit Verbrennungslage)
- Hub/Bohrungsverhältnis
- Pleuelstangenverhältnis
- Desaxierungs- und Schrängungsmaß
- Pleuelringvorspannung
- Reibbeiwerte

Mit Hilfe dieses Programms ist es möglich, die Auswirkung vorwiegend mechanischer Änderungen oder des Verbrennungsablaufs auf die Reibung der Pleuelgruppe zu errechnen.

Neben diesen mechanischen Einflussgrößen gelten für die 3 Reibarten der Pleuelgruppe natürlich auch die tribologischen Einflussgrößen. Dazu gehören Schmierfilmviskosität und -dicke, Materialpaarung und Temperatur an der Reibstelle. Die tribologischen Einflussgrößen werden in dieser Arbeit nicht näher betrachtet. Dem Berechnungsprogramm kann ein Reibbeiwert vorgegeben werden der von der Relativbewegung der Reibpartner abhängig ist (Stribeckkurve – siehe Kapitel 3.2). Da hier die Auswirkung der Änderung der mechanischen Einflussgrößen auf die Reibung beurteilt werden soll, ist ein Konstanthalten der tribologischen Parameter sinnvoll. In den einzelnen Kapiteln wird auf etwaige Unsicherheiten durch diese Vereinfachung eingegangen.

Berechnungen mit geänderten mechanischen Parametern waren Basis für die Untersuchungen zum Verbesserungspotenzial durch Änderung des Pleuelstangenverhältnisses und durch den Betrieb mit geschränktem Pleueltrieb. Auf diese soll in den nächsten Kapiteln eingegangen werden.

### **5.3. Einfluss des Pleuelstangenverhältnisses auf die Reibung**

Das Pleuel eines Pleueltriebwerks vollzieht im Laufe einer Pleuelumdrehung eine Pleuelbewegung um den Pleuelbolzen. Die Pleuelwandlung im Pleuelmotor erfolgt durch die Einleitung der aus dem Pleueldruck am Pleuelboden wirkenden Pleuelkraft über das Pleuel in die Pleuelwelle. Die Pleuelstellung des Pleuels bewirkt, dass die Pleuelkraft, die grundsätzlich normal auf den Pleuel und somit in Richtung der Pleuelachse wirkt, einen Normalkraftanteil zur Folge hat. Dieser Normalkraftanteil führt zu einer Reibung zwischen Pleuelhemd und Pleuelbuchse des Motors. Die Pleuelstellung des Pleuels ist für die Pleuelnormalkraft bestimmend und hat einen dementsprechend hohen Anteil an dieser Reibung.

Ein kleineres Pleuelstangenverhältnis führt im gesamten Ablauf des Motorprozesses zu geringerem Pleuelstangenwinkel und sollte daher reibungsreduzierend wirken. Das Pleuelstangenverhältnis kann durch Verlängerung des Pleuels oder durch Reduktion des Hubes (bei gleich bleibendem Pleuelraum einhergehend mit einer Reduktion des Hub/Bohrungs-Verhältnisses) verringert werden.

Mit Hilfe des in Kapitel 3.2 beschriebenen Programms wurden die Reibkräfte für unterschiedliche Pleuelängen und unterschiedliche Pleuelhöhen berechnet. Basis für diese Berechnung war Motor [D]. Nachdem, wie in Lit. 5.3 beschrieben, Mischreibung bei der Relativbewegung zwischen Pleuelhemd und Pleuelbuchse nur auf ca. 3-5% des Hubes auftritt, wurde ein linear steigender Stribeckverlauf des Reibbeiwertes mit einem konstanten Wert bei  $v=0$  m/s den Berechnungen zu Grunde gelegt. Der Mischreibungsbereich liegt nur in den Pleuelpunkten und somit nur bei geringen Pleuelgeschwindigkeiten vor. Die aus dieser Mischreibung resultierende Reibleistung ( $P=F \times v$ ) ist daher gering und die Vereinfachung hinsichtlich der Annahme zum Reibbeiwert zulässig.

Durch die Änderung des Pleuelstangenverhältnisses wird, wie bereits beschrieben, die Kolbennormalkraft im gesamten Arbeitszyklus des Kurbeltriebes beeinflusst. Die infinitesimale Reibleistung errechnet sich für jede Position der Kurbelwelle aus der aktuellen Kolbennormalkraft multipliziert mit dem Reibbeiwert und der Relativgeschwindigkeit. Für die quantitative Beurteilung der Reibung ist nur die integrative Betrachtung sinnvoll. Eine zeitliche Integration der Reibleistung über den Arbeitszyklus liefert die Reibarbeit. Diese Integration erfolgt im beschriebenen Reibungssimulationsprogramm mit einer konstanten Differenzzeit zwischen zwei Kurbelwellenstellungen. Da die Kurbelwellendrehzahl über dem Arbeitszyklus leicht schwankt wird mit dieser Rechenvorschrift ein geringfügiger Fehler in Kauf genommen. Im Rahmen dieser Arbeit konnten zudem keine Daten für den Reibbeiwert der Paarung Kolbenhemd/Laufbuchse in Erfahrung gebracht werden. Aus der Literatur wurden Reibbeiwerte für die verwendeten Materialien ermittelt und der hier angestellten Berechnung zu Grunde gelegt (Lit. 5.9 und 5.10). Diese Annahmen sind für die vergleichende Bewertung von unterschiedlichen Maßnahmen am Kurbeltrieb zulässig. Die absoluten Ergebnisse dieser Integrationsberechnung können jedoch von der real existierenden Reibarbeit abweichen. Im folgenden wird daher das Ergebnis der zuvor angeführten Integration als „Kolbennormalkraftarbeit“ und nicht als Reibarbeit bezeichnet.

Die Reibung durch die Vorspannung der Kolbenringe wurde vorerst nicht berücksichtigt. Die Bewertung des Reibminderungspotenzials erfolgt relativ zur berechneten Normalkraftreibleistung der Basisvariante und es ist keinesfalls damit zu rechnen, dass sich die Verlängerung des Pleuels gravierend auf den Kolbenringreibanteil auswirkt (die Änderung der Kolbengeschwindigkeit durch die hier betrachteten Pleuelverlängerungen sind gering und hinsichtlich Aufteilung Kolbenring/Kolbenhemdreibung vernachlässigbar).

### **Vergrößerung des Pleuelstangenverhältnisses durch Verlängerung des Pleuels**

Diagramm 5.7 zeigt die Änderung der resultierenden „Kolbennormalkraftreibarbeit“ durch Verlängerung des Pleuels bezogen auf den errechneten Reibarbeitwert der Basisvariante.

Die Berechnung wurde bei 8 Lastpunkten, jeweils 4 Drehzahlen mit Niedrig- und bei Vollast berechnet, wobei der in der Serie gemessene Zylinderdruckverlauf der Berechnung des Basispunktes zugrunde gelegt wurde. Für die zu simulierenden Lastpunkte bei verlängertem Pleuel wurden mit Hilfe des Motorprozessrechenprogramms CORA aus den Basismessungen Brennverläufe errechnet, die als Eingangsgrößen für die Ermittlung von Zylinderdruckverläufen beim Betrieb mit längerem Pleuel und somit bei einer geänderten Kolbenhubkurve dienen. Da der Brennraumdruckverlauf von der sich bei variiertem Pleuellänge ändernden Kolbenhubkurve abhängig ist, musste für jeden Lastpunkt bei jeder Pleuellänge ein Druckverlauf simuliert werden. Mit Beibehaltung des Basisdruckverlaufs für die Berechnungen mit geänderter Pleuellänge zeigten sich in den Reibarbeitsergebnissen Abweichungen von bis zu 10% gegenüber den Berechnungen mit korrekt simuliertem Druckverlauf.

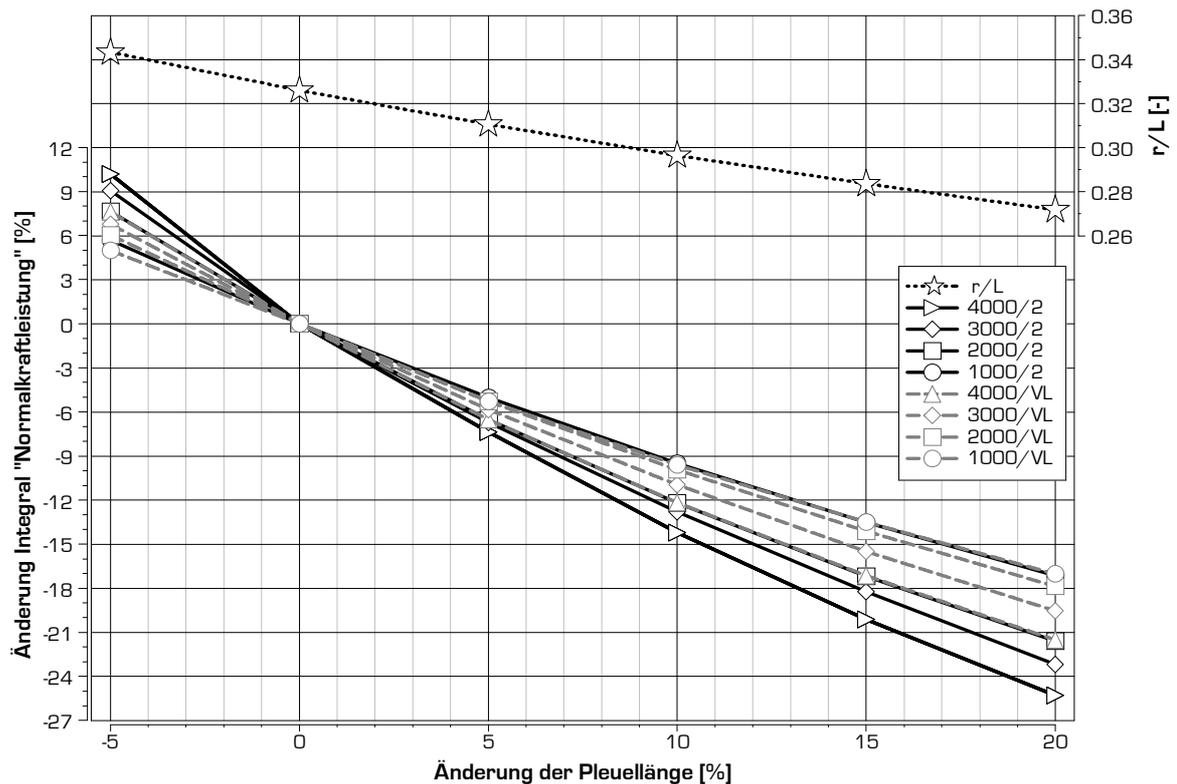


Diagramm 5.7: Änderung der Normalkrafttreiarbeit bei Verlängerung des Pleuels (Rechenergebnis)

Das Diagramm zeigt, dass sich, wie erwartet, die Normalkrafttreiarbeit mit steigender Pleuellänge verringert. Interessant dabei ist, dass sich die größte Reduktion bei hoher Drehzahl aber niedriger Last einstellt. Offensichtlich zeigt der Massenkraftanteil größere Wirkung auf das Reibminderungspotenzial bei Erhöhung der Pleuellänge. Wichtig für die Bewertung sind jedoch die Lastpunkte bei niedriger Drehzahl und niedriger Last bzw. im Nennleistungspunkt. Hier beträgt die Reduktion der Normalkrafttreiarbeit  $\sim 10\%$  bei einer Verlängerung des Pleuels um 10-12%. Bei einem Anteil der Kolbenhemdreibung an der Reibung der Pleuelgruppe von 70% und einem Anteil der Reibung der Pleuelgruppe an der Gesamtreibung von 45% entspricht das einer Reduktion der Gesamtreibung um  $\sim 3\%$ . Der Wert wirkt an sich gering, führt jedoch bei niedrigsten Lastpunkten, wie sie im NEDC Fahrzyklus vorwiegend auftreten, zu Verbrauchsreduktion um  $\sim 0,5\%$ . Für diesen Verbrauchsgewinn wäre durch die Verlängerung des Pleuels ein vergleichsweise geringer entwicklungs-technischer Aufwand notwendig. Vielfach ist die Pleuellänge aber durch die zulässige Bauhöhe des Motors begrenzt, eine größere Pleuellänge bei gleich bleibender Blockhöhe daher nur durch Änderung der Kolbengeometrie möglich.

### Erhöhung des Pleuelstangenverhältnisses durch Hubreduktion

Im Gegensatz zur Pleuellängenerhöhung wirkt die Erhöhung des Pleuelstangenverhältnisses durch Hubreduktion auch auf die Kräfteverhältnisse am Pleuel. Da die Hubreduktion bei gleich bleibendem Hubraum eine größere Bohrung zur Folge hat, ändert sich aufgrund der größeren Pleuelfläche die aus dem Zylinderdruck resultierende Pleuelkraft.

Neben der Änderung der Pleuelkraft durch die größere Pleuelfläche führt der geringere Pleuelhub zu einer Reduktion der Pleuelgeschwindigkeit. Da die Pleuelleistung der Pleuelhemd/Laufbuchsenpaarung proportional dem Produkt aus Pleuelnormalkraft und Pleuelgeschwindigkeit ist, wirkt die Hubreduktion pleuelleistungsmindernd.

Im nachfolgend dargestellten Diagramm 5.8 ist die Auswirkung der Hubreduktion auf die Pleuelarbeit, die durch die Pleuelnormalkraft verursacht wird, aufgetragen. Dazu wurde die errechnete Pleuelleistung über einem Pleuelhub integriert. Basis für die Berechnung war wiederum Motor D, die Ergebnisse mit reduziertem Pleuelhub sind auf das Rechenergebnis der Serienkonfiguration von Motor D bezogen. Wie schon bei

der Pleuellängenvariation war auch hier die Simulation eines Druckverlaufes für jede Hub/Bohrungsvariante jedes Lastpunkts notwendig.

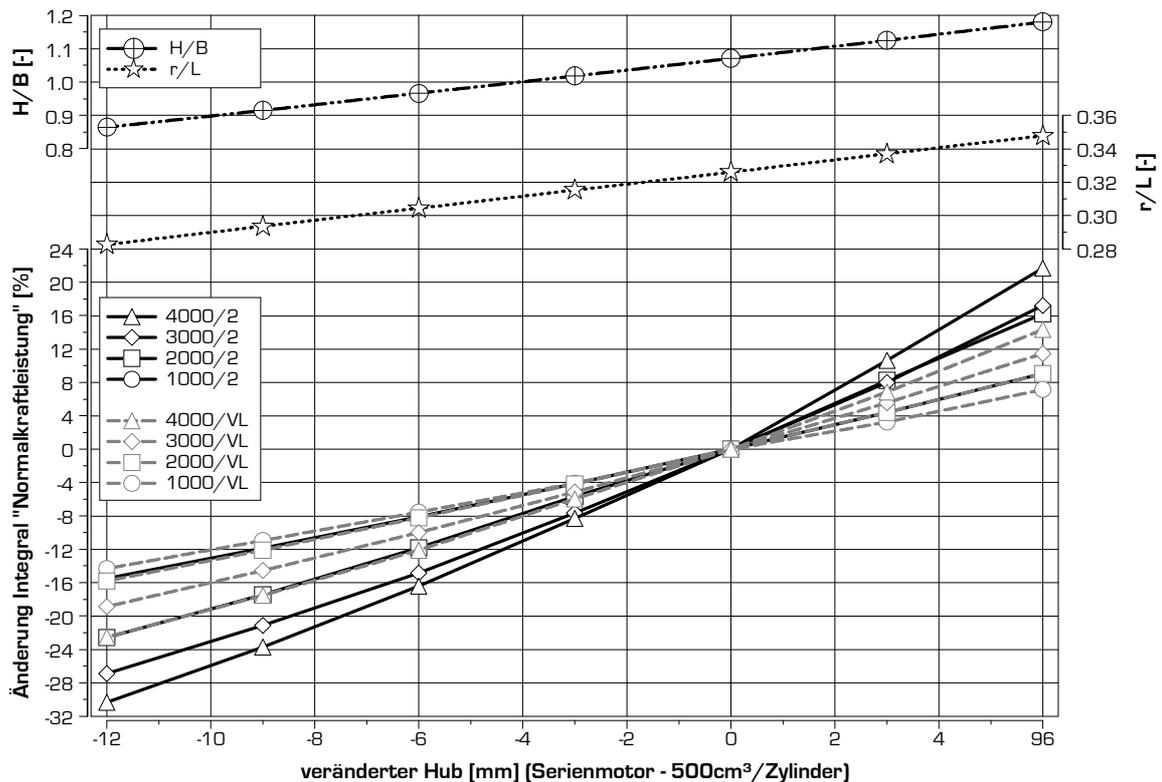


Diagramm 5.8: Änderung Normalkraftreibarbeit bei verändertem Hub aber gleich bleibendem Hubraum (Rechenergebnis)

Für die Reduktion des Hub/Bohrungsverhältnisses ergeben sich ebenfalls positive Auswirkungen auf das Reibverhalten des Kurbeltriebes. Ähnlich wie bei der Verlängerung des Pleuels ist auch hier bei hohen Drehzahlen und niedriger Last die größte Reibungsänderung zu erzielen.

Bei einer Reduktion des Hubes um 10 mm kann hier bei niedrigen Lastpunkten drehzahlabhängig zwischen ~12% und ~24% an „Normalkraftreibarbeit“ gewonnen werden. Bei Hochlastpunkten sind es zwischen 11 und 18%. Dadurch wird sich, entsprechend den zuvor angestellten Annahmen zum Anteil der Kolbenhemdreibung an der Gesamtreibung, ein Verbrauchsgewinn von ~0.7% im fahrzyklusrelevanten Kennfeldbereich darstellen.

Zu bedenken ist jedoch, dass das Hub/Bohrungsverhältnis nicht nur nach Reibleistungskriterien gewählt werden kann. Ein kompakter Brennraum ist für die Forderung nach einer raschen und effiziente Kraftstoffumsetzung zielführend. Zudem sollte auch das Volumen im Kolbenspalt gering gehalten werden. Übliche Hub/Bohrungsverhältnisse bei Dieselmotoren liegen bei ~1.25 für Nutzfahrzeug-/Offroadmotoren sowie bei ~1.15 für Pkw Dieselmotoren. Der seit 1989 bis 2009 gebaute Standard-DI-Dieselmotor von VW (1.9lt TDI), der wohl bis heute meistverkaufte Pkw Dieselmotor, hatte sogar ein Hub/Bohrungsverhältnis von 1.21.

Dieselmotoren mit einem Hub/Bohrungsverhältnis unter 1.05 waren dem Autor bis vor kurzem nicht bekannt. Inwiefern dies eine Grenze darstellt, die zur Erzielung hoher Wirkungsgrade notwendig ist, kann vom Autor nicht beurteilt werden. Durch die Entwicklungen in der Einspritztechnologie ist mit modernen Einspritzsystemen eine gute Kraftstoffverteilung auch bei flachen Muldenformen zu erzielen. Durch die hohen Einspritzdrücke ergeben sich bei kleinem Bohrungsdurchmesser der Düsenlöcher hohe Eindringtiefen der Einspritzstrahlen bei höheren Lasten. Hier ist ein großer Kolbendurchmesser wieder vorteilhaft. Kleine Düsenlöcher sind, aufgrund der Forderung nach geringst möglichen Voreinspritzmengen, auch in Zukunft wichtiges und entscheidendes Konstruktionsmerkmal für die Erreichung strengster Abgaslimits.

Bei einem Basismotor, der mit einem großen Hub/Bohrungsverhältnis ausgeführt wurde, ist die Reduktion des Hubes eine wirkungsvolle Maßnahme zur Reduktion der Reibung. Bei gleichgehaltener Bohrung reduziert sich mit dem Hub der Hubraum. VW hat diese Maßnahme bei der Darstellung des im Jahr 2009 vorgestellten 1.6lt Pkw Dieselmotors umgesetzt (Lit. 5.8). Durch den beibehaltenen Kolbendurchmesser konnte vermutlich auch umfangreiches Wissen über die Interaktion von Einspritzsystem und Kolbenmulde weiter genutzt werden. Der so entwickelte Motor zeigt im Fahrzyklus einen exzellenten Verbrauch gegenüber dem Motortyp mit 2.0lt Hubraum (Vergleich mit identischem Fahrzeug). Dies kann als Indiz für die reibmindernde

Wirkung der Änderung des Hub/Bohrungsverhältnisses von 1.18 auf 1.01 gesehen werden, kann aber auch Folge weiterer Maßnahmen zur Verbrauchsoptimierung sein.

Zusammenfassend kann zur Beeinflussung der Reibung durch das Pleuelstangenverhältnisses gesagt werden, dass sich sowohl durch eine Verlängerung des Pleuels, als auch durch die Hubreduktion eine deutliche Reduktion der Reibarbeit durch die Kolbennormalkraft ergibt. Bei der Hubreduktion kommt zur positiv wirkenden Änderung der geringeren Schrägstellung des Pleuels noch die Wirkung der Reduktion der Kolbengeschwindigkeit zum Tragen. Bei einer Verlängerung des Pleuels um 10% reduziert sich der Reibungsanteil durch die Kolbennormalkraft um ~10%, bei Reduktion des Hubes um ~10% ist die Reibungsänderung lastpunktabhängig sogar noch höher.

Das Downsizing von Pkw Motoren wurde in den letzten Jahren bewährtes Instrument zur Verbrauchsreduktion im Fahrbetrieb. Insbesondere bei Ottomotoren hat die Anhebung des Mitteldruckes, bei gleich bleibendem Leistungsbedarf, zu einer Verbesserung des Verbrauchs geführt. Ursache dieser Effizienzsteigerung beim Ottomotor ist zu einem entscheidenden Teil die Entdrosselung dieses üblicherweise quantitativ geregelter Motortyps.

Mit verringertem Hubraum muss ein Dieselmotor für Leistungs- und Drehzahlkonstanz bei einem höheren Mitteldruck betrieben werden. Dabei wird sich der für die Reibung aufgewendete Anteil der zugeführten Energie verringern und somit der Wirkungsgrad erhöhen. Beim Pkw-Dieselmotor kann dadurch jedoch ein Betriebspunkt getroffen werden, der höhere NOx- und/oder Rauchemissionen aufweist als der Ausgangspunkt des Basismotors mit größerem Hubraum. In diesem Fall würde bei der Applikation zur Emissionsverbesserung zumindest ein Teil des Verbrauchsgewinns durch den Reibungsvorteil verloren gehen.

Es kann daher beim Pkw Dieselmotor, im Gegensatz zum Pkw Ottomotor, nicht grundsätzlich davon ausgegangen werden, dass ein Downsizing bei niedriglastigen Betriebszuständen den Verbrauch verbessert.

Die Reduktion des Hubes bei Beibehaltung der Bohrung eines bekannten Motors führt zu einem „downgesizten“ Motor der aufgrund der hier angestellten Untersuchungen durch geringe Reibung der Kolben-/Pleuelgruppe überzeugt. Wenn das bisherige Kurbelgehäuse weiter verwendet wird, kann zudem das Pleuel verlängert werden. Damit ist ein weiteres Reibreduktionspotenzial zusätzlich nutzbar.

## 5.4. Änderung der Reibung durch eine Schränkung des Kurbeltriebes

### 5.4.1. Kinematische Grundlagen der Kurbeltriebsschränkung

Als Schränkung des Kurbeltriebes wird im Motorenbau der seitliche Versatz der Kurbelwellenachse aus der Zylindermittenebene bezeichnet. Die Schränkung kann sowohl auf die Druckseite als auch auf die Gegendruckseite des Motors erfolgen. Die Kolbendesaxierung ist ein konstruktives Merkmal, das mit der Kurbeltriebsschränkung nah verwandt, jedoch vom Darstellungsaufwand und von der Zielsetzung unterschiedlich ist. Als Desaxierung bezeichnet man den Versatz der Kolbenbolzenachse aus der Zylindermittenebene. Die Schränkung und die Desaxierung haben gleiche Auswirkungen auf den Kolbenweg, daher müssen die Desaxierung und die Schränkung für die Berechnung des Kolbenwegs immer gemeinsam berücksichtigt werden.

Die Schränkung zur Druckseite des Kolbens wurde im Motorenbau als „positiv“ definiert. Auch für die Desaxierung wurde der Versatz zur Druckseite als „positiv“ definiert (Lit. 5.9).

Der Kolbenweg kann bei Desaxierung mit folgender Formel berechnet werden:

$$s = r \cdot \left[ \cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - \left( \lambda \cdot \sin \varphi + \frac{y}{l} \right)^2} \right] \quad [\text{F5.01}]$$

Mit  $y$  wird dabei das Maß des horizontalen Abstandes der Kurbelwellenmittenebene zur Kolbenbolzenebene bezeichnet. Je nach Orientierung des Versatzes muss dieses Maß positiv oder negativ, entsprechend den obigen Ausführungen, eingesetzt werden.

Im nachfolgenden Bild (Abbildung 5.1) wird die Schränkung bzw. die Desaxierung geometrisch dargestellt. Dabei wird ersichtlich, dass die positive Schränkung gegenüber der positiven Desaxierung gegenläufige Auswirkung auf den Kolbenweg zur Folge hat. Bei kombiniertem Einsatz von Schränkung und Desaxierung

muss für die Berechnung des Kolbenwegs der resultierende Abstand der Kolbenbolzenachse von der Kurbelwellenmittenebene ermittelt werden. Dazu muss bei positiver Schränkung das Desaxierungs- vom Schränkungsmaß subtrahiert werden.

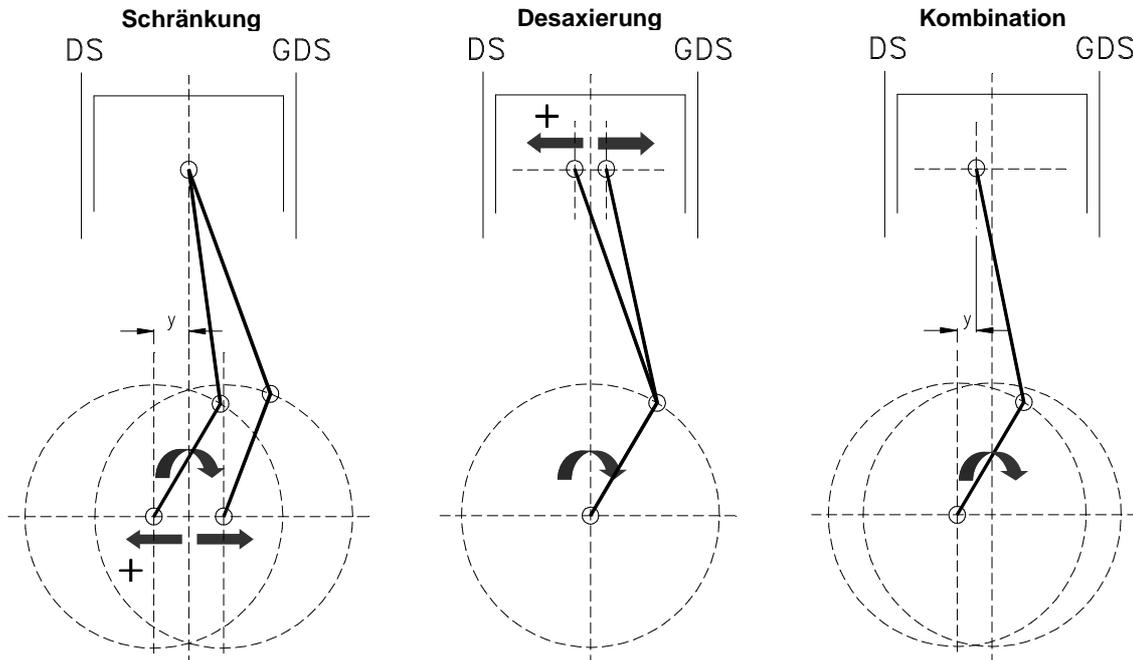


Abbildung 5.1: Kolbenhubkurven bezogen auf Kurbel-OT (DS: Druckseite, GDS: Gegendruckseite)

In Diagramm 5.9 ist der Kolbenhub des Motors [D] mit einem Pleuellagerverhältnis  $r/L=0.329$  über dem Kurbelwinkel für konventionellen Kurbeltrieb, sowie für 12 mm positiv und 12 mm negativ geschränkten Kurbeltrieb aufgetragen.

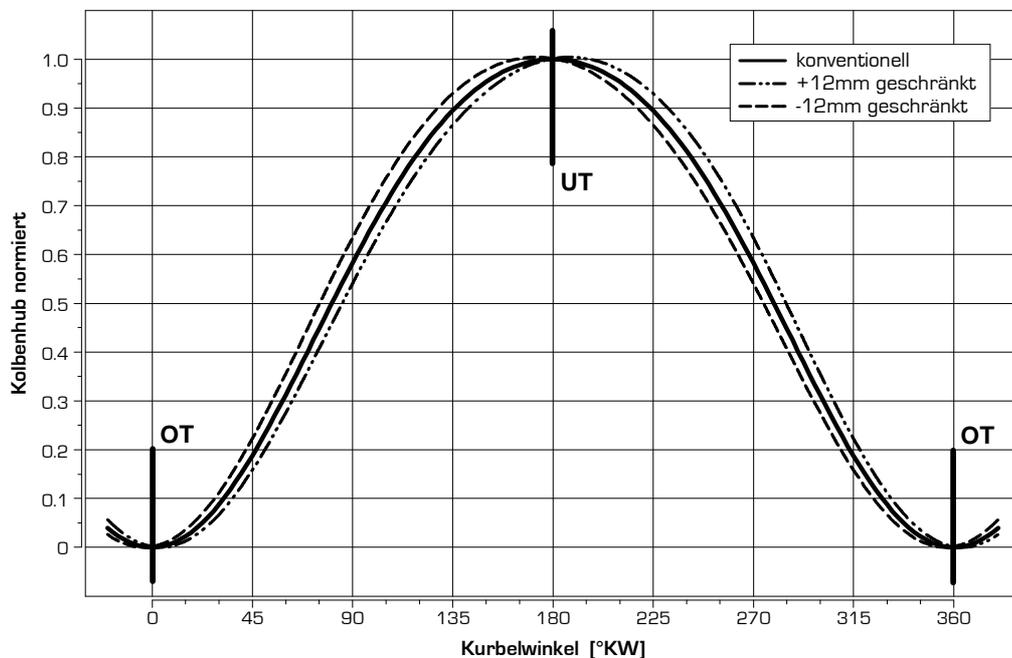


Diagramm 5.9: Kolbenhubkurven bezogen auf Kurbel-OT

Anhand der aufgeführten Kolbenhubkurven ist zu erkennen, dass sich OT und UT des Kolbens nicht mehr bei  $\varphi=0^\circ$  und  $\varphi=180^\circ$  befinden, und dass demzufolge Kurbel-OT nicht mehr mit Kolben-UT zusammenfällt. Eine genauere Betrachtung der Totpunkte der geschränkten Kolbenhubkurve zeigt, dass sich der OT (bei +12 mm Schränkung) bei einer Kurbelstellung von  $3.627^\circ$  nach Kurbel-OT und der UT bei einer Kurbelstellung von

7.254° nach Kurbel-UT einstellt. Der sich dadurch einstellende Hub des Kolbens im Zylinder vergrößert sich für die Schränkung von 12 mm um 0.42%. Dies hat eine Hubraumerhöhung um eben diese 0.42% zur Folge. Wie aus Diagramm 5.9 ersichtlich ist die Kolbenhubkurve bei geschränktem Kurbeltrieb nicht mehr symmetrisch um die Totpunkte. Somit unterscheidet sich die zeitliche Dauer der Kolbenabwärtsbewegung von der Dauer der Aufwärtsbewegung. Mit einer Schränkung von +12 mm verlängert sich der Saug- und Arbeitstakt des bereits betrachteten Motors ( $r/L=0.33$ ) auf 183.63° Kurbelwinkel. Verdichtungs- und Ausschubtakt reduzieren sich im speziellen Fall einer Schränkung von +12 mm auf 176.37°KW. Die Auslegung der Ventilsteuerzeiten eines Motors mit geschränktem Kurbeltrieb muss dem Rechnung tragen.

#### 5.4.2. Auswirkung auf die Reibung

Die Kolbenschaftrreibung (Paarung Kolbenhemd/Laufbuchse) ist von der Materialpaarung, der Ölviskosität und der Gleitgeschwindigkeit abhängig. Verursacht wird diese Reibung durch die Seitenführungskraft (Kolbennormalkraft), die sich aus dem Zylinderdruck und der Massenkraft der oszillierenden Massen bei Schrägstellung des Pleuels zur jeweiligen Kurbelwellenstellung errechnet. Einen typischen Verlauf der Kolbennormalkraft zeigt Diagramm 5.10. Dabei wurde mit dem gemessenen Zylinderdruckverlauf im Lastpunkt 2000/2bar und dem jeweiligen Pleuelwinkel die Kolbennormalkraft errechnet und über dem Kurbelwinkel aufgetragen.

Am Kolbennormalkraftverlauf des konventionellen Kurbeltriebes erkennt man, dass im oberen und unteren Totpunkt, also bei nicht ausgelenkter Stellung des Pleuels, die Kolbennormalkräfte exakt 0 sind.

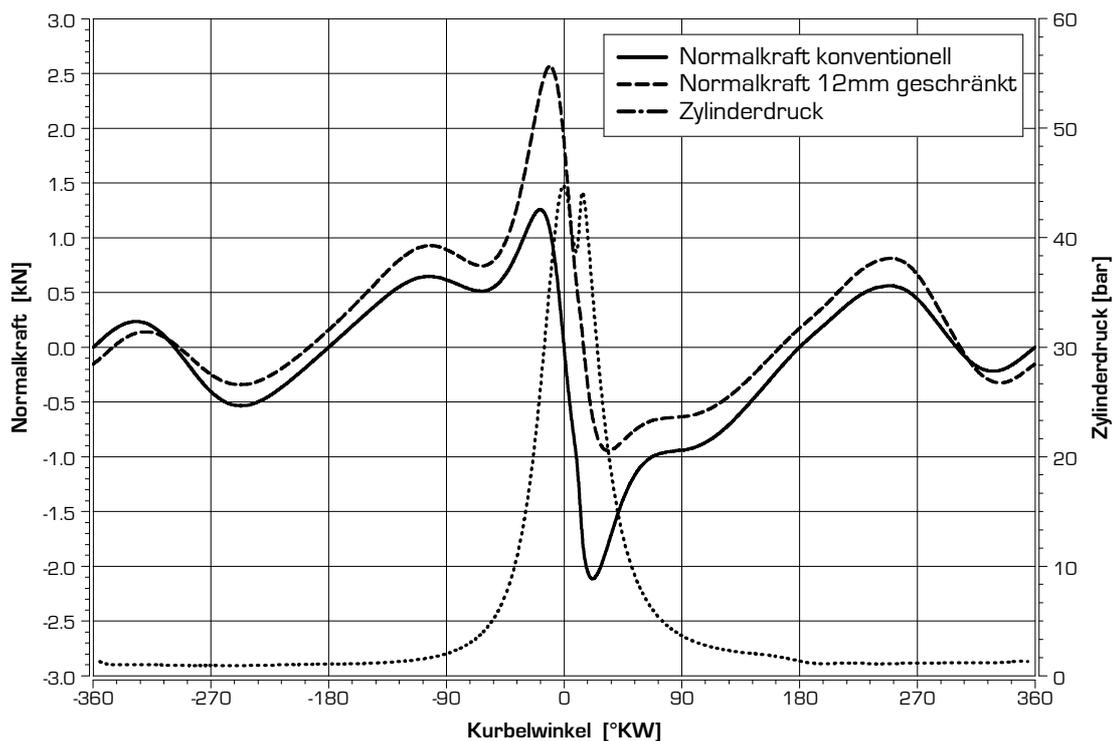


Diagramm 5.10: Kolbennormalkraftverlauf bei 2000/2 bar, konventioneller und geschränkter Kurbeltrieb

Bei positiv geschränktem Kurbeltrieb liegt der obere Totpunkt des Kolbens nach dem Kurbel-OT. Eine vertikale Pleuellage stellt sich somit nach OT ein. Die vertikale Lage des Pleuels um UT liegt ebenfalls vor Kolben UT. Im gesamten Arbeitstakt (wie auch im Ansaugtakt) nimmt das Pleuel beim positiv geschränkten Kurbeltrieb eine weniger ausgelenkte Lage als im konventionellen Motor ein. Da die höchsten Verbrennungsdrücke im Zylinder nach Zünd-OT vorliegen, führt die geringer ausgelenkte Position hier zu geringeren Kolbennormalkräften. Mit einer Reduktion der Reibung der Kolben/Pleuelgruppe kann daher gerechnet werden. Mit zunehmender Last und damit zunehmendem Zylinderdruck wird sich dabei der Reibungsgewinn erhöhen. Im Verdichtungs- und Ausschubtakt stellt sich bei geschränktem Kurbeltrieb ein

größerer Pleuelwinkel ein, daher werden in dieser Phase des Motorprozesses die Kolbennormalkräfte und somit die Kolbenreibung höher sein.

### Simulationsergebnisse:

Mit Hilfe des in Kap. 3.2 beschriebenen Programms konnte vorab die Auswirkung einer Schränkung auf die Kolbenschafreitung errechnet werden. Dabei wurden für unterschiedliche Drehzahlen bei jeweils  $p_e=2\text{bar}$  und Volllast aus dem errechneten Brennverlauf des konventionellen Motors Druckverläufe ermittelt, die dem Rechenprogramm für die Reibungsberechnung zugrunde gelegt wurden. Mit den kinematischen Daten konnte somit die Kolbennormalkraft berechnet werden. Um von der Kolbennormalkraft auf die Reibung schließen zu können, ist die Kenntnis des Reibbeiwertes nötig. Wie schon in Kapitel 5.2 erwähnt war eine tief greifende Berücksichtigung tribologischer Parameter nicht Ziel dieser Arbeit. Bei der Berechnung der Änderung des Pleuelstangenverhältnisses wurde bereits eine diesbezügliche Vereinfachung getätigt, die eine lineare Abhängigkeit des Reibbeiwertes von der Gleitgeschwindigkeit festlegt. Eine Überhöhung des Reibbeiwertes bei niedrigen Geschwindigkeiten, wie in der Stribeckkurve abgebildet, blieb unberücksichtigt. Da auch hier, wie beim Thema Pleuelstangenverhältnis, Mischreibung und somit ein überhöhter Reibbeiwert nur um die Totpunkte stattfindet (nach Lit. 5.6 tritt nur auf 5-7% des Kolbenhubs Mischreibung auf) und dabei die Gleitgeschwindigkeit gering ist, resultiert daraus ein geringer Einfluss auf die integrale Reibleistung.

Mit dem Kolbennormalkraftverlauf und dem Reibbeiwert kann für die unterschiedlichen Drehzahlen und Lasten eine Reibkraft errechnet werden. Multipliziert man diese kurbelwinkelabhängige Reibkraft mit der momentanen Gleitgeschwindigkeit und integriert diesen Wert über einen vollen Motorzyklus, so erhält man eine „Normalkrafttreiarbeit“. Im Diagramm 5.11 wurde nun diese Normalkrafttreiarbeit, für unterschiedliche Schränkungswerte, der Normalkrafttreiarbeit mit konventionellem Kurbeltrieb gegenüber gestellt.

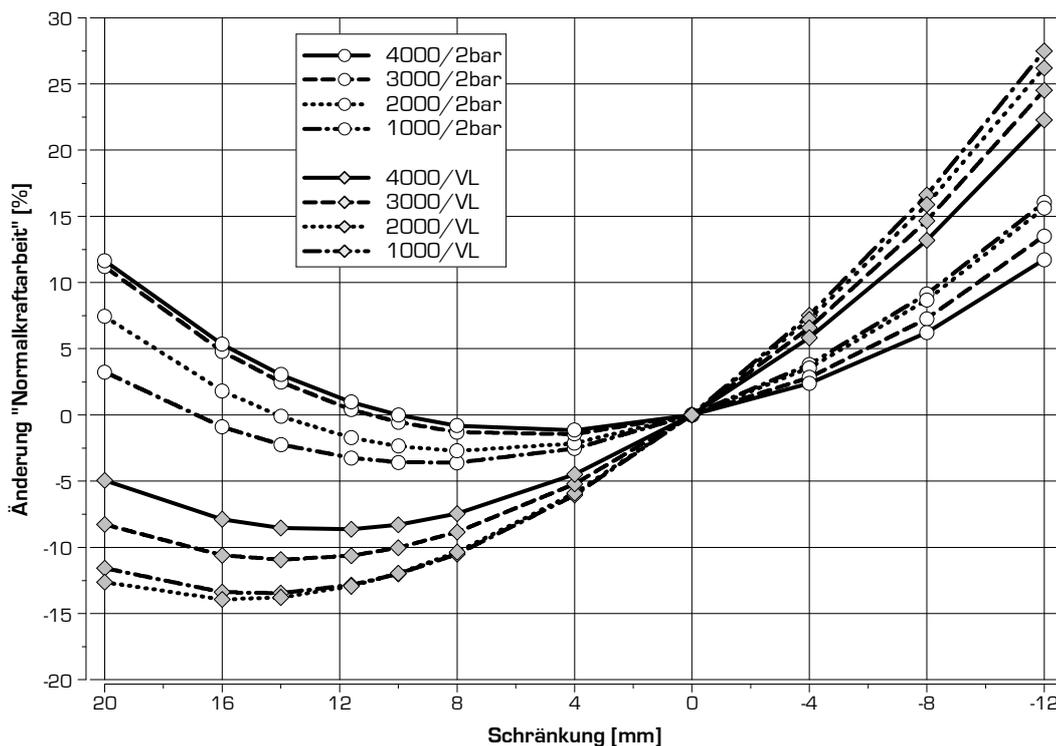


Diagramm 5.11: Änderung der integralen Normalkrafttreiarbeit durch Schränkung des Kurbeltriebes bei unterschiedlichen Lasten und Drehzahlen

Es zeigt sich, dass bei den Volllastpunkten eine größere Reduktion an Normalkrafttreiarbeit als bei niedrigen Lastpunkten zu erzielen ist. Dies entspricht den bisherigen Überlegungen, die auf eine Reduktion der Normalkraft durch die weniger ausgelenkte Pleuellage zum Zeitpunkt hohen Zylinderdruckes abzielen.

Bei den Kurven der Lastpunkte mit 2 bar effektivem Mitteldruck ist zu erkennen, dass sich die höchsten Reduktionen bei niedrigen Drehzahlen einstellen. Ursache für diese Drehzahlabhängigkeit ist die Massenkraft. Wie bereits in der Einleitung erwähnt, setzt sich die Kolbennormalkraft aus einem Massenkraftanteil und einem Gaskraftanteil zusammen. Die Schränkung reduziert die Kolbennormalkraft durch eine vertikale Pleuellage in der Phase des Motorprozesses, in der während der Verbrennung eine hohe Gaskraft auftritt. Die

Massenkraft im Bereich des OT ändert sich gegenüber einer konventionellen Kolbenhubkurve nur geringfügig und ist zum Zeitpunkt der senkrechten Pleuellage annähernd gleich als beim Serienmotor. Da nun bei niedrigen Drehzahlen der Anteil der Massenkraft an der Kolbenkraft gering ist, wird hier der Einfluss der Gas-kraft auf die Reibung größer sein als bei höheren Drehzahlen.

In der Verdichtungs- und Ausschubphase ist mit einer Erhöhung der Reibung der Kolben/Laufbuchsenpaarung zu rechnen, da sich beim geschränkten Motor der Pleuelwinkel erhöht. In Diagramm 5.10 ist dies eindeutig zu erkennen. In der Verdichtungsphase zeigt sich gegenüber dem konventionellen Kurbeltrieb eine größere Kolbennormalkraft während diese, wie vorhergesagt, in der Verbrennungsphase sinkt.

Mit zunehmendem Schränkungsgrad übersteigen die negativen Auswirkungen auf die Normalkraft-änderungen während der Verdichtungs- und Ausschubphase den Gewinn in der Verbrennungs- und Ansaug-phase, was zu einer Verringerung der Schränkungsvorteils auf die Reibung führt.

Bei den Volllastbetriebspunkten zeigt sich tendenziell das gleiche Bild. Mit niedriger Drehzahl ist der Reibgewinn am höchsten, wobei der Volllastpunkt bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  eine höhere Reibreduktion zeigt als bei  $1000 \text{ min}^{-1}$ . Ursache ist hier das deutlich geringere Volllastpotenzial und somit das geringere Druckniveau bei  $1000 \text{ min}^{-1}$  als bei  $2000 \text{ min}^{-1}$ .

Zusammenfassend kann nach den hier angestellten Berechnungen gesagt werden, dass sich eine Schränkung bei geeigneter Auslegung positiv auf die Reibung der Kolben/Pleuelgruppe auswirken wird. Der höchste Gewinn an Reibung wird bei niedriger Drehzahl und hoher Last zu erzielen sein. Der entsprechend der Simulation maximal zu erzielende Reibgewinn durch die Änderung der Kolbennormalkraft bei niedrigen Lasten und Drehzahlen liegt bei  $\sim 3\%$ . Bei hoher Last und niedriger Drehzahl kann laut Berechnung eine Reduktion der Reibung durch die Kolbennormalkraft von über 10% erzielt werden.

## Ergebnisse experimenteller Untersuchungen

Um die Ergebnisse der Berechnungen verifizieren zu können, wurde im Rahmen eines Projektes ein Voll-motor mit einer Schränkung von +12mm dargestellt und bei experimentellen Untersuchungen mit beiden Kurbeltriebsvarianten einer Vollmotorindizierung durchgeführt und daraus der indizierte Mitteldruck er-rechnet. Die Ermittlung des effektiven Mitteldruckes erfolgt durch Erfassung des Drehmomentes mit Hilfe eines Momentenflansches. Die Aufnahme und die Auswertung der Zylinderdrucksignale sowie eine exakte Zuordnung des Kolben OT zur Kurbelwinkelerfassung müssen überaus gewissenhaft und genau erfolgen.

Der aus der Differenz von indiziertem und effektivem Mitteldruck resultierende Reibmitteldruck kann in eine Reibleistung umgerechnet werden. Diese setzt sich neben der hier relevanten Motorbaugruppe Kolben/Pleuel (Pleuel, Kolben mit Kolbenringen) aus weiteren reibverursachenden Komponenten wie Kurbelwelle und Ventiltrieb mit Zahnriemen/Steuerketten sowie den erforderlichen Nebenaggregaten (Wasser-, Öl- und Vakuumpumpe, CR-Pumpe) zusammen. In diesen Ergebnissen ist auch die Antriebsleistung für den Stromgenerator enthalten, die jedoch beim Betrieb am stationären Motorprüfstand gering ist und nur den Eigenbedarf der Motorsteuerung sowie die Riemen- und Lagerverluste des Generators beinhalten.

In Diagramm 5.12 ist das Reibkennfeld des Motors mit konventioneller Kolbenhubkurve aufgetragen. Weiters sind in diesem Kennfeld auch die Linien konstanten Reibmitteldrucks des Versuchsmotors mit +12mm geschränktem Kurbeltrieb überlagert (gestrichelt). Die Linien konstanten Reibmitteldruckes des geschränkten Motors liegen in weiten Kennfeldbereichen rechts von den zugehörigen Linien des konventionellen Motors. Dies entspricht einer Reduktion der Reibung. Bei niedrigen und mittleren Drehzahlen vergrößert sich mit zunehmender Last der Abstand der zugehörigen Reiblinien und somit der Reibgewinn. Im oberen Drehzahlbereich überschneiden sich die Linien mit steigender Last, was einem Gleichstand der Reibung entspricht. Bei  $1500 \text{ min}^{-1}$  und  $2000 \text{ min}^{-1}$  konnten aus motorbetriebstechnischen Gründen keine stabilen Volllastergebnisse ermittelt werden.

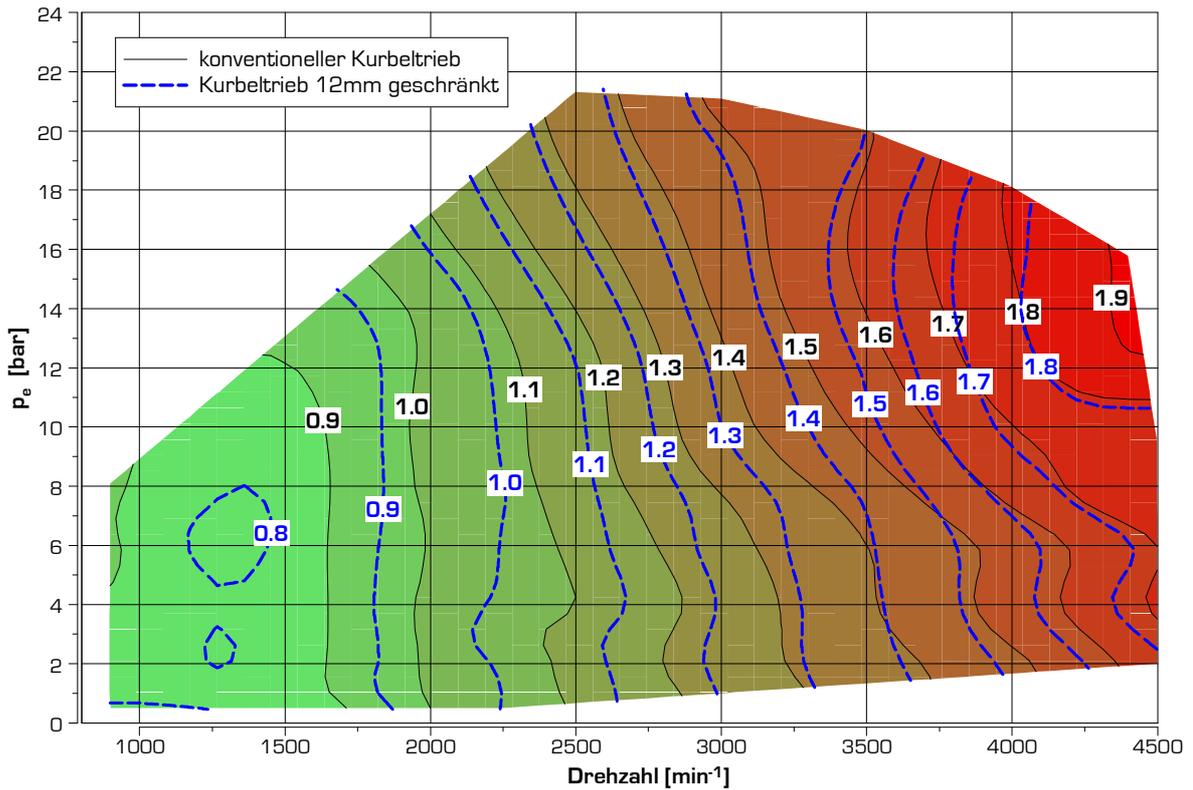


Diagramm 5.12: Kennfeld Reibmitteldruck des Motors mit konventionellem Kurbeltrieb überlagert durch Konstantlinien (strichliert) des Reibmitteldruckes mit geschränktem Kurbeltrieb.

In Diagramm 5.13 wurden die prozentuellen Differenzen des Reibmitteldruckes der beiden Motoren aufgetragen. Hier bestätigen sich die, in den Simulationen ermittelten, Reibgewinne. Wie schon aus dem Diagramm 5.12 ersichtlich, ist bei hohen Drehzahlen und niedrigen Lasten eine Reibungserhöhung zu erkennen. Bei niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten reduziert sich der Reibmitteldruck um über 5%.

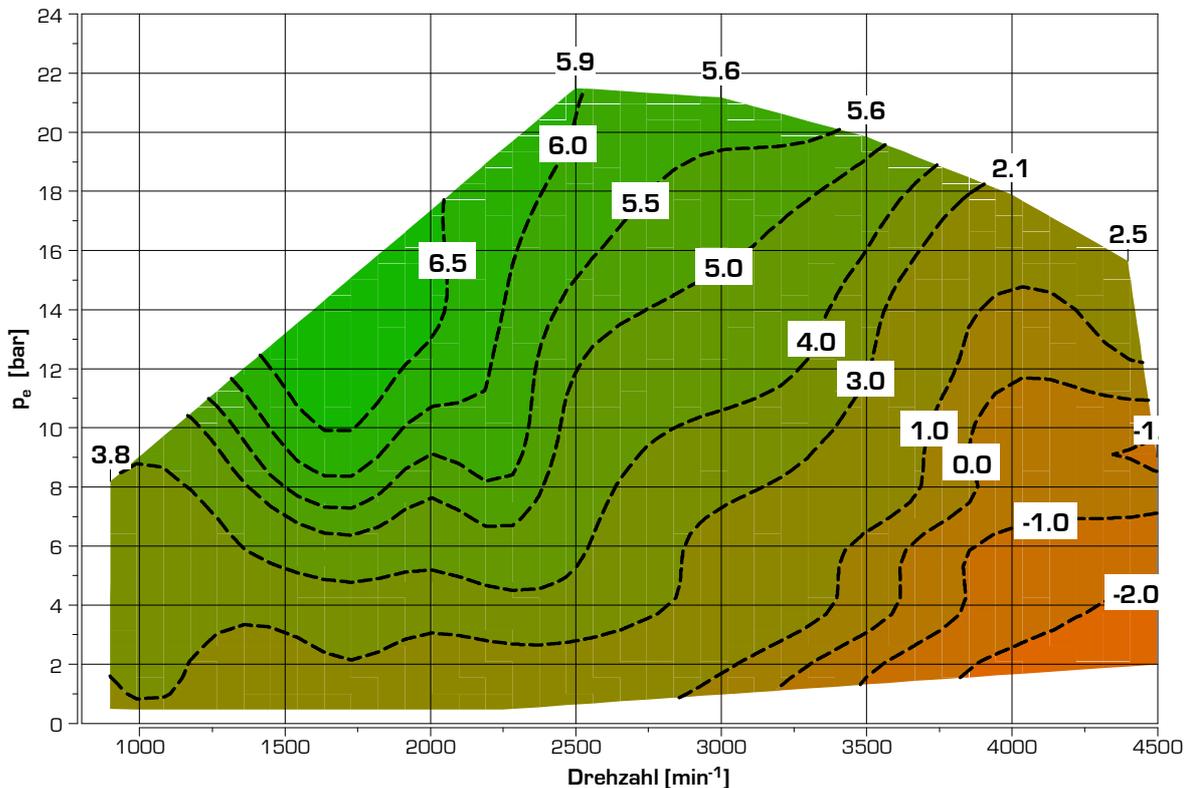


Diagramm 5.13: Differenzkennfeld zum Reibmitteldruck, konventioneller gegenüber geschränkter Kurbeltrieb (positiv → Reibung geschränkt niedriger) [%]

In der Simulationsrechnung wurde für den Lastpunkt 2000/VL eine Reduktion der Kolben-normalkrafttreibleistung von ~13% errechnet. Wenn die Reibung der Kolbengruppe ~40-50% der Gesamt-reibung beträgt und zumindest 2/3 dieses Anteils durch die Pleuelschaftreibung verursacht wird, müsste der Reibmitteldruck entsprechend dem Rechenergebnis um ~4-5% sinken.

Eine genaue Aufteilung der Reibung der Pleuel-/Pleuelgruppe auf die einzelnen Verursacher ist wie bereits erwähnt nicht exakt möglich. Da die Ermittlung des Reibmitteldrucks auf Basis der messtechnisch schwierig zu erfassenden Zylinderdruckverläufe und des Totpunkt-Kurbelwinkels fehlerbehaftet ist und auch bei der Messung des Drehmomentes an der Pleuelwelle Messtoleranzen auftreten, ist eine hinreichende Verifikation des Rechenergebnisses mit nur einer Versuchsreihe nicht mit ausreichender Genauigkeit zu bestätigen.

Der gemessene und in Diagramm 5.13 dargestellte Reibgewinn liegt mit den zuvor getroffenen Annahmen der Aufteilung der Gesamtreibung und mit Berücksichtigung der notwendigen Vereinfachungen trotzdem nahe dem simulatorisch ermittelten Reibgewinn. Dass es bei geschränktem Pleueltrieb zu einer Reduktion der Reibung kommt, konnte jedoch mit Hilfe der durchgeführten Untersuchungen eindeutig nachgewiesen werden.

### 5.4.3. Thermodynamische Auswirkung der Pleuelreduktion auf den Motorprozess

Der bei geschränktem Pleueltrieb geänderte Pleuelhubverlauf führt zu einem geänderten Zusammenhang zwischen Pleuelwinkel und Volumenverlauf. Für die Berechnung von thermodynamischen Kenngrößen, wie z.B. indizierter Pleueldruck, und für die Analyse des Pleuelverlaufs zur Errechnung des Pleuelverlaufes ist der Volumenänderungsverlauf von entscheidender Bedeutung.

Der bei einer Pleuelreduktion von 12 mm auftretende Volumenänderungsverlauf über dem Pleuelwinkel ist in Diagramm 5.14 dem Volumenänderungsverlauf des gleichen Motors mit konventionellem Pleueltrieb gegenübergestellt.

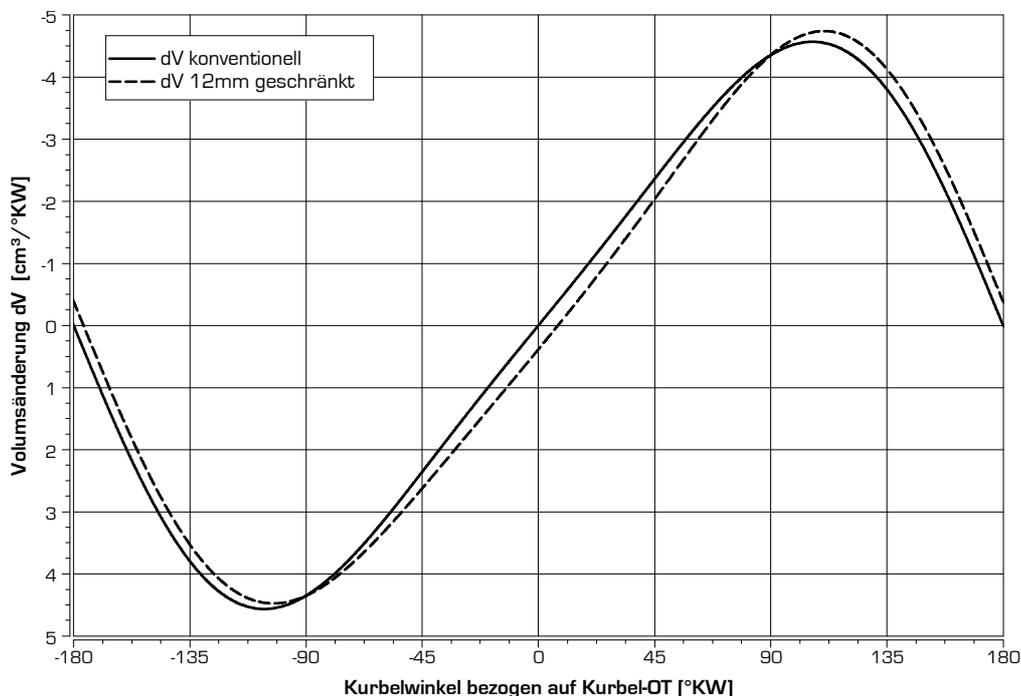


Diagramm 5.14: Volumenänderungsverlauf über °KW mit Bezug auf Pleuel-OT

Den dargestellten Volumenänderungsverläufen ist ein Pleuelwinkelverlauf zugrunde gelegt, bei dem 0° dem Pleuel-OT und 180° dem Pleuel-UT entspricht. Man erkennt dabei, dass, wie bereits ausgeführt, der OT des Pleuels beim geschränkten Motor nach dem Pleuel-OT und der Pleuel-UT nach Pleuel-UT zu liegen kommt. Da für die Ermittlung der thermodynamischen Größen der Pleuel OT von größter Bedeutung ist, muss daher vor Beginn von Indiziermessungen der Pleuel-OT als Bezugspunkt ermittelt werden. Bei Einsatz von speziellen Pleuelwinkelmarkiereinrichtungen (z.B. AVL364) und einer damit getriggerten Indizierhardware ist

die Ermittlung des OT entweder über eine kapazitive OT-Sonde oder über das Schleppeinpassverfahren (bei bekanntem thermodynamischem Verlustwinkel) zielführend. Das Motorsteuergerät bezieht seine Kolbenpositionsinformation aus einem Bezugswinkel zwischen Kurbel- und Kolben OT. Dieser Bezugswinkel wird vom Motorenentwickler bei der Steuergerätebedatung als Kennwert gespeichert. Wenn der Motor mit geschränktem Kurbeltrieb betrieben wird, muss dieser Bezugswert entsprechend korrigiert werden.

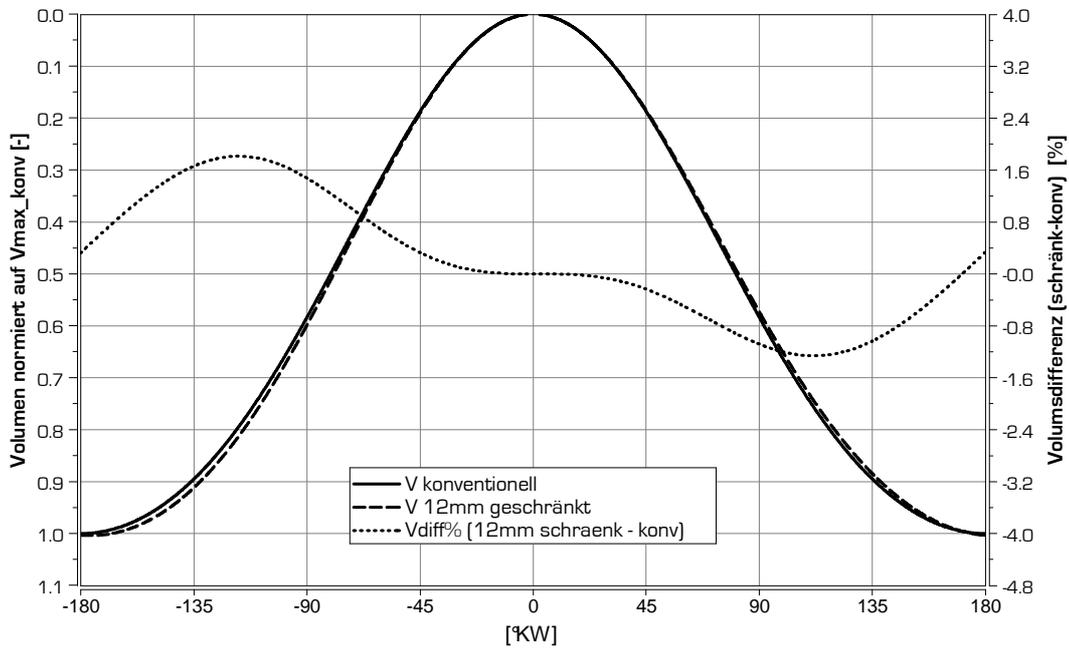


Diagramm 5.15: Volumenverlauf über °KW konventionell und geschränkt, Differenz

Beim Vergleich des Volumenverlaufes des konventionellen mit dem Volumenverlauf eines geschränkten Kurbeltriebs mit Kolben OT als Startwinkel zeigt sich in Diagramm 5.15 die effektive Volumensdifferenz.

Nach der Anpassung des OT unterscheidet sich das Volumen demnach nur im Bereich um UT deutlich, während um OT nur geringe Volumendifferenzen auftreten.

Diagramm 5.16 zeigt die, für die thermodynamische Analyse, wichtige Volumensänderung von konventionellem und geschränktem Motor die bereits in Diagramm 5.14 aufgetragen waren, hier jedoch OT-korrigiert dargestellt wurde, sowie die Volumenänderungsdifferenz.

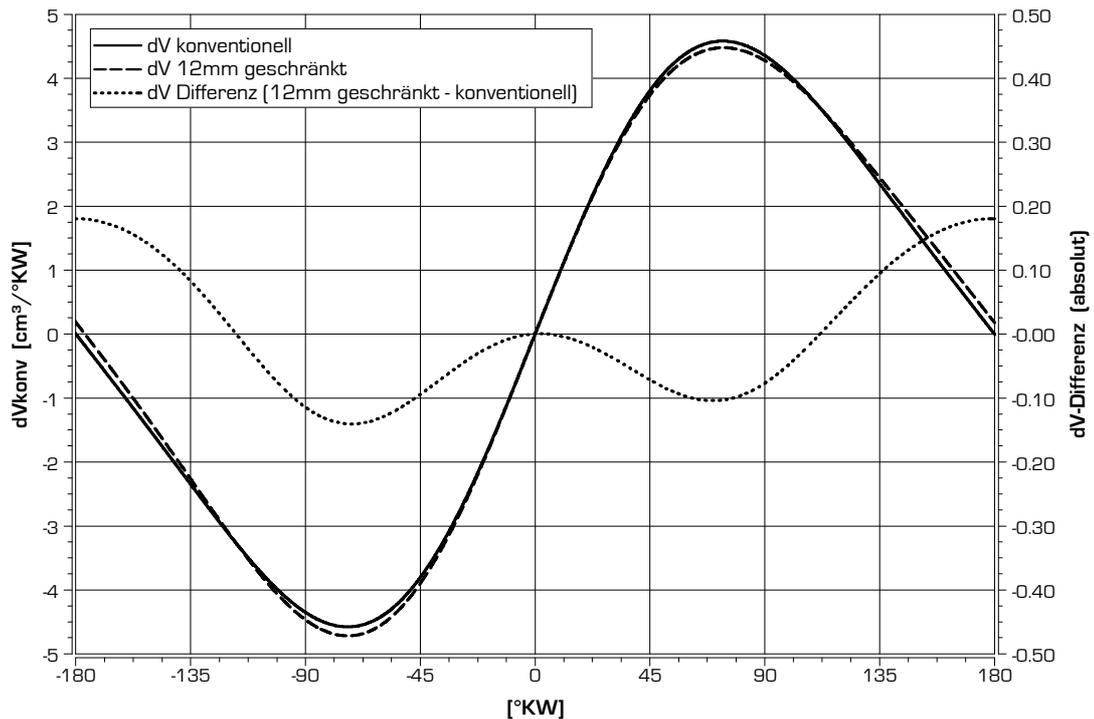


Diagramm 5.16: Volumsänderungsverlauf über °KW mit Bezug auf Kolben-OT, Differenz

Mit Hilfe der OD-Motorprozesssimulation wurden verschiedene Verläufe des Kolbenhubverlaufes zur Berechnung des Arbeitsprozesses herangezogen: konventionell ( $H/B=1.07$ ,  $r/L=0.32$ ) und Schränkung mit +12 mm bzw. +40 mm. Ziel war eine Simulation des Arbeitsprozesses mit unterschiedlichen Hubkurven und eine auf diesen Ergebnissen basierende Verlustteilung.

Basis für die Prozessrechnung war die Vorgabe eines identischen Brennverlaufes (über °KW bezogen auf Kolben-OT) für die drei Kolbenhubkurven bei den beiden berechneten Lastpunkten 2000/2 bar und 4000/VL. Die Auswirkungen der geänderten Kolbenhubkurve auf den Brennverlauf können vorab nicht abgeschätzt werden. Beim Dieselmotor mit seiner großteils diffusionskontrollierten Verbrennung folgt der Brennverlauf jedoch vorrangig dem Einspritzgesetz. Da sich dieses bei den 3 Varianten nicht ändert, kann die Annahme eines identischen Brennverlaufes für die drei Varianten als zulässig betrachtet werden.

Die der Berechnung zugrunde gelegte zugeführte Brennstoff- und Luftmasse ist für jede Variante dieselbe.

Mit diesen Annahmen wurden die Wirkungsgrade des vollkommenen Motors, des Motors mit realer Verbrennung und des Motors mit Wärmeübergang, unter Zuhilfenahme des Motorprozessprogramms CORA berechnet und die Ergebnisse in Diagramm 5.17 angeführt.

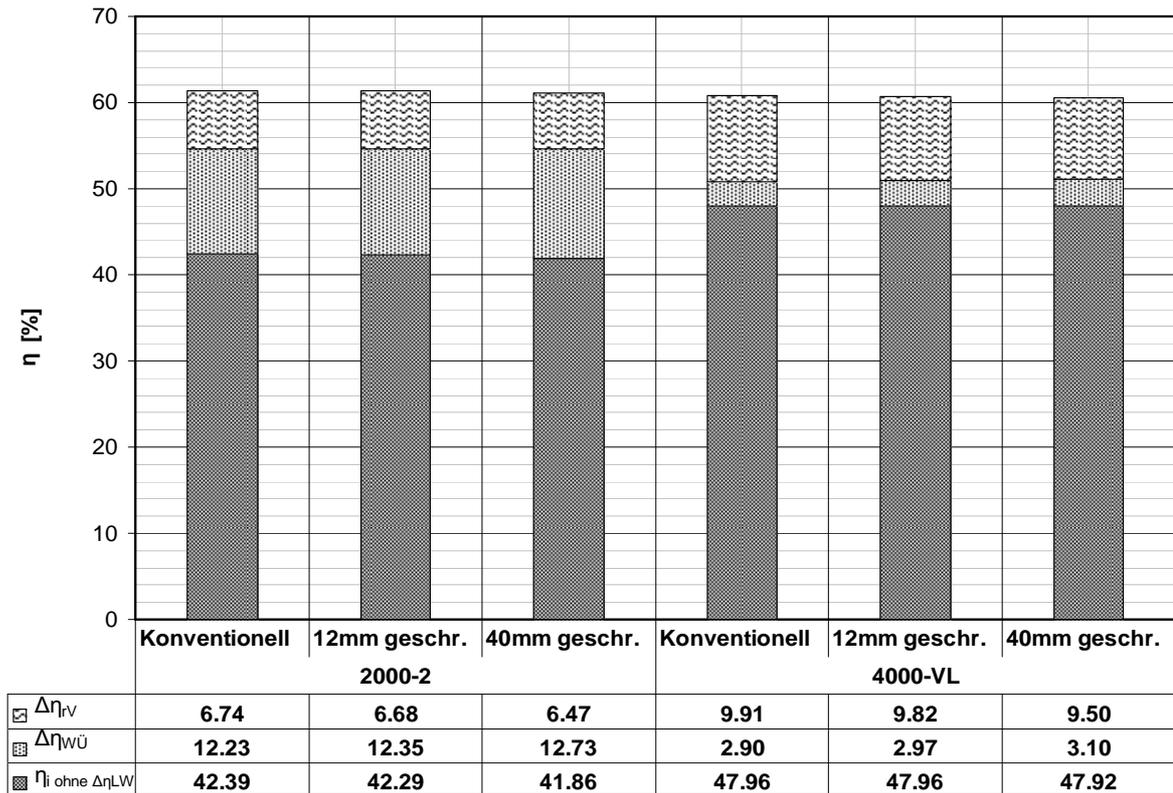


Diagramm 5.17: Verluste im Motorprozess bei Anwendung der Schränkung des Kurbeltriebs

Wie in Diagramm 5.17 ersichtlich, sind die Auswirkungen einer Kurbeltriebsschränkung auf den indizierten Wirkungsgrad nur gering.

Der Verlust durch reale Verbrennung verringert sich, da durch die nach OT weniger ausgelenkte Pleuellage ein „langsamerer“ Anstieg der Volumenänderung erzielt wird (siehe Diagramm 5.16). Dies führt zu einem höheren Gleichraumanteil der Verbrennung. Da die Gleichraumverbrennung eine höhere Effizienz aufweist, war dieses Ergebnis zu erwarten. Bereits in Kapitel 2.2 bei der Beschreibung des Verfahrens der Verlustteilung wurde erwähnt, dass der Verlust durch „reale Verbrennung“ und der Verlust durch „Wärmeübergang“ zumeist gegenläufige Tendenz aufweisen. Auch hier ist dies der Fall. Der Verlust durch Wärmeübergang erhöht sich bei Schränkung des Kurbeltriebs.

Aus der Tatsache, dass mit der Schränkung des Kurbeltriebes bei gleichgehaltenen Ventilsteuerzeiten (was hier für die Berechnung als Randbedingung festgelegt wurde) das effektive Verdichtungsverhältnis steigt (siehe Kapitel 5.4.5 und Diagramm 5.23), resultiert zudem eine geringfügig höhere Kompressionsendtemperatur, was in Diagramm 5.18 und Diagramm 5.19 für die beiden betrachteten Lastpunkte verdeutlicht wird.

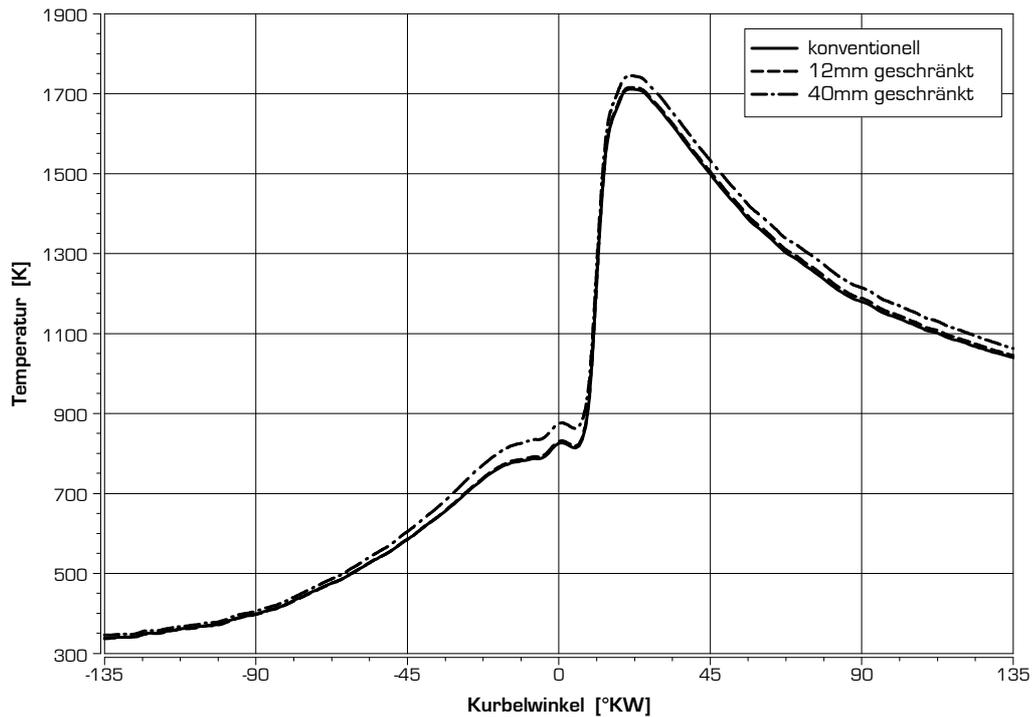


Diagramm 5.18: Einfluss der Schrängung auf den Temperaturverlauf bei 2000/2 bar

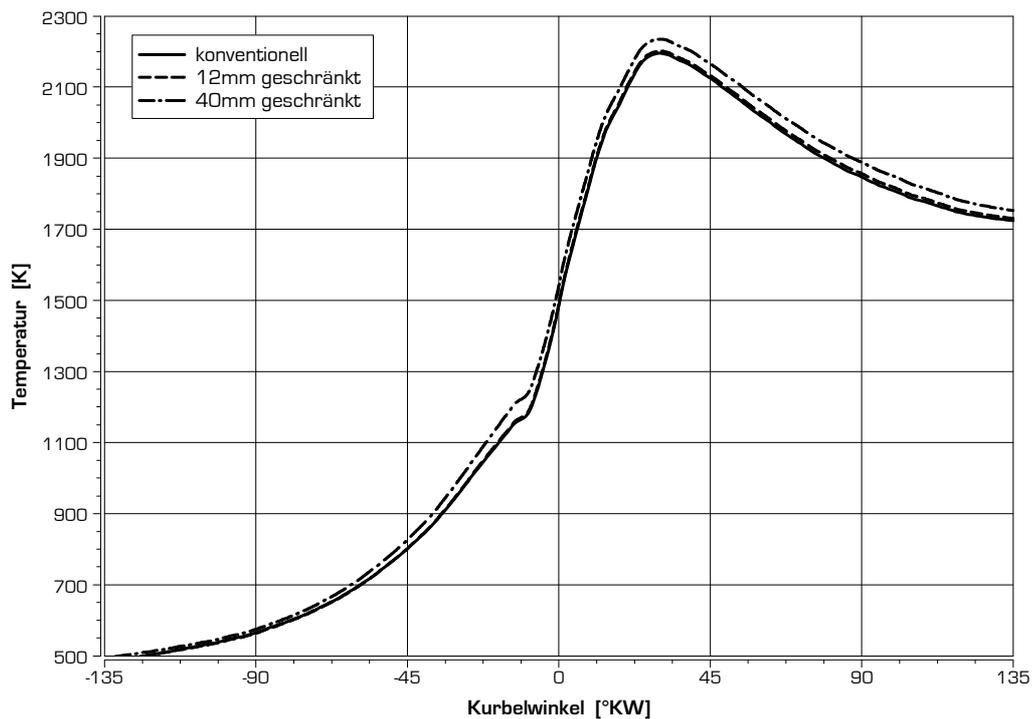


Diagramm 5.19: Einfluss der Schrängung auf den Temperaturverlauf bei 4000/VL

Das höhere Temperaturniveau setzt sich in der Verbrennungsphase fort. Mit höheren Verbrennungstemperaturen, ergeben sich auch größere Wärmeübergangsverluste in der Arbeitsphase des Motorprozesses. Der Umstand, dass gegenläufig zur Verdichtungsphase die Expansionsphase (wegen der Vergrößerung des OT-UT Kurbelwinkelabstandes) „langsamer“ abläuft, ergibt sich ein zusätzlicher Faktor für die Vergrößerung der Wärmeabfuhr in der Expansionsphase.

Die Verluste der „realen Verbrennung“ und die Wärmeübergangsverluste wirken daher grundsätzlich gegenläufig, die Änderungen sind jedoch gering. Die Auswirkung einer Schrängung des Kurbeltriebs auf die Verlustanteile „reale Verbrennung“ und „Wandwärmeübergang“ wirken sich nur im hundertstel Prozent-

Bereich der Wirkungsgrade des Motorprozesses aus. Bei niedriger Drehzahl/Last (2000/2) ist ein Wirkungsgradverlust von  $0.1\%_{\text{abs}}$ , bei hoher Drehzahl/Last (4000/VL) ein unveränderter indizierter Wirkungsgrad zu erkennen.

Die Berechnungen für eine extreme Schränkung von 40mm wurden durchgeführt, um Tendenzen der Wirkungsgradänderung für eine übermäßig starke Änderung des Kolbenhubverlaufes zu erhalten. Hier zeigen sich die Wirkungsgradänderungen mit gleicher Tendenz, jedoch ausgeprägter. Bei 2000/2bar sinkt der indizierte Wirkungsgrad um 0.5%, bei 4000/VL reduziert er sich um 0.04%.

Zusammenfassend kann auf Basis von Motorprozessrechnungen festgestellt werden, dass die Schränkung des Kurbeltriebes beim Pkw Dieselmotor keine relevanten Änderungen des Verbrennungswirkungsgrades zur Folge haben wird, wenn sich der Brennverlauf nicht signifikant ändert. Übermäßige Auswirkungen auf den Brennverlauf des Dieselmotors bei geschränktem Kurbeltrieb sind jedoch nicht zu erwarten, da die Kraftstoffumsetzung im Dieselmotor vorrangig als mischungs- und reaktionskinetisch kontrollierte Diffusionsverbrennung erfolgt und der Brennverlauf daher hauptsächlich durch das Einspritzgesetz bestimmt wird. Bei Betrachtung der thermodynamischen Auswirkung einer Schränkung beim Pkw Ottomotor ist grundsätzlich von anderen Rahmenbedingungen auszugehen. Beim Ottomotor ist der Brennverlauf hochgradig vom Turbulenzniveau der Ladung abhängig. Dies kann bei der Bewertung des Einfluss einer Schränkung auf den Arbeitsprozess des Pkw Ottomotors zu deutlich geänderten Ergebnissen führen. Keinesfalls sollen die in dieser Arbeit zum Pkw Dieselmotor getätigten Aussagen ohne weitergehende Untersuchung auf den Ottomotor umgelegt werden.

In Kapitel 5.3 wurden Ergebnisse von experimentellen Untersuchungen dargestellt, die mit einem Motor, der mit ein um +12 mm geschränktem Kurbeltrieb ausgestattet war, ermittelt wurden. Bei diesen Untersuchungen wurde auch eine Vollindizierung des Motors durchgeführt. Somit konnten, entsprechend der zuvor dargelegten Motorprozessrechnungen, die gemessenen Druckverläufe beider Varianten thermodynamisch analysiert und die dabei ermittelten thermodynamischen Verlustanteile miteinander verglichen werden. Die Ergebnisse dieser Verlustanalyse wurden in Diagramm 5.20 für Betriebspunkte niedriger und in Diagramm 5.21 für höherlastige Betriebspunkte getrennt dargestellt.

Da die beiden Versuchsträger durch Anpassung der Pleuellänge dasselbe Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$ , denselben Turbolader mit identischer Luftführung haben und mit demselben Motorsteuergerät ohne Datenstandsänderung betrieben wurden, sollte sich der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors nicht ändern (vorausgesetzt, es werden bei beiden Messungen gleiche Ladedrücke bzw. AGR Raten gefahren).

Die auf Basis der Simulationsrechnungen getroffenen Aussagen konnten bestätigt werden, die Änderung in den Wirkungsgradanteilen sind gering. Der Verlust durch die reale Verbrennung  $\Delta\eta_{\text{rL}}$  ist beim geschränkten Kurbeltrieb in fast allen Lastpunkten geringer, dafür steigt der Verlust durch Wärmeübergang  $\Delta\eta_{\text{WU}}$ .

Änderungen zwischen konventionellem und dem Motor mit Kurbeltriebsschränkung zeigen sich auch im Ladungswechselverlust  $\Delta\eta_{\text{LW}}$ . Obwohl bei beiden Motoren derselbe Turbolader verwendet wurde und die Nockenwellenpositionen gleich gestellt wurden, ergeben sich unterschiedliche Verluste.

Eine Ursache dafür könnte die Tatsache sein, dass die Nockenwellenstellung des „geschränkten“ Motors nur in Bezug auf die Kurbelstellung gleich gestellt wurde. Da der UT des geschränkten Versuchsträger um  $3.6^\circ\text{KW}$  nach Kurbel UT liegt, verändert sich der „Einlass Schluss“ beim geschränkten Motor auf  $34.4^\circ\text{nUT}$  und die „Auslass Öffnet“ Steuerzeit von  $52^\circ\text{vUT}$  auf  $55.6^\circ\text{vUT}$ . Dadurch ergeben sich Änderungen in der Ladungswechselcharakteristik. Weitere Ursachen für Differenzen im Ladungswechselverlust der beiden Motorvarianten sind durch unterschiedliche Lade- und Abgasgedrücke und in unterschiedlichen Temperaturniveaus bei den beiden Versuchsreihen zu begründen, welche sich in Folge von Toleranzen einstellen.

Die mechanischen Verluste  $\Delta\eta_{\text{m}}$  zeigen den Gewinn des geschränkten Motors, der sich schon bei der Darstellung des Reibmitteldruckes gezeigt hat und der auf die Reduktion seiner Kolbennormalkräfte zurückzuführen ist.

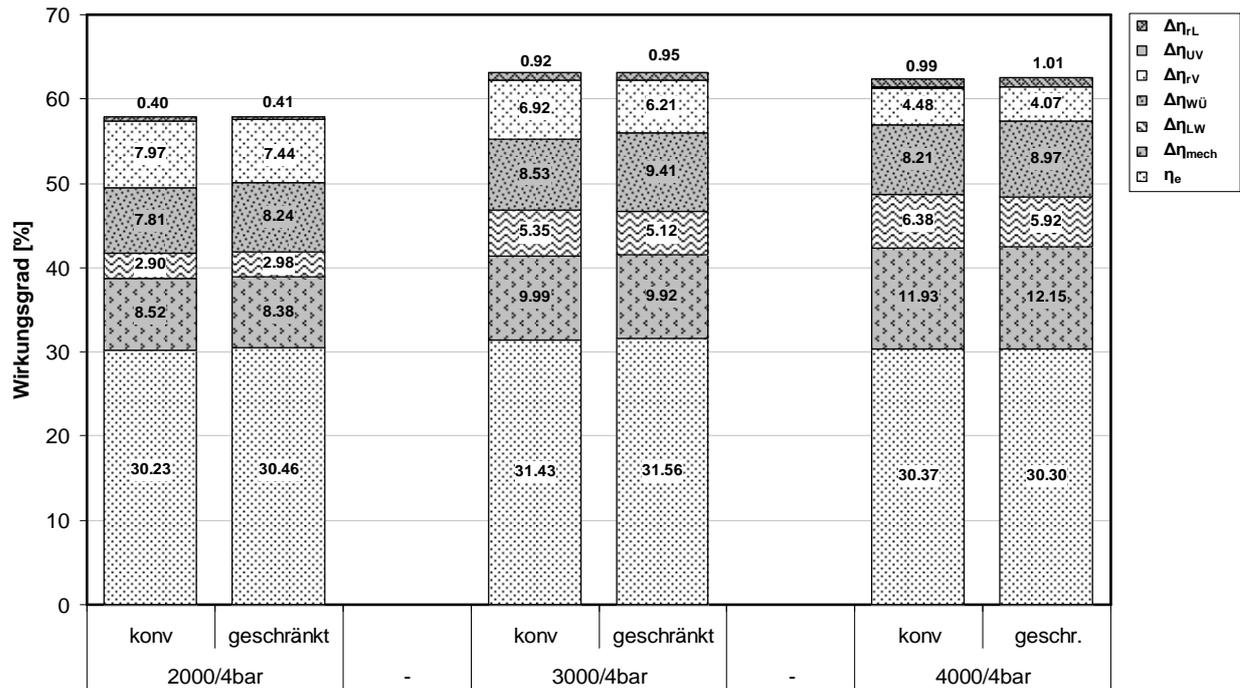


Diagramm 5.20: Vergleich der Verlustteilung: Betriebspunkte Niedriglast

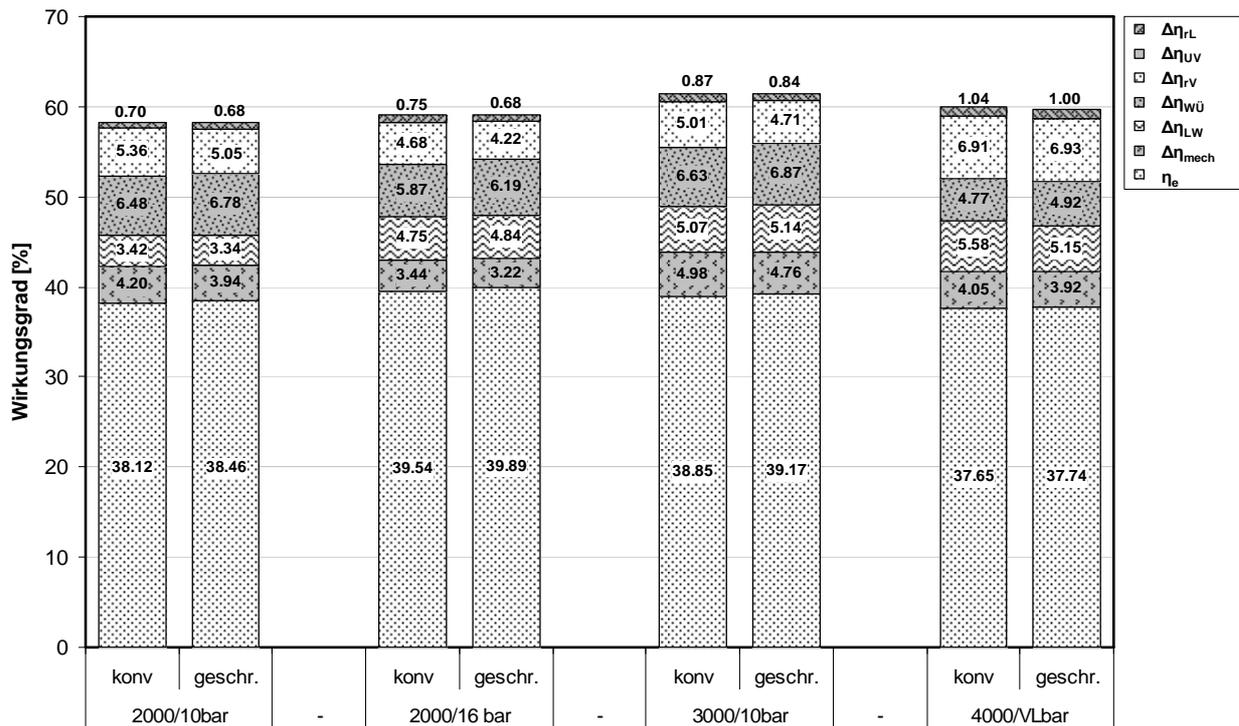


Diagramm 5.21: Vergleich Verlustteilung Betriebspunkte Hochlast

Es zeigt sich, dass der Motor mit geschränktem Kurbeltrieb insgesamt einen etwas höheren effektiven Wirkungsgrad als der konventionelle Motor hat. Dieser Gewinn an effektivem Wirkungsgrad folgt zum größten Teil den Änderungen der mechanischen Verluste. Der indizierte Wirkungsgrad des Motors mit geschränktem Kurbeltrieb unterscheidet sich nur geringfügig vom Motor mit konventionellem Kurbeltrieb, wobei tendenziell ein geringfügig höherer indizierter Wirkungsgrad abgelesen werden kann. Insgesamt liegen die Änderungen des indizierten Wirkungsgrades jedoch deutlich unter den Werten, die in Folge von Mess-

und Analyseungenauigkeiten gesichert dargestellt werden können. Die gezeigten Ergebnisse führen daher zur Annahme, dass eine Kurbeltriebsschränkung keine entscheidende Auswirkung auf den Verbrennungsablauf des Motorprozesses verursacht.

#### 5.4.4. Änderung des Wirkungsgrades bzw. des Kraftstoffverbrauches nach Schränkung des Kurbeltriebes

Wie in Kapitel 5.4.2 ausführlich dargestellt, führt die druckseitige Kurbeltriebsschränkung beim Pkw Dieselmotor in weiten Teilen des Betriebskennfeldes zu einer Reduktion der Gesamtreibung und somit zu einer Verbrauchsminderung. Zudem resultieren auch etwaige thermodynamische Effekte in einer Änderung des Wirkungsgrades und somit des Verbrauchs. In Kapitel 5.4.3 wurde jedoch rechnerisch nachgewiesen, dass die Auswirkungen der Kurbeltriebsschränkung auf den Arbeitsprozess vernachlässigbar sind. Dies konnte auch durch Analysen von Versuchsergebnissen bestätigt werden. Die Änderung des Verbrauchs sollte daher vorrangig als Folge einer Reduktion der Reibung der Kolben/Pluellgruppe begründet werden.

Zur Illustration wurde in Diagramm 5.22 die Differenz des spezifischen Verbrauchs des Motors mit geschränktem und mit konventionellem Kurbeltrieb in Kennfeldform aufgetragen, wobei ein negatives Vorzeichen einen geringeren spezifischen Verbrauch für den Motor mit geschränktem Kurbeltrieb aufzeigt.

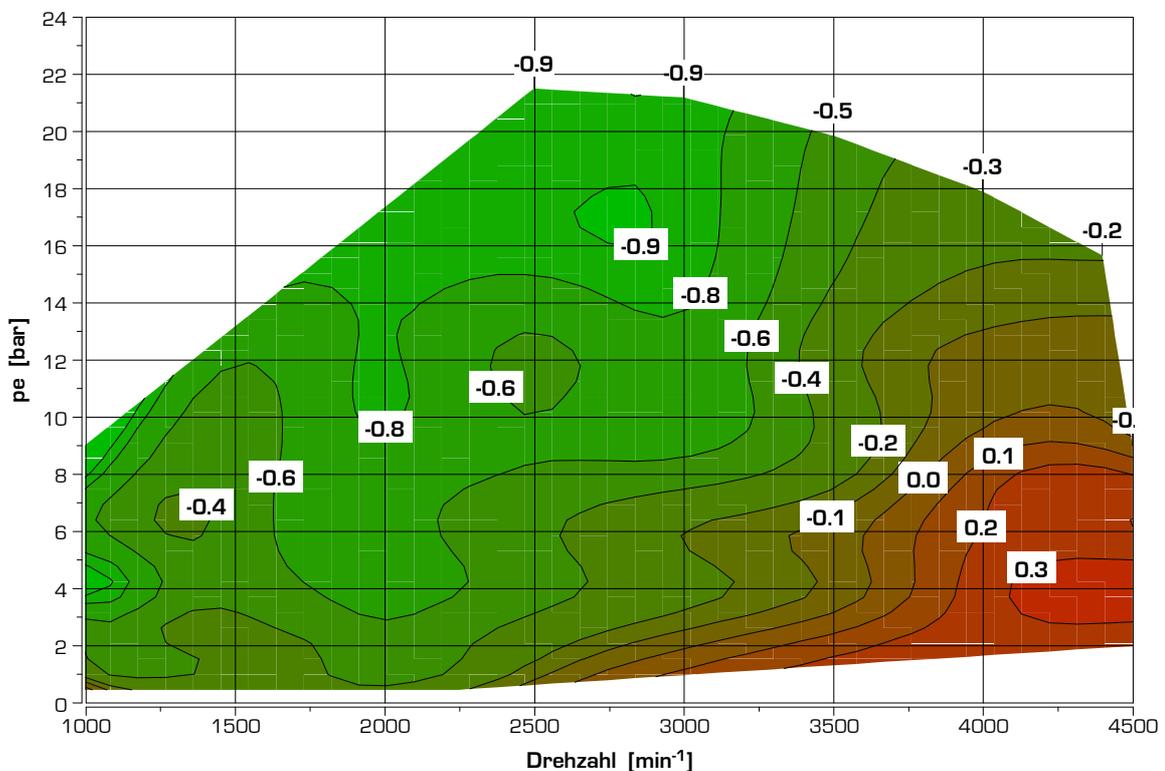


Diagramm 5.22: Prozentuelle Änderung des spezifischen Kraftstoffverbrauches (grün → Verbrauch geschränkt geringer).

Die Verringerung des Verbrauchs durch die Reduktion der Gesamtreibung kann, basierend auf dem effektiven Wirkungsgrad im jeweiligen Betriebspunkt der Basisvariante, in eine Verbrauchsreduktion umgerechnet werden. Der sich real einstellende Verbrauchsgewinn ist in weiten Bereichen des Kennfeldes höher als der Gewinn, der durch die Reibungsänderung zu erwarten wäre. Der Unterschied zwischen realem und erwartetem Gewinn liegt im gesamten Kennfeld zwischen  $-0,1\%_{\text{abs}}$  und  $+0,3\%_{\text{abs}}$ . Ursache für diese zusätzliche Verbrauchsänderung kann eine Änderung in der Thermodynamik des Motorprozesses oder aber ein höherer Anteil der Kolbennormalkraftreibung an der Gesamtreibung sein. Die Änderungen sind jedoch insgesamt derart gering, dass die Ursache für diesen zusätzlichen Verbrauchsverbesserung wohl in der Mess- und Betriebsungenauigkeit des Systems Motor/Motorsteuerung/Prüfstand begründet wird.

### 5.4.5. Einflussparameter der Kurbeltriebsschränkung auf Konstruktion und Messtechnik

Eine Realisierung der Kurbeltriebsschränkung erfordert vorab wichtige konstruktive Maßnahmen. Zudem sind messtechnische Fragestellungen bei experimentellen Untersuchungen von Motoren mit geschränktem Kurbeltrieb aber auch für die Auslegung der Motorsteuerung zu berücksichtigen. Diese sollen im Folgenden beschrieben werden.

#### Kriterien für die Konstruktion eines Schränktriebwerks

Wie bereits in Kapitel 5.4.1 erwähnt, führt die Schränkung des Kurbeltriebes, egal ob positiv zur Druckseite hin oder ob negativ Richtung Gegendruckseite, zu einem geänderten Hubraum und zu einer Verschiebung der Totpunkte des Kolbens von der 0° und 180°-Stellung des Hubzapfens an der Kurbelwelle. Die Erhöhung des Hubraumes fällt zwar gering aus, in einigen Ländern ist die Fahrzeugbesteuerung an Hubraumgrenzen gebunden. Hier kann eine höhere Einstufung erfolgen, wenn der korrekte Hub nicht bereits bei der Konstruktion berücksichtigt wird.

Mit dem in Kap. 3.2 beschriebenen Berechnungstool wurde für unterschiedliche Pleuelstangenverhältnisse und Pleuellänge die Auswirkung einer Schränkung auf den Hubraum ermittelt. Mit diesen Ergebnissen konnte ein mathematischer Zusammenhang zwischen Schränkung und Hubraumerhöhung in Abhängigkeit des Pleuelstangenverhältnisses und der Pleuellänge gefunden werden:

$$\Delta V_h = 4.2 \cdot \left(\frac{r}{L}\right)^2 - 0.0282 \cdot r + 0.111 \cdot \left(\frac{r}{L}\right) \cdot y + 3.1 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 - 1.895 \cdot 10^{-3} \cdot y \cdot L + 3.4 \cdot 10^{-3} \cdot y^2 + 0.62 \cdot \left(\frac{r}{L}\right) - 0.0692 \cdot L + 0.223 \cdot y + 4.14 \quad [\%] \quad / \quad r[mm], L[mm]$$

Damit kann vorab mit hinreichender Genauigkeit die Hubraumvergrößerung errechnet werden. (Gültigkeitsbereich:  $0.27 > r/L > 0.45$ ;  $120\text{mm} > L > 160\text{mm}$ ;  $0 > y > 40\text{mm}$ ; Genauigkeit innerhalb dieses Bereichs:  $\pm 5\%$  von  $\Delta V_h$ ).

Zur Ermittlung dieses mathematischen Zusammenhanges wurde für jeweils 5 Werte jeder Einflussgröße (Pleuelstangenverhältnis, Hub, Schränkungsmaß) die Ergebnisse für die Hubraumvergrößerung und für den OT-Versatz (nachfolgend angeführt) errechnet und mit den Resultaten diese Polynome 2. Ordnung durch ein Interpolationsverfahren ermittelt (Algorithmus aus: <http://www.xuru.org/rt/MPR.asp> - Link aus Feber 2010).

Die Abkehr der Kolbentotpunkte von den Totpunkten des Hubzapfens bei der Kurbelwellendrehung wird als OT-Versatz bezeichnet. Dieser Versatz kann aus den kinematischen Zusammenhängen nicht geschlossen errechnet werden, sondern muss auf iterative Weise nach Berechnung der geschränkten Kolbenhubkurve ermittelt werden. Mit Hilfe des Berechnungstools für die Kurbelschränkung konnte auch hier aus vielen Einzelberechnungen ein mathematischer Zusammenhang hergestellt werden:

$$\Delta OT = 4.9 \cdot \left(\frac{r}{L}\right)^2 + 0.0362 \cdot r - 0.24 \cdot \left(\frac{r}{L}\right) \cdot y + 3.04 \cdot 10^{-4} \cdot L^2 - 2.158 \cdot 10^{-3} \cdot y \cdot \left(\frac{r}{L}\right) + 8.8 \cdot 10^{-5} \cdot y^2 - 8.3 \cdot \left(\frac{r}{L}\right) - 0.0995 \cdot L + 0.692 \cdot y + 8.43 \quad [^\circ KW] \quad / \quad r[mm], L[mm]$$

(Gültigkeitsbereich:  $0.27 > r/L > 0.45$ ;  $120\text{mm} > L > 180\text{mm}$ ;  $0 > y > 40\text{mm}$ ; Genauigkeit innerhalb dieses Bereichs:  $\pm 5\%$  von  $\Delta OT$  [ $^\circ KW$ ])

Für die konstruktive Auslegung eines Motors ist die Verwendung der Ergebnisse dieser Hilfsformeln ausreichend. Für eine Verifikation von Berechnungsprogrammen ist eine exakte Errechnung zumindest des OT-Versatzes unumgänglich.

Durch den Versatz von Kurbel-OT und Kolben-OT kommt es auch zu einer Verschiebung der Steuerzeiten. Um die Steuerzeiten bei Wechsel-OT („Einlass Öffnet“ und „Auslass Schließt“) auf den Bezug zu Kolben-OT zu korrigieren reicht es, die Einstellwerte der Ventilsteuerung um den errechneten OT-Versatz zu verschieben. Damit ist für diese OT-nahen Steuerzeiten der Bezug zum Kolben-OT hergestellt. Für die UT-nahen

Steuerzeiten („Auslass Öffnet“ und „Einlass Schließt“) ergibt sich zusätzlich eine geänderte Ventilsteuerzeit, da der Winkelbereich zwischen OT und UT bei der Abwärtsbewegung des Kolbens unterschiedlich zum Winkelbereich bei der Aufwärtsbewegung des Kolbens ist.

Durch den Versatz dieser Steuerzeiten ergibt sich ein geändertes Verdichtungs- und Expansionsverhältnis. In Diagramm 5.23 wurde die sich mit dem Schränkungsmaß ändernde Differenz zwischen geometrischem und effektivem Verdichtungsverhältnis exemplarisch für drei derzeit am Markt befindliche Motoren errechnet. Für die Berechnung des effektives Verdichtungsverhältnis wurde jeweils das Volumen zu „Einlass Schluss“ und im OT (Kolben-OT = minimales Brennraumvolumen) herangezogen. Als konstante Randbedingung wurde für alle drei Motoren der „Einlass Schluss“ mit  $150^\circ\text{KW vOT}$  ( $0.1\text{ mm}$  Ventilhub) gewählt.

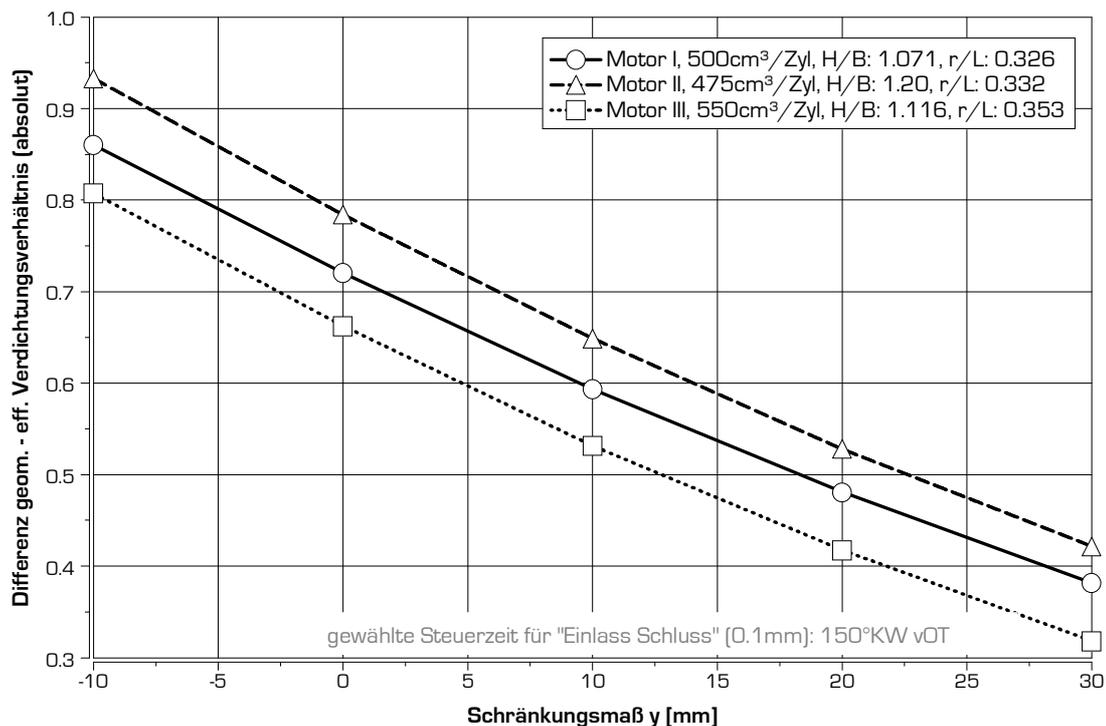


Diagramm 5.23: Differenz zwischen geometrischem und effektivem Verdichtungsverhältnis für verschiedene Motoren bei Schränkung des Kurbeltriebs

Eine Angabe der UT-nahen Steuerzeiten, die auf den UT bezogen werden, wie es für Motoren mit konventionellem Kurbeltrieb üblich ist, kann zudem bei der Berechnung und Simulation zu Irritationen führen, da hier der OT-UT Abstand nicht  $180^\circ\text{KW}$  beträgt und daher nicht einfach von den auf UT bezogenen Steuerzeiten auf einen OT Bezug umgerechnet werden kann.

Mit der Änderung der UT-nahen Steuerzeiten folgt jedoch eine Änderung in der Gasdynamik, die insbesondere bei Saug-Ottomotoren eine Änderung im Füllungsverhalten mit Auswirkungen auf den Arbeitsprozess nach sich ziehen kann. Bei aufgeladenen Pkw Dieselmotoren ist der Einfluss auf das Füllungsverhalten gering, hier können sich jedoch hinsichtlich Ladungsbewegung Änderungen ergeben, die bei einer Neuauslegung eines Motor mit Schränkung jedenfalls berücksichtigt werden müssen.

### Kriterien bei der Vermessung und Messdatenanalyse eines Motors mit Schränktriebwerk

Der konstruktiv zu berücksichtigende OT Versatz zwischen Kurbelwelle und Kolben ist bei der Indizierdatenerfassung dann nicht kritisch, wenn die Erfassung des Kolben OT durch eine Messsonde oder durch Schleppeneinpassung mit bekanntem thermodynamischen Verlustwinkel erfolgt. Bei der Schleppeneinpassung ist jedoch darauf zu achten, dass die Software der Indizierdatenerfassung eine korrekte Kolbenhubkurve errechnet. Alle anderen Einpassmethoden, insbesondere jene die sich dabei auf die Kurbelwellenstellung beziehen, führen zu großen OT Fehlern mit den bekannten und in Lit. 4.1 ausführlich dargestellten Folgen für die Ermittlung von Messdaten aus den Indizierergebnissen. Für eine gewissenhafte Indizierdatenerfassung

wird jedoch von anderen Methoden als der Einpassung mit Sensor bzw. der laufenden Kontrolle durch eine Schleppeneinpassung abgeraten (siehe Kapitel 3.5).

Wichtig für die Qualität der aus den Messdaten ermittelten Kenndaten von Motoren mit geschränktem Kurbeltrieb ist die exakte Darstellung der Kolbenhubkurve in den verwendeten Programmpaketen. Eine nicht korrekt abgebildete Kolbenhubkurve kann zu großen Differenzen bei der Messdatenauswertung führen. Insbesondere die Berechnung des indizierten Mitteldruckes bei Mehrzylindermotoren ist ein besonderes Kriterium. Bei V-Motoren mit geringem Bankwinkel (und damit im Besonderen bei VR-Motoren) muss die Kurbelwellenachse häufig aus der Schnittachse der beiden Zylinderebenen gesetzt werden um ausreichend Freigang für die Pleuel zu schaffen. Wenn diese Auslenkung gleichläufig (wie bei V-Motoren üblich) und nicht schräg erfolgt, ergibt sich damit eine für die linke Zylinderbank und für die rechte Zylinderbank im Vorzeichen gegenläufige, quantitativ jedoch gleich große Schränkung.

Da bei den, dem Autor, bekannten Softwaretools für die Druckindizierung kein zylinder- bzw. bankselektives Schränkungsmaß angegeben werden kann, muss für diese Motoren als Schränkungsmaß 0 angeführt werden. Die indizierte Mitteldrücke der einzelnen Zylinder werden in diesem Fall jedenfalls falsch ermittelt. Der Fehler im indizierte Mitteldruck des Gesamtmotors ist bei gerader Zylinderanzahl (z.B. V4, V6 oder V8) wiederum relativ gering. Für einen 3.0lt V6-Motor mit 12mm gegenläufig geschränkten Bänken wurde beispielsweise bei 4000/VL der dadurch auftretende pi-Fehler mit 0.28% ermittelt (es wurde der selbe Brennverlauf vorgegeben wie beim hier untersuchten Motor D). Falls die Zylinderanzahl ungerade ist (z.B. beim VR5 von VW) wird bei der Ermittlung des indizierten Mitteldruckes des Motors mit dieser Vereinfachung definitiv ein falsches Ergebnis erzielt, womit der errechnete Reibmitteldruck entsprechend fehlerbehaftet ist.

Für die Zylinderdruckverläufe von geschränkten V-Motoren muss bei den einzelnen Kurbelwinkelstellungen manuell ein korrektes Zylindervolumen zugeordnet werden. Eine Mittelung der Zylinderdruckverläufe ist nur bankweise zulässig. Ein durch Mittelung aller Zylinder errechnetes Zylinderdruck-Motormittel entspricht nicht dem realen Motorprozess und führt daher zu Fehlern bei fortfolgender Nutzung dieser Daten. Daher ist bei V-Motoren mit Schränkung des Kurbeltriebes eine thermodynamische Analyse nur mit bankweise getrennter Behandlung qualitativ richtig.

## **5.5. Zusammenfassung zur Reibbeeinflussung des Dieselmotortriebwerkes**

In Kapitel 5 wurden die Potenziale für eine Reduktion der Reibung, die durch konstruktive Maßnahmen am Kurbeltrieb eines Pkw Dieselmotors möglich werden, erfasst. Die Behandlung beschränkte sich dabei ausschließlich auf konstruktive Maßnahmen. Möglichkeiten, die sich durch eine Änderung der Ölqualität oder aus einer Änderung der Betriebstemperatur ergeben, wurden nicht beurteilt. Die Untersuchung erfolgte zudem nur für den stationären Betrieb des betriebswarmen Motors. Potenziale die sich aufgrund der Verbesserung des Aufwärmverhaltens eines Pkw Dieselmotors ergeben, waren und sind auch weiterhin Fragestellungen bei der Motorenentwicklung. Deren Behandlung zeigt bereits positive Auswirkung auf das Verbrauchsverhalten von modernen Dieselmotor Pkw im Fahrzyklus (Lit. 5.2 und 5.3). Nichtsdestotrotz macht die Optimierung des Kurbeltriebes durch konstruktive Maßnahmen Sinn, da daraus resultierende Potenziale bei allen Betriebstemperaturen wirksam sind und somit auch im Warmlauf zu positiven Auswirkungen auf die Reibung und somit dem Kraftstoffverbrauch führen.

In der vorliegenden Arbeit wurden zwei Ansätze zur Verringerung der Reibleistung untersucht: die Reduktion des Pleuelstangenverhältnisses durch Verlängerung des Pleuels und auch durch Verringerung des Kolbenhubs, und die Schränkung des Kurbeltriebes.

Mit der (positiven) Schränkung des Kurbeltriebs wird die Vertikalstellung des Pleuels nach Durchlaufen des oberen Totpunktes erreicht. Da in großen Bereichen des Kennfeldes die höchsten Zylinderdrücke nach OT auftreten, kann dadurch die Kolbennormalkraft, die sich aus der Kolbenkraft und der jeweiligen Schrägstellung des Pleuels ergibt, reduziert werden. Eine Erfassung des Anteils dieser Reibung durch die Kolbennormalkraft an der Reibung der Kolben/Pleuelgruppe bzw. an der Gesamtreibung ist nicht exakt möglich. Ein Vergleich der Ergebnisse von Schleppuntersuchungen und Indizierreibkennfelder führt zur Annahme, dass der Anteil der Kolbennormalkraftreibung je nach Zylinderdruckniveau bis zu 70% der Reibung der Kolben/Pleuelgruppe

beträgt. Die Kolben/Pleuelgruppe hält wiederum einen Anteil von 40-50% an der Gesamtreibung eines Pkw Dieselmotors (Lit. 5.9).

Nachteilig an der Schränkung des Kurbeltriebes ist, dass sich vor OT der Pleuelwinkel bei positiver Schränkung erhöht. In der Verdichtungs- und Ausschubphase zeigen sich daher die Kolbennormalkräfte gegenüber dem konventionellen Kurbeltrieb erhöht.

Die Kolbennormalkraft wird nicht nur durch die Gaskraft, sondern auch durch die Massenkraft, die am Kolben wirkt, bestimmt. Je nach Gaskraftanteil und Schränkungsmaß kann eine Schränkung des Kurbeltriebes demzufolge auch reibungserhöhend wirken. In Diagramm 5.11 wurde das Ergebnis einer Simulationsrechnung gezeigt, die bei 4 Drehzahlen, jeweils bei niedriger und bei hoher Last, die Auswirkung einer Schränkung auf die Reibarbeit durch die Kolbennormalkraft aufgezeigt hat. Diese Ergebnisse wurden durch experimentelle Untersuchungen bestätigt. Das Diagramm zeigt auch das optimale Schränkungsmaß auf, das bei üblichen Abmessungen von modernen Pkw Dieselmotoren im Bereich von 8-14mm liegt.

Experimentell wurde ein 2.0l Dieselmotor vermessen, dessen Kurbeltrieb mit einem Schränkungsmaß von +12 mm gefertigt war. Diese Messungen zeigten für den untersuchten Motor, dass sich durch die Schränkung die Gesamtreibung im Kennfeld um bis zu 7% reduziert. Die maximale Reibreduktion ist bei niedriger Drehzahl und hoher Last zu erwarten. Die Reduktion der Reibung im, für den NEDC-Fahrzyklus wichtigen, Kennfeldbereich mit niedriger Drehzahl und niedriger Last ist bescheiden und liegt mit 1-3% an der Grenze zur Messtoleranz.

Im Rahmen der Untersuchungen wurden auch die thermodynamischen Auswirkungen einer Schränkung auf den Motorprozess errechnet und mit den experimentellen Ergebnissen verifiziert. Aus thermodynamischer Sicht ist der Einfluss der Schränkung auf den Arbeitsprozess vernachlässigbar.

Der Kraftstoffverbrauch wird sich demzufolge nur aufgrund der Reduktion der Reibung ändern. Die Auswertung der Ergebnisse der Versuche hat gezeigt, dass im Kennfeldbereich eine Verbrauchsreduktion von bis zu 0.8% erzielt wurde. Dieser Verbrauchsgewinn lag im gesamten Kennfeld geringfügig über dem Gewinn der allein aufgrund der Reibreduktion zu erwarten gewesen wäre. Die Differenz begründet sich hier wohl im Bereich der Mess- und Betriebstoleranz des Motor/Prüfstandverbundes. Wie nach den Reibungsergebnissen zu erwarten ist der Verbrauchsgewinn im zyklusrelevanten Kennfeldbereich gering.

Eine bekannte positive Wirkung auf die Geräuschentwicklung wird durch die druckseitige Schränkung eines Kurbeltriebwerks erzielt. Dabei erfolgt der Anlagewechsel des Kolbens im Zylinder vor OT, was sich günstig auf das Kolbenkippergeräusch auswirkt. Diesem Aspekt wurde bei den hier durchgeführten Untersuchungen keine Aufmerksamkeit geschenkt. Bei einer Bewertung der Serientauglichkeit dieses Verfahrens sollte dieses akustische Kriterium jedenfalls berücksichtigt werden.

Mit der Realisierung einer Schränkung des Kurbeltriebes sind viele konstruktive und messtechnische Maßnahmen zu treffen. Eine Schränkung des Kurbeltriebes bei Pkw Dieselmotoren wird daher nur bei Neukonstruktion eines Motors oder bei Übernahme eines bestehenden Schränktriebwerkes (z.B. von einem Ottomotor) sinnvoll sein.

Im Gegensatz zur Kurbeltriebsschränkung ist die Verlängerung des Pleuels eine Maßnahme, die während der gesamten Kurbelwellenumdrehung zu einer geringeren Schrägstellung des Pleuels und somit zu einer geringeren Kolbennormalkraft führt. Durch Simulationsrechnungen konnte gezeigt werden, dass sich bei einem modernen 2.0l Pkw Dieselmotor mit einer Verlängerung des Pleuels um 10% die durch die Kolbennormalkraft bedingte Reibleistung um ~10% verringert. Bedeutend dabei ist, dass diese Reibungsreduktion auch im zyklusrelevanten Kennfeldbereich zu erwarten ist. Damit kann hier von einem erkennbaren Verbrauchsgewinn ausgegangen werden.

In der Praxis ist eine Verlängerung des Pleuels physisch begrenzt. Die maximale Bauhöhe eines Pkw-Motors wird zunehmend durch Vorschriften wie z.B. Fußgängerschutz definiert. Eine Anhebung der Blockhöhe ist deshalb vielfach nicht möglich. Eine Verlängerung des Pleuels kann daher nur durch eine Verringerung der Kompressionshöhe des Kolbens ermöglicht werden. Damit verbunden ist jedoch nicht nur diese „einfache“ mechanische Entwicklungsaufgabe, vielmehr muss dadurch die Muldenform geändert werden, was zumeist eine völlige Neuauslegung des Brennverfahrens erfordert.

Die Verlängerung des Pleuels führt zu einer Verringerung des Pleuelstangenverhältnisses  $r/L$ . Das Pleuelstangenverhältnis ist der eigentliche Parameter der die Winkellage des Pleuels bestimmt. Eine Änderung des Pleuelstangenverhältnisses ist alternativ auch durch die Reduktion des Hubes zu erreichen. Es wurde dementsprechend auch die Auswirkungen einer Hubreduktion auf die Reibung untersucht, wobei als

Randbedingung ein konstantes Hubvolumen gewählt wurde. Diese Forderung führt zur gleichzeitigen Vergrößerung der Bohrung.

Die Ergebnisse der Berechnungen zeigen ein höheres Potenzial der Hubreduktion als mit Pleuelverlängerung. Ausschlaggebend für den Reibgewinn gegenüber einer Pleuelverlängerung ist die bei reduziertem Hub geringere Kolbengeschwindigkeit bei gleichzeitig geringerer Pleuelauslenkung. Im Vergleich zur Pleuelverlängerung hat die Hubreduktion bei hohen Lasten eine höhere Reibreduktion zur Folge. Bei niedrigen Lasten und niedrigen Drehzahlen verringert sich die Reibung durch die Kolbennormalkraft bei einer Hubverringern von 10mm um ~10%. Im Nennleistungspunkt beträgt für einen Dieselmotor mit einem Zylinderhubvolumen von ~500cm<sup>3</sup> die Reduktion der Reibung, bei einer Reduktion des Kolbenhubs um 10mm, ca. 20%. Offen bleiben diesbezüglich Auswirkungen auf die Thermodynamik, da sich mit einer Änderung des Hub/Bohrungsverhältnisses das Oberflächen/Volumenverhältnis und das Quetschspalt- sowie das Ringraumvolumen ändern kann. Damit verbunden wären jedenfalls geänderte Randbedingungen für den Wärmeübergang. Zudem sind Rückwirkungen auf die Ladungsbewegung in der Kolbenmulde zu erwarten.

Eine Reduktion des Hub/Bohrungsverhältnisses hat demzufolge positive Auswirkung auf die Reibung, da neben dem verringerten Pleuelstangenverhältnis die Kolbengeschwindigkeit verringert wird. Ein Hersteller von Dieselmotoren mit einem großem Hub/Bohrungsvolumen, hat im Zuge eines Downsizing des bestehenden Motorkonzeptes durch Reduktion des Hubes, bei Beibehaltung der Bohrung eine bedeutende Verringerung der Reibung erzielt (Lit. 5.8).

Die Verringerung des Hub/Bohrungsverhältnisses kann daher ein möglicher Schritt bei der Umsetzung eines Downsizing Konzeptes sein, der zu einer Verringerung der Reibung führt. Dabei wird der Kolbendurchmesser nur unterproportional verringert, was für die Entwicklung eines Brennverfahrens mit Hochdruckeinspritzsystemen von Vorteil ist. Ob auch Dieselmotoren mit H/B-Verhältnisse unter 1.0 mit modernen Einspritzsystemen effizient darstellbar sind, muss nach Ansicht des Autors eingehend untersucht werden. Durch die Reduktion des Hubes kann bei Beibehaltung des Kurbelgehäuses für gewöhnlich das Pleuel verlängert werden, was zusätzliches Potenzial an Reibminderung bringt.

Letztendlich kann der Reduktion des Pleuelstangenverhältnisses sowohl durch die Verlängerung des Pleuels als auch durch die Reduktion des Hubes eine positive Wirkung beschieden werden. Insbesondere mit der Reduktion des Hubes können bestehende Motoren einem Downsizing unterzogen werden, das zu hoher Reibminderung führt, wenn das H/B-Verhältnis des Basismotors Potenzial zur Reduktion bietet.

## 6. Zusammenfassung

Zielsetzung dieser Arbeit war die Identifikation von Maßnahmen zur Verbesserung des Arbeitsprozesses und des Reibungsverhaltens von Pkw Dieselmotoren, sowie die Untersuchung der Wirkung dieser Maßnahmen auf den Kraftstoffverbrauch und auf das Emissionsverhalten.

Die Maßnahmen zur Verbesserung des Reibungsverhaltens beschränkten sich auf geometrische Veränderungen am Kurbeltrieb, wobei auch etwaige Folgen auf den Arbeitsprozess untersucht wurden.

Zur Verbesserung des Arbeitsprozesses von Pkw Dieselmotoren wurden alternative Ventilsteuerzeiten definiert und die Auswirkungen dieser neuen Ventilsteuerzeiten auf den Motorprozess sowohl mit Hilfe der Simulation als auch experimentell untersucht. Zusätzlich wurde auch die Auswirkung eines reduzierten Verdichtungsverhältnisses auf den Motorprozess, insbesondere unter Berücksichtigung der Emissionskomponenten CO und HC, untersucht. Diese Ergebnisse wurden mit den Resultaten von Untersuchungen einer Ventilsteuervariante verglichen, die eine Reduzierung des effektiven Verdichtungsverhältnisses zur Folge hat.

Im Kapitel 4 wurden die Untersuchungen von Maßnahmen mit direktem Einfluss auf den Arbeitsprozess beschrieben. Dabei wurden am Beginn dieses Kapitels kurz die zum Teil bekannten und veröffentlichten Erkenntnisse zum Potenzial der Füllungsoptimierung durch Änderungen an der Ventilsteuerung und die Auswirkungen des Miller- und des Atkinsonverfahrens auf den Betrieb des Pkw Dieselmotors erwähnt. Ausführlicher wurden die Ergebnisse zu neuartigen Ansätzen der Steuerung der Ladungsbewegung durch Variation der Ventilsteuerzeiten beschrieben. Ebenfalls umfangreicher wurden die Ergebnisse der Untersuchungen zur Auswirkung eines verringerten Verdichtungsverhältnisses erläutert, wobei hier auch der erwähnte Vergleich mit dem spät schließenden Einlassventil behandelt wurde. Neben den Auswirkungen des reduzierten Verdichtungsverhältnisses auf den Arbeitsprozess wurde ein Verfahren behandelt, das zu einer Verbesserung der, bei Dieselmotoren mit geringem Verdichtungsverhältnis bekannt schlechten, Kaltstartfähigkeit führt.

Die Ausführungen zur Verbesserung des Reibverhaltens durch Veränderungen am Kurbeltrieb sind Inhalt von Kapitel 5, wobei hier auch die Auswirkung einer Schränkung des Kurbeltriebes auf den Arbeitsprozess dargestellt wurde.

Am Ende der einzelnen Abschnitte in Kapitel 4 und 5 wurden die Ergebnisse und die Schlussfolgerungen der jeweiligen Maßnahme zusammengefasst. Trotzdem wird hier, am Ende dieser Arbeit, eine Zusammenfassung der Ergebnisse dargestellt und diese nunmehr einer gesamthaften Betrachtung für den optimierten Betrieb eines Pkw Dieselmotors unterzogen.

Zum Zeitpunkt der Niederschrift der hier vorliegenden Arbeit ist trotz der am Markt erhältlichen großen Anzahl an modernen Pkw Dieselmotoren unterschiedlichster Hersteller erst ein Motor bekannt, der eine Verstellmöglichkeit der Ventilsteuerzeiten aufweist. Bei Ottomotoren wird eine Verstellung der Phasenlage der Einlassnockenwelle seit Jahrzehnten genutzt, um die Füllung sowohl bei hohen als auch bei niedrigen Drehzahlen zu verbessern. Wie in Kapitel 4.1 ausgeführt, ist bei Pkw Dieselmotoren das Potenzial zur Füllungserhöhung durch Optimierung der Ventilsteuerzeiten gering, insbesondere da das Füllungsverhalten beim modernen Pkw Dieselmotor vorrangig durch die Abgasturboaufladung bestimmt wird. Das, im Vergleich zum Pkw Ottomotor, eingeschränkte Drehzahlband des Pkw Dieselmotors führt zu geringeren Unterschieden von gasdynamischen Effekten zwischen Leerlauf- und Nenndrehzahl. Eine Variabilität im Ventiltrieb würde beim Dieselmotor nur zu einer geringen Erhöhung der Füllung führen und war deshalb bis dato kein Thema für den Einsatz bei einem Serienmotor.

Für zukünftige Dieselmotorkonzepte wird jedoch bereits seit Jahren diskutiert, ob durch Variabilität im Ventiltrieb andere Effekte genutzt werden können, die eine positive Auswirkung auf Verbrauch und Emissionen des Pkw Dieselmotors zeigen. Bekannte unkonventionelle Ventilsteuerverfahren im Motorenbau sind das Millerverfahren und das Atkinsonverfahren. Das Millerverfahren wurde beim Pkw Dieselmotor mehrfach als nicht zielführend ausgewiesen. Mit dem angewandten Millerverfahren ist eine starke Erhöhung der Rauchemission zu verzeichnen. In dieser Arbeit wurde nachgewiesen, dass bei Millerbetrieb zum Einspritzzeitpunkt eine verringerte Ladungsbewegung im Brennraum zu verzeichnen ist. Dies hat bekanntermaßen negative Auswirkungen auf das Rauchverhalten des dieselmotorischen Arbeitsprozesses.

Das Atkinsonverfahren wurde in dieser Arbeit ausführlicher behandelt. Die experimentellen Untersuchungen erfolgten an einem modernen EU5-Motor. Im Gegensatz zum Millerverfahren ist hier, mit den spät schließenden Einlassventilen, keine Reduktion des Ladungsbewegungsniveaus zu erwarten. Eine modellhafte

Berechnung der Drallentwicklung hat ergeben, dass das Drallniveau beim Atkinsonmotor in Zünd-OT höher ist als bei einem Motor mit konventionellen Ventilsteuerzeiten. Wie beim Millerverfahren ist auch hier ein Füllungsverlust zu verzeichnen, der durch höhere Aufladung kompensiert werden muss. Beim Versuchsmotor war dies mit einem speziell für den Teillastbetrieb ausgelegten Turbolader möglich. Lastpunktabhängig zeigten sich nach einer Steuerparameteroptimierung im emissionsrelevanten Kennfeldbereich zum einen Teil geringe Verbrauchsvorteile bei gleich gestellten NO<sub>x</sub>- und Rauchemissionen, zum anderen Teil nur Verbesserungen im Rauchverhalten bei gleich bleibendem Verbrauch. Bei Lastpunkten mit hohem Lastniveau zeigt das Atkinsonverfahren eindeutig eine negative Auswirkung. Die Kompensation des Füllungsverlustes durch erhöhte Aufladung ist hier stark verlustbehaftet, worauf die negativen Auswirkungen beim Betrieb mit Atkinsonverfahren im Hochlastbereich zurück zu führen sind. Eine Realisierung des Atkinsonverfahrens macht daher nur bei variablen Steuerzeiten Sinn, wobei die dann im Teillastbereich nutzbaren Verbesserungspotenziale für Verbrauch und Emission trotzdem bescheiden sind.

Eine viel versprechende Maßnahme zur Verbesserung des dieselmotorischen Arbeitsprozesses ist die Steuerung der Ladungsbewegung durch zeitlich unterschiedlich schließende Einlassventile. Beim Dieselmotor mit zwei Einlasskanälen (Vierventilzylinderkopf) wird ein Einlasskanal als Füllkanal und ein Einlasskanal als drallerzeugender Tangentialkanal ausgebildet. Eine Steuerung des Ladungsbewegungsniveaus wird durch variables Verschließen des Füllkanals erreicht. Im Rahmen dieser Arbeit wurden die Auswirkungen der Steuerung der Ladungsbewegung durch frühes Schließen des Füllkanalventils untersucht. Da kein vollvariables Ventiltriebssystem zur Verfügung stand mussten die Versuche mit Nockenwellen durchgeführt werden, die so gefertigt waren, dass der gewünschte frühe „Einlass Schluss“ des Füllkanalventils im Betrieb erzielt wird. Es wurden Nockenwellen für drei unterschiedliche früh schließende Füllkanalventile gefertigt und am Versuchsmotor untersucht. Dabei zeigte sich, dass mit diesem Verfahren im emissionsrelevanten Teillastbereich ein Verbrauchsvorteil bei gleich gehaltenen NO<sub>x</sub>-Emissionen zu erzielen ist. Die Verbesserung des Verbrauchs beträgt lastpunktabhängig bis zu 3%. Mit den durch die drei Fixnockenwellen vorgegebenen Ventilsteuerzeiten des Füllkanalventils musste die Drallklappe für den emissionsoptimalen Betrieb zwar weiterhin eingesetzt werden, der Öffnungswinkel konnte jedoch gegenüber der Serienkonfiguration erhöht werden.

Als Ursache für den Verbrauchsgewinn mit dem alternativen Verfahren zur Steuerung der Ladungsbewegung wurde einerseits die Verringerung der Ladungswchselverluste durch den geringeren Drosselungsbedarfs des Füllkanals erkannt. Zudem hat eine Verlustanalyse gezeigt, dass aus den, üblicherweise gegenläufigen, Änderungen der Verlustanteile Wärmeübergang und „reale Verbrennung“ netto einen geringfügige Reduktion des Gesamtverlustes resultiert. Bei den Varianten mit alternativer Ladungsbewegungssteuerung erhöht sich auch der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors in geringem Maß. Die Summe dieser positiven Auswirkungen führt zu einer Erhöhung des effektiven Wirkungsgrades um bis zu 0.8% was der zuvor erwähnten Verbrauchsreduktion von bis zu 3% entspricht. Die angeführte Verbrauchsverringerung wird bei, zur Serienkonfiguration, neutralen NO<sub>x</sub>- und Rauchemissionen erzielt.

Das optimale Verdichtungsverhältnis für den Pkw Dieselmotor ist seit vielen Jahren ein weit reichend diskutiertes Thema für die Grundauslegung von neuen Motoren. Im letzten Jahrzehnt hat sich das durchschnittlich dargestellte Verdichtungsverhältnis von 18.5 auf ~16.5 reduziert. Ein geringeres Verdichtungsverhältnis führt bekanntermaßen zu reduzierten NO<sub>x</sub>-Emissionen. Als negative Auswirkung ist das schlechte Kaltstartverhalten zu nennen. Zudem erhöhen sich bei einer Reduktion des Verdichtungsverhältnisses die CO- und HC-Emissionen, die mit verschärften NO<sub>x</sub>-Emissionsvorschriften vermehrt an Bedeutung gewinnen. Begründet ist dies, da mit niedrigen NO<sub>x</sub>-Emissionen zumeist niedrige Abgastemperaturen einhergehen. Durch die niedrigen Abgastemperaturen können CO- und HC-Komponenten im Abgaskatalysator nicht mehr reduziert werden.

Die experimentellen Untersuchungen zum Thema „reduziertes Verdichtungsverhältnis“ wurden an einem Vollmotor (Serienverdichtungsverhältnis: 16.5) mit Kolben, deren Muldenvolumen ein Verdichtungsverhältnis von 15 zur Folge haben, durchgeführt. Im Niedriglastbereich bis 5 bar Mitteldruck konnten geringfügig bessere Resultate durch Verdichtungsreduktion erzielt werden. Im Lastbereich über 5 bar Mitteldruck zeigte sich der Verbrauch gegenüber dem Serienmotor mit zunehmender Last erhöht. Der Anstieg betrug hier bis zu 2%. Wie im Vorfeld bereits vermutet, zeigen sich die CO- und HC-Emissionen mit geringerem Verdichtungsverhältnis deutlich erhöht.

Bereits im Jahr 2003 wurde vom Autor ein Verfahren zur Verbesserung des Kaltstart- und Warmlaufverhaltens untersucht, das auf eine Erhöhung der Ladungstemperatur durch spätes „Einlass Öffnet“ beruht. Im Versuch hat sich die Wirksamkeit dieses Verfahrens gezeigt. Ein Versuchsmotor konnte mit diesem Ventilsteuerverfahren bei -25°C ohne Vorglühen gestartet werden. Mit diesem Verfahren könnten die Kaltstartprobleme

von Motoren mit geringem Verdichtungsverhältnis beseitigt werden. In der Warmlaufphase könnten damit auch die CO- und HC-Emissionen, bei Erhöhung des Verbrauchs, reduziert werden.

Im Zuge der Untersuchungen zum reduzierten Verdichtungsverhältnis wurden die dabei erzielten Ergebnisse mit den Ergebnissen des Motors mit Serienverdichtungsverhältnis und mit spät schließenden Einlassventilen verglichen. Durch die spät schließenden Einlassventile reduziert sich das effektive Verdichtungsverhältnis auf einen Wert, der annähernd dem effektiven Verdichtungsverhältnis des Motors mit  $\epsilon=15$  entspricht. Dabei hat sich gezeigt, dass im Niedriglastbereich bei beiden Alternativverfahren eine geringfügige Verbesserung des Verbrauchs zu erkennen ist, diese jedoch mit spät schließenden Einlassventilen (Atkinson) geringer ausfällt als bei Reduktion des geometrischen Verdichtungsverhältnisses. Im Hochlastbereich ist mit beiden Varianten eine Erhöhung des Verbrauchs zu erkennen, die wieder bei der geometrischen Verdichtungsverringerung stärker ausgeprägt ist. Wesentlicher Unterschied ist hier, dass die CO- und HC-Emissionen beim Atkinsonverfahren nur wenig gegenüber den Serienwerten steigen, während bei der geometrischen Verdichtungsreduktion eine deutliche Erhöhung dieser Luftmangel Emissionskomponenten gemessen wurde.

Die Maßnahmen zur Verbesserung des Reibungsverhaltens von Pkw Dieselmotoren beschränkten sich auf Änderungen konstruktiver Merkmale des Kurbeltriebs. Während die Beurteilung des Reibminderungspotenziales durch Variation des Pleuelstangenverhältnisses rein simulatorisch erfolgte, wurden zur Beurteilung des Reibminderungspotenzials eines geschränkten Kurbeltriebs auch experimentelle Untersuchungen durchgeführt.

Eine Verringerung des Pleuelstangenverhältnisses führt zu einer geringeren Schrägstellung des Pleuels im Laufe einer Kurbelumdrehung. Dadurch sinkt die Kolbennormalkraft und damit die Reibung zwischen Kolbenhemd und Laufbuchse, die einen großen Anteil an der Reibung der Kolben/Pleuelgruppe hat.

Beide Möglichkeiten zur Reduktion des Pleuelstangenverhältnisses, die Verlängerung des Pleuels und die Reduktion des Hubes wurden in dieser Arbeit simulatorisch untersucht. Eine Verlängerung des Pleuels um 10% verringert die Reibung durch die Kolbennormalkraft um ~10% (Ausgangs-Pleuelstangenverhältnis: ~0.33).

Der Anteil der Reibung durch die Kolbennormalkraft auf die gesamte Reibung des Pkw Dieselmotors wird auf ~20-30% geschätzt, somit beträgt das Reibminderungspotenzial durch eine Verlängerung des Pleuels um 10% für die Gesamtreibung eines Pkw Dieselmotors ~2-3%.

Bei einer Änderung des Pleuelstangenverhältnisses durch Verringerung des Kolbenhubs muss zudem eine Änderung des Hub/Bohrungsverhältnisses berücksichtigt werden. Durch die Verringerung des Hubs stellt sich neben der geringeren Schrägstellung des Pleuels auch eine geringere Kolbengeschwindigkeit ein, was eine zusätzliche Auswirkung auf die Reibleistung hat. Im Gegensatz zur Pleuelverlängerung zeigt sich die Reibminderung durch Hubverringerung stärker lastabhängig. Im niedrigen Teillastbereich beträgt die Reduktion der Kolbennormalkraftreibung bei einer Reduktion des Hubes um ~10% (entspricht einer Änderung des Hub/Bohrungsverhältnisses um 14%) drehzahlabhängig zwischen 12 und 20%. Damit kann die Gesamtreibung des Dieselmotors um bis zu 5% verringert werden, was eine Verbrauchsreduktion im niedrigen Teillastbereich von bis zu 1% zur Folge haben wird.

Die simulatorische Untersuchung zur Reibungsreduktion durch eine Schränkung des Kurbeltriebs hat nur geringere Potenziale aufgezeigt. Durch die Schränkung des Kurbeltriebes ergibt sich nach Zünd-OT, zum Zeitpunkt der höchsten Zylinderdrücke eine nicht ausgelenkte Stellung des Pleuels. In der Verdichtungsphase ist die Schrägstellung des Pleuels jedoch ausgeprägter. Dadurch ergibt sich ein vom Zylinderdruck und somit vom Lastpunkt stark unterschiedliches Reduktionspotenzial. Im Niedriglastbereich liegt das optimale Schränkungsmaß für einen „durchschnittlichen“ 2.0lt Pkw Dieselmotor bei ~9mm. Der Gewinn an Kolbennormalkraft-Reibarbeit beträgt hier nur 1-3%, was zu einer ausgesprochen geringen Reduktion der Gesamtreibung des Motors führt. Im Hochlastbereich liegt das optimale Schränkungsmaß bei ~14mm. Hier kann eine Reduktion der Reibung zwischen Kolbenhemd und Laufbuchse von 8-14% erwartet werden, wodurch sich die Gesamtreibung um ~3-4% reduzieren wird. Da der Einfluss der Reibung auf den Verbrauch bei hohen Lasten gering ist, wirkt dieser Reibungsgewinn hier nur in bescheidenem Maß positiv auf den Verbrauch.

Im Rahmen von experimentellen Untersuchungen wurde die rechnerisch ermittelten Reibminderungspotenziale durch Schränkung des Kurbeltriebs tendenziell bestätigt, wobei sich die Verringerung der Gesamtreibung des Motors generell etwas ausgeprägter dargestellt hat als rechnerisch vorhergesagt.

## Schlussfolgerungen für den Pkw Dieselmotor der Zukunft

Beide hier behandelten Hauptthemen, die Verbesserung des Arbeitsprozesses durch Veränderung der Steuerzeiten bzw. durch Änderung des Verdichtungsverhältnisses und die Reduktion der Reibung durch geänderte Geometriedaten des Kurbeltriebes haben positive Resultate gebracht.

Hinsichtlich Verbesserung des Arbeitsprozesses ist insbesondere die alternative Steuerung der Ladungsbewegung erwähnenswert. Hier wurden im Teillastbereich emissionsneutrale Verbrauchsvorteile von bis zu 3% erkannt. Eine Nutzung dieses Potenzials könnte bereits durch Einbau einer Nockenwelle, die das Füllkanalventil dauerhaft früh verschließt, realisiert werden. Wie in dieser Arbeit aufgeführt, wird sich das Füllungsvermögen mit einer derartigen Konfiguration bei Hochlast reduzieren. Diese Umsetzung ist daher nur für Motoren mit geringer spezifischer Leistung sinnvoll. Viele Hersteller bieten jedoch ein und denselben Motor in unterschiedlichen Leistungsstufen an. Für die niedrigste Leistungsstufe eines Motortyps könnte sich diese Fixnockenwellenvariante als sinnvoll erweisen, weil mit dieser Lösung Verbrauchspotenziale ohne Mehrkosten erzielt werden könnten.

Bei Hochleistungsmotoren macht eine Nutzung dieses Verfahrens, nur in Verbindung mit einer Verstellmöglichkeit an der Einlassnockenwelle, Sinn. Eine bei Ottomotoren bereits weit verbreitete konstruktive Lösung sind Schaltenockensysteme. Hier kann zwischen zwei unterschiedlichen Ventilhubnocken umgeschaltet werden. Wenn dabei noch eine Phasenverstellmöglichkeit in den Ventiltrieb integriert wird, können viele der in dieser Arbeit positiv bewerteten Maßnahmen genutzt werden. Neben dem Atkinsonverfahren, das in einigen Bereichen des Kennfeldes positive Ergebnisse gezeigt hat, kann damit auch das Verdichtungsverhältnis reduziert werden. Durch Verstellen der Einlassnockenwelle nach spät wird das Kaltstartvermögen erhöht und das Kaltlaufverhalten verbessert. Ein geringeres Verdichtungsverhältnis kann zur Reduktion der Bauteilbelastung oder zur Steigerung der spezifischen Leistung genutzt werden.

Wenn in Zukunft ein, sich aufgrund geänderter gesetzlicher oder gesellschaftlicher Rahmenbedingungen, erhöhtes Nutzen/Kostenverhältnis die Darstellung von Variabilität im Ventiltrieb beim Pkw Dieselmotor sinnvoll macht, werden einige der in dieser Arbeit behandelten Maßnahmen am Serienmotor Umsetzung finden. Je nach Lastpunkt können dann unterschiedliche Möglichkeiten zur Verbrauchs- und Emissionsverbesserung genutzt werden, und das komplette Motorkennfeld wird sich mit den zusätzlichen Freiheitsgraden, die eine freie Verstellbarkeit der Steuerzeiten bietet, entsprechend optimiert darstellen.

Zur Verbesserung der Reibung werden neue Pkw Dieselmotoren zukünftig mit tendenziell geringeren Hub/Bohrungsverhältnissen entwickelt werden. Dies kommt dem Trend zum Downsizing von Dieselmotoren entgegen, da hier die Reibungsverbesserung ein entscheidendes Ziel darstellt und bei einer reinen Hubreduktion die Kolben- und Muldengeometrie nicht gänzlich neu entwickelt werden müssen. Wie in dieser Arbeit dargestellt, sollte aus Reibungsgründen auch die Pleuellänge so groß als möglich gewählt werden.

Die Schränkung des Kurbeltriebes hat sich nicht als besonders vorteilhaft hinsichtlich Reibungsminderung gezeigt. Bei einer Neukonstruktion eines Pkw Dieselmotors könnte jedoch eine Schränkung des Kurbeltriebes konstruktiv in Erwägung gezogen werden.

Durch Nutzung aller reibungsmindernden Maßnahmen am Kurbeltrieb kann je nach Ausgangsbasis eine Reduktion der Gesamtreibung von bis zu 5% erzielt werden.

Mit den zuvor angeführten Verbesserungspotenzialen hinsichtlich Arbeitsprozess und Reibung ist bei erhöhtem wirtschaftlichen Aufwand eine Verbrauchsreduktion von bis zu 5% zu erzielen.

In dieser Arbeit blieben Optimierungspotenziale durch Änderungen der Einspritzausrüstung unberücksichtigt. Seit 1995 hat es einen sprunghaften Fortschritt bei der Entwicklung von Einspritzsystemen für Pkw Dieselmotoren gegeben. Die Steigerung der spezifischen Leistung bei gleichzeitig starker Reduktion der Emissionen und Verringerung des Teillastverbrauchs wurde vorrangig durch verbesserte Einspritzsysteme erreicht. Auch für die kommenden Jahre sind Verbesserungen an den Einspritzkomponenten zu erwarten. Insbesondere die in dieser Arbeit angeführte HC/CO-Emissionsproblematik wird durch neue Injektortypen entschärft werden. Mit einer weiteren Verbesserung des Verbrauchsverhaltens durch neue Einspritzsysteme ist daher auch in Zukunft zu rechnen.

## 7. Literaturverzeichnis

### zu Kapitel 1:

- Lit 1.1: Bartsch C.: „Auf dem Weg zur homogenen Verbrennung“, MTZ 62, 5/2000
- Lit 1.2: IPCC : „Climate Change 2007, Synthesis Report“, Fourth Assessment Report, Intergovernmental Panel on Climate Change, 2007
- Lit 1.3: ACEA Publikation: „Cars, Trucks and the Environment“, 2008, [www.acea.be](http://www.acea.be)
- Lit 1.4: Hautzinger H., Mayer K.: „Analyse von Änderungen des Mobilitätsverhaltens – insbesondere der Pkw Fahrleistung – als Reaktion auf geänderte Kraftstoffpreise“, Schlussbericht zu Forschungsprojekt 96/0756/2002, dt. BM für Verkehr, Bau- und Wohnungswesen;
- Link: [http://www.ivt-verkehrsforschung.de/pdf/Kraftstoffpreise\\_und\\_Mobilitaet.pdf](http://www.ivt-verkehrsforschung.de/pdf/Kraftstoffpreise_und_Mobilitaet.pdf) (Stand 2010)
- Lit 1.5: Wachter W.: „Die Umweltrelevanz des Dieselmotors“, Vorlesungsskriptum, TU Graz, 2009

### zu Kapitel 2:

- Lit 2.1: Pischinger R., Klell M., Sams T.: „Die Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine“, 2. Auflage, Springer Verlag, Wien 2002
- Lit 2.2: Carnot, N. S.: „Betrachtungen über die bewegende Kraft des Feuers und die zur Entwicklung dieser Kraft geeigneten Maschinen“, Nr. 37 der Reihe: Ostwalds Klassiker der exakten Wissenschaften, Leipzig 1909
- Lit 2.3: Eichseder H., Schaffer K.: „Thermodynamische Potenziale und Grenzen dieselmotorischer Brennverfahren“, 8. Dresdner Motorenkolloquium, Dresden 2009
- Lit 2.4: Sams T.: „Schadstoffbildung bei der Verbrennung“, Vorlesungsskriptum TU Graz, 2007
- Lit 2.5: Zeldovich Y. B.: „The oxidation of nitrogen in combustion and explosions“, Acta Physicochimica USSR, Vol. 21, 1946
- Lit 2.6: Merker G.P., Stiesch G.: „Technische Verbrennung, motorische Verbrennung“, Teubner Verlag, Stuttgart 1999
- Lit 2.7: Wachter W.: „Die Umweltrelevanz des Dieselmotors“, Vorlesungsskriptum, TU Graz, 2009

### zu Kapitel 3:

- Lit 3.1: Pischinger R., Krassnig G., Sams T., Taucar G.: „Die Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine“, 1. Auflage, Springer Verlag, Wien 1989
- Lit 3.2: Wimmer A.: „Analyse und Simulation des Arbeitsprozesses von Verbrennungsmotoren“, VDI Fortschrittsberichte, VDI-Verlag Düsseldorf 2002 (Habilitationsschrift, TU Graz, 2002)
- Lit 3.3: Wehinger D., Regner G., Engelmayer M., Beran, R.: „Bedienungsanleitung Motorprozessrechensystem MOSES-2“, Institut f. Verbrennungskraftmaschinen & Thermodynamik, TU Graz, 1996
- Lit 3.4: Zapf H.: „Beitrag zur Untersuchung des Wärmeüberganges während des Ladungswechsels im 4-Takt Dieselmotor“, MTZ 30, 1969
- Lit 3.5: Pivec R., Sams T., Wimmer A.: „Der Wärmeübergang im Ein- und Auslasssystem“, MTZ 59, 1998
- Lit 3.6: Griesinger, E.: „Ventilhaubenmodule von Elring Klinger“, MTZ 6/2003 Jahrgang 64
- Lit 3.7: Koch F., Geiger U., Hermsen F.-G.: „PIFFO - Piston Friction Force Measurements During Engine Operation“, SAE Technical Paper 960306, 1996
- Lit 3.8: Cho S., Choi S., Bae C.: „Frictional modes of barrel shaped piston rings under flooded lubrication“, Tribology International 33 (2000) 545-551
- Lit 3.9: Berger, E.: „Aufbau und Inbetriebnahme eines stationären Motorprüfstands mit anschließender Kennfeld- und Indiziermessung an einem Seriidieselmotor“, Diplomarbeit TU Graz, 2009
- Lit 3.10: Hiemesch, D.: „Reibleistungsanalyse zweier moderner direkteinspritzender Pkw Dieselmotoren“, Diplomarbeit, TU Graz 2005
- Lit 3.11: Lanz, B.: „Vergleichende Bewertung des Brennverfahrens eines neu entwickelten Pkw Dieselmotors“, Diplomarbeit, TU Graz 2006
- Lit 3.12: Seminarband „Technische Keramik in der Praxis“ Düsseldorf, Mannheim und München, 9. bis 11. Mai 2000 – <http://www.keramverband.de/keramik/pdf/00/2000kap5.pdf> (link aus 08/2010)

**zu Kapitel 4:**

- Lit 4.1: Pischinger R., Klell M., Sams T.: „Die Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine“, 2. Auflage, Springer Verlag, Wien 2002
- Lit 4.2: Pischinger R., Krassnig G., Sams T., Taucar G.: „Die Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine“, 1. Auflage, Springer Verlag, Wien 1989
- Lit 4.3: Flierl R., et.al.: „Der neue BMW Vierzylinder-Ottomotor mit VALVETRONIC“, MTZ 62 - 06/2001
- Lit 4.4: Staub P., Grimm M., Pivec R., Schaffer K., Eichlseder H.: „Neue Potenziale für den Dieselmotor durch erweiterte Variabilitäten“, 9. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz 2003
- Lit 4.5: Grabner P.: „Variabilitäten im Ladungswechsel von Pkw Dieselmotoren“, Diplomarbeit, TU Graz 2002
- Lit 4.6: Schaffer K., Grabner P.: „Variabilitäten im Ventiltrieb von Pkw Dieselmotoren“, Projekt-Abschlußbericht Nr. FVT-22/03/KS MF-BV 03/3750/02, Graz 2003
- Lit 4.7: Schatzberger T.: „Potentiale innermotorischer Betriebsstrategien und alternativer Kraftstoffe am PKW Dieselmotor“, Dissertation, TU Graz 2008
- Lit 4.8: Hadler, J., et. al.: „Der neue 2,0-l-TDI-Motor von Volkswagen für niedrigste Abgasgrenzwerte“, MTZ 06/2008, Jahrgang 69
- Lit 4.9: Takaoka T.: „The Engine“, Auto Technology Special „Toyota Prius“ Seite 52-54, Fachorgan FISITA, ISSN 1616-8216
- Lit 4.10: Schommers J., Breitbach H., Waltner A., Weller R.: „Moderne Antriebe im automobilen Premiumsegment“, ATZ Tagung „Ladungswechsel im Verbrennungsmotor“, Stuttgart, 2010
- Lit 4.11: Schutting E., Neureiter A., Fuchs C., Schatzberger T., Eichlseder, H., Kammerdiener, T.: „Miller- und Atkinson-Zyklus am aufgeladenen Dieselmotor“, MTZ Jahrgang 68, 06/2007
- Lit 4.12: AVL List GmbH: AVL Boost Users's Guide; Version 4; Graz, 2004
- Lit 4.13: Engelmayer, M.: „Simulationsmodell für Brennverlauf und NO-Bildung im Dieselmotor mit Direkt-einspritzung“, Dissertation, TU Graz 2001
- Lit 4.14: Cummins, L.: „Internal Fire: The Internal Combustion Engine 1673-1900“, Carnot Press, 3. Auflage, 2000
- Lit 4.15: Robert Bosch GmbH: „Dieselmotor Management“, Vieweg Verlag, 4. Auflage, 2005
- Lit 4.16: Schatz, O. et al.: „Impulsaufladung und Laststeuerung von Hubkolbenmotoren durch ein Lufttakt-ventil“, MTZ Jahrgang 62, 12/2001; Seite 998-1009
- Lit 4.17: Knecht, W.: „Potential of Variable Valve Actuation in Diesel Engines for Light Duty Vehicles“, Iveco Motorenforschung Ltd., 20A2009, 2000
- Lit 4.18: Vafidis, C.: „The Application of an Electrohydraulic VVA System on a Passenger Car CR Diesel Engine“, Fiat Research Centre, 20A2011, 2000
- Lit 4.19: Hammoud, M.; Trask, N.; Haghgodie M.: „EVA Engine Optimisation for Cold Start, Transient Air-fuel Control, Cylinder Deactivation and Full Load Performance“, HdT Fachbuch Nr. 16, Seite 235-268, Expert Verlag, 2002
- Lit 4.20: Kopp, C.: „Variable Ventilsteuerung für Pkw Dieselmotoren mit Direkteinspritzung“, Dissertation, TU Magdeburg 2006
- Lit 4.21: Schubert, C.: „Ein universelles Modell zur Beschreibung des gaseitigen Wärmeübergangs von Verbrennungsmotoren“, Dissertation, TU Graz 2005
- Lit 4.22: Schmidt A., Stehr H.: „Der 1.9-l-110kW Motor mit Pumpe-Düse-Einspritzung - Wege zur Weiterentwicklung“, MTZ Sonderausgabe 25 Jahre VW Dieselmotoren, Mai 2001
- Lit 4.23: Basshuysen R., Spicher U.: „Ottomotoren mit Direkteinspritzung: Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial“, Vieweg Verlag, 2007
- Lit 4.24: Thien G.: „Entwicklungsarbeiten an Ventilkämen von Viertakt Dieselmotoren“, ÖIAZ, Jahrgang 8, Heft 9, 1965
- Lit 4.25: Tippelmann G.: „Räumlicher Drallmesser für Drall- und Tumblemessungen“, MTZ Jahrgang 58, 6/1997
- Lit 4.26: Tomoda T., Ogawa T., Ohki H., Kogo T., Nakatani K., Hashimoto E.: „Improvement of Diesel Engine Performance by Variable Valve Train System“, 30. Intern. Wiener Motorensymposium, 2009
- Lit 4.27: Bernard L., Ferrari A., Micelli D., Perotto A., Rinaldi R., Vattaneo F.: „Elektrohydraulische Ventilsteuerung mit dem "MultiAir"-Verfahren“, MTZ Jahrgang 70, 12/2009
- Lit 4.28: Luef R.: „Steuerung der Ladungsbewegung eines Pkw Dieselmotors“, Diplomarbeit, TU Graz 2010

- Lit 4.29: Diesel E.: „*Diesel. Der Mensch, sein Werk, das Schicksal*“, Heyne Verlag
- Lit 4.30: Diesel R.: „*Auslegung und Konstruktion einer rationellen Wärmekraftmaschine*“, VDI Verlag
- Lit 4.31: Eilts P, Wolf R.; „*Einflüsse von Bauart und Baugröße auf den Arbeitsprozess von Dieselmotoren*“, 8. Dresdner Motorenkolloquium, Dresden 2009
- Lit 4.32: van Basshuysen R.: „*Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*“, Vieweg & Teubner, 4. Auflage 2007
- Lit 4.33: Gerhardt J., et al: „*Ganzheitlicher systemischer Ansatz zur effizienten Emissionsreduktion beim Pkw Dieselmotor*“, 12. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz 2009
- Lit 4.34: Pivec R., Staub P., Schaffer K.-M.: „*Verfahren zum Betrieb einer Brennkraftmaschine*“, Offenlegungsschrift: DE 10354528A1, 2003
- Lit 4.35: Wolfger, H.: „*Der Zündverzug im Dieselmotor*“, VDI-Forschungsheft 392, 1938
- Lit 4.36: Watson N., Pilley A., Marzouk M.: „*A Combustion Correlation for Diesel Engine Simulation*“, SAE Paper 800029, 1980
- Lit 4.37: Pischinger St., Salber W.: „*Möglichkeiten zur Verbesserung des Kaltstart-, Warmlauf- und Instationärverhaltens mittels variabler Ventilsteuerzeiten*“, 20. Intern. Wiener Motorensymposium, 1999
- Lit 4.38: Schaffer, K. M.; Luef, R.; Eichseder, H.: „*Ventiltriebsvariabilitäten bei Pkw-Dieselmotoren*“, 3. MTZ-Fachtagung "Ladungswechsel im Verbrennungsmotor", Stuttgart, 2010

#### zu Kapitel 5:

- Lit 5.1: Stütz W., et al: „*Maßnahmen zur Verbrauchs- und Emissionsminderung für die neue Dieselmotoren-generation bei BMW*“, 11. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz 2007
- Lit 5.2: Samhaber C.: „*Simulation des thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotoren*“, Dissertation, TU Graz 2002
- Lit 5.3: Beichtbuchner A.: „*Vorausberechnung von Reibung und Kraftstoffverbrauch im Motorwarmlauf*“, Dissertation, TU Graz 2008
- Lit 5.4: Shayler P.J., Christian S.J.: „*A Model for the Investigation of Temperature, Heat Flux and Friction Characteristics During Warm-Up*“, SAE Technical Paper 931153, 1993
- Lit 5.5: Schaffer K.M., Eichseder H., Weißsteiner D.: „*Potenziale eines Pkw Dieselmotors mit geschränktem Kurbeltrieb*“, 11. Tagung „Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors“, Graz 2007
- Lit 5.6: Czichos H., Habig K.-H.: „*Tribologie-Handbuch: Reibung und Verschleiß*“, 2. Aufl., Vieweg Verlag, Wiesbaden 2003
- Lit 5.7: Weißsteiner D.: „*Potential eines Dieselmotors mit geänderter Kurbeltriebsmechanik*“, Diplomarbeit, TU Graz 2006
- Lit 5.8: Rudolph, F. et al.: „*Der neue 1.6lt-TDI Motor von Volkswagen*“, 30. intern. Wiener Motorensymposium, VDI Verlag, 2009
- Lit 5.9: Basshuysen R., Schäfer F. (Hrsg.): „*Lexikon Motorentechnik*“, Vieweg Verlag, 2. Auflage, 2006

#### Vom Autor direkt am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz betreute Diplomarbeiten:

- Jobst, J.: „*Aufbau eines Dauerlaufprüfstandes zur Laufbuchsenoptimierung*“, Diplomarbeit, TU Graz, 1999
- Machtlinger, R.: „*Bewertung verschiedener Messverfahren zur Luftmassenmessung an Verbrennungsmotoren*“, Diplomarbeit TU Graz, 2000
- Lehrkinder, R.: „*Thermisches Verhalten von Abgaskrümmern an Turbomotoren*“, Diplomarbeit, TU Graz, 2001
- Pirker G.: „*Wärmeübergangsuntersuchungen an Kolben und Zylinderbuchse auf Basis der Finite Elemente Methode*“, Diplomarbeit, TU Graz, 2001
- Schutting E.: „*Messtechnische Bestimmung der thermischen Randbedingungen im Brennraum eines PKW-DI-Dieselmotors*“, Diplomarbeit, TU Graz, 2001
- Braukmüller, T.: „*Die konstruktive Gestaltung und Optimierung eines Rennmotors für den Rallyeeinsatz*“, Diplomarbeit, TU Graz, 2001
- Groisböck, F.: „*Wärmestrommessungen an einem Otto-Forschungsmotor mit Direkteinspritzung*“, Diplomarbeit, TU Graz, 2002
- Schatzberger, T.: „*Reibleistungsanalyse eines modernen PKW-Dieselmotors*“, Diplomarbeit, TU Graz, 2002

- Gruber, G.: „Instationäre Wärmestrommessungen an einem Einzylinder Ottomotor“, Diplomarbeit, TU Graz, 2003
- Grabner, P.: „Variabilitäten im Ladungswechsel von Pkw Dieselmotoren“, Diplomarbeit, TU Graz, 2003
- Girstmair J.: „Vergleich der Brennverfahren zweier moderner DI-Diesel Motoren“, Diplomarbeit, TU Graz, 2004
- Beichtbuchner, A.: „Bewertung des Brennverfahrens eines modernen DI-Dieselmotors“, Diplomarbeit, TU Graz, 2004
- Weißsteiner, D.: „Potential eines Dieselmotors mit geänderter Kurbeltriebsmechanik“, Diplomarbeit, TU Graz 2006
- Lanz, B.: „Vergleichende Bewertung des Brennverfahrens eines neu entwickelten PKW-Dieselmotors“, Diplomarbeit, TU Graz, 2006
- Leitner, D.: „Umrüstung eines Erdgasottomotors auf Wasserstoffbetrieb“, Diplomarbeit, TU Graz, 2008
- Berger, E.: „Aufbau und Inbetriebnahme eines stationären Motorprüfstands mit anschließender Kennfeld- und Indiziermessung an einem Seriedieselmotor“, Diplomarbeit, TU Graz, 2009
- Hepp, C.: „Modification and calibration of a turbocharged SI engine for bifuel hydrogen-gasoline operation“, Diplomarbeit, TU Graz, 2009
- Luef, R.: „Steuerung der Ladungsbewegung eines Pkw Dieselmotors“, Diplomarbeit, TU Graz, 2010

**Weitere Veröffentlichungen des Autors abseits vom hier behandelten Thema:**

- Eichlseder, H.; Klell, M.; Schaffer, K. M.; Leitner, D.; Sartory, M.: „Potenzial eines Fahrzeugs für variablen Erdgas/Wasserstoff-Mischbetrieb“ - in: ATZ/MTZ-Konferenz Energie "CO<sub>2</sub> - Die Herausforderung für unsere Zukunft", München am 26.01.2010
- Schaffer, K. M.; Eichlseder, H.; Leitner, D.; Klell, M.; Sartory, M.: „Synergiepotenzial eines Fahrzeugs mit variablem Erdgas/Wasserstoff-Mischbetrieb“, Tagung: Gasfahrzeuge - Die Schlüsseltechnologie auf dem Weg zum emissionsfreien Antrieb?, Berlin 17.09.2008
- Thien, U.; Rudolf, M.; Koppitsch, K.; Schaffer, K. M.; Eichlseder, H.; Quissek, F.: „"mila" and Innovative Automobiles powered by Natural Gas“, Tagung: Natural Gas Vehicles - New technologies and alternative fuels for next-generation powertrain concepts, Berlin 11.09.2006
- Thien, U.; Schaffer, K. M.; Eichlseder, H.: „1,6 l Kompressormotor für CNG Motorisierung eines Sportfahrzeuges“, 27. Wiener Motorensymposium 2006, Wien 27.04.2006
- Eichlseder, H.; Klell, M.; Schaffer, K. M.; Leitner, D.; Sartory, M.: „CO<sub>2</sub>-freie Mobilität mit einem multivalenten Fahrzeug für variablen Erdgas/Wasserstoff-Mischbetrieb“, 11. Symposium Energieinnovation, 2010, TU Graz
- Eichlseder, H.; Schaffer, K. M.; Leitner, D.; Klell, M.; Sartory, M.: „Potential of Synergies in a Vehicle for Variable Mixtures of CNG and Hydrogen“, SAE Paper No. 2009-01-1420 (2009), SAE World Congress Detroit; 2009
- Laiminger St., Beran R., Schaffer K., Plohberger D. : „Computational and Experimental Methods to optimize a Heavy-Duty Gas Engine“, Dessau Gas Engine Conference, 1999